

Universidad Autónoma de Baja California

Instituto de Ingeniería

Maestría y Doctorado en Ciencias e Ingeniería



**Desarrollo de un sistema de enfriamiento termosolar
avanzado, usando como generador un concentrador
solar**

Tesis que para obtener el grado de:
Doctor en Ingeniería

Presenta:
Daniel Saucedo Carvajal

Director de tesis:
Dr. Nicolás Velázquez Limón

Mexicali B. C., abril del 2011

Tabla de Contenido

RESUMEN	IV
INTRODUCCIÓN	1
1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	1
1.2. JUSTIFICACIÓN	2
1.3. OBJETIVOS	3
1.3.1. <i>Objetivo General</i>	3
1.3.2. <i>Objetivos específicos</i>	3
1.4. ANTECEDENTES	4
1.5. RESPONSABILIDAD DE CADA AUTOR EN LAS PUBLICACIONES PRESENTADAS.....	9
1.5.1. <i>“Numerical simulation and design of a parabolic trough solar collector used as a direct generator in a solar-GAX cooling cycle”</i>	9
1.5.2. <i>“Comparative analysis between a parabolic trough collector and a compact linear Fresnel reflector to be used as direct generator of an advanced absorption cooling system”</i>	9
1.5.3. <i>“Numerical simulation of a Linear Fresnel Reflector Concentrator used as direct generator in a Solar-GAX cycle”</i>	10
1.5.4. <i>“ Design and Construction of an Air Cooled Ammonia Absorber”</i>	10
1.5.5. <i>“Sistema de enfriamiento por absorción avanzado activado con energías renovables”</i>	10
1.5.6. <i>“Colector cilíndrico parabólico que capta, concentra y convierte la radiación solar en energía térmica”</i>	11
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	12
1.6. NUMERICAL SIMULATION AND DESIGN OF A PARABOLIC TROUGH SOLAR COLLECTOR USED AS A DIRECT GENERATOR IN A SOLAR-GAX COOLING CYCLE	12
1.7. COMPARATIVE ANALYSIS BETWEEN A PARABOLIC TROUGH COLLECTOR AND A COMPACT LINEAR FRESNEL REFLECTOR TO BE USED AS DIRECT GENERATOR OF AN ADVANCED ABSORPTION COOLING SYSTEM.	13

1.8. NUMERICAL SIMULATION OF A LINEAR FRESNEL REFLECTOR CONCENTRATOR USED AS DIRECT GENERATOR IN A SOLAR-GAX CYCLE.	14
1.9. DESIGN AND CONSTRUCTION OF AN AIR COOLED AMMONIA ABSORBER.....	15
1.10. SISTEMA DE ENFRIAMIENTO POR ABSORCIÓN AVANZADO ACTIVADO CON ENERGÍAS RENOVABLES ..	16
1.11. COLECTOR CILÍNDRICO PARABÓLICO QUE CAPTA, CONCENTRA Y CONVIERTE LA RADIACIÓN SOLAR EN ENERGÍA TÉRMICA.....	17
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	19
ANEXO A	22
ANEXO B	34
ANEXO C	53
ANEXO D.....	66
ANEXO E.....	74
ANEXO F.....	105

Resumen

El aumento en la demanda de aire acondicionado y refrigeración ocasionado en parte por el calentamiento global del planeta, hace necesaria la búsqueda de tecnologías de enfriamiento sustentables que puedan competir o incluso desplazar a los sistemas convencionales de compresión mecánica de vapor debido al efecto negativo que estas representan para el medio ambiente.

En este trabajo se presenta el desarrollo de un sistema de refrigeración que incorpora las mejores características técnico-económicas de los sistemas térmicos de refrigeración por absorción y que las desventajas o efectos secundarios que se tienen en las tecnologías convencionales. El objetivo general del proyecto es investigar y desarrollar teórica y experimentalmente un sistema de refrigeración por absorción (Ciclo Solar-GAX) operado por energía solar utilizando como generador un concentrador solar.

El sistema propuesto utiliza la mezcla amoníaco agua como fluido de trabajo, opera a dos niveles de presión, y el generador es un concentrador solar directamente acoplado al ciclo de enfriamiento. Para seleccionar el tipo de concentrador solar, se realizó un estudio de simulación y un análisis comparativo entre un concentrador solar tipo Fresnel y un concentrador cilindro parabólico. De acuerdo a los resultados obtenidos, ambos concentradores satisfacen la cantidad y calidad de energía que demanda un sistema de enfriamiento por absorción de 10.5 kW de capacidad, sin embargo, el concentrador solar de cilindro parabólico presenta ventajas que lo convierten en la mejor alternativa para ser utilizado como generador directo del ciclo de enfriamiento. Dentro del estudio de simulación, se estudió la influencia que tienen sobre el sistema de enfriamiento las variables climatológicas como temperatura ambiente y radiación solar directa así como el flujo másico que entra al concentrador solar. Los resultados muestran que para el punto de diseño del sistema, se obtuvo una eficiencia del concentrador solar de 0.63 y una eficiencia del ciclo de enfriamiento de 0.87 con una integración energética interna de 17.18 kW.

Introducción

1.1. Planteamiento del problema

La conservación de productos perecederos y el aire acondicionado para confort humano son necesidades primordiales para el desarrollo de la sociedad. Actualmente, estas demandas son cubiertas mediante el uso de sistemas de enfriamiento basados en la tecnología de compresión mecánica de vapor en la gran mayoría de los casos, sin embargo, a pesar de dominar gran parte del mercado, esta tecnología presenta deficiencias importantes que hacen necesaria la búsqueda de nuevos métodos de enfriamiento. En 1987, de acuerdo al protocolo de Montreal [1], se dispuso eliminar en forma gradual el uso de hidroclorofluorocarbonos (HCFCs) y clorofluorocarbonos (CFCs) utilizados como refrigerantes en esta tecnología. De acuerdo a Molina y Rowland [2], estas sustancias son causantes directas del daño a la capa de ozono y contribuyen al calentamiento global del planeta. Por otro lado, estos sistemas requieren una gran cantidad de energía eléctrica para su funcionamiento afectando en forma importante la calidad de vida de la sociedad, principalmente en lugares como Mexicali donde el consumo de energía eléctrica por familia, se incrementa hasta 300% en verano comparado con el periodo de invierno [3]. Debido a esta situación, en los últimos años se ha intensificado el interés por la investigación y desarrollo de sistemas de enfriamiento sustentables con posibilidades de competir o incluso desplazar a los sistemas de compresión mecánica de vapor. Entre varias opciones de tecnologías de enfriamiento sustentables, los sistemas de enfriamiento por absorción activados por energía solar térmica son considerados serios candidatos para reemplazar a los sistemas convencionales gracias a que ofrecen al menos tres ventajas importantes sobre ellos. Primero, utilizan refrigerantes naturales que no dañan la capa de ozono y no contribuyen al problema de calentamiento global del planeta. Segundo, pueden utilizar

diferentes fuentes de energía, incluyendo gas natural, calor de desecho de procesos industriales o energía solar. Si se instala un sistema de absorción activado por energía solar se puede ayudar a reducir la demanda de energía eléctrica en horas pico en ciudades como Mexicali donde ya existen problemas para abastecer la energía eléctrica que demanda los sectores industrial, comercial y residencial. Tercero, gracias a la ausencia de partes rotatorias en el sistema, estos equipos producen menos vibración y ruido que los sistemas de compresión mecánica de vapor [4].

1.2. Justificación

Convencionalmente, los sistemas de absorción activados por energía solar utilizan colectores de placa plana o de tubos evacuados para calentar un fluido que a su vez calienta el generador de estos equipos, la desventaja principal de esta configuración radica en la baja eficiencia global del sistema debido al tipo de colector que no permite trabajar a altas temperaturas ya que su eficiencia decae drásticamente conforme aumenta su temperatura de operación, esta limitante obliga a utilizar ciclos básicos o de doble efecto sin explotar la potencialidad de los ciclos avanzados.

Gracias a las ventajas que representa el utilizar concentradores solares para generar vapor directamente en sus receptores y donde la temperatura de operación no influye en forma importante en su eficiencia, y buscando aprovechar los beneficios y la potencialidad de los ciclos de enfriamiento por absorción avanzados, específicamente los ciclos GAX. En este trabajo se propone desarrollar un sistema de enfriamiento por absorción avanzado utilizando un concentrador solar como generador directo.

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo General

- Investigar y desarrollar teórica y experimentalmente un sistema de refrigeración por absorción avanzado que sea operado por energía solar utilizando un colector concentrador como generador.

1.3.2. Objetivos específicos

- Analizar la factibilidad técnica del uso de una fuente de energía de alta calidad obtenida con un colector de concentración de disco parabólico utilizándolo directamente como generador del sistema de absorción $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$.
- Desarrollar y construir un banco de pruebas para colectores solares térmicos.
- Realizar un análisis óptico y térmico de un colector concentrador de cilindro parabólico.
- Realizar un análisis óptico y térmico de un colector reflector lineal Fresnel.
- Realizar el estudio teórico, modelado matemático, simulación y análisis termodinámico (primera y segunda ley de la termodinámica) del sistema propuesto.
 - Diseñar y especificar los diferentes componentes que forman el sistema.
 - Construir e instalar el prototipo o unidad piloto
 - Calibrar los instrumentos de medición que va a requerir el sistema e instrumentarlo.
 - Realizar las corridas experimentales de sensibilización del sistema.

- Efectuar el estudio experimental y validación del análisis teórico, aunado a las correcciones del modelo y obtención de correlaciones experimentales.
- Generar nuevos conocimientos de los procesos propuestos con un fin práctico, que planteen alternativas tecnológicas innovadoras a los problemas de climatización y refrigeración.

1.4. Antecedentes

Las bases del principio de enfriamiento por absorción se conocen desde principios del siglo XIX, sin embargo, la primera máquina intermitente de absorción fue patentada por Ferdinand Carré en 1859[5] y para 1876 se desarrollaron alrededor de 600 máquinas para producir hielo a menor escala en Estados Unidos. Entre las décadas de los 1950's y los 1960's, los sistemas de absorción utilizando vapor como fuente de calor eran muy utilizados en sistemas de enfriamiento central y competían con los equipos de compresión mecánica de vapor activados por energía eléctrica, sin embargo, después de la crisis del petróleo de 1973, el precio del petróleo y gas natural utilizado para producir vapor sufrió un drástico incremento y los sistemas de enfriamiento por absorción perdieron competitividad contra los sistemas de compresión mecánica de vapor por lo que a finales de la década de los 1970's muchas sistemas de absorción fueron remplazados por equipos de compresión mecánica de vapor [6].

Desde finales de la década de 1980's y hasta la fecha, la investigación y el desarrollo sistemas de enfriamiento por absorción ha registrado un fuerte interés y los principales esfuerzos se han centrado en el desarrollo de nuevos ciclos de trabajo, equipos más eficientes y sobre todo en la reducción de costos relacionados con el consumo de energía de estos sistemas [7].

En el caso de la energía solar, a pesar de que su aplicación para activar sistemas de enfriamiento data desde 1872 cuando Albert Pifre desarrollo un sistema para producir hielo utilizando un calentador solar para regenerar la solución absorbente [8], es hasta los últimos años donde ha resurgido y se han estudiado varias propuestas tanto teóricas como experimentales buscando su aprovechamiento en esta área en diferentes partes del mundo.

En 2001, Li y Sumathy [9], reportaron estudios experimentales de un sistema de enfriamiento por absorción de LiBr-H₂O de simple efecto utilizando un arreglo de colectores solares de placa plana y un tanque de almacenamiento de 2.73 m³ particionado en dos partes. Los colectores tienen una superficie de colección de 38 m² y activan un sistema de enfriamiento de 4.7 kW de capacidad, el COP del sistema es de 0.07 el cual es 15% más alto comparado a un sistema tradicional de tanque sin partición. Florides et al. en 2007 [10], modelaron un sistema de enfriamiento por absorción activado con energía solar para una casa típica en Chipre utilizando la herramienta de simulación TRNSYS y considerando datos meteorológicos de Nicosia, Chipre. La propuesta final consistió en un colector parabólico compuesto de 15 m² inclinado a 30° sobre la horizontal y un tanque de 600 litros de agua caliente. En 2005, Balghouthi et al [11], llevaron a cabo un estudio de simulación por medio de TRNSYS buscando seleccionar y dimensionar diferentes componentes de sistemas de enfriamiento solar activados con energía solar. El estudio de simulación arrojó que los sistemas de enfriamiento activados con energía solar son recomendables para las condiciones de Túnez. Assilzadeh et al. [12] en 2005, presentaron un sistema de enfriamiento activado con energía solar diseñado para las condiciones climatológicas de Malasia y climas tropicales similares en base a un arreglo de colectores de tubos evacuados y un sistema de absorción de LiBr-H₂O, el estudio de simulación se llevó a cabo utilizando TRNSYS y los datos meteorológicos de Malasia. Los resultados mostraron que para garantizar el funcionamiento continuo e incrementar la confiabilidad del sistema, es esencial el uso de un tanque de almacenamiento de agua caliente de 0.8 m³. La propuesta final para un sistema de

enfriamiento de 3.5 kW, consistió de un arreglo de 35 m² de colectores de tubos evacuados inclinados a 20° sobre la horizontal. Luna en 2009 [13], estudió un conjunto de 4 viviendas energéticamente sustentables en la ciudad de Mexicali, México, donde los requerimiento de aire acondicionado se satisfacen a partir de un sistema de enfriamiento por absorción LiBr-H₂O de 35.2 kW de capacidad activado con energía solar y gas natural. El calentamiento de la casa se lleva a cabo por medio de piso radiante, y un arreglo de colectores de tubos evacuado de 104 m² junto con un tanque de almacenamiento de 6 m³ satisfacen las necesidades de agua caliente para uso doméstico y activan el sistema de enfriamiento por absorción. El estudio se llevó a cabo utilizando TRNSYS y los resultados muestran que el sistema es técnicamente factible y mediante su utilización se obtienen ahorros anuales por costo de operación de un 73%, con base al consumo anual de un sistema de calentamiento y enfriamiento operado con energía eléctrica y se dejan de emitir 10.2 toneladas de CO₂. Syed et al.[14], reportaron resultados experimentales de un sistema de enfriamiento activado con energía solar, el agua caliente utilizada para activar un sistema de absorción de simple efecto de LiBr-H₂O se obtiene a través de un campo de colectores de placa plana de 49.9 m², la temperatura mínima requerida del agua caliente a la entrada del generador para producir frío fue de 65 °C, y las eficiencias máxima instantánea, promedio diaria y promedio del periodo a máxima capacidad fueron 0.60, 0.42 y 0.34 respectivamente.

En todos los casos anteriores se proponen ciclos de enfriamiento por absorción de simple efecto de LiBr-H₂O activados mediante colectores de placa plana o tubos evacuados, de hecho, en la actualidad dentro de los sistemas de absorción activados con energía solar, esta es la configuración más utilizada[15], sin embargo existen opciones más eficientes y con mayor rango de aplicaciones como los ciclos GAX que presenta el COP más alto que cualquier ciclo de simple efecto prácticamente con los mismos componentes[7]. Desde que Alternkirch [16], propuso las bases para la recuperación de calor de una sección y su

aplicación en otra parte del ciclo, estos sistemas han evolucionado y actualmente se estudian buscando sistemas más eficientes y fuentes alternas de energía para su activación.

Velázquez y Best [17], reportaron un análisis termodinámico de un sistema de enfriamiento por absorción avanzado tipo GAX de 10 kW de capacidad enfriado por aire y activado en forma híbrida con energía solar y gas natural, el COP de enfriamiento es de 0.86, el de calentamiento de 1.86 y la integración energética interna de 16.9 kW. Priedeman et al.[18], Desarrollaron un sistema GAX de 5 Tr operado con gas para uso residencial y comercial de baja capacidad, realizaron estudios de simulación y pruebas experimentales y reportaron que los resultados experimentales son muy aproximados a los de simulación, el COP es de 0.68 a carga máxima y concluyeron que una mejora en la eficiencia del quemador del generador, la caída de presión entre el evaporador y la entrada de la bomba, y menos calor recuperado en el GAX contribuyen a un mejor desempeño del sistema. Gómez et al.[19] Evaluaron teórica y experimentalmente un ciclo GAX de 10.56 kW activado indirectamente con aceite térmico, el COP del sistema fue de 0.58 para una temperatura de generación de 193 °C y una integración energética interna de aproximadamente 55% del total del calor suministrado al generador, también simularon el desempeño del sistema de absorción acoplado a una micro turbina de gas de un sistema de cogeneración, los resultados muestran que la eficiencia global del sistema de cogeneración fue de 29% y 49% para cargas de enfriamiento de 5 y 20 kW respectivamente. Saravanan et al. [20], investigaron el desempeño de un sistema de enfriamiento tipo GAX de 140.8 kW activado con biomasa, el máximo COP fue de 0.58 con una temperatura del generador de 120 °C y una temperatura de sumidero de 30 °C. Comparado con un sistema de simple efecto, el COP del ciclo GAX es 30% más alto y se obtienen ahorros de hasta 70% de energía eléctrica comparado con un sistema de compresión mecánica de vapor de la misma capacidad. Park et al[21], desarrollaron un sistema de absorción tipo GAX que puede suministrar agua fría y caliente. Investigaron el efecto de la temperatura de salida del agua caliente y la relación de solución

sobre el COP de enfriamiento y COP de calentamiento. Se evaluaron tres modos de operación y se obtuvo un COP de 60, 42 y 87% para cada uno de ellos. El modo 1 presentó mejor desempeño para la aplicación de agua caliente. Recomiendan que los valores óptimos de UA del absorbedor enfriado por solución y el absorbedor enfriado con agua deben ser menores en el modo 3 que en el modo 1.

Por otro lado, los sistemas de concentración solar han evolucionado a través de los años y colectores como cilindro parabólico y Fresnel que inicialmente fueron diseñados para calentar un fluido, actualmente se utilizan para generar vapor directamente en sus receptores [22], esta tecnología es conocida como generación directa de vapor (DSG) y el vapor producido es utilizado principalmente para generación de energía eléctrica [23, 24]. La tecnología DSG presenta varias ventajas comparadas con la tecnología basada en el calentamiento de aceite térmico, elimina el intercambiador de calor aceite-vapor, equipamiento especial para trabajar con aceite a alta temperatura, instalación de tuberías para el proceso además del costoso aceite térmico [25]. Kalogirou et al. [26] propusieron un sistema de generación de vapor tipo flash calentando agua a alta presión en un colector solar de cilindro parabólico (CCP) y posteriormente reduciendo la presión en un tanque de separación para generar el vapor. Con este arreglo solamente se presenta una fase en el receptor del CCP evitando los problemas de estrés térmico que podría romper la cubierta de vidrio por efecto de la flexión del receptor metálico. Flores y Almanza [27], propusieron un sistema de generación directa de vapor usando un receptor bimetálico de Cu-Fe buscando resolver la deformación causada por el calentamiento no uniforme cuando se presenta flujo estratificado en dos fases en el receptor. Muller [28] y Dudley [29] presentaron resultados experimentales de colectores cilindro parabólico para calentar un fluido caloportador y generar vapor directamente en su receptor respectivamente.

1.5. Responsabilidad de cada autor en las publicaciones presentadas

1.5.1. “Numerical simulation and design of a parabolic trough solar collector used as a direct generator in a solar-GAX cooling cycle”

Revista: Journal of Mechanical Science and Technology. (in press). ISSN: 1738-494X. IF. 0.374.

Autor	Responsabilidad
Daniel Saucedo	Planteamiento del modelo matemático, estudio de simulación e interpretación de resultados.
Nicolás Velázquez	Director de tesis, asesor en el planteamiento del modelo matemático, estudio de simulación y discusión de resultados
Octavio Garcia Valladares	Asesor en la metodología de simulación.
Ricardo Beltran	Asesor en el análisis de la información.

1.5.2. “Comparative analysis between a parabolic trough collector and a compact linear Fresnel reflector to be used as direct generator of an advanced absorption cooling system”

Revista: Advances and Applications in Mechanical Engineering and Technology, Vol. 1 (2) 2010. ISSN: 0976-142X

Autor	Responsabilidad
Daniel Saucedo	Planteamiento del modelo matemático de ambos concentradores solares, estudio de simulación y análisis de resultados.
Nicolás Velázquez	Director de tesis, asesor en el planteamiento delo modelo matemático y la discusión de resultados.
Anibal Luna	Asesor en la discusión de resultados
Ricardo Beltran	Asesor en el análisis de la información.

1.5.3. “Numerical simulation of a Linear Fresnel Reflector Concentrator used as direct generator in a Solar-GAX cycle”

Revista: Energy Conversion and Management. Vol. 51 (2010) 434–445.

doi:10.1016/j.enconman.2009.10.005. ISSN: 0196-8904. IF 1.944.

Autor	Responsabilidad
Nicolás Velázquez	Director de tesis, planteamiento del modelo matemático, estrategia de simulación e interpretación de resultados.
Octavio Garcia Valladares	Asesor en la metodología de simulación, corridas de simulación y discusión de resultados.
Daniel Saucedo	Asistente en el planteamiento del modelo matemático, en el análisis de la información
Ricardo Beltran	Asistente en el análisis de la información.

1.5.4. “ Design and Construction of an Air Cooled Ammonia Absorber”

Revista: Journal of Solar Energy Engineering, (2009) Vol. 131 Issue 2, doi:10.1115/1.3097273.

ISSN: 0199-6231. IF. 0.662

Autor	Responsabilidad
Nicolás Velázquez	Director de tesis, desarrollo de la metodología de diseño, estudio de simulación previo y discusión de resultados.
Daniel Saucedo	Asistente en el procesamiento de la información
Margarito Quintero-Núñez	Asesor en la discusión de resultados.
Roberto Best	Asesor en la metodología de diseño.

1.5.5. “Sistema de enfriamiento por absorción avanzado activado con energías renovables”

Solicitud de patente, Expediente MX/a/2010/012065.

Autor	Responsabilidad
Daniel Saucedo	Evaluación del concentrador solar utilizado como generador del ciclo de enfriamiento, estudio termodinámico del ciclo de enfriamiento, interpretación de resultados y propuesta de patente.
Nicolás Velázquez	Asesor en todas las etapas del desarrollo del sistema de enfriamiento, evaluación de la propuesta, estudio de simulación e interpretación de resultados.

1.5.6. “Colector cilíndrico parabólico que capta, concentra y convierte la radiación solar en energía térmica”

Solicitud de patente, Expediente MX/a/2010/012070.

Autor	Responsabilidad
Nicolás Velázquez	Director de tesis, propuesta del concentrador solar, estudio de simulación e interpretación de resultados
Daniel Saucedo	Asistente en la elaboración de la propuesta y discusión de resultados.

Planteamiento del problema

Los métodos, resultados y conclusiones de este estudio son presentados en los artículos contenidos en los anexos de esta disertación. El siguiente es un resumen de las contribuciones más importantes de esta investigación.

2.1. Numerical simulation and design of a parabolic trough solar collector used as a direct generator in a solar-GAX cooling cycle

Revista: Journal of Mechanical Science and Technology. (in press). ISSN: 1738-494X. IF. 0.374.

En este artículo se presenta un estudio de simulación y el diseño de un concentrador solar de cilindro parabólico utilizado como generador directo del ciclo de enfriamiento solar-GAX, Se plantea el modelo matemático y se lleva a cabo una validación con datos experimentales reportados por los Laboratorios Sandia y mediante su resolución, se dimensiona el concentrador solar y se determinan las mejores condiciones de operación buscando reducir las pérdidas térmicas a lo largo del concentrador solar así como la mayor eficiencia del ciclo de enfriamiento.

Aportaciones: al llevar a cabo el estudio de simulación del concentrador solar de cilindro parabólico se encontró que:

- Un concentrador solar de cilindro parabólico satisface la cantidad y calidad de energía que demanda un sistema de enfriamiento por absorción de 10.56 kW de capacidad.

- Con un generador de este tipo, es posible obtener eficiencias globales más altas ya que permite trabajar a temperaturas que benefician al ciclo de enfriamiento sin afectar el desempeño del concentrador solar.
- De acuerdo a los resultados de validación, el modelo matemático planteado predice de manera adecuada el comportamiento óptico térmico del concentrador solar.
- Bajo las condiciones de diseño, se obtuvo una eficiencia del concentrador solar de 0.62, COP del ciclo de enfriamiento de 0.87 y eficiencia global del sistema de 0.54, la cual es 25% más alta que la que se obtiene con un ciclo de simple efecto de bromuro de litio-agua acoplado indirectamente a un concentrador solar de cilindro parabólico.
- Los parámetros geométricos como diámetro del receptor, y cubierta de vidrio juegan un papel importante en el desempeño del concentrador solar ya que influyen directamente en las eficiencias óptica y térmica respectivamente.
- Las dimensiones obtenidas a partir del estudio de simulación (3.0 m de ancho * 7.18 m de largo), además de satisfacer la demanda de energía de un sistema de enfriamiento de 10.56 kW de capacidad, permiten que el concentrador solar pueda ser instalado en el techo de un edificio.

2.2. Comparative analysis between a parabolic trough collector and a compact linear Fresnel reflector to be used as direct generator of an advanced absorption cooling system.

En este trabajo se presenta un estudio comparativo entre un concentrador solar tipo Fresnel y uno de cilindro parabólico utilizados como generadores directos de un sistema de enfriamiento por absorción avanzado de 10.56 kW de capacidad. Se plantea el modelo

matemático de cada uno de ellos, se lleva a cabo un estudio de simulación y finalmente se realiza un estudio comparativo entre ambos.

Aportaciones: mediante el estudio realizado se encontró que:

- Ambos concentradores solares pueden ser utilizados como generadores directos de un sistema de enfriamiento por absorción avanzado de 10.56 kW de capacidad.
- El Concentrador solar de cilindro parabólico presenta ventajas importantes que lo convierten en la mejor opción para ser utilizado como generador del sistema de enfriamiento.
- La eficiencia global del concentrador solar de cilindro parabólico es 10.56% más alta que la del Fresnel, es decir, si se utiliza este equipo como generador del sistema de enfriamiento, se requeriría un equipo más compacto para satisfacer el requerimiento de energía comparado con un concentrador solar Fresnel.

2.3. Numerical simulation of a Linear Fresnel Reflector Concentrator used as direct generator in a Solar-GAX cycle.

En este artículo se presenta un estudio de simulación y el dimensionamiento de un concentrador solar tipo Fresnel lineal de espejos planos utilizado como generador directo de un sistema de enfriamiento por absorción avanzado de 10.56 kW de capacidad. Se realiza una simulación numérica unidimensional que resuelve en forma segregada 4 subrutinas: a) flujo del fluido dentro del tubo receptor, b) transferencia de calor en la pared del tubo del receptor, c) transferencia de calor en la pared de la cubierta de vidrio del receptor y, d) análisis solar térmico del concentrador solar. El modelo propuesto fue validado contra datos experimentales reportados en la literatura y posteriormente se llevó a cabo un estudio paramétrico de las diferentes variables que influyen en el comportamiento del concentrador, buscando la mejor eficiencia con el mínimo de pérdidas ópticas y térmicas.

Aportaciones: del desarrollo de este trabajo surgen las siguientes conclusiones:

- Se demostró la factibilidad técnica de un generador concentrador solar tipo Fresnel lineal de espejos planos para ser utilizado como generador directo de un sistema de enfriamiento por absorción avanzado de 10.56 kW de capacidad.
- Bajo las condiciones de diseño se obtuvo una eficiencia global del sistema de 0.54, COP del ciclo de enfriamiento de 0.85 y una eficiencia del concentrador solar de 0.63.
- Las dimensiones obtenidas para el concentrador solar fueron: 3 m de ancho por 8.76 m de largo.
- Las variables geométricas más importantes son el diámetro del tubo receptor y el diámetro de la cubierta de vidrio ya que influyen directamente en la eficiencia del mismo al afectar los coeficientes de transferencia de calor. Por otro lado, la velocidad del viento y la caída de presión a lo largo del tubo receptor se pueden despreciar ya que no influyen en forma significativa en los resultados obtenidos.

2.4. Design and Construction of an Air Cooled Ammonia Absorber

En este artículo se presenta la metodología, los criterios de diseño y los resultados de la ingeniería básica y de detalle del diseño y construcción de un absorbedor de amoníaco de película descendente que utiliza tubos aletados, el cual es parte de un sistema de enfriamiento por absorción avanzado. El diseño propuesto consiste en determinar todos los parámetros de construcción del absorbedor en base a los resultados previamente establecidos de un estudio de simulación.

Aportaciones: al realizar este trabajo se concluye que:

- Se propone una metodología rigurosa para el diseño de un absorbedor de amoníaco enfriado por aire, que proporciona una precisión aceptable en los cálculos y permite

establecer los parámetros geométricos del equipo buscando maximizar los coeficientes individuales de transferencia de calor, eficiencia de aleta y buscando minimizar la potencia del motor.

- Se dimensiono un absorbedor de amoniaco para un sistema de enfriamiento por absorción avanzado el cual consiste de un arreglo triangular de tubos enfriados por aire. Los tubos seleccionados son de 29 5/8" NPT 14 (BWG) de acero al carbón ASTM A-179 con aletas de aluminio SB-234.

2.5. Sistema de enfriamiento por absorción avanzado activado con energías renovables

En esta solicitud de patente se reclama como propiedad de los autores, un método de enfriamiento por absorción activado con energías renovables, que utiliza la mezcla amoniaco agua como fluido de trabajo, opera a dos niveles de presión y el generador es un concentrador solar acoplado directamente el ciclo de enfriamiento. Gracias a las características técnicas de la propuesta, dicho sistema puede ser utilizado para aire acondicionado y conservación de productos precederos en los sectores comercial, residencial e industrial.

Aportaciones: mediante la presentación de esta solicitud de patente, se obtuvieron las siguientes aportaciones:

- Contribuir al desarrollo de tecnología propia del país al generar conocimiento en el área de las energías renovables planteando alternativas tecnológicas innovadoras a los problemas de aprovechamiento de energía.
- Equipar con una planta piloto de enfriamiento activada con energía solar, al Centro de Estudios de las Energías Renovables del Instituto de Ingeniería de la Universidad Autónoma de Baja California.

- Contribuir a la solución de problemas de la región mediante la propuesta de tecnologías limpias para el acondicionamiento térmico de espacios y la conservación de productos perecederos.

2.6. Colector cilíndrico parabólico que capta, concentra y convierte la radiación solar en energía térmica

En esta solicitud de patente se reclama como propiedad de los autores un captador, concentrador y convertidor de la radiación solar en energía térmica, por medio de una superficie cilíndrica parabólica con cubierta transparente, que tiene integrado diferentes tubos absorbedores y estructuras de soporte del concentrador más ligeras y eficientes. Gracias a sus características técnicas, esta propuesta puede ser recomendable para satisfacer las diferentes necesidades de energía térmica de baja y mediana temperatura (de 50 a 250 °C) de los sectores residencial, comercial, industrial, energético, agrícola y ganadero. Es una excelente opción para los sistemas de generación de vapor solar, desalación solar y unidades de refrigeración y aire acondicionado activadas con energía térmica.

Aportaciones: Mediante la presentación de esta solicitud de patente, se buscan las siguientes aportaciones:

- Contribuir al desarrollo de tecnología propia del país al generar conocimiento en el área de las energías renovables planteando alternativas tecnológicas innovadoras a los problemas de uso y generación de energía.
- Equipar con una planta piloto de enfriamiento activada con energía solar, al Centro de Estudios de las Energías Renovables del Instituto de Ingeniería de la Universidad Autónoma de Baja California.

- Contribuir a la solución de problemas de la región mediante la propuesta de tecnologías limpias para el aprovechamiento de energía solar para la solución de problemas como generación de vapor para procesos industriales, acondicionamiento térmico de espacios, conservación de productos perecederos, etc.

Referencias bibliográficas

1. *Manual del Protocolo de Montreal relativo a las sustancias que agotan la Capa de Ozono.* 1987, Programa de las Naciones Unidas para el Medio Ambiente.
2. Molina, M. and F. Rowland, Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atom catalysed destruction of ozone. *Nature*, 1974. **249**(5460): p. 810-812.
3. Romero, R.A.M., Implicaciones del acondicionamiento ambiental del sector residencial en el consumo de energía eléctrica bajo condiciones climáticas cálido secas extremas: El caso de Mexicali, B. C, in Facultad de Arquitectura. 2002, Universidad Nacional Autónoma de México: México.
4. Robur, ACF60: Installation, use and maintenance manual. 2007.
5. Thevenot, R., *A History of Refrigeration Throughout the World.* 1979, Paris, Francia: International Institute of Refrigeration.
6. Wang, S.K., *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration.* 1994, New York, NY.: McGraw-Hill, Inc.
7. Velázquez, N., Estudio de Sistemas de Absorción Avanzados Para Operar con Gas Natural Asistidos por Energía Solar. 2002, Universidad Nacional Autónoma de México: D. F. México.
8. Lamp, P. and F. Ziegler, *European research on solar-assisted air conditioning.* *International Journal of Refrigeration*, 1998. **21**(2): p. 88-89.
9. Li, Z.F. and K. Sumathy, Experimental studies on a solar powered air conditioning system with partitioned hot water storage tank. *Solar Energy*, 2001. **71**(5): p. 285-297.

10. Florides, G.A., et al., Modelling and simulation of an absorption solar cooling system for Cyprus. *Solar Energy*, 2002. **72**(1): p. 43-51.
11. Balghouthi, M., M.H. Chahbani, and A. Guizani, *Solar Powered air conditioning as a solution to reduce environmental pollution in Tunisia*. *Desalination*, 2005. **185**(1-3): p. 105-110.
12. Assilzadeh, F., et al., Simulation and optimization of a LiBr solar absorption cooling system with evacuated tube collectors. *Renewable Energy*, 2005. **30**(8): p. 1143-1159.
13. Luna, A., *Diseño y evaluación de vivienda energéticamente sustentable*. 2008, UABC: Mexicali.
14. Syed, A., et al., *A novel experimental investigation of a solar cooling system in Madrid*. *International Journal of Refrigeration*, 2005. **28**(6): p. 859-871.
15. Zhai, X.Q. and R.Z. Wang, *A review for absorption and adsorption solar cooling systems in China*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. **13**(6-7): p. 1523-1531.
16. Altenkirch, V.E., *Reversible Absorptionsmaschinen*, in *Zeitschrift für die gesamte Kalte-Industrie*. 1913: Munich, Germany.
17. Velazquez, N. and R. Best, Methodology for the energy analysis of an air cooled GAX absorption heat pump operated by natural gas and solar energy. *Applied Thermal Engineering*, 2002. **22**(10): p. 1089-1103.
18. Friedeman, et al., *Performance of a residential-sized GAX absorption chiller*. Vol. 123. 2001, New York, NY, ETATS-UNIS: American Society of Mechanical Engineers.
19. Gómez, V.H., et al., Theoretical and experimental evaluation of an indirect-fired GAX cycle cooling system. *Applied Thermal Engineering*, 2008. **28**(8-9): p. 975-987.

-
-
20. Saravanan, R., et al. Renewable based 40 TR ammonia water GAX absorption cooling system. in International sorption heat pump conference. 2008.
 21. Park, C.W., J. Koo, and Y.T. Kang, *Performance analysis of ammonia absorption GAX cycle for combined cooling and hot water supply modes*. International Journal of Refrigeration, 2008. **31**(4): p. 727-733.
 22. Zarza, E., et al., Direct steam generation in parabolic troughs: Final results and conclusions of the DISS project. Energy, 2004. **29**(5-6): p. 635-644.
 23. Eck, M. and E. Zarza, Saturated steam process with direct steam generating parabolic troughs. Solar Energy, 2006. **80**(11): p. 1424-1433.
 24. Morrison, G., *solar collectors in: The state of the art*, in ISES 2001, Solar Energy. p. 145-221.
 25. Odeh, S.D., G.L. Morrison, and M. Behnia, *Modelling of parabolic trough direct steam generation solar collectors*. Solar Energy, 1998. **62**(6): p. 395-406.
 26. Kalogirou, S., S. Lloyd, and J. Ward, Modelling, optimisation and performance evaluation of a parabolic trough solar collector steam generation system. Solar Energy, 1997. **60**(1): p. 49-59.
 27. Flores, V. and R. Almanza, Direct steam generation in parabolic trough concentrators with bimetallic receivers. Energy, 2004. **29**(5-6): p. 645-651.
 28. Muller, M., Test loop for reserach on direct steam generation in parabolic trough power plants. Solar Energy Materials, 1991. **24**(1-4): p. 222-230.
 29. Dudley, V.E., et al., Test results: SEGS LS-2 solar collector. 1994.

Anexo A

Numerical simulation and design of a parabolic trough solar collector used as a direct generator in a solar-GAX cooling cycle

Revista: Journal of Mechanical Science and Technology. (in press).

ISSN: 1738-494X. IF. 0.374.



Journal of Mechanical Science and Technology 00 (2010) 0000–0000

www.springerlink.com/content/1738-494x
submitted manuscript under review

Numerical simulation and design of a parabolic trough solar collector used as a direct generator in a solar-GAX cooling cycle[†]

Daniel Saucedo^{1*}, Nicolas Velazquez¹, Octavio Garcia-Valladares² and Ricardo Beltran¹¹Centro de estudios de las energías renovables, Universidad Autónoma de Baja California, Blvd. Benito Juárez y Calle de la Normal s/n, Mexicali, Baja California 21280, México.²Centro de Investigación en Energía, Universidad Nacional Autónoma de México, Privada Xochicalco s/n, Temixco, Morelos 62580, México.

(Manuscript Received 000 0, 2009; Revised 000 0, 2009; Accepted 000 0, 2009)-please leave blank

Abstract

In this work, a Solar Parabolic Trough Collector (PTC) has been dimensioned and its technical feasibility has been evaluated in order to be used as ammonia direct vapour generator in an advanced absorption air cooled Solar-GAX cycle of 10.6 kW cooling capacity. A detailed numerical simulation model that takes into account the geometry and the optical, thermal and fluid dynamic behaviour of the PTC has been developed. The model has been solved in order to reach minimal thermal losses through the PTC, and maximum coefficient of performance (COP) of the Solar-GAX cycle. Under design conditions, the solar PTC efficiency, The COP of the Solar-GAX cycle and the global efficiency of the system was 0.62, 0.87 y 0.54 respectively. The calculated efficiency is 25.5 % higher than that provided by a single effect water-lithium bromide cycle coupled in an indirect form with a solar PTC system.

Keywords: Parabolic trough collector; Direct vapour generation; Ammonia-Water mixture; Absorption refrigeration

1. Introduction

The environmental issues and the rising electric energy costs attracted the attention over the solar cooling technologies, focusing mainly in low initial investment and high efficiency systems, as advanced absorption cycles exchanging heat between the absorber and the generator. Solar energy has the evident advantage that cooling is generally required when solar radiation is available [1]. As a result, important theoretical and experimental research works on solar collectors arrays coupled to thermally driven cooling systems were undertaken [2]. A simulation of a solar absorption refrigeration system coupled with flat collectors and a two sections storage tank was performed by Li and Sumathy[3], the results show that using this type of storage tank increases the coefficient of performance compared to that of a system including a storage tank with a normal stratification. Syed et al. [4] reported an experimental study of a solar refrigeration system with a 49 m² flat collectors solar array. The absorption system is a water cooled single effect cycle with a capacity of 35 kW and a storage tank of 2 m³. Moreover, the array of the collectors is coupled indirectly to the absorption cycle using water to transport the solar energy gain. Mazloumi et al [5] proposed a 17.5 kW capacity single effect LiBr/H₂O absorption refrigeration system activated by parabolic trough solar collectors. The re-

ported solar system thermal efficiency was of 0.69, and the COP in the cycle was of 0.7, that results in a global efficiency of 0.48. Nevertheless, the main disadvantage of the above proposed systems is the thermal loss due to the indirect coupling between the solar array and the refrigeration cycle, in addition to the higher initial investment imposed by the increasing number of the components. Ortega et al. [6] included a Compound Parabolic Concentrator (CPC) coupled directly with a single effect solar absorption system with a capacity of 3.8 kW, in order to reduce the thermal losses and the number of the components. The reported system has a theoretical CPC efficiency of 0.46 and a COP in the cycle of 0.45 that results in a global efficiency of 0.21. The global efficiency is low due to the applied single effect cycle. The potential of advanced absorption cycles with interchange of heat between the generator and the absorber (GAX) has not been exploited.

The GAX cycle provides the highest COP of any single effect absorption cycles due to the possibility of internal heat recovery at the highest temperature zone of the absorber and its transfer to the lowest temperature zone of the generator [7]. In order to reach this performance, a high temperature in the generator is required. This can be reached by coupling solar concentrating collectors with this type of cycles. However, investigations dealing only with GAX cycles activated with direct fire and waste heat were reported recently. Kang et al. [8] proposed an advanced GAX cycle activated by wasted

[†]This paper was recommended for publication in revised form by Associate Editor 000 000-pplease leave blank.

*Corresponding author. Tel.: +526865664150, Fax.: +52 6865664150
E-mail address: daniel.sauceda@uabc.edu.mx.

© KSME & Springer 2010

heat and they reported that the generation temperature can be reduced as low as 172°C solving the corrosion problems produced with temperatures higher than 200°C. Velázquez and Best [7] studied a GAX cycle of 10.56 kW of refrigeration capacity activated with natural gas and solar energy. They proposed a methodology to evaluate the thermodynamic behaviour of these systems and reported a refrigeration COP of 0.86, and a heating COP of 1.86 with an energy integration of 15.6 kW. Kang et al. [9] developed four configurations of hybrid-GAX cycles that combined the characteristics of the advanced absorption cycles and vapour compression ones. They reported that when a compressor is put between the evaporator and the absorber, a 24% higher COP than that of the conventional GAX cycle can be reached. This configuration with different pressure levels can reach temperatures as low as -80°C in the evaporator and if a compressor is located between the generator and the condenser, the generator temperatures can be as low as 164°C.

On the other hand, studies on solar collectors evolved the last years. Such is the case of Fresnel solar collectors and Parabolic Trough Collectors (PTC), originally developed to heat a fluid and now designed to generate vapour directly in its receptors [10]. The technology developed is known as direct steam generation (DSG) and the vapour produced is mainly applied for electrical power generation [11-12]. DSG presents many advantages over the heating oil based technology, since DSG eliminates costly synthetic oil, intermediate heat transport piping, special equipment to work with high oil temperature, and the oil/steam heat exchanger [13]. Kalogirou et al. [14] proposed a flash evaporation DSG where the water is first heated at a high pressure PTC and after that the pressure is reduced in a separation tank to generate vapour. In this way, only a single phase flow is present in the PTC avoiding not only the two-phase flow instabilities, but also the thermal stresses that could break the glass cover that surrounds the metallic tubes because of flexions. Flores and Almanza[15] proposed a DSG using a bimetallic Cu-Fe receptor in order to solve the deformation caused by the non uniform heating when a stratified two-phase flow is present. Experimental results evaluating solar PTC to heat a heat transfer fluid and to generate vapour directly were developed by Muller [16] and Dudley [17]. Odeh et al. [18] noted that using a PTC for a DSG is the best way to reduce the initial investment and operation cost. In addition, they proposed a steady-state hydrodynamic model coupled with a thermal model in order to obtain the best operation conditions for different operations strategies by using horizontal and inclined receptors.

The literature review reveals that although many works have been conducted to analyze the performance of absorption cooling systems driven by solar energy, and also many works that demonstrate the advantages of direct steam generation technology over the heating oil based technology. Few attempts have been made to evaluate the possibility of using DSG in absorption cooling systems; in fact, there is no antecedent of a direct coupling between a solar concentrator and

an advanced absorption cooling system. In this work, a PTC was designed and numerically modelled to be used as direct generator of an advanced absorption cooling system (Solar-GAX cycle). As a result, lower thermal losses are reached and consequently, higher system efficiencies and a reduction in the number of components are obtained.

2. System description

The studied system is a PTC used as a direct ammonia vapour generator in a solar-GAX absorption refrigeration system. The complete system is shown in Fig. 1 and its operation principle is reported by Velázquez and Best [7]; the inlet conditions for the PTC are: ammonia-water composition of 6.73% ammonia mass fraction with 186°C inlet temperature (saturated liquid), 18 bar inlet pressure and 0.0197 kg/s mass flow rate. The fluid that comes from the GHX goes into the PTC generator where it receives latent heat and finally leaves this component as a liquid-vapour mixture. The liquid and the vapour phases are separated and reintegrated into the GHX as shown in Fig. 1. The PTC has been designed to add 12.20 kW of thermal energy required by the Solar-GAX cycle in order to obtain a cooling capacity of 10.56 kW.

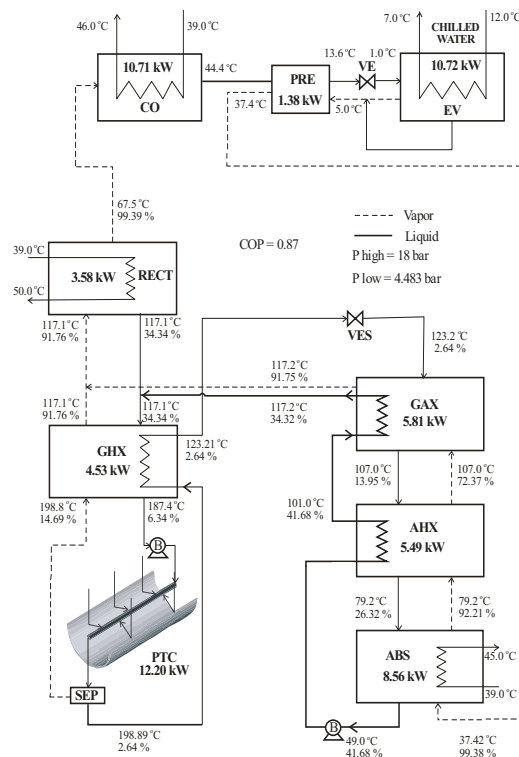


Figure 1: Solar-Gax cycle using a solar PTC as generator

3. Methodology

A computational algorithm was carried out in order to obtain a sensitive analysis of critical variables for a PTC with a glass cover receptor filled with air in annulus, as shown in Fig. 2. The analysis and the design of the solar/generator PTC to ensure the thermal requirements of the Solar-Gax cycle were carried out by using the developed model. The study takes into account some system restrictions to obtain the best design conditions to reach the maximum geometrical concentration with the minimum thermal and optical losses.

Figure 3 shows a flow diagram representing the computational algorithm used to solve the numerical model. The following assumptions have been made in the mathematical model:

- Radiation is normally incident to the plane of aperture.
- One dimensional steady state flow.
- Thermodynamic equilibrium between the two-phase flow phases.
- Concentrator surface and diameter are kept constant.

Optical-Geometrical analysis

For a PTC, the incident solar radiation absorbed per unit area by the receptor tube is [19]:

$$S = I_b \rho_o \tau \alpha \gamma K_a \quad (1)$$

The PTC optical efficiency is defined in the following form:

$$\eta_{op} = \frac{S}{I_b} \quad (2)$$

The aperture angle is defined as [20]:

$$\phi = \tan^{-1} \left[\frac{8 \left[\frac{F}{W} \right]}{16 \left[\frac{F}{W} \right]^2 - 1} \right] \quad (3)$$

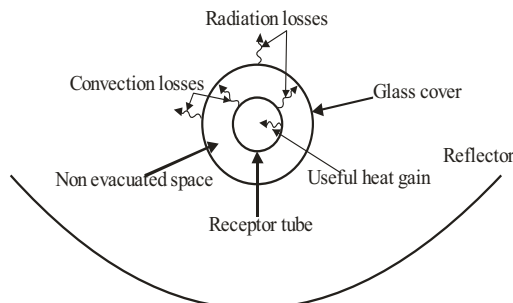


Figure 2: Heat Transfer phenomenology for a solar PTC with receptor with air in annulus

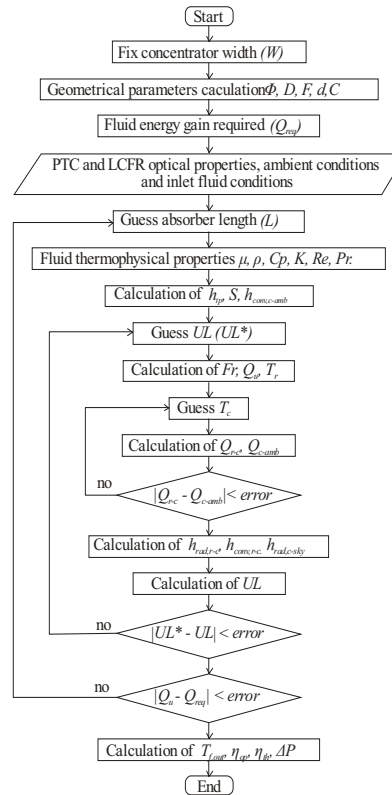


Figure 3: Computational algorithm used in the design of a solar PTC

The minimum external diameter required in the receptor tube in order to intercept the entire reflected rays is calculated in the following form:

$$D = \frac{W \sin 0.267}{\sin \phi} \quad (4)$$

The concentration ratio is defined by:

$$C = \frac{W - D_{r,ext}}{\pi D_{r,ext}} \quad (5)$$

Thermal analysis

The useful energy gain is [20]:

$$Q_u = F_r (W - D_{r,ext}) L \left[S - \frac{U_L}{C} (T_{f,ent} - T_{amb}) \right] \quad (6)$$

The overall heat loss coefficient depends on the temperature of the PTC components through the individual heat loss coefficients:

$$U_L = \left[\frac{A_r}{(h_{conv,c-amb} + h_{rad,c-sky})A_c} + \frac{1}{h_{rad,r-c} + h_{conv,r-c}} \right]^{-1} \quad (7)$$

The radiative heat transfer coefficient between the receptor tube and the cover was expressed by the following equation:

$$h_{rad,r-c} = \frac{\sigma(T_r^2 + T_c^2)(T_r + T_c)}{\frac{1 - \epsilon_r}{\epsilon_r} + \frac{1}{F_{rc}} + \frac{(1 - \epsilon_c)D_{r,ext}}{\epsilon_c D_{c,int}}} \quad (8)$$

F_{rc} (view factor between the receptor and cover) is considered equal to 1 in this work.

The relation between the convective heat transfer coefficient and the effective thermal conductivity, k_{eff} , is given by:

$$h_{conv,r-c} = \frac{2k_{eff}}{D_{r,ext} \ln \frac{D_{c,int}}{D_{r,ext}}} \quad (9)$$

where k_{eff} is obtained by the correlation of Raithby and Holands[21]:

$$\frac{k_{eff}}{k} = 0.0317(Ra^*)^{1/4} \quad (10)$$

Ra^* is a modified Rayleigh number defined in the following form:

$$(Ra^*)^{1/4} = \frac{\ln \frac{D_{c,int}}{D_{r,ext}}}{b^{3/4} \left[\frac{1}{D_{r,ext}^{3/5}} + \frac{1}{D_{c,int}^{3/5}} \right]^{5/4}} Ra^{1/4} \quad (11)$$

where

$$b = \frac{D_{c,int} - D_{r,ext}}{2}$$

and Ra is the typical Rayleigh number based on the average temperature between the receptor and cover and the characteristic length b .

The convective heat transfer coefficient between the cover and the ambient is [22]:

$$h_{conv,c-amb} = C Re^n \frac{k_{air}}{D_{c,ext}} \quad (12)$$

where C and n are constants given in the following forms:

from $40 < Re \leq 4000$ $C = 0.615, n = 0.466$

from $4000 < Re \leq 40000$ $C = 0.174, n = 0.618$

from $40000 < Re \leq 400000$ $C = 0.0239, n = 0.805$

The radiative heat transfer coefficient between the cover and the sky is [13]:

$$h_{rad,c-sky} = \sigma \epsilon_c (T_{sky}^2 + T_c^2) (T_{sky} + T_c) \quad (13)$$

The convective heat transfer coefficient inside the receptor tube for the ammonia-water two-phase flow composition is evaluated with the following correlation [23]:

$$h_{tp} = 65 h_l \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^n Bo^m \quad (14)$$

Where $n = 0.5$ and $m = 0.15$ [24], X_{tt} is the Lockhart-Martinelli parameter:

$$X_{tt} = \left[\frac{1 - X_v}{X_v} \right]^{0.9} \left[\frac{\rho_v}{\rho_l} \right]^{0.5} \left[\frac{\mu_l}{\mu_v} \right]^{0.1} \quad (15)$$

h_l is the liquid single phase convective heat transfer coefficient, given by the correlation of Dittus and Boelter [25].

$$h_l = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \frac{K}{D_{r,int}} \quad (16)$$

And the boiling number, Bo , is given by:

$$Bo = \frac{q}{G \lambda} \quad (17)$$

The PTC global thermal efficiency is defined in the following form:

$$\eta_{gl} = \frac{\dot{Q}_u}{A_{ref} I_b} \quad (18)$$

The fluid mixture outlet temperature in the PTC is calculated with an iterative procedure using an initial guess for the outlet temperature and then with the known outlet conditions, an outlet enthalpy is calculated; the process is carried out until the following heat balance:

$$\dot{Q}_u = m(\Delta H) \quad (19)$$

where ΔH is the difference between the inlet and outlet fluid enthalpy in the PTC.

The pressure drop in the system is evaluated using the correlation proposed by Friedel [26]. In the analysed cases, the pressure drop is so small that could be neglected without important modifications in the final results.

The transport properties of the ammonia-water mixture were evaluated using the correlations proposed by Conde [27], and the thermodynamic properties were calculated using the equations developed by Ziegler and Trepp [28].

4. Numerical model validation

A comparison with the experimental data obtained by Sandia National Laboratories was carried out for a PTC with air in the annulus and using domestic cold water and Syltherm 800 oil under different working conditions [17], in order to validate the developed numerical model. The PTC specifications used in the model validation are given in Table 1.

The first validation was done against the experimental heat losses from the collector receptor with air gap in the annulus as a function of the operating temperature. Experimentally, a good heat loss data is more difficult to obtain than heat gain (efficiency) data, because the temperature change across the receptor is smaller than an order of magnitude. A true measure of receptor thermal loss with zero contribution due to direct or

scattered light absorption by the receptor can be obtained by aiming the reflector at a clear night sky. Other tests have also shown that an equivalent loss value occurs during more normal daylight hours when the receptor is shaded from direct sunlight and the reflector is aimed at a clear sky (this experimental procedure was used by Sandia National Laboratories). The experimental error band on the data points are the expected worst-case errors caused by the measuring instruments [17]. The PTC numerical model comparison against experimental data is shown in Fig. 4. Data agreement is very good. Test data over the entire temperature range are in accordance with the model ones within the limits of the experimental incertitude.

The second validation was done against experimental measurements of zero-incident-angle efficiency made with oil at approximately ambient-air temperature, and at approximately 50°C intervals up to 400°C. The near-ambient-air temperature measurement was used to define the approximate optical efficiency of the PTC. The higher-temperature efficiency measurements document the decrease in efficiency caused by increasing thermal losses as the operating temperature is increased. The comparison between the developed numerical model and the experimental data is shown in Table 2. A good degree of correlation was obtained with a 4.7% mean deviation for the 11 analyzed cases for the outlet fluid temperature. As shown, the mean deviation global efficiency was of 3.2%.

The numerical simulation has been adjusted to the geometry and operating conditions given by the experimental data in order to be validated. For the optical efficiency determination it was used domestic cold water as the working fluid and for elevated temperature tests it was used Syltherm 800 oil as reported by Sandia laboratories.

Table 1: PTC specification used in the model validation

Parameter	Value
Receptor length (L)	7.8 m
Collector width (W)	5 m
Focal distance (f)	1.84 m
Receptor internal diameter ($D_{r, int}$)	0.066 m
Receptor external diameter ($D_{r, ext}$)	0.070 m
Receptor tube thermal conductivity (K)	54 W/(m K)
Glass cover internal diameter ($D_{c, int}$)	0.115 m
Glass cover external diameter ($D_{c, ext}$)	0.109 m
Receptor absorptance (α_r)	0.906
Receptor emittance (ϵ_r)	0.14
Glass cover transmittance (τ)	0.95
Surface reflectivity (ρ_o)	0.93
Optical efficiency (η_{op})	0.736
Incident angle modifier (K_a)	1.0
Concentration ratio (C)	22.42
Shape factor (γ)	0.92

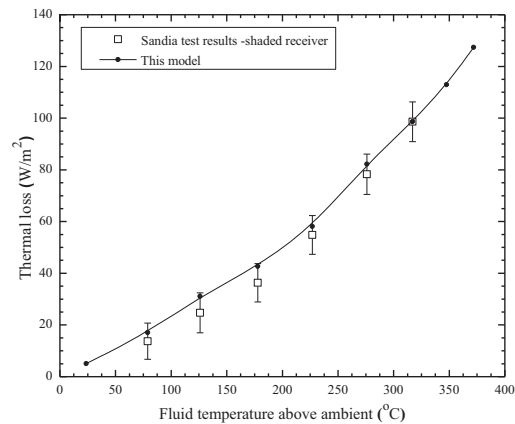


Figure 4: Thermal losses comparison between the SANDIA experimental data and the model developed for a shaded receptor with air in annulus

It was concluded that the model calculates correctly the obtained energy by the receptor and its thermal losses under different operation conditions. Moreover, taking into account the good correlation level and the previous validation of the model used to calculate the heat transfer from the absorber to the bulk fluid [24], it was concluded that the proposed model describes the experimental behaviour of the system.

5. Numerical results

A numerical analysis was carried out in order to obtain the dimensions and to describe the operation behaviour of the PTC. The geometry and the materials were determined in order to reach the maximum optical and thermal efficiency taking into account the following restrictions: a) weather condition, b) 12.2 kW of thermal demand and operation conditions of the Solar-GAX cooling system, c) collector with a maximum of 3 m width (suitable for the tracking system currently available at the Universidad Autónoma de Baja California that can be used in the future construction of the PTC) and receptor and cover diameters available commercially.

The climate is an important factor for the correct sizing and the operational study of the PTC. The weather conditions were taken from the measured data in Mexicali, Baja California, Mexico from 2000 to 2006 [29]. The average maximum ambient temperature from May 1st to October 30th is 38.3°C, the critical period is on July and August with a mean ambient temperature of 34.5 °C and an average maximum temperature of 41.2°C with a mean wind speed of 3.0 m/s. On summer the maximum average daily radiation is 866 Wm⁻².

A geometrical analysis was carried out over the PTC, in order to set the parameters that allowed the maximum concentration with the minimum optical and thermal losses. The rim angle, focal length and the receptor and cover diameters were among the critical parameters considered.

Table 2: Comparison between Sandia experimental results and the developed model

Case	Fluid	I_b [W m ⁻²]	Flow rate (l min ⁻¹)	Wind speed [m s ⁻¹]	T_{amb} [°C]	T_{in} [°C]	exp. T_{out} [°C]	Model T_{out} [°C]	% error expvs model	exp η [%]	model η [%]	% error expvs model
1	Water	925.1	20.7	3.4	38.4	29.5	47.3	47.24	0.36	73.68 ± 1.96	70.93	3.73
2	Oil	889.7	50.3	2.8	28.6	251.1	268.3	267.23	6.25	66.61 ± 2.29	63	5.42
3	Oil	874.1	52.9	4	28.7	344.9	361.1	359.25	11.43	59.60 ± 2.27	56.85	4.61
4	Oil	870.4	54.6	0.6	29.1	345.5	361.6	360.33	7.91	59.40 ± 2.12	58.7	1.18
5	Oil	813.1	55.2	3.6	25.8	101.2	119	118.04	5.38	71.56 ± 2.21	68.12	4.81
6	Oil	858.4	55.3	3.1	27.6	154.3	171.7	170.94	4.38	69.20 ± 2.1	66.59	3.77
7	Oil	878.7	55.4	3.1	28.6	202.4	219.4	218.66	4.37	67.10 ± 1.88	64.87	3.32
8	Oil	896.4	56.2	0.9	30	250.7	267.8	267.21	3.45	65.50 ± 1.8	63.83	2.54
9	Oil	906.7	56.1	0	31.7	299.5	316.5	316.5	0.02	62.58 ± 1.79	63.12	0.86
10	Oil	879.5	55.4	1.8	27.4	348.9	365.2	364.6	3.65	58.52 ± 2.02	57.16	2.33
11	Oil	898.6	56.2	2.8	29.7	376.6	393.1	392.36	4.46	56.54 ± 1.93	54.85	2.99
								average	4.7		average	3.23
								max	11.43		max	5.42
								min	0.02		min	0.86

A 90 degrees rim angle was selected to minimize the distance between the reflective surface and the focus. Otherwise, it would be necessary to make an exploration study for selecting the parameter which would provide the maximum geometrical concentration. For a 3 m width concentrator, a focal length of 0.75 m and a rim angle of 90 degrees, the minimum receptor diameter was of 0.0139 m, calculated by duplicating the minimum diameter and selecting the closer one available in the market. In order to compensate not only the reflective surface irregularities, but also to reduce thermal losses, a receptor diameter of 0.0267 m (3/4") was selected for the PTC. In fact, a concentration ratio of 35.44 was obtained by using the selected diameter.

Figure 5 shows the influence of the receptor diameter on the global performance of the PTC. The exploration begins with the minimum commercially available diameter required according to the geometrical analysis. The numerical results show that a 0.0267 m (3/4") diameter is the most adequate one; lower diameter would provoke optical losses due to superficial defects. On the other hand, higher diameters result in a decrease of the global thermal efficiency. In the same figure, the pressure drop along the PTC is also shown. However, it could be neglected for the analysed cases without important modifications in the final results, since it is very small.

Other important parameter is the glass cover diameter, which influences the operation of the ammonia vapour generator, as shown in Fig. 6. The numerical results establish that a cover diameter of 0.05 m is the most adequate because at this

point the maximum global efficiency of the system is reached. This diameter affects the convective heat transfer coefficient between both the receptor and cover, and the cover and the surroundings; both coefficients influence directly the useful energy gain, therefore the system thermal performance.

The individual heat transfer coefficients along the receptor length are shown in Fig. 7. The fluid heat transfer coefficient is increased due to the increment of the vapour quality produced by the evaporation process. The radiative heat transfer coefficient between the receptor and the cover presents a small increase due to the increase in the receptor temperature along it.

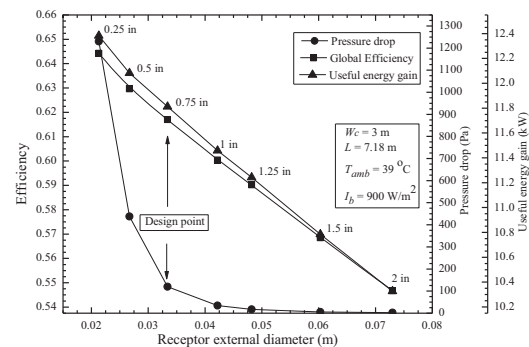


Figure 5: Influence of receptor outlet diameter on the global efficiency and useful energy gain.

In Fig. 8, the temperature profiles of the different components of the collector generator are shown. The highest temperature is obtained in the receptor and the lowest in the cover. It was also observed a small decrease in global efficiency when the receptor length is increased due to the increase in the receptor temperature. As a result, the thermal loss in the unit was higher.

The profiles of the mass fraction in liquid and vapour phases and the fluid temperature are shown in Fig. 9. When more heat is transferred, more ammonia is evaporated of the liquid phase carried over a higher fraction of water with it along the receptor length producing that the vapour concentration decreases, due to the prevailing thermodynamic equilibrium conditions in the mixture. It is also shown how the quantity of ammonia in the liquid phase is being exhausted as long as the quality is increased along the receptor length. This behaviour is caused by two phases cocurrent flow, which would not occur if a countercurrent flow could be attained for both phases; in fact, the countercurrent flow configuration would work as a rectification process while the solution was flowing through the absorber; as a result, a higher ammonia concentration would be reached for the vapour phase.

Figure 10 shows the collector efficiency variation and how the useful energy gain is directly proportional to the available solar energy. This information gives an idea of how the refrigeration system can be affected during the day.

The influence of wind speed and ambient temperature have been also studied; wind speed does not have any significant influence over the PTC performance according to the obtained numerical results. In fact, the variation of the useful energy gain was only 100 W for a wind speeds of 1 to 6 m/s.

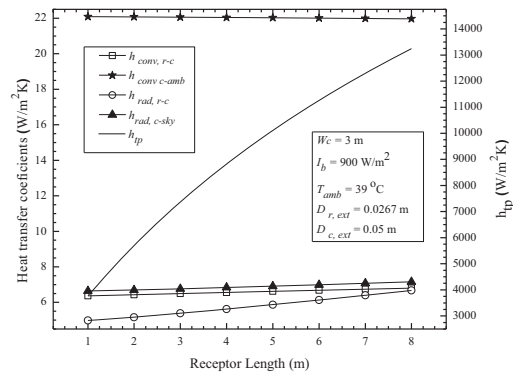


Figure 7: Heat transfer coefficients along the receptor

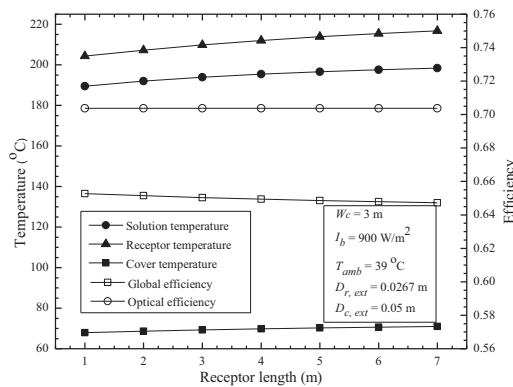


Figure 8: Temperatures profiles along the receptor

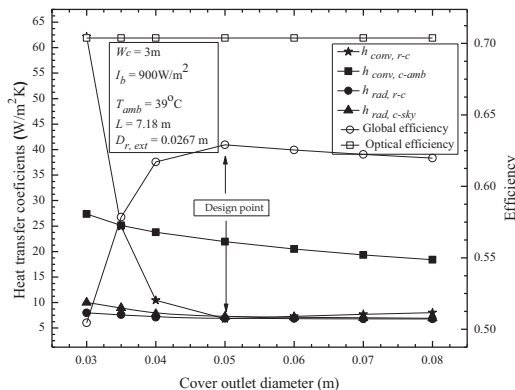


Figure 6: Influence of cover outlet diameter on heat transfer coefficients and efficiencies

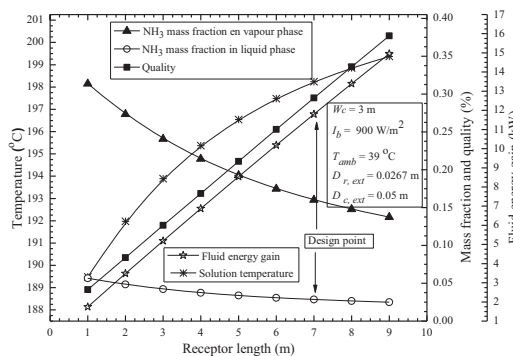


Figure 9: Temperature and solution composition profiles along the receptor

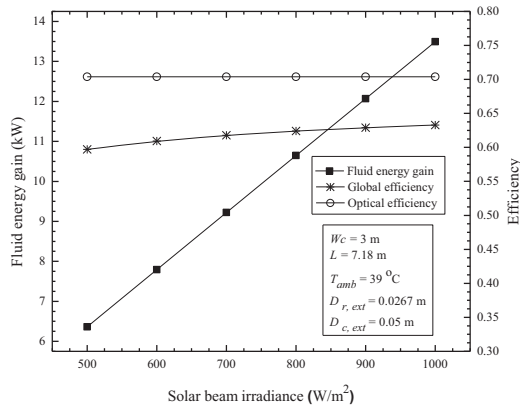


Figure 10: Useful energy gain and efficiencies considering different solar beam radiation

The numerical results also revealed that high ambient temperatures improve the PTC performance due to lower thermal losses; however, the variation is not significant compared to the other parameters. The parameters of the proposed design are shown in table 3.

Table 3: PTC design and working conditions specifications

Parameter	Value
Concentrator width	3[m]
Focal distance	0.75[m]
Interception factor	1 [dimensionless]
Receptor internal diameter	0.0199[m]
Receptor external diameter	0.0267[m]
Glass cover internal diameter	0.045[m]
Glass cover external diameter	0.05[m]
Receptor emittance	0.35 [dimensionless]
Receptor absorbance	0.9 [dimensionless]
Cover emittance	0.88 [dimensionless]
Glass cover transmittance	0.85 [dimensionless]
Surface reflectivity	0.92 [dimensionless]
Receptor thermal conductivity	55 [W m ⁻¹ K ⁻¹]
Inlet fluid temperature	186 [°C]
Mass flow rate	0.0197 [kg s ⁻¹]
Inlet composition	6.73 [% ammonia in mass]
Inlet pressure	18 [bar]
Ambient temperature	39 [°C]
Wind speed	2.3 [m s ⁻¹]
Shape factor	1.0 [dimensionless]
Incident angle modifier	1.0 [dimensionless]
Concentration ratio	35.44 [dimensionless]
Optical efficiency	0.70 [dimensionless]

The cooling capacity and COP of the system against the solar beam radiation is shown in Fig. 11. It was observed that when the solar beam radiation is increased, the cooling capacity is also increased due to the additional quantity of heat added to the solution. As a result, higher ammonia evaporation in the collector generator is obtained. However, The GAX cycle COP variation is small because as more solar energy is gained, the cooling capacity is also increased by internally adjusting the liquid and vapour mass flow rates at constant pressure.

In conventional solar cooling systems, the thermal energy demand is regularly obtained by either flat plate or evacuated tube collectors. The global efficiency of the system (COP-Solar) is calculated multiplying the collector efficiency by the cooling system efficiency. In these systems, it is necessary to select an optimal generator temperature for the maximum COP-Solar because higher temperatures favour the cooling cycle, but affect drastically the collector efficiency. However, in Fig. 12 it is shown that in the developed system the efficiency of the used PTC as generator was not affected in an important way with the temperature increment. In fact, it is possible to use the generation temperature in behalf of the Solar-GAX cycle, taking into account that temperatures higher than 200°C can produce corrosion problem due to the chemical reactions of ammonia in contact with the generator tube wall [8]. Consequently, the recommended generation temperature is 198 °C; with this design point the collector efficiency is 0.62, the COP of GAX cycle cooled by air is 0.87 and the COP-Solar is 0.54.

On the other hand, a COP-Solar of 0.43 was obtained with the lithium bromide-water double effect cooling system (COP=1.2) operated in an indirect way by using evacuated tube solar collectors (efficiency=0.4), and considering 10% of thermal losses [2]. Once the comparison is done with the new developed system, a 25.5 % rise in efficiency is reached.

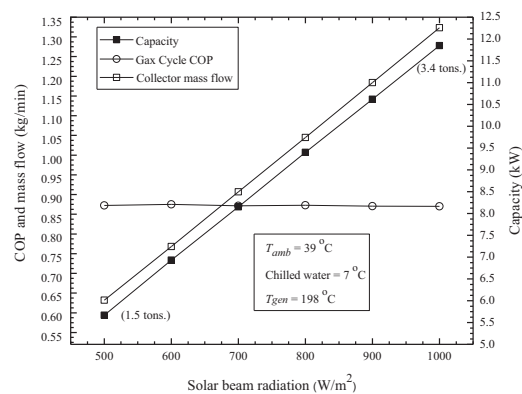


Figure 11: Solar-GAX cycle capacity and COP for different solar beam radiation

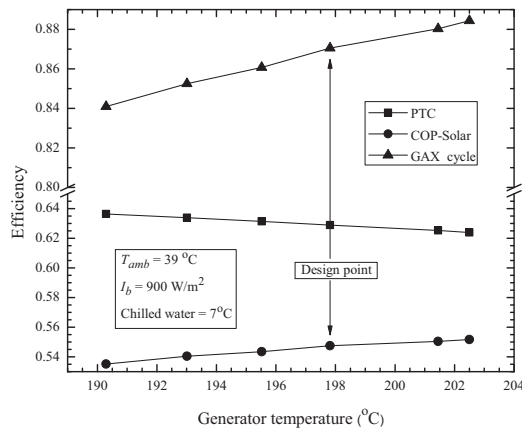


Figure 12: Efficiencies for different generator temperatures

These results can be also compared with the obtained by Mazloumi et al. [5] for the numerical simulation of a single effect lithium bromide-water (COP=0.7) coupled in an indirect form with a PTC (efficiency=0.69) and assuming 10 % of thermal losses as well; the proposed system increases 25.5% in efficiency in comparison with itself and less components are also required than in a single effect lithium bromide-water system.

6. Concluding remarks

In this work, a Solar Parabolic Trough Collector was dimensioned and its technical feasibility was evaluated in order to be used as ammonia direct vapour generator in an advanced absorption air-cooled Solar-GAX cycle with a cooling capacity of 10.6 kW (3 tons). A rigorous mathematical model considering the geometrical, optical, thermal and fluid dynamic aspects of a PTC was developed. The PTC numerical model was carefully validated using experimental results obtained by Sandia National Laboratories.

The obtained numerical result demonstrated that using a PTC as a direct generator in a Solar-GAX cycle satisfies not only the quantity and quality requirements of the energy demanded by the advanced cooling system. It also allows obtaining higher global efficiencies of the system operating in conditions of maximum performance of the Solar-GAX cycle, without significantly solar collector efficiency change.

Under the design conditions, the PTC efficiency obtained was of 0.62, the COP of the Solar-GAX cycle was of 0.87, and the global efficiency of the system was of 0.54. The calculated efficiency was 25.5 % higher than that of a single effect water-lithium bromide cycle coupled in an indirect form with a PTC system. The numerical result also demonstrated that the availability of the solar beam radiation has a negligible effect in the COP of the system, but it affects significantly the capacity of the PTC and the refrigeration cycle.

According to the numerical analysis, the receptor diameter plays a key roll in the PTC thermal performance. In order to select this diameter, it was necessary to make a compromise between the thermal, the optical and the fluid-dynamic losses. The glass cover diameter is another important parameter affecting the PTC performance by influencing directly the convective heat transfer coefficient between the receptor and the cover. Nevertheless, the wind speed and the ambient temperature do not have any significant influence on the system efficiency. In fact, the efficiency variation was lower than 1% in the studied range.

The PTC dimensions obtained (7.18 m length x 3 m width) are not only enough to supply the energy demand of the refrigeration absorption unit of 10.56 kW, but also allow installing the cooling system over a residence roof.

Acknowledgment

The authors thank for the financial support for this researchwork, trough of CONACYT FOMIX project 76927.

Nomenclature

A_c	: Cover heat transfer inner area [m ²]
ABS	: Absorber
AHX	: Absorber heat exchanger
A_r	: Receptor tube heat transfer outer area [m ²]
A_{ref}	: Reflector area [m ²]
B	: Pump
Bo	: Boiling number [dimensionless]
CO	: Condenser
C_p	: Specific heat at constant pressure [J kg ⁻¹ K ⁻¹]
C	: Geometrical concentration ratio [dimensionless]
D	: Diameter [m]
exp	: Experimental
f	: Focal distance [m]
Fr	: View factor [dimensionless]
G	: Mass flow velocity [kg m ⁻² s ⁻¹]
GAX	: Generator-absorber heat exchanger
GHX	: Generator heat exchanger
H	: Enthalpy [J kg ⁻¹]
h	: Heat transfer coefficient [W m ⁻² K ⁻¹]
I_b	: Solar irradiance [W m ⁻²]
K_a	: Thermal conductivity [W m ⁻¹ K ⁻¹]
K	: Incidence angle modifier [dimensionless]
L	: Length [m]
\dot{m}	: Mass flow rate [kg s ⁻¹]
Pr	: Prandtl number [dimensionless]
PRE	: Precooler
q	: Heat flux per unit area [W m ⁻²]
Q_u	: Useful energy gain [W]
Ra	: Rayleigh number [dimensionless]
Re	: Reynolds number [dimensionless]
$RECT$: Rectifier
S	: Solar absorbed energy per unit of receptor area [W m ⁻²]

T	: Temperature [oC]
UL	: Thermal losses coefficient [W m ⁻² K ⁻¹]
VE	: Expansion valve
W	: Concentrator width [m]
X_g	: Vapour quality [dimensionless]
ΔP	: Pressure drop [Pa]

Greek Letters

α	: Receptor absorbance [dimensionless]
γ	: Shape factor due to inexact concentrator orientation [dimensionless]
ε	: Emittance [dimensionless]
λ	: Heat of vaporization [J kg ⁻¹]
μ	: Viscosity [Pa s]
ρ	: Density [kg m ⁻³]
ρ_o	: Surface reflectivity [dimensionless]
σ	: Stefan-Boltzman constant [5.6697 × 10 ⁻⁸ Wm ⁻² K ⁻⁴]
τ	: Glass cover transmissivity [dimensionless]
ϕ	: Aperture angle [degrees]

Subindex

amb	: Ambient
b	: Beam
c	: Cover
$conv$: Convective
ent	: Inlet
ext	: External
f	: Fluid
gl	: Global
int	: Internal
l	: Liquid
op	: Optical
r	: Receptor
rad	: Radiative
tp	: Two-phase
v	: Vapour

References

- [1] A. Syed, G.G. Maidment, J.F. Missenden, and R.M. Tozer, An Efficiency Comparison of Solar Cooling Schemes, *Proceedings of ASHRAE Transactions*. 1 2002 877-886.
- [2] D.S. Kim and C.A. Infante Ferreira, Solar refrigeration options - a state-of-the-art review, *International Journal of Refrigeration*. 31 (1) 2008 3-15.
- [3] Z.F. Li and K. Sumathy, Simulation of a solar absorption air conditioning system, *Energy Conversion and Management*. 42 (3) 2001 313-327.
- [4] A. Syed, et al., A novel experimental investigation of a solar cooling system in Madrid, *International Journal of Refrigeration*. 28 (6) 2005 859-871.
- [5] M. Mazloumi, M. Naghashzadegan and K. Javaherdeh, Simulation of solar lithium bromide-water absorption cooling system with parabolic trough collector, *Energy Conversion and Management*. 49 (10) 2008 2820-2832.
- [6] N. Ortega, O. García-Valladares, R. Best, and V.H. Gómez, Two-phase flow modelling of a solar concentrator applied as ammonia vapor generator in an absorption refrigerator, *Renewable Energy*. 33 (9) 2008 2064-2076.
- [7] N. Velazquez and R. Best, Methodology for the energy analysis of an air cooled GAX absorption heat pump operated by natural gas and solar energy, *Applied Thermal Engineering*. 22 (10) 2002 1089-1103.
- [8] Y.T. Kang, A. Akisawa and T. Kashiwagi, An advanced GAX cycle for waste heat recovery: WGAX cycle, *Applied Thermal Engineering*. 19 (9) 1999 933-947.
- [9] Y.T. Kang, H. Hong and K.S. Park, Performance analysis of advanced hybrid GAX cycles: HGAX, *International Journal of Refrigeration*. 27 (4) 2004 442-448.
- [10] E. Zarza, et al., Direct steam generation in parabolic troughs: Final results and conclusions of the DISS project, *Energy*. 29 (5-6) 2004 635-644.
- [11] M. Eck and E. Zarza, Saturated steam process with direct steam generating parabolic troughs, *Solar Energy*. 80 (11) 2006 1424-1433.
- [12] G. Morrison, *solar collectors in: The state of the art*, in *ISES 2001*, Solar Energy. p. 145-221.
- [13] S.D. Odeh, G.L. Morrison and M. Behnia, Modelling of parabolic trough direct steam generation solar collectors, *Solar Energy*. 62 (6) 1998 395-406.
- [14] S. Kalogirou, S. Lloyd and J. Ward, Modelling, optimisation and performance evaluation of a parabolic trough solar collector steam generation system, *Solar Energy*. 60 (1) 1997 49-59.
- [15] V. Flores and R. Almanza, Direct steam generation in parabolic trough concentrators with bimetallic receivers, *Energy*. 29 (5-6) 2004 645-651.
- [16] M. Muller, Test loop for research on direct steam generation in parabolic trough power plants, *Solar Energy Materials*. 24 (1-4) 1991 222-230.
- [17] V.E. Dudley, et al., *Test results: SEGS LS-2 solar collector*. 1994. p. 139 p.; PL.
- [18] S.D. Odeh, M. Behnia and G.L. Morrison, Hydrodynamic Analysis of Direct Steam Generation Solar Collectors, *Journal of Solar Energy Engineering*. 122 (1) 2000 14-22.
- [19] R. Almanza and F. Muñoz, *Ingeniería de la Energía Solar*. D. F. Mexico: El Colegio Nacional. (1994).
- [20] J.A. Duffie and W.A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Process*, Second ed. New York: Wiley-Interscience. (1991).
- [21] G.D. Raithby and K.G.T. Hollands, A general Method of Obtaining Approximate Solutions to Laminar And Turbulent Free Convective Problems, *Advances in Heat Transfer*. 11 (265) 1975.
- [22] R. Hilpert, Wärmeabgabe von geheizten Drahten und Rohren, 4 (220) 1933.
- [23] M.P.H. Mishra, K. Varma and C.P. Sharma, Heat Transfer Coefficients in Forced convection Evaporation of Refrigerant Mixtures, *Letters in Heat and Mass Transfer*. 8 (1) 1981 127-136.
- [24] W. Rivera and 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 (5) 1999 905-921.
- [25] F.W. Dittus and L.M.K. Boelter, Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type, *University of California Publications in Engineering*. 2 1930 443-461.
- [26] F. Friedel. *Improved friction pressure drop correlation for horizontal and vertical two-phase pipe flow*. in *European Two-Phase Flow Group Meeting*. 1979. Ispre, Italy.
- [27] M. Conde (2006) *Thermophysical properties of (NH₃ + H₂O) solutions for the industrial design of absorption refrigeration equipment*. www.mrc-eng.com/aquaammonia.htm.
- [28] B. Ziegler and C. Trepp, Equation of State for Ammonia-Water Mixtures, *International Journal of Refrigeration*. 7 (7) 1984 101-106.
- [29] R. Gallegos, A. Luna, N. Velázquez, and G. Bojorquez. *A Simulation Study on the Limitations of the Use of Evaporative Cooling for Air Conditioning in Hot Arid Climate of Mexicali, Mexico*. in *XXX Mexican National Solar Energy Week Conference. ANES/ASME2006-0001*. 2006. Veracruz, Mexico.



Daniel Saucedo is a Ph.D. candidate of Centro de Estudios de las Energías Renovables in Universidad Autónoma de Baja California. He holds a B.S. degree in Mechanical Engineering from Instituto Tecnológico de Mexicali. His research areas include solar thermal collectors and absorption cooling systems.

Anexo B

Comparative analysis between a parabolic trough collector and a compact linear Fresnel reflector to be used as direct generator of an advanced absorption cooling system

Revista: Advances and Applications in Mechanical Engineering and Technology, Vol. 1 (2) 2010. ISSN: 0976-142X

**COMPARATIVE ANALYSIS BETWEEN A PARABOLIC
TROUGH COLLECTOR AND A COMPACT LINEAR
FRESNEL REFLECTOR TO BE USED AS DIRECT
GENERATOR OF AN ADVANCED ABSORPTION
COOLING SYSTEM**

**D. SAUCEDA, N. VELÁZQUEZ, R. BELTRÁN
and A. LUNA**

Centro de Estudios de las Energías Renovables
Universidad Autónoma de Baja California
Calle de la Normal s/n
Colonia Insurgentes Este
Mexicali, B. C. 21280
Mexico
e-mail: daniel.sauceda@uabc.edu.mx

Abstract

A comparative analysis between a parabolic trough collector (PTC) and a compact linear Fresnel reflector (CLFR) is presented. A mathematical model for each concentrator is developed, a computational algorithm in order to solve the rigorous mathematical model is proposed, and a numerical simulation exploring the critical variables that define the operational performance of both concentrators is done. According to the obtained results, it can be concluded that the parabolic trough solar collector has important advantages that makes it the best option to be used as a direct generator of an advanced solar-GAX cooling system. Its thermal efficiency is about 10.5% higher than that of the Fresnel concentrator, therefore, the energy demand of the cooling cycle could be satisfied with a smaller equipment, if this concentrator is used.

Keywords and phrases: parabolic trough collector, compact linear Fresnel reflector, absorption system, GAX cycle.

Received May 25, 2010

© 2010 Scientific Advances Publishers

1. Introduction

In recent years, an increasing interest in research and development of sustainable cooling technologies able to compete or even replace conventional vapour compression systems has been observed, because of the drawbacks of the latter (very high power required for their operation and serious environmental problems associated with the refrigerants used in this technology).

Absorption cooling systems thermally activated by solar collectors are considered as a very promising alternative since their main energy source is obtained from renewable resources, and at the same time, they use natural refrigerants that do not contribute to the global warming and do not damage the ozone layer. Two technologies converge in these systems: Absorption cooling technology and solar concentrating technology. Throughout the years, absorption cooling systems have evolved, and at the moment, the cycles with internal heat exchange between the absorber and the generator (GAX) are the most attractive due to their higher levels of efficiency and lower number of components compared to other advanced cycles. Regarding the concentrating solar technology, originally, PTC and CLFR were designed to heat a fluid, but now they are used to generate vapour directly in their receptors [18]. This technology is known as *direct steam generation* (DSG) and is mainly used in electric power generation [5]. Kalogirou et al. [9] proposed a direct steam generation system by using flash evaporation, where steam is generated after warming up water at high pressure, and later the pressure is reduced in an expansion tank. By doing this, only one phase is present in the receiver of the PTC, therefore, the problem related to the thermal stress caused by the temperature gradient, when two phases are present is avoided. Flores and Almanza [6] studied a PTC with a bimetallic receiver for direct steam generation, looking to solve the problem of deformation caused by the non-uniform heating appearing due to the existence of a stratified flow in two phases in the receiver. The Fresnel solar concentrator was invented by Francia [7] and in the last

COMPARATIVE ANALYSIS BETWEEN A PARABOLIC ... 3

years, several studies have been conducted in order to evaluate its technical and economic feasibility to be used in systems of direct steam generation for electricity production [11-12]. Velázquez et al. [17] proposed a CLFR to generate steam directly in its receiver and to activate an advanced absorption cooling system. They reported that a Fresnel concentrator is a good option to be used as direct generator of an advanced absorption cooling system in view of the fact that the process can be done at high temperatures beneficial to the cooling cycle. In addition, the efficiency of the concentrator is not affected in any significant way.

Based on the advantages that represent the direct steam generation in solar concentrators and the attractiveness of an advanced absorption cooling system activated directly by a solar concentrator, in this work, a mathematical model of a PTC and a CLFR is developed. A numerical simulation for each one of them exploring the most important variables that define its operational behavior and a comparative analysis to determine the best option to be used as direct generator of an advanced absorption cooling system is carried out.

2. Physical Description

Figure 1(a) shows a schematic diagram of a PTC. It consists of a reflective surface with a parabolic shape that reflects all the normally incident energy over its aperture area toward a receptor tube placed on the focus line. The receptor tube is surrounded by a glass cover with air in the annulus in order to reduce the convection losses between the receptor and the surroundings. Figure 1(b) shows the CLFR scheme. It is composed of flat mirrors set placed at the correct distance of the center to avoid shading between them and at specific angle to reflect the beam incident normally over its aperture area toward a common focus, where a receptor tube surrounded by a glass cover with air in annulus is placed.

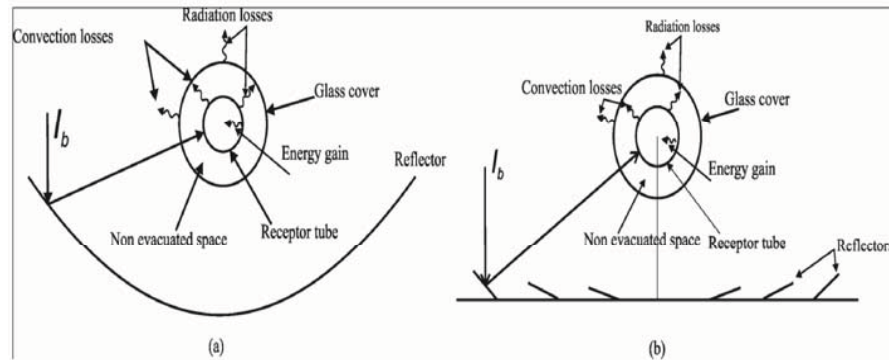


Figure 1. Schematic diagram of the systems evaluated.

3. Operative Description

The solar concentrators studied are used as direct generators of an advanced solar cooling system; they receive a saturated ammonia water mixture at 186°C, 18bar, 6.73% ammonia, and 0.0197kg/s. When the mixture receives latent heat along the receptor tube, a phase change takes place and at the end of the receptor, the mixture is in two phases for its posterior separation and reintegration to the cooling cycle.

4. Methodology

Figure 3 shows the algorithm developed for the resolution of the mathematical model and the study of the different parameters that define the operational performance of the solar concentrators. Using this tool, each one of the concentrators was dimensioned in order to satisfy the thermal requirements of an advanced absorption cooling system of 10.5kW capacity. The following assumptions have been made in the simulation study.

- Both concentrators are 3m width.
- Both concentrators have a perfect solar tracking system in two axes.
- The aperture plane of both concentrators is normal to the incident solar beam radiation.

COMPARATIVE ANALYSIS BETWEEN A PARABOLIC ... 5

- Width of receptor tube diameter of the CLFR is equal to the mirrors width.

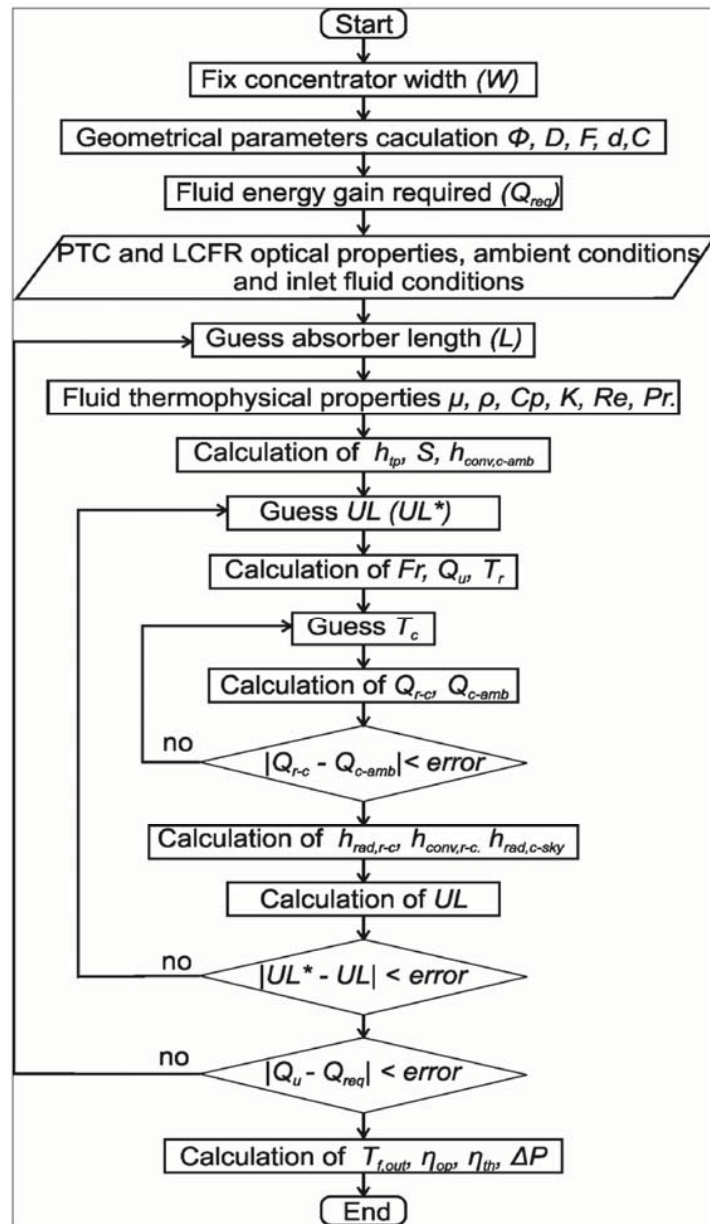


Figure 2. Computational algorithm used in the design of the systems.

4.1. Optical and geometrical analysis

Position and angle of the first mirror in the CLFR are calculated by the following equations [10]:

$$d_1 = \frac{W}{2} + f \tan \xi, \quad (1)$$

$$\theta_1 = \frac{1}{2} \tan^{-1} \left(\frac{d_1 + \frac{W}{2} \cos \theta_1}{f - \frac{W}{2} \sin \theta_1} \right). \quad (2)$$

Position and angle of the second to “ n ” mirrors are calculated by an iterative method by using the following equations:

$$G_n = W \sin \theta_{n-1} \tan(2\theta_n + \xi), \quad (3)$$

$$d_n = d_{n-1} + W \cos \theta_{n-1} + G_n, \quad (4)$$

$$\theta_n = \frac{1}{2} \tan^{-1} \left(\frac{d_n + \frac{W}{2} \cos \theta_n}{f - \frac{W}{2} \sin \theta_n} \right). \quad (5)$$

For a PTC, the minimal diameter required in the receptor tube in order to receive all the reflected rays from the reflective surface, is calculated by [4]:

$$D = \frac{W_c \sin 0.267}{\sin \phi}, \quad (6)$$

Where the aperture angle is defined by:

$$\phi = \tan^{-1} \left[\frac{8 \left[\frac{f}{W_c} \right]}{16 \left[\frac{f}{W_c} \right]^2 - 1} \right], \quad (7)$$

geometrical concentrating ratio is calculated by:

PTC:

$$C = \frac{W_c - D_{r,ext}}{\pi D_{r,ext}}. \quad (8)$$

COMPARATIVE ANALYSIS BETWEEN A PARABOLIC ... 7

CLFR:

$$C = \frac{\sum_{i=1}^N \cos \theta_N}{\pi D_{r,ext}}. \quad (9)$$

Solar radiation absorbed by the area of the receptor tube in both concentrators, is calculated by the following expression [1]:

$$S = I_b \rho_o \tau \alpha \gamma K_\alpha. \quad (10)$$

Optical efficiency for both concentrators is defined in the following form:

$$\eta_{op} = \frac{S}{I_b}. \quad (11)$$

4.2. Thermal analysis

Considering the similitude in the receptor tube system and that both concentrators use the same working fluid, the mathematical model of the heat transfer process is the same in both concentrators, therefore, useful heat gain is calculated by [4]:

$$\dot{Q}_u = Fr(W - D_{r,ext})L \left[S - \frac{U_L}{C} (T_{f,ent} - T_{amb}) \right]. \quad (12)$$

Overall, heat transfer losses coefficient depends of the individual heat transfer coefficients and is defined by:

$$U_L = \left[\frac{A_r}{(h_{conv,c-amb} + h_{rad,c-cielo})^{A_c}} + \frac{1}{(h_{rad,r-c} + h_{conv,r-c})} \right]^{-1} \quad (13)$$

Radiation heat transfer coefficient between receptor tube and glass cover is estimated by the following correlation:

$$h_{rad,r-c} = \frac{\sigma(T_r^2 + T_c^2)(T_r + T_c)}{\frac{1 - \varepsilon_r}{\varepsilon_r} + \frac{1}{F_{r-c}} + \frac{(1 - \varepsilon_c)D_{r,ext}}{\varepsilon_c D_{c,int}}}. \quad (14)$$

Convection heat transfer coefficient between receptor tube and glass cover is calculated by:

$$h_{conv,r-c} = \frac{2k_{eff}}{D_{r,ext} \ln(D_{c,int} / D_{r,ext})}, \quad (15)$$

where k_{eff} is obtained from [15] correlation:

$$\frac{k_{eff}}{k} = 0.317(Ra^*)^{1/4}, \quad (16)$$

Ra^* is the modified Rayleigh number and is calculated by:

$$(Ra^*)^{1/4} = \frac{\ln(D_{c,int} / D_{r,ext})}{b^{3/4} \left[\frac{1}{D_{r,ext}^{3/5}} + \frac{1}{D_{c,int}^{3/5}} \right]^{5/4}} Ra^{1/4}, \quad (17)$$

$$b = \frac{D_{c,int} - D_{r,ext}}{2}.$$

Radiation heat transfer coefficient between glass cover and surroundings, is calculated by [14]:

$$h_{rad,c-sky} = \sigma \varepsilon_c (T_{sky}^2 + T_c^2)(T_{sky} + T_c). \quad (18)$$

Convection heat transfer coefficient between glass cover and surroundings is estimated by the correlation [8].

$$h_{conv,c-amb} = C Re^n \frac{k_{air}}{D_{c,ext}}, \quad (19)$$

where C and n are constants defined as follows:

$$\text{for } 40 < Re \leq 4000 \quad C = 0.615, n = 0.466,$$

$$\text{for } 4000 < Re \leq 40000 \quad C = 0.174, n = 0.618,$$

$$\text{for } 40000 < Re \leq 400000 \quad C = 0.0239, n = 0.805.$$

COMPARATIVE ANALYSIS BETWEEN A PARABOLIC ... 9

Convection heat transfer coefficient from internal wall of the receptor tube toward two phase ammonia water mixture, is calculated by using Mishra et al. [13] correlation as follows:

$$h_{tp} = 65h_l \left(\frac{1}{x_{tt}} \right)^n Bo^m, \quad (20)$$

where $n = 0.5$ and $m = 0.15$ [16], x_{tt} is the Lockhart-Martinelly parameter defined by:

$$x_{tt} = \left[\frac{1 - X_g}{X_g} \right]^{0.9} \left[\frac{\rho_g}{\rho_l} \right]^{0.5} \left[\frac{\mu_l}{\mu_g} \right]^{0.1}, \quad (21)$$

h_l is the convection heat transfer coefficient for the liquid phase, and it is calculated by the [3] correlation:

$$h_l = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \frac{K}{D_{r, int}}. \quad (22)$$

Bo is the boiling number defined as follows:

$$Bo = \frac{q}{G\lambda}. \quad (23)$$

Global efficiency for both collectors is calculated by:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{Q}_u}{A_{ref} I_b}. \quad (24)$$

Fluid temperature at the end of the receptor tube is calculated by using an iterative method guessing temperature values, until the next balance is reached:

$$\dot{Q}_u = \dot{m}(\Delta H), \quad (25)$$

ΔH is the difference between the inlet and outlet enthalpy.

Transport properties are evaluated by using Conde correlations [2]; thermodynamics properties are estimated by Ziegler and Trepp correlations [19].

5. Results and Discussion

A numerical simulation study in order to size, predict the operational performance and to select the best option to be used as direct generator of an advanced absorption solar cooling system between a PTC and a CLFR has been carried out. Materials utilized and dimensions obtained were selected in order to obtain maximum optical and thermal efficiency considering the following conditions:

- Thermal energy demanded by an advanced absorption cooling cycle (12.23kW).
- 3m width for both concentrators.
- Meteorological conditions of Mexicali B. C. Mexico.
- Receptor tube diameter and glass cover diameter commercially available.

Table 1 shows the most important design variables and dimensions for each one of the concentrators. In the study of the solar concentrating technology, one of the most important aspects is the optical and geometrical study. Figure 3 demonstrates how some of the geometrical parameters such as focus distance, receptor tube diameter, and geometrical concentrating ratio were chosen for both concentrators. For the PTC (3a), the maximum concentration ratio is 32.9 with a focus distance of 0.75m while for the CLFR (3b), the concentration ratio is 14.2 with a focus distance of 2m. The difference in the concentration ratio is due to the fact that PTC takes advantage of all the aperture area, while in the CLFR, the mirrors are separated and as a consequence, the effective area is lesser than in the PTC. By means of similar parametric studies, the number of mirrors in the CLFR, the receptor tube diameter, the glass cover diameter, and the rest of dimensions were specified as shown in Table 1.

COMPARATIVE ANALYSIS BETWEEN A PARABOLIC ... 11

Table 1. Design and working conditions of the systems studied

Parameter	CLFR	PTC
Mass flow rate	0.0197kg/s	
Inlet temperature	184.98°C	
Inlet pressure	18 bar	
Inlet ammonia concentration	7.18%	
Ambient temperature	39°C	
Receptor internal diameter	0.05250m	0.0199m
Receptor external diameter	0.06032m	0.0267m
Cover internal diameter	0.08m	0.045m
Cover external diameter	0.085m	0.05m
Width	3m	
Length	8.71m	7.18m
Receptor absorbance	0.9 (dimensionless)	
Shape factor due to inexact concentrator orientation	1.0	1.0
Number of mirrors	46	-
Focal distance	2m	0.75m
Mirror reflectivity	0.92 (dimensionless)	
Receptor emittance	0.35 (dimensionless)	
Cover emittance	0.88 (dimensionless)	
Receptor conductivity (carbon steel)	55W/m K	
Air velocity	2.3m/s	
Geometrical concentration ratio	14.22	32.91
Solar beam radiation	900 W/m ²	

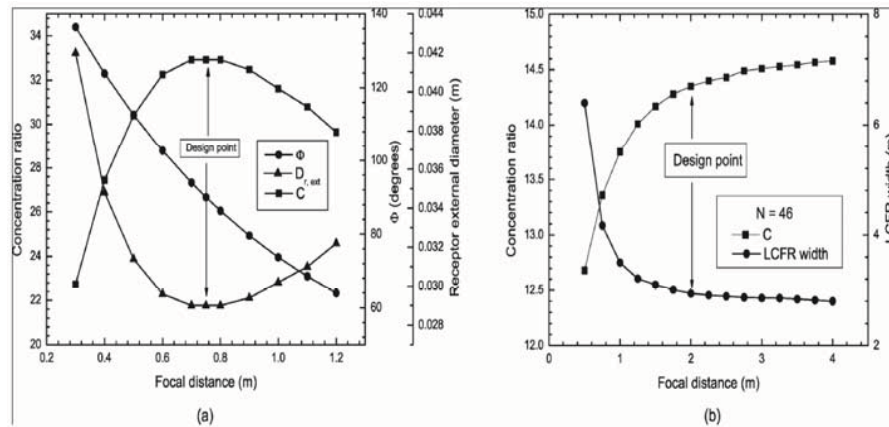


Figure 3. Geometrical parameters selection for the solar collectors.

Figure 4 illustrates how the useful heat demanded by the cooling system is satisfied in different length for each concentrator. In the case of the PTC, 7.18m are needed, while the CLFR requires 8.71m. This is due mainly to the difference in the receptor tube diameter in each concentrator, the PTC has a receptor diameter of 0.0267m, which is about half than that of the CLFR. When the diameter is bigger, the heat transfer area increases causing higher thermal losses to the surroundings. This effect is also observed in the individual heat transfer coefficients, which depend of the transversal area and heat transfer area. The higher geometrical concentration ratio in the PTC is also reflected in the higher useful heat gain compared with the CLFR. As shown in Figure 4, the outlet quality of the mixture is higher too in the PTC, because if more heat is transferred, more ammonia vapour is released.

COMPARATIVE ANALYSIS BETWEEN A PARABOLIC ... 13

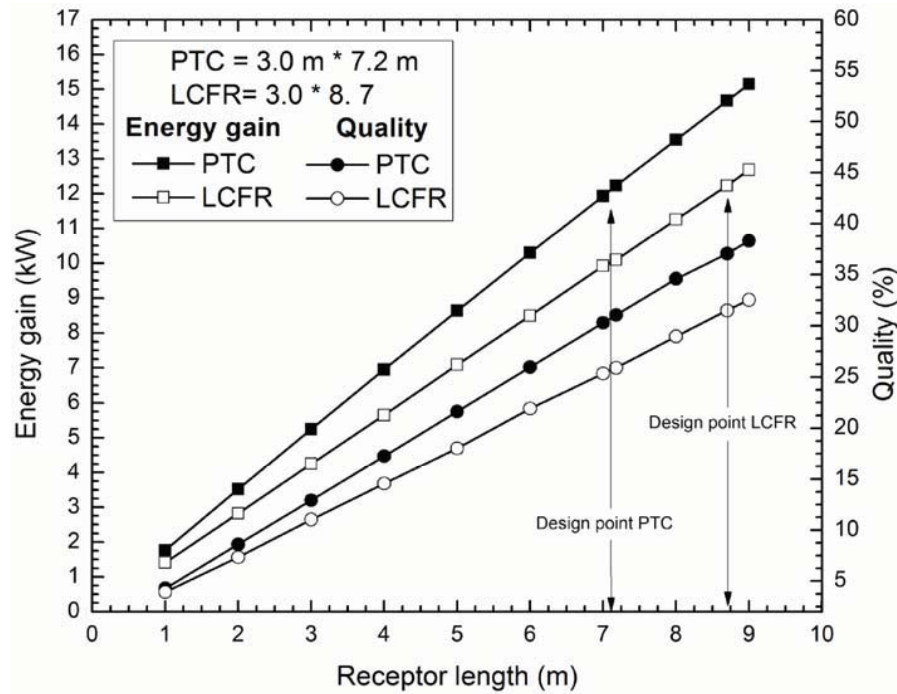


Figure 4. Energy gain and output quality against receptor length comparison.

Figure 5 shows useful heat transfer and thermal efficiency against different levels of solar beam radiation for both concentrators, as shown. There is a difference between the efficiency of the concentrators, that of the PTC being 10.5% higher than that of CLFR. As mentioned above, this is due to the difference of heat transfer area, in the individual heat transfer coefficients and in the geometrical concentration ratio in both concentrators.

The performance of the solar-GAX cycle directly activated by the solar concentrators and the efficiency of both concentrators varying the generator temperature are shown in Figure 6. It can be seen that unlike conventional solar thermal cooling systems activated by flat collectors, in this configuration, with generator temperature increase, the efficiency of the cooling cycle is incremented without affecting in a significant way the collector efficiency.

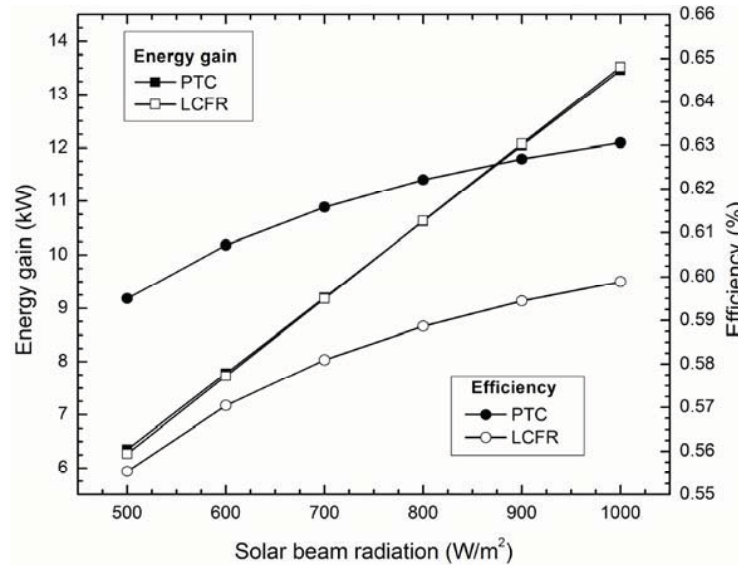


Figure 5. Energy gain and efficiency against solar beam radiation comparison.

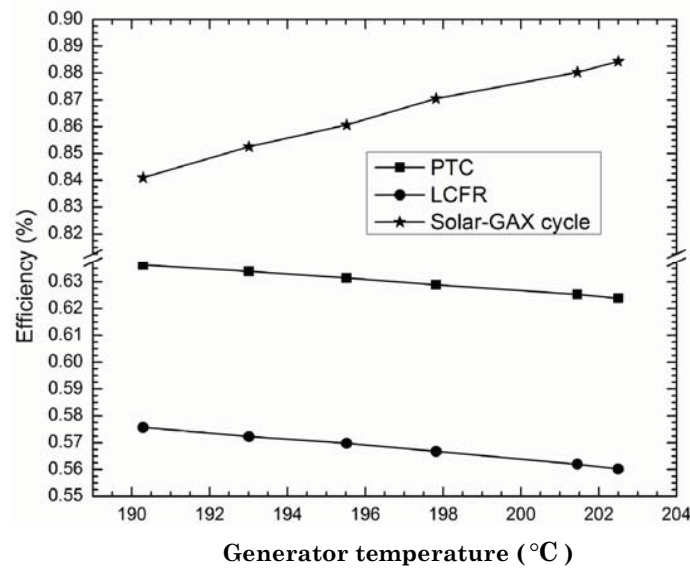


Figure 6. Solar-GAX and collector efficiencies against generator temperature.

6. Conclusion

A comparative analysis between a PTC and a CLFR in order to determine, which one of these would be the best choice to be used as direct generator of an advanced absorption cooling cycle has been carried out. According to the obtained results, it can be concluded that both concentrators can provide the quantity and quality of thermal energy demanded by the cooling cycle, although, the PTC has several advantages that makes it the best option. Its thermal efficiency and geometric concentration ratio are 10.5% and 131%, respectively, higher than that of the CLFR, therefore, a smaller system is required to satisfy the energy demanded by the cooling cycle (PTC = 3.0m*7.18m; CLFR = 3.0m*8.71m). On the other hand, by using a solar concentrating collector as a direct generator in an advanced cooling cycle, allows working at higher temperature favoring the COP of the cooling cycle without affecting in any significant way the efficiency of the collector.

Acknowledgement

Authors wish to thank CONACYT and Baja California Government for their financial support through the project FOMIX-76927.

Nomenclature

A_c	Internal heat transfer cover area [m ²].
A_r	External heat transfer receptor area [m ²].
Bo	Boiling number [dimensionless].
C_p	Specific heat at constant pressure [J kg ⁻¹ K ⁻¹].
C	Geometrical concentration ratio [dimensionless].
D	Diameter [m].
F	Focal distance [m].

16	D. SAUCEDA et al.
G	Flow mass velocity [$\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$].
H	Enthalpy [J kg^{-1}].
h	Heat transfer coefficient [$\text{W m}^{-2}\text{K}^{-1}$].
I_b	Solar beam radiation [W m^{-2}].
K	Thermal conductivity [$\text{W m}^{-1}\text{K}^{-1}$].
K_a	Incident angle modifier [dimensionless].
L	Length [m].
\dot{m}	Mass flow rate [kg s^{-1}].
Pr	Prandtl number [dimensionless].
Q	Heat flow per unit area [W m^{-2}].
\dot{Q}_u	Energy gain [W].
Ra	Rayleigh number [dimensionless].
Re	Reynolds number [dimensionless].
S	Solar absorbed energy per unit area [dimensionless].
T	Temperature [$^{\circ}\text{C}$].
U_L	Overall heat transfer losses [$\text{W m}^{-2}\text{K}^{-1}$].
W	Mirror width [m].
W_c	PTC width [m].
Subscript	
r	Receptor
amb	ambient

COMPARATIVE ANALYSIS BETWEEN A PARABOLIC ... 17

<i>c</i>	Cover
<i>conv</i>	convective
<i>ent</i>	Inlet
<i>ext</i>	external
<i>f</i>	Fluid
<i>int</i>	internal
<i>l</i>	Liquid
<i>op</i>	Optical
<i>rad</i>	radiative
<i>tp</i>	Two phases
<i>g</i>	Vapour

References

- [1] R. Almanza and F. Muñoz, Ingeniería de la Energía Solar, El Colegio Nacional, D. F. Mexico, (1994).
- [2] M. Conde, Thermophysical properties of (NH₃ + H₂O) solutions for the industrial design of absorption refrigeration equipment (2006).
www.mrc-eng.com/aquaammonia.htm
- [3] F. W. Dittus and L. M. K. Boelter, Heat transfer in automobile radiators of the tubular type, University of California Publications in Engineering 2 (1930), 443-461.
- [4] J. A. Duffie and W. A. Beckman, Solar Engineering of Thermal Process, Second ed., Wiley-Interscience, New York, (1991).
- [5] M. Eck and E. Zarza, Saturated steam process with direct steam generating parabolic troughs, Solar Energy 80(11) (2006), 1424-1433.
- [6] V. Flores and R. Almanza, Direct steam generation in parabolic trough concentrators with bimetallic receivers, Energy 29(5-6) (2004), 645-651.
- [7] G. Francia, Pilot plants of solar steam generation systems, Solar Energy (12) (1968), 51-64.
- [8] R. Hilpert, Warmeabgabe von geheizten Drahten und Rohren 4(220) (1933).
- [9] S. Kalogirou, S. Lloyd and J. Ward, Modelling, optimisation and performance evaluation of a parabolic trough solar collector steam generation system, Solar Energy 60(1) (1997), 49-59.

- [10] S. S. Mathur, T. C. Kandpal and B. S. Negi, Optical design and concentration characteristics of linear Fresnel reflector solar concentrators-II, Mirror elements of equal width, *Energy Conversion and Management* 31(3) (1991), 221-232.
- [11] D. R. Mills and G. L. Morrison, Compact linear fresnel reflector solar thermal powerplants, *Solar Energy* 68(3) (2000), 263-283.
- [12] D. R. Mills, *Advances in Solar Thermal Electricity Technology* 76 (2004), 19-31.
- [13] M. P. H. Mishra, K. Varna and C. P. Sharma, Heat Transfer Coefficients in Forced Convection Evaporation of Refrigerant Mixtures 8(2) (1981), 127-136.
- [14] S. D. Odeh, G. L. Morrison and M. Behnia, Modelling of parabolic trough direct steam generation solar collectors, *Solar Energy* 62(6) (1998), 395-406.
- [15] G. D. Raithby and K. G. T. Hollands, A general method of obtaining approximate solutions to laminar and turbulent free convective problems, *Advances in Heat Transfer* 11(265) (1975).
- [16] W. Rivera and 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(5) (1999), 905-921.
- [17] N. Velázquez, O. García-Valladares, D. Saucedo and R. Beltrán, Numerical simulation of a linear Fresnel reflector concentrator used as direct generator in a solar-GAX cycle, *Energy Conversion and Management* 51(3) (2010), 434-445.
- [18] E. Zarza et al., Direct steam generation in parabolic troughs: Final results and conclusions of the DISS project, *Energy* 29(5-6) (2004), 635-644.
- [19] B. Ziegler and C. Trepp, Equation of state for ammonia-water mixtures, *International Journal of Refrigeration* 7(7) (1984), 101-106.



Anexo C

Numerical simulation of a Linear Fresnel Reflector Concentrator used as direct generator in a Solar-GAX cycle

Revista: Energy Conversion and Management. Vol. 51 (2010) 434–445.
doi:10.1016/j.enconman.2009.10.005. ISSN: 0196-8904. IF 1.944.



Contents lists available at ScienceDirect

Energy Conversion and Management

journal homepage: www.elsevier.com/locate/enconman

Numerical simulation of a Linear Fresnel Reflector Concentrator used as direct generator in a Solar-GAX cycle

N. Velázquez^{a,*}, O. García-Valladares^b, D. Saucedo^a, R. Beltrán^a

^a Instituto de Ingeniería, Universidad Autónoma de Baja California, Blvd. Benito Juárez y Calle de la Normal s/n, Mexicali, Baja California 21280, Mexico

^b Centro de Investigación en Energía, Universidad Nacional Autónoma de México, Privada Xochicalco s/n, Temixco, Morelos 62580, Mexico

ARTICLE INFO

Article history:

Received 23 May 2008

Received in revised form 9 March 2009

Accepted 10 October 2009

Available online 18 November 2009

Keywords:

Ammonia–water

Direct vapor generation

Absorption refrigeration

Solar energy

Fresnel

ABSTRACT

In this work a methodological analysis to design and evaluate the technical feasibility of use a Linear Fresnel Reflector Concentrator (LFRC) as generator in an advanced absorption refrigeration system (Solar-GAX cycle) has been carried out. For this purpose, a detailed one-dimensional numerical simulation of the thermal and fluid-dynamic behavior of a LFRC that solves, in a segregated manner, four subroutines: (a) fluid flow inside the receptor tube, (b) heat transfer in the receptor tube wall, (c) heat transfer in cover tube wall, and (d) solar thermal analysis in the solar concentrator has been developed. The LFRC numerical model has been validated with experimental data obtained from the technical literature; after that, a parametric study for different configurations of design has been carried out in order to obtain the highest solar concentration with the lowest thermal losses, keeping in mind both specific weather conditions and construction restrictions.

The numerical result obtained demonstrates that using a LFRC as a direct generator in a Solar-GAX cycle satisfy not only the quantity and quality of the energy demanded by the advanced cooling system, it also allows to obtain higher global efficiencies of the system due to it can be operated in conditions where the maximum performance of the Solar-GAX cycle is obtained without affecting in any significant way the solar collector efficiency.

© 2009 Elsevier Ltd. All rights reserved.

1. Introduction

In recent times, more attention is being set on solar refrigeration system as a consequence of rising electricity rates and increasing power demand caused by conventional air conditioning and refrigeration systems. There are alternative technologies for cooling that contribute to decrease power demand, the conventional high Global Warming Potential (GWP) and the Ozone Depletion Potential (ODD). In addition, developed countries need new refrigeration technologies instead of conventional compression refrigeration to meet air conditioning and cooling demand without greenhouse emissions. Solar energy has the evident advantage that cooling is generally required when solar radiation is available; this allows to use an integral system consisting in a solar thermal collector arrangement coupled to a refrigeration system driven thermally. Some experimental and theoretical studies has been developed in order to take advantages of solar energy in refrigeration and air conditioning systems [1]. Li and Sumathy [2] developed a simulation of a solar absorption refrigeration system coupled with flat collectors and a storage tank with two sections, the results shown that using this type of storage tank benefits

the system due to the refrigeration effect is quicker and the coefficient of performance (COP) is also higher than a system with a storage tank with normal stratification. Zyed et al. [3] reported an experimental research of a solar refrigeration system with a solar array with 49 m² of flat collectors, the absorption system is a water cooled single effect cycle with a capacity of 35 kW and a storage tank of 2 m³. The array of collector is coupled indirectly to the absorption cycle using water to transport the solar energy gain. Mazloumi et al. [4] proposed with a simulation study a single effect LiBr/H₂O refrigeration system with a capacity of 17.6 kW (5 tons refrigeration) activated with solar energy obtained with parabolic trough solar collectors. In this study a thermal efficiency of 0.69 is reported in the solar system and a COP in the cycle of 0.7 that results in a global efficiency of 0.48. The systems proposed above has as its principal disadvantage the thermal losses due to the indirect coupling between the solar array and the refrigeration cycle and the systems also required a higher initial inversion due to more components are needed. Ortega et al. [5] in order to reduce the thermal losses and the number of components proposed a compound parabolic concentrator (CPC) coupled directly with a single effect solar absorption system with a capacity of 3.8 kW. The system reported a theoretical CPC efficiency of 0.46 and a COP in the cycle of 0.45 that results in a global efficiency of 0.21; this global efficiency is low due to a low efficiency single effect

* Corresponding author. Tel./fax: +52 686 566 41 50.

E-mail address: nicolasvelazquez@ing.mx1.uabc.mx (N. Velázquez).

Nomenclature

A_a	reflector aperture area (m ²)	Greek letters	
A_r	receptor tube heat transfer area (m ²)	α	absorbance (dimensionless)
A_f	fluid flow cross section area (m ²)	β	inclination angle of the receptor tube (rad)
$A_{r,c}$	cover tube cross section area (m ²)	ε	emittance (dimensionless)
$A_{r,r}$	receptor tube cross section area (m ²)	ε_g	void fraction (dimensionless)
C	concentration ratio (dimensionless)	ϕ	generic dependent variable
C_p	specific heat at constant pressure (J/(kg K))	γ	shape factor due to inexact concentrator orientation (dimensionless)
d	mirror position (m)	η	efficiency (dimensionless)
D	diameter (m)	θ	inclination angle of the mirror (rad)
e	specific energy ($H + v^2/2 + gz \sin \theta$) (J/kg)	ρ	density (kg/m ³)
f	focal distance (m)	ρ_o	surface reflectivity (dimensionless)
f_r	friction factor (dimensionless)	σ	Stefan–Boltzmann constant (5.6697×10^{-8} W/(m ² K ⁴))
F_r	Froude number (dimensionless)	τ	transmissivity (dimensionless)
$F_{r,c}$	view factor between receptor and cover (dimensionless)	τ_w	wall shear stress (N/m ²)
g	gravitational constant (m/s ²)	μ	dynamic viscosity (kg/(m s))
G	distance between consecutive mirrors (m)	ξ	solar sub tense angle (rad) ($\xi = 32'$; design consideration)
G_v	mass velocity (kg/m ² s)	Δz	spatial discretization step (m)
h	heat transfer coefficient (W/(m ² K))	Ψ	surface tension (N/m)
H	enthalpy (J/kg)	Δt	temporal discretization step (s)
I	solar irradiance (W/m ²)	Φ	two-phase frictional multiplier (dimensionless)
k	thermal conductivity (W/(m K))		
k_{eff}	effective thermal conductivity (W/(m K))	Subscripts	
L	length (m)	<i>amb</i>	ambient
m	mass (kg)	<i>b</i>	beam
\dot{m}	mass flow rate (kg/s)	<i>c</i>	cover
n	number of control volumes	<i>conv</i>	convective
p	pressure (bar)	<i>ext</i>	external
P	perimeter (m)	<i>f</i>	fluid
Pr	Prandtl number (dimensionless)	<i>g</i>	gas phase
\dot{q}	heat flow per unit area (W/m ²)	<i>go</i>	only gas
\dot{q}_u	useful energy gain per receptor unit area (W/m ²)	<i>int</i>	internal
\dot{q}_{wall}	heat flux from wall to fluid per receptor unit area (W/m ²)	<i>l</i>	liquid phase
\dot{Q}_u	energy gain (W)	<i>lo</i>	only liquid
rug	absolute tube roughness (m)	<i>N</i>	number of mirrors
Ra	Rayleigh number (dimensionless)	<i>r</i>	receptor
Re	Reynolds number (dimensionless)	<i>rad</i>	radiative
S	solar absorbed energy per unit area (W/m ²)	<i>tp</i>	two-phase
t	time (s)		
T	temperature (K)	Superscripts	
v	velocity (m/s)	–	arithmetical average over a CV
W	mirror width (m)	~	integral average over a CV
W_e	Weber number (dimensionless)	o	value of previous instant
x_g	vapor quality (dimensionless)		
z	axial coordinate		

cycle is used and it is not exploited the potential of advanced absorption cycles with interchange of heat between the generator and absorber (GAX cycles).

The GAX cycle provides the highest COP of any single effect absorption cycle due to possibility of internal heat recovery at the highest temperature zone of the absorber and transferred to the lowest temperature zone of the generator [6]. In order to reach this performance, high temperature in the generator is required. This can be reached coupling concentrator solar collector with this type of cycles. Until now, only works with this type of cycles activated with direct fire and residual heat has been reported. Kang et al. [7] proposed an advanced GAX cycle activated with residual heat and they reported that the generation temperature can be reduced until 172 °C solving the corrosion problems produced with temperatures higher than 200 °C. Velázquez and Best [6] studied a GAX cycle of 10.56 kW of refrigeration capacity activated with

natural gas and solar energy; they proposed a methodology to evaluate the thermodynamic behavior of these systems, a refrigeration COP of 0.86 and a heating COP of 1.86 are reported with an internal energy integration of 15.6 kW. Kang et al. [8] developed four configurations of hybrid-GAX cycles that combined the characteristics of advanced absorption cycles and vapor compression ones; they reported that when a compressor is put between the evaporator and the absorber a COP 24% higher than a conventional GAX cycle can be reached. This configuration with different pressure levels can reach temperatures until –80 °C in the evaporator and can reduced the generator temperatures to 164 °C if a compressor is collocated between the generator and the condenser.

In the other hand, solar thermal collectors are now more efficient. In fact, some systems developed in the past have reappeared; this is the case of the LFRC developed in 1968 by Francia [9] for steam generation at 101.32 bar and 450 °C. The interest in LFRC

is due to its small reflector size, easy construction, low structural cost, receptor position without movement of joins, and reflectors without cylindrical geometry. Since 1990, solar concentrators have been used to produce steam directly on the receptor tube [10]. The technology developed is known as direct steam generation (DSG) and the produced vapor is mainly used for power generation. Some theoretical and experimental studies have been reported in order to determine the technical and economical viability of concentrator solar systems using LFRC for DSG [11–13].

DSG shows many advantages compared to the heating oil based technology, because DSG eliminates costly synthetic oil, intermediate heat transport piping, special equipment to operate with high oil temperatures, and the oil-steam heat exchanger [14].

The advanced solar absorption refrigeration cycles and the concentrator solar collectors have been performed evolutions separately and to our knowledge any work reported in the technical literature take advantage of integrate both directly in a technology in order to produce cold. For these reasons, in this work a LFRC was developed to directly generate ammonia from ammonia–water solution in order to demonstrate the technical feasibility when it is coupled with an ammonia–water absorption Solar-GAX refrigeration system. As a consequence, the system cost will be reduced because heat losses and number of components are reduced as well.

2. Solar absorption refrigeration system

A LFRC is used as a direct ammonia vapor generator coupled to an air cooled Solar-GAX absorption refrigeration system, the COP obtained with this particular configuration is 0.85, a block diagram of this system is shown in Fig. 1 and its operation principle is reported by Velázquez and Best [6]. This unit was designed for a cooling capacity of 10.56 kW (3 tons refrigeration) using ammonia–water mixtures as working fluid; a LFRC is integrated directly to the system to reduce thermal losses (increasing thermal efficiency) and the quantity of components (reducing cost); at least one heat exchanger and a pump were eliminated.

The operation of the generator/LFRC consists of an inlet ammonia–water solution of 6.4% composition at 187.21 °C, 18 bar and 0.0197 kg/s. The fluid from the Generator Heat Exchanger (GHX) goes into the LFRC generator where it receives latent heat from the sun for the evaporation process. The evaporation process begins and the condition of the components is as a vapor–liquid mixture. The liquid and vapor phases are separated and reintegrated to the GHX as shown in Fig. 1. The LFRC has been design in order to add 12.23 kW of thermal heat to the Solar-GAX cycle.

This cycle requires a cool storage module or it can be operated by either renewable energy source as solar, or hybrid energy source as solar-biomass. This is due to the direct integration between the LFRC and the generator that does not allow to store solar thermal energy in order to operate when the solar supply is not available. This operational type is typical in solar refrigeration systems.

3. Mathematical formulation

The saturated liquid ammonia–water mixture enters into the receptor tube with a specific temperature, pressure and mass flow rate. The receptor tube receives a useful energy gain (\dot{q}_u). Finally, the two-phase flow exits the receptor with a composition, quality, pressure and temperature produced by the boundary conditions along the system.

The numerical model is divided in four modules: (1) fluid flow inside the receptor tube, (2) heat transfer in the receptor tube wall,

(3) heat transfer in the cover tube wall and (4) solar thermal analysis.

3.1. Optical analysis and design

A LFRC with a tubular receptor shape (Fig. 2) can be designed in two ways: (1) by calculation of the receptor tube diameter or (2) by fixing it. This study assumes a known receptor diameter. The following assumptions have been made:

- (i) The LFRC has a tracking system to follow the sun.
- (ii) Mirrors are specularly reflecting.
- (iii) Radiation is normally incident to the arrangement.

Both the position and angle of the first mirror are given by Mathur [15]:

$$d_1 = \frac{W}{2} + f \tan(\xi) \quad (1)$$

$$\theta_1 = \frac{1}{2} \tan^{-1} \left(\frac{d_1 + \frac{W}{2} \cos(\theta_1)}{f - \frac{W}{2} \sin(\theta_1)} \right) \quad (2)$$

Position and angle from subsequent mirror 2 to mirror “N” is given by the following equations [15]:

$$G_N = W \sin(\theta_{N-1}) \tan(2\theta_N + \xi) \quad (3)$$

$$d_N = d_{N-1} + W \cos(\theta_{N-1}) + G_N \quad (4)$$

$$\theta_N = \frac{1}{2} \tan^{-1} \left(\frac{d_N + \frac{W}{2} \cos(\theta_N)}{f - \frac{W}{2} \sin(\theta_N)} \right) \quad (5)$$

These equations are solved iteratively for the total number of fixed mirrors.

For a LFRC, the concentration ratio, C, is given by [16]:

$$C = \frac{\sum_{i=1}^N W \cos(\theta_N)}{\pi D_{r,ext}} \quad (6)$$

The proposed receptor for ammonia vapor generation using solar energy consists in a tube with a low emittance selective surface, surrounded with a concentric clear glass tube that leaves a non-evacuated annular gap between receptor and cover (Fig. 3).

In a concentrator with solar tracking system, only beam radiation (I_b) is considered. When radiation hits a mirror and it is reflected, surface reflectivity (ρ_o) must be considered, since only a fraction of incident radiation is reflected. Same concept is applied when radiation hits the receptor, a fraction goes through the clear cover and a fraction is reflected. The reflected fraction hits the receptor surface once again and only a bit of it is absorbed. This is taken under consideration when absorbance product is calculated ($\tau\alpha$). In this way, the incident solar radiation absorbed by the receptor tube is calculated with the following equation [17]:

$$S_r = (1.01 \tau\alpha) I_b \rho_o \gamma \quad (7)$$

where γ is the shape factor due to inexact concentrator orientation (in this study, it is assumed as “1”, ideal case), and 1.01 factor is due to the reflected solar rays returning from the cover to the absorber.

The LFRC optical efficiency is defined in the following formula:

$$\eta_{optical} = \frac{S_r}{I_b} \quad (8)$$

3.2. Fluid flow inside the receptor tube

Using as reference the geometry of the receptor tube (diameter, length, roughness and angle), the governing equations have been integrated according to the following assumptions:

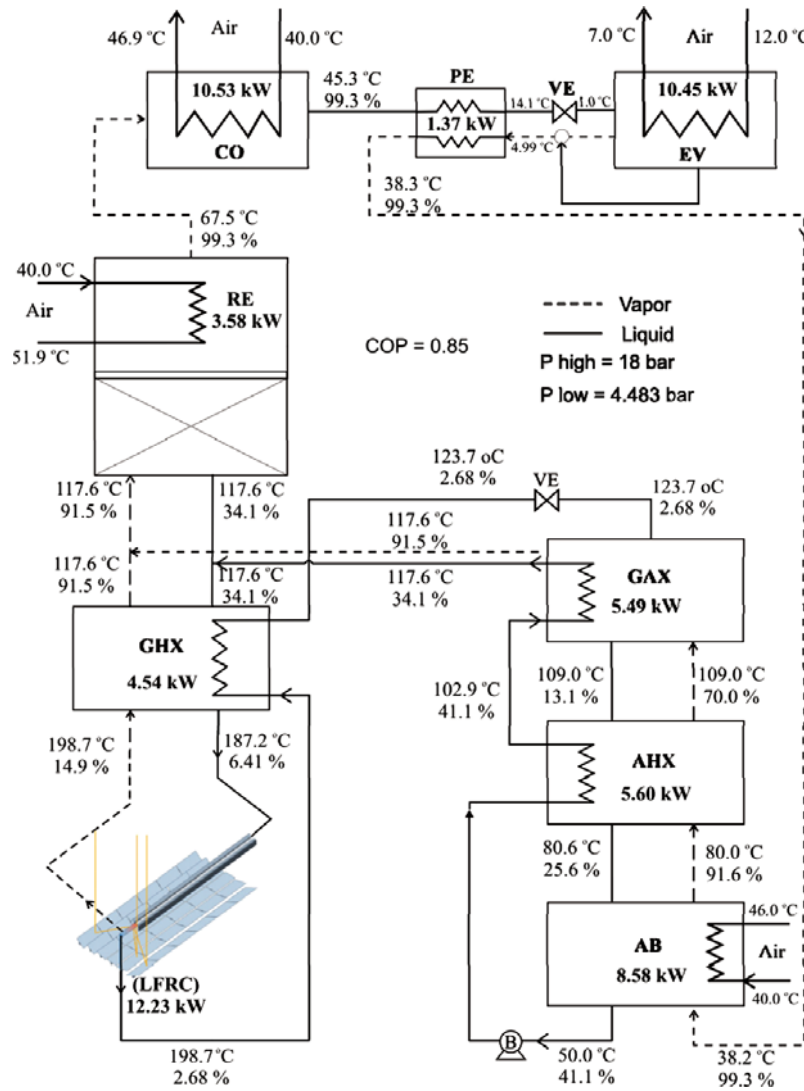


Fig. 1. Ammonia-water absorption Solar-GAX refrigerator system with a LFRC used as vapor generator.

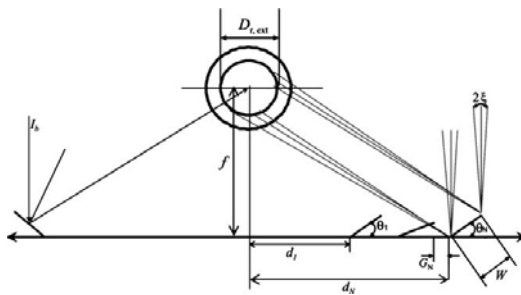


Fig. 2. Characteristic dimensions of a LFRC.

- One-dimensional fluid flow: $p(z, t)$, $H(z, t)$, $T(z, t)$, etc.
- Axial heat conduction inside the fluid is neglected.
- Separated flow model.
- Constant internal diameter and uniform surface roughness.

The semi-integrated governing equations over a finite control volume (CV), have the following form [18]:

- Continuity:

$$[\dot{m}_g + \dot{m}_l]_i^{i+1} + \frac{\partial(m_g + m_l)}{\partial t} = 0 \tag{9}$$

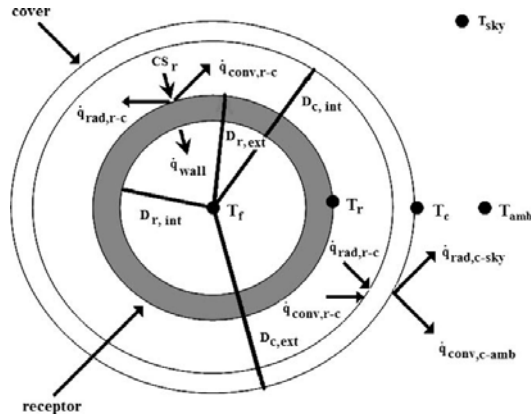


Fig. 3. Characteristics of the receptor–cover system.

• Momentum:

$$\begin{aligned} & [\dot{m}_g v_g + \dot{m}_l v_l]_i^{i+1} + \Delta z \frac{\partial(\dot{m}_g + \dot{m}_l)}{\partial t} \\ & = -[p]_i^{i+1} A_t - \tau_w P \Delta z - mg \sin \beta \end{aligned} \quad (10)$$

• Energy:

$$[\dot{m}_g e_g + \dot{m}_l e_l]_i^{i+1} + \frac{\partial(\dot{m}_g e_g + \dot{m}_l e_l)}{\partial t} - A_t \Delta z \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} = \dot{q}_{wall} P \Delta z \quad (11)$$

where $\bar{\phi}$ represents the integral volume average of a generic variable ϕ over the CV and ϕ its arithmetic average between the inlet and outlet of the CV. The subscript and superscript in the brackets indicate $[X]_i^{i+1} = X_{i+1} - X_i$, i.e., the difference between the quantity X at the outlet section and the inlet section.

In the governing equations, the evaluation of the shear stress is performed by means of a friction factor fr and a two-phase frictional multiplier ϕ . The one-dimensional model also requires the knowledge of the two-phase flow structure, which is evaluated by means of the void fraction e_g . Finally, heat transfer through the receptor tube wall and fluid are related by the convective heat transfer coefficient $h_{conv,f}$, which is defined as: $h_{conv,f} = \dot{q}_{wall}/(T_r - T_f)$.

3.2.1. Evaluation of empirical coefficients

The mathematical model requires some additional local information, generally obtained from empirical correlations. After comparing different empirical correlations presented in the technical literature, the following ones have been selected:

3.2.1.1. Equilibrium two-phase region. In the two-phase flow region, the void fraction is estimated from the equation of Rouhani and Axelsson [19]:

$$\begin{aligned} e_g = \frac{X_g}{\rho_g} \left\{ [1 + 0.12(1 - X_g)] \left[\left(\frac{X_g}{\rho_g} \right) + \left(\frac{1 - X_g}{\rho_l} \right) \right] \right. \\ \left. + \frac{1.18(1 - X_g) [g \nu (\rho_l - \rho_g)]^{0.25}}{G_v \rho_l^{0.5}} \right\}^{-1} \end{aligned} \quad (12)$$

For the convective heat transfer coefficient the boiling flow model proposed by Zürcher et al. [20] for ammonia is applied (the implementation of this model requires the flow pattern map model of Kattan et al. [21] with some modifications. For the sake of simplicity

the description of both methods, flow pattern map and heat transfer coefficient model is avoided here. It is recommended to consult the respective articles).

The shear stress is calculated using a two-phase frictional multiplier according to Friedel [22]:

$$\Phi_{lo} = \frac{\tau_w}{(\tau_w)_{lo}} = E + \frac{3.23FH}{F_r^{0.045} W_e^{0.035}} \quad (13)$$

where

$$\begin{aligned} E &= (1 - X_g) + X_g^2 \frac{\rho_l fr_{go}}{\rho_g fr_{lo}}; \quad F = X_g^{0.78} (1 - X_g)^{0.224}; \\ H &= \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.91} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.7} \end{aligned} \quad (14)$$

where fr_{go} and fr_{lo} are the only gas and only liquid friction factor evaluated from the expression proposed by Churchill [23]:

$$fr = 2 \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^2 + \frac{1}{(A + B)^{3/2}} \right]^{1/12} \quad (15)$$

where

$$\begin{aligned} A &= \left\{ 2.457 \ln \left[1 / \left[(7/Re)^{0.9} + 0.27 \frac{f_l \mu_g}{D} \right] \right] \right\}^{16}; \\ B &= \left(\frac{37,530}{Re} \right)^{16} \end{aligned} \quad (16)$$

Temperature, mass fraction and all the thermophysical properties are calculated using a matrix as function of the pressure and enthalpy, i.e.:

$$\phi = \phi(p, H) \text{ where } \phi = T, X_g, \rho, \dots \quad (17)$$

For the ammonia–water mixture, these matrices are obtained using REFPROP v7.0 [24]. Transport properties are not available in REFPROP v7.0 for this mixture; due to this, viscosity, thermal conductivity, and surface tension are calculated with the correlations proposed by Conde [25].

3.2.2. Fluid flow analysis

The numerical analysis is carried out in terms of the control volume method. The discretized equations are coupled using a fully implicit step-by-step method in the flow direction. From the known values at the inlet section to the guessed values of the wall boundary conditions, the variable values at the outlet of each CV are iteratively obtained from the discretized governing equations. Outlet values are the inlet values for the next CV. The procedure is carried out until the end of the receptor tube is reached.

For each CV, a set of algebraic equations is obtained by a discretization process of the governing equations (Eqs. (9)–(11)). The transient terms of governing equations are discretized using the following approximation: $\partial \phi / \partial t \cong (\phi - \phi^o) / \Delta t$, where ϕ represents a generic dependent variable ($\phi = H, p, T$, etc.); superscript “o” indicates the value of the previous instant. The averages of the different variables have been estimated by the arithmetic result between their values at the inlet and outlet sections, that is:

$$\bar{\phi}_i \cong \bar{\phi}_i \equiv (\phi_i + \phi_{i+1}) / 2.$$

Based on the above numerical approaches, the governing equations can be discretized to obtain mass flow rate, pressure and enthalpy at the outlet section of each CV. The final form of the governing equations is given below.

The outlet mass flow rate is obtained from the discretized continuity equation [18],

$$\dot{m}_{i+1} = \dot{m}_i - \frac{A_t \Delta z}{\Delta t} (\bar{\rho}_{tp} - \bar{\rho}_{tp}^0) \quad (18)$$

where the two-phase density is obtained from: $\rho_{tp} = \epsilon_g \rho_g + (1 - \epsilon_g) \rho_l$. In terms of the mass flow rate, gas and liquid velocities are calculated as,

$$v_g = \left[\frac{\dot{m} x_g}{\rho_g \epsilon_g A_t} \right]; \quad v_l = \left[\frac{\dot{m} (1 - x_g)}{\rho_l (1 - \epsilon_g) A_t} \right]$$

The discretized momentum equation is solved for the outlet pressure [18],

$$p_{i+1} = p_i - \frac{\Delta z}{A_t} (\Phi_{lo}(\tau_w)_{lo} \pi D_{r,int} + \bar{\rho}_{tp} A_t g \sin \beta + \frac{[\dot{m}(x_g v_g + (1 - x_g) v_l)]_{i+1}^2}{\Delta z} + \frac{\bar{m} - \bar{m}^0}{\Delta t}) \quad (19)$$

From the energy equation and the continuity equation, the following equation is obtained for the outlet enthalpy [18]:

$$H_{i+1} = \frac{2\dot{q}_{wall} \pi D_{r,int} \Delta z - \dot{m}_{i+1} a1 + \dot{m}_i a2 + \frac{A_t \Delta z}{\Delta t} a3}{\dot{m}_{i+1} + \dot{m}_i + \frac{\rho_{tp}^0 A_t \Delta z}{\Delta t}} \quad (20)$$

where

$$\begin{aligned} a1 &= (x_g v_g + (1 - x_g) v_l)_{i+1}^2 + g \sin \beta \Delta z - H_i \\ a2 &= (x_g v_g + (1 - x_g) v_l)_i^2 - g \sin \beta \Delta z + H_i \\ a3 &= 2(\bar{p}_i - \bar{p}_i^0) - \bar{\rho}_{tp}^0 (H_i - 2\bar{H}_i^0) - (\bar{\rho} v_i^2 - \bar{\rho}^0 v_i^{0^2}) \end{aligned}$$

The above mentioned equations of mass, momentum and energy are applicable to transient two-phase flow. Situations of steady flow and/or single-phase flow (liquid or gas) are particular cases of this formulation. Moreover, the mathematical formulation in terms of enthalpy gives generality of the analysis, because not only one equation is needed for all the regions but also gives opportunity for easily dealing with mixtures.

3.3. Solar thermal analysis

The useful energy gain per unit of receptor area \dot{q}_u , expressed in terms of the local receptor temperature (T_r), cover temperature (T_c) and the incident solar radiation absorbed by the receptor tube (S_r) is given by [17]:

$$\dot{q}_u = CS_r - (h_{conv,r-c} + h_{rad,r-c})(T_r - T_c) \quad (21)$$

The useful energy gain depends on both solar radiation absorbed by the receptor tube and thermal losses with the surroundings.

The radiative heat transfer coefficient between the receptor tube and cover is expressed by Duffie and Beckman [17] in the following formula:

$$h_{rad,r-c} = \frac{\sigma (T_r^2 + T_c^2) (T_r + T_c)}{\frac{1 - \epsilon_r}{\epsilon_r} + \frac{1}{F_{rc}} + \frac{(1 - \epsilon_c) D_{r,ext}}{\epsilon_c D_{c,int}}} \quad (22)$$

where view factor, F_{rc} between the receptor and cover is considered equal to 1.

Natural heat transfer convection in a non-evacuated annular space gap for horizontal concentric cylinders can be estimated by the following correlations [26]:

$$h_{conv,r-c} = \frac{2k_{eff}}{D_{r,ext} \ln(D_{c,int}/D_{r,ext})} \quad (23)$$

where the effective thermal conductivity, k_{eff} , is given by:

$$\frac{k_{eff}}{k_{air}} = 0.317(Ra^*)^{1/4} \quad (24)$$

and

$$(Ra^*)^{1/4} = \left[\frac{\ln(D_{c,int}/D_{r,ext})}{b^{3/4} \left(\frac{1}{D_{r,ext}^{3/5}} + \frac{1}{D_{c,int}^{3/5}} \right)^{5/4}} \right] Ra^{1/4}$$

In which $b = (D_{c,int} - D_{r,ext})/2$ and the Rayleigh number, Ra , is based on the temperature differences in the annular space and the characteristic length b .

3.4. Receptor tube wall

The energy equation considering only conduction has been written down assuming one-dimensional transient temperature distribution. A characteristic CV is shown in Fig. 4, where P represents the central node, E and W indicate its neighbors. The CV-faces are indicated by e , w , n and s . Integrating the conduction equation over this CV, the following equation is obtained [18]:

$$(\bar{q}_{wall} \pi D_{r,int} - \bar{q}_u \pi D_{r,ext}) \Delta z + (\bar{q}_w - \bar{q}_e) A_{t,r} = m \frac{\partial \bar{H}}{\partial t} \quad (25)$$

where $\bar{q}_{wall} = h_{conv,f}(T_r - T_f)$, and the conductive heat fluxes are evaluated using the Fourier law:

$$\bar{q}_e = -k_e \left(\frac{\partial T_r}{\partial z} \right)_e; \quad \bar{q}_w = -k_w \left(\frac{\partial T_r}{\partial z} \right)_w$$

Rearrangement Eq. (25), the following equation is obtained for each node of the grid [18]:

$$a_i T_{r,i} = b_i T_{r,i+1} + c_i T_{r,i-1} + d_i \quad (26)$$

where the coefficients are:

$$\begin{aligned} a_i &= b_i + c_i + h_{conv,f,i} \pi D_{r,int} \Delta z + \frac{A_{t,r} \Delta z}{\Delta t} \rho c_p \quad b_i = \frac{k_e A_{t,r}}{\Delta z} \\ c_i &= \frac{k_w A_{t,r}}{\Delta z} \quad d_i = (h_{conv,f,i} \pi D_{r,int} \bar{T}_{f,i} + \dot{q}_{u,i} \pi D_{r,ext}) \Delta z + \frac{A_{t,r} \Delta z}{\Delta t} \rho c_p T_{r,i} \end{aligned}$$

The coefficients mentioned above are applicable for $2 \leq i \leq n$; for $i = 1$ and $i = n$ adequate coefficients are used taking into account the axial heat conduction or temperature boundary conditions. The set of heat conduction discretized equations are solved using the TDMA algorithm [27].

3.5. Cover tube wall

The same procedure mentioned above for the receptor tube wall has been used. Integrating the conduction equation over the cover tube wall CV, the following equation is obtained as result [18]:

$$(\bar{q}_s \pi D_{r,ext} - \bar{q}_n \pi D_{c,ext}) \Delta z + (\bar{q}_w - \bar{q}_e) A_{t,c} = m \frac{\partial \bar{H}}{\partial t} \quad (27)$$

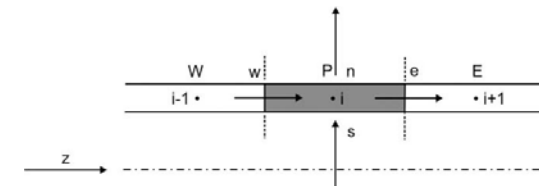


Fig. 4. CV in the receptor tube wall.

\tilde{q}_e and \tilde{q}_w are evaluated using the Fourier law and:

$$\tilde{q}_s = \tilde{q}_{conv,r-c} + \tilde{q}_{rad,r-c} = (h_{conv,r-c} + h_{rad,r-c})(T_r - T_c)$$

$$\begin{aligned} \tilde{q}_n &= \tilde{q}_{conv,c-amb} + \tilde{q}_{rad,c-sky} \\ &= h_{conv,c-amb}(T_c - T_{amb}) + h_{rad,c-sky}(T_c - T_{sky}) \end{aligned}$$

where according to Duffie and Beckman [17],

$$T_{sky} = 0.0552T_{amb}^{1.5} \tag{28}$$

$$h_{rad,c-sky} = \epsilon_c \sigma (T_{sky}^2 + T_c^2)(T_{sky} + T_c) \tag{29}$$

and according to Karlekar and Desmond [28]:

$$h_{conv,c-amb} = 0.989Re^{0.33}Pr^{1/3} \frac{k_{air}}{D_{c,ext}} \text{ for } 0.4 < Re \leq 40$$

$$h_{conv,c-amb} = 0.683Re^{0.486}Pr^{1/3} \frac{k_{air}}{D_{c,ext}} \text{ for } 40 < Re \leq 4000$$

$$h_{conv,c-amb} = 0.193Re^{0.618}Pr^{1/3} \frac{k_{air}}{D_{c,ext}} \text{ for } 4000 < Re \leq 40,000$$

$$h_{conv,c-amb} = 0.0266Re^{0.805}Pr^{1/3} \frac{k_{air}}{D_{c,ext}} \text{ for } 40,000 < Re \leq 400,000$$

Finally, $h_{conv,c-amb}$ is taken as the maximum value between one of its corresponding above correlation and the following correlation for natural convection around cylinders developed by Churchill and Chu [29]:

$$h_{conv,c-amb} = \left(0.6 + 0.387 \left(\frac{Ra}{1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{9/16}} \right)^{1/4} \right)^2 \frac{k_{air}}{D_{c,ext}} \tag{30}$$

The LFRC thermal efficiency is defined in the following formula:

$$\eta_{thermal} = \frac{\dot{Q}_u}{A_a I_b} = \frac{\dot{m}(H_{outlet} - H_{inlet})}{A_a I_b} \tag{31}$$

4. Numerical resolution

The solution process is carried out by a global algorithm that solves in a segregated manner the following: (1) the fluid flow inside the receptor tube, (2) heat conduction in the receptor tube wall, (3) heat conduction in the cover tube wall and (4) solar thermal analysis in the LFRC. The coupling between the four main sub-routines is performed iteratively following the procedure described below:

1. For fluid flow inside the receptor tube, the equations are solved considering the receptor tube wall temperature distribution as a boundary condition, and evaluating both the temperature and the convective heat transfer coefficient for each fluid CV.
2. In the receptor tube wall, the temperature distribution is re-calculated using the fluid flow temperature and the convective heat transfer coefficient evaluated in the preceding step; and the useful energy gain is considered as boundary condition.
3. The temperature distribution in the cover wall is calculated using the receptor tube wall, ambient and sky temperatures and the convective and radiative heat transfer coefficients.
4. The useful energy gain is obtained in terms of the thermal analysis carried out on the LFRC, meanwhile both receptor tube and cover temperature distributions were calculated in the previous steps.

The global convergence is reached when two consecutive loops of the four main subroutines fulfill a strict convergence criterion is verified for all the CVs in the domain.

5. Numerical model validation

The first model validation was against the experimental thermal losses from the receptor with air in the space between the receptor and cover as a function of operating temperature (fluid temperature above ambient) developed by Sandia National Laboratories [30]. The receptor specifications used in the model validation are given in Table 1. Experimentally, good thermal losses data are more difficult to obtain than heat gain (efficiency) data, because the temperature change across the receptor is smaller by as much as an order of magnitude. A true measure of receptor thermal losses with zero contribution due to direct or scattered light absorption by the reflector can be obtained during normal daylight hours when the receptor is shaded from direct sunlight and the reflector is aimed at a clear sky (this experimental procedure was used by Sandia National Laboratories). The experimental error band reported on the data points are the expected worst-case errors caused by the measuring instruments [30]. The numerical model comparison of the performance of receptor thermal losses against experimental data is shown in Fig. 5, the agreement here is very good; the model and test data essentially agree, within the bounds of experimental uncertainty, over the entire temperature range.

The second model validation was against experimental measurements of Negi et al. [31] in two linear Fresnel reflector solar concentrators with receptor of copper: one coated with selective cobalt oxide ($\alpha = 0.90$, $\epsilon_r = 0.18$) and other with MAXORB foil ($\alpha = 0.95$, $\epsilon_r = 0.11$); the systems have also air in the space between the receptor and cover.

The specifications used in the model validation are shown in Table 2. The thermal efficiency calculated for Negi et al. [31] is as follows:

$$\eta_{th,Negi} = \frac{\dot{Q}_u}{A_a I_b} = \frac{\dot{m}(H_{outlet} - H_{inlet})}{A_a I_b} \tag{32}$$

where A_a is the reflector aperture area, in this case 1.8 m².

The comparison between the developed numerical model and the experimental data for both selective surfaces are shown in Table 3. A good degree of correlation has been obtained with a mean deviation of 1.6% for the eight analyzed cases for the outlet fluid temperature and a global efficiency mean deviation of 8.9%.

The numerical simulation has been adjusted to the geometry and operating conditions given by the experimental data in order to validate it; it allows to conclude that the model carried out calculate correctly the energy obtained by the receptor and its thermal losses under different operation conditions. Moreover, taking into account the good correlation level attained and a previous validation for the model used to calculate the heat transfer from the absorber to the bulk fluid [20] based on evaporation of ammonia in smooth tubes, it is concluded that the proposed model can be closed to the experimental behavior attained by the system.

Table 1
Receptor specifications [30] used in the model validation.

Receptor length (L)	7.8 m
Focal distance (F)	1.84 m
Receptor internal diameter ($D_{r,int}$)	0.066 m
Receptor external diameter ($D_{r,ext}$)	0.070 m
Receptor tube thermal conductivity (k_r)	54 W/m K
Glass cover internal diameter ($D_{c,int}$)	0.109 m
Glass cover external diameter ($D_{c,ext}$)	0.115 m
Receptor absorptance (α)	0.906
Receptor emittance (ϵ_r)	0.14
Glass cover transmittance (τ)	0.95
Atmospheric pressure (Albuquerque) (p_{atm})	86 kPa

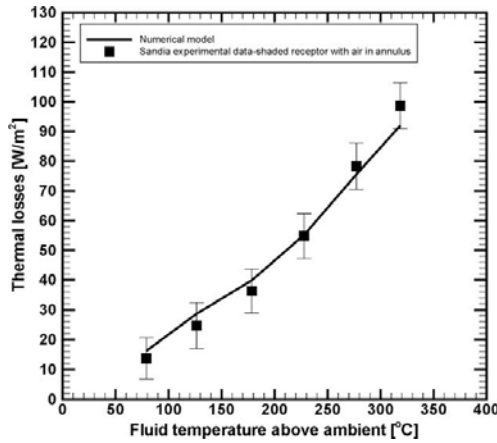


Fig. 5. Thermal losses comparison between the SANDIA experimental data [30] and model developed for a shaded receptor with air in annulus.

6. Numerical model results

In this section, numerical results analysis of dimensions and operation behavior of the LFRC has been carried out. The main objective is to obtain the dimensions of this solar system used as ammonia vapor generator. The geometry and materials are chosen in order to reach the maximum optical and thermal efficiencies, always considering the following restrictions: weather conditions of Mexicali, México, Solar-GAX cooling system thermal demand, a collector with a maximum width of 3 m, commercial cover diame-

ters and fixing the mirror width equal to the receptor diameter (60.32 mm, 2" carbon steel tube nominal diameter). A 3 m arrangement is suitable for the tracking systems currently available at the Universidad Autónoma de Baja California that can be used for future construction of the LFRC.

Climatic condition is an important factor in the correct dimensioning and operational study of the LFRC. The weather conditions were taken from a databank of Mexicali, Baja California, México from year 2000 to 2006 [32]. According to this, the following values are used in this study: ambient temperature 40 °C, air velocity 2.3 m/s and beam radiation of 800 W/m². Radiation value has been chosen in order to operate the refrigeration system during several hours a day.

Analyzing geometrical parameters in Fig. 6, a unit with a focal distance of 2 m and a LFRC width of approximately 3 m is a good design option due to the concentration ratio obtained (14.35), nearby its maximum value, but in contrast with higher focal distances the materials are reduced. The thermal and optical efficiency and fluid energy gain are obtained for different array of mirrors in Fig. 7, according to this, estimated thermal requirement (12.23 kW) is reached with 46 mirrors.

Table 4 shows the final design characteristics parameters and boundary conditions used as point of reference in the LFRC numerical model.

Another important geometrical parameter analyzed is the cover outlet diameter (Fig. 8a and b); in these figures is evident that a diameter of 0.085 m is the best solution, this parameter has a great influence in the convective heat transfer coefficient between the receptor and cover ($h_{conv,r-c}$ in Fig. 8b) that affects directly the thermal efficiency and the fluid energy gain.

Fig. 9 shows different variables behavior against different LFRC lengths: fluid energy gain and fluid outlet quality are shown in Fig. 9a, it is important to remark on that the energy demand for the cooling cycle is fulfilled with just 8.7 m of collector length.

Table 2
Linear solar Fresnel reflector solar concentrator specifications (Negi et al. [31]).

Parameter	Value	Parameter	Value
Receptor internal diameter	0.035 m	Cover emittance (ϵ_c)	0.88
Receptor external diameter	0.038 m	Cover extinction coefficient	4 m ⁻¹
Cover internal diameter	0.051 m	Cover refractive index	1.527
Cover external diameter	0.056 m	Air refractive index	1
Length (L)	1.8 m	Shape factor due to inexact concentrator orientation (γ)	1
Number of mirrors (N)	34	Receptor conductivity (copper)	400 W/m K
Mirror width (W)	0.025 m	Cover conductivity (glass)	0.76 W/m K
Focal distance (f)	0.4 m	Air velocity	2.3 m/s
Mirror reflectivity (ρ_o) [*]	0.72	Fluid	water

* Negi et al. [31] reports poor reflectivity (0.6–0.72) of the constituent mirror elements and the manual tracking arrangement.

Table 3
Comparison between Negi et al. [31] experimental results and model developed.

I_b (W/m ²)	\dot{m} (kg/min)	T_{amb} (°C)	T_{inlet} (°C)	Exp. T_{out} (°C)	Model T_{out} (°C)	% Error exp. vs. model	Exp. $\eta_{th,Negi}$ (%)	Model $\eta_{th,Negi}$ (%)	% Error exp. vs. model
Selective cobalt oxide coated absorber ($\alpha = 0.90, \epsilon_r = 0.18$)									
641	0.745	39.5	35.0	45.0	45.0	0.00	45.0	44.9	0.33
625	0.710	40.5	35.0	46.0	45.2	1.74	48.4	45.0	7.09
648	0.750	40.5	35.0	45.0	45.0	0.00	44.9	45.0	0.31
634	0.740	40.5	35.5	45.5	45.0	1.10	45.2	45.0	0.56
Selective MAXORB foil coated absorber ($\alpha = 0.95, \epsilon_r = 0.11$)									
728	1.70	35.5	32.0	38.0	37.3	1.84	54.3	48.1	11.43
710	1.70	35.5	32.0	38.0	37.2	2.10	55.7	48.2	13.44
692	1.62	35.5	32.5	39.0	37.8	3.08	59.0	47.8	18.95
710	1.22	35.5	32.5	41.0	39.7	3.17	56.6	47.6	15.92
					Average	1.63		Average	8.88
					Max.	3.17		Max.	18.95
					Min.	0.00		Min.	0.31

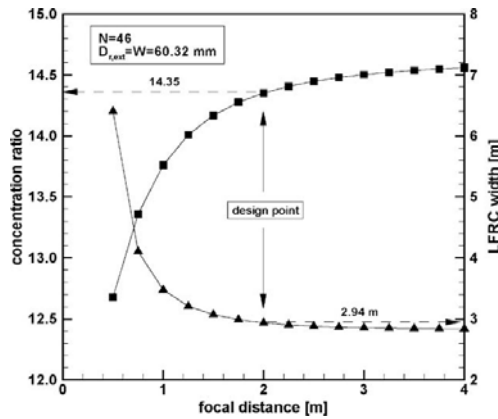


Fig. 6. Concentration ratio and LFRC width with respect to the focal distance.

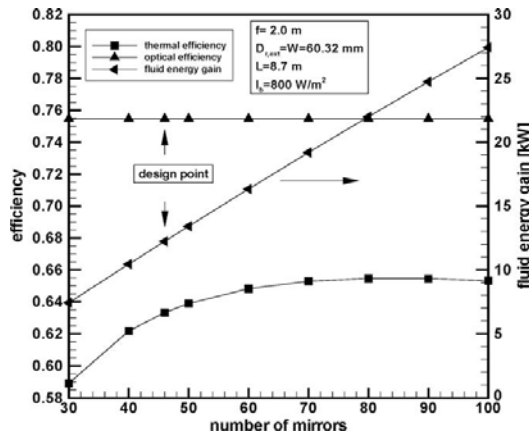


Fig. 7. Optical efficiency, thermal efficiency and fluid energy gain against number of mirrors.

The profiles of the fluid, cover and receptor temperature and mass fraction in liquid and vapor phases and are shown in Fig. 9b. When more heat flux is transferred, more ammonia is evaporated of the liquid phase carried over a higher fraction of water with it along the receptor length producing that the vapor concentration decreases, due to the prevailing thermodynamic equilibrium conditions in the mixture. Fig. 9c shows heat transfer coefficients and

pressure drop along the receptor length; according to this the radiative heat transfer coefficient between the receptor and cover presents a small increment due to the increment in the receptor temperature along it. Also the pressure drop in the system is neglected due to small values obtained.

The influence of wind speed and ambient temperature have been also studied; the air velocity does not have a significant influence in the LFRC performance according to the numerical results obtained, and the LFRC thermal efficiency variation was lower than 2% with wind speeds from 0 to 6 m/s. High surrounding air temperature benefits the LFRC performance due to the thermal losses reduction; however, this variation is not significant compared with other parameters.

In conventional solar cooling systems, the thermal energy demand is regularly obtained by flat-plate and evacuated tube collectors. The global efficiency of the system (COP-Solar) is calculated multiplying the collector efficiency by the cooling system efficiency. In these systems, it is necessary to select an optimal generator temperature for the maximum COP-Solar due to higher temperatures favor the cooling cycle but affects drastically the collector efficiency. However, in Fig. 10 it is shown that in the system developed the efficiency of the LFRC used as generator is not affected in an important way with the increment of temperature; In fact, it is possible to use the generation temperature in benefit of the Solar-GAX cycle, taking into account that temperatures higher than 200 °C can produce corrosion problem due to the chemical reactions of ammonia in contact with the generator tube wall [7]. Consequently, the recommended generation temperature is 198.7 °C; with this design point the collector efficiency is 0.63, the COP of GAX cycle cooled by air is 0.85 and the COP-Solar is 0.53. On the other hand, a COP-Solar of 0.32 is reported by Zyed et al. [3] with a lithium bromide–water single effect cooling system (COP = 0.61) operated in an indirect way using flat-plate solar collectors. Once the comparison is done with the new developed system, a rise of 39.6% in efficiency is reached. These results can be also compared with the ones obtained by Mazloumi et al. [4] for the numerical simulation of a single effect lithium bromide–water (COP = 0.7) coupled in a indirect form with a Parabolic Trough Solar Collector with efficiency equal to 0.69 and assuming 10% of thermal losses [1]; the system proposed in this paper increases 17.9% in efficiency in comparison with it and it also requires less components than the single effect lithium bromide–water system.

The cooling capacity and COP of the system against the solar beam radiation is shown in Fig. 11, it is observed that when the solar beam radiation is increased the cooling capacity is also incremented due to the addition of a higher quantity of heat in the solution; hence, higher ammonia evaporation in the collector generator is obtained. The GAX cycle COP presents small variation due to with the same ratio that the addition of heat is increased; the cooling capacity is also incremented by adjusting internally the liquid and vapor mass flow rates.

Table 4 Design characteristics and boundary conditions used as point of reference in the LFRC numerical analysis.

Parameter	Value	Parameter	Value
Mass flow rate	0.0197 kg/s	Focal distance (f)	2 m
Inlet temperature	184.98 °C	Mirror reflectivity (ρ_o)	0.92
Inlet pressure	18 bar	Receptor emittance (ϵ_r)	0.35
Inlet condition	Saturated liquid	Cover emittance (ϵ_c)	0.88
Inlet ammonia concentration	7.18%	Cover extinction coefficient	4 m ⁻¹
Ambient temperature	40 °C	Cover refractive index	1.527
Receptor internal diameter	0.05250 m	Air refractive index	1
Receptor external diameter	0.06032 m	Shape factor due to inexact concentrator orientation (γ)	1
Cover internal diameter	0.08 m	Receptor conductivity (carbon steel)	55 W/m K
Cover external diameter	0.085 m	Cover conductivity (glass)	0.76 W/m K
Length (L)	8.7 m	Air velocity	2.3 m/s
Receptor absorbance (α)	0.90	Beam radiation	800 W/m ²
Number of mirrors (N)	46		

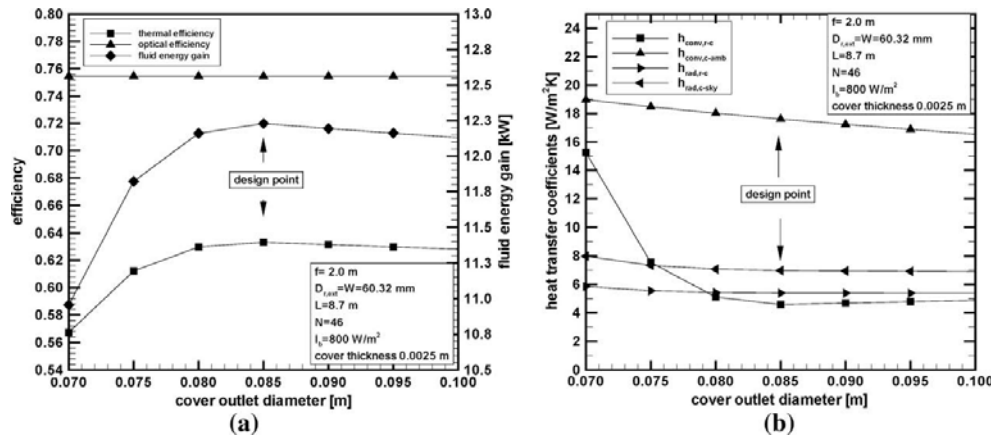


Fig. 8. Influence of cover outlet diameter in: (a) efficiencies and fluid energy gain and (b) heat transfer coefficients.

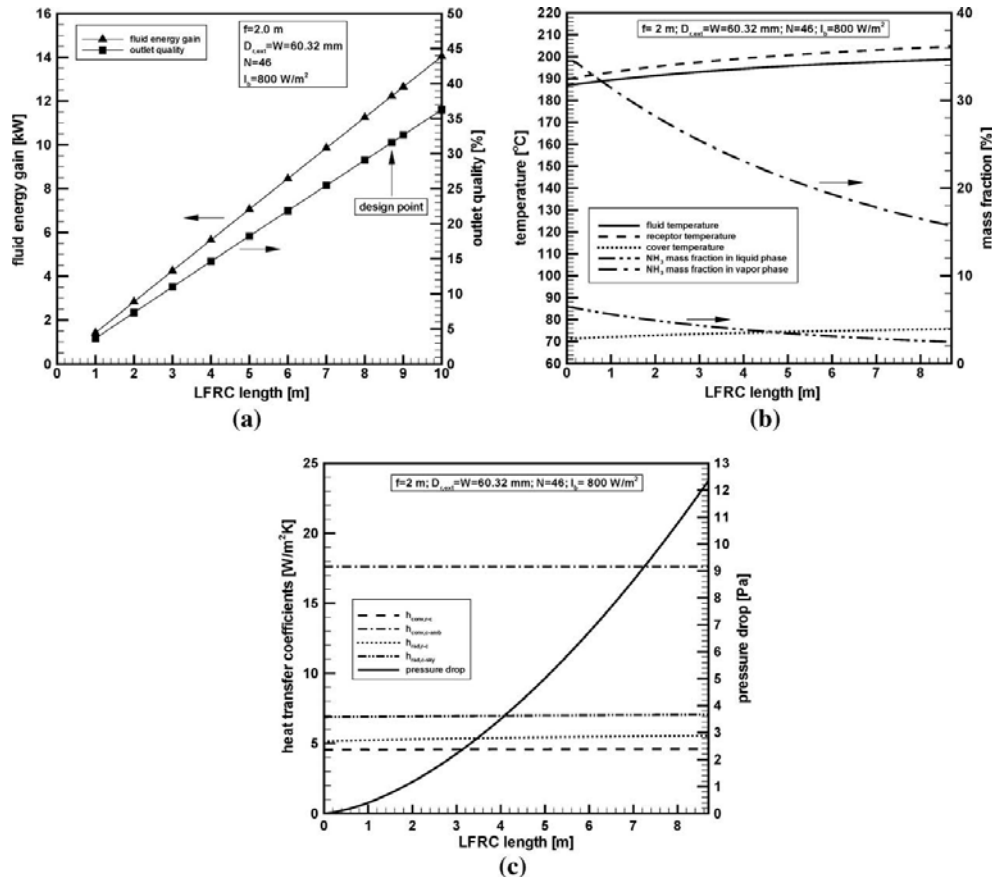


Fig. 9. Influence of LFRC length in: (a) fluid energy gain and outlet fluid quality; (b) receptor, cover and fluid temperatures and ammonia mass fraction in both phases and (c) heat transfer coefficients and pressure drop.

Table 5 shows the influence of different selective receptor surfaces in the optical and thermal efficiencies, fluid energy gain and others important variables. Four different selective surfaces have been studied combined with a temperate glass cover with

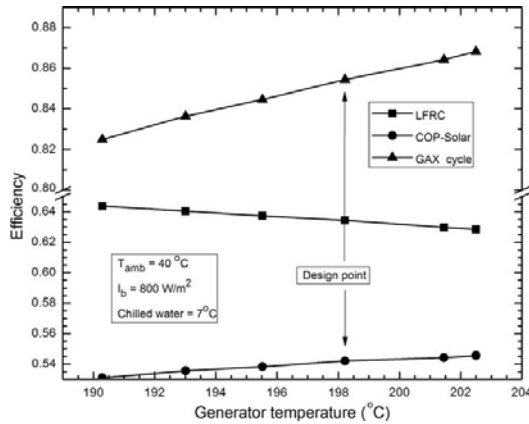


Fig. 10. Efficiencies for different generator temperatures.

low iron content (emittance (ϵ_c) of 0.88) and with a 3 mm thickness glass mirror reflector with a silver film (reflectivity (ρ_o) of 0.92) for all the cases. According to the numerical results obtained, the selective surface has an important effect in LFRC performance, the table shows that with the selective solar foil (MAXORB) a fluid energy gain of 13.64 kW is obtained; however due to material

availability reason, the selective solar coating (SOLKOTE) was used in the design specifications. It is also clear according to this table that using a commercial black paint, the fluid energy gained is reduced to 10.40 kW and consequently the efficiency is also reduced.

7. Conclusions

In this work, a Linear Fresnel Reflector Concentrator is dimensioned and its technical feasibility is evaluated in order to be used as ammonia direct vapor generator in an advanced absorption air cooled Solar-GAX cycle for a cooling capacity of 10.6 kW (3 tons refrigeration). A rigorous mathematical model considering the geometrical, optical, thermal and fluid-dynamic aspects of the LFRC has been carried out and validated in order to reach this objective.

The numerical result obtained demonstrates that using a LFRC as a direct generator in a Solar-GAX cycle satisfy not only the quantity and quality of the energy demanded by the advanced cooling system, it also allows to obtain higher global efficiencies of the system due to it can be operated in conditions where the maximum performance of the Solar-GAX cycle is obtained without affecting in any significant way the solar collector efficiency.

Under the design conditions, the LFRC efficiency obtained is 0.63, the COP of the Solar-GAX cycle is 0.85 and the global efficiency of the system is 0.54. The efficiency calculated is 17.9% higher than a single effect water–lithium bromide cycle coupled in an indirect form with a Parabolic Trough Solar Collector system. The numerical result has also demonstrated that the availability of

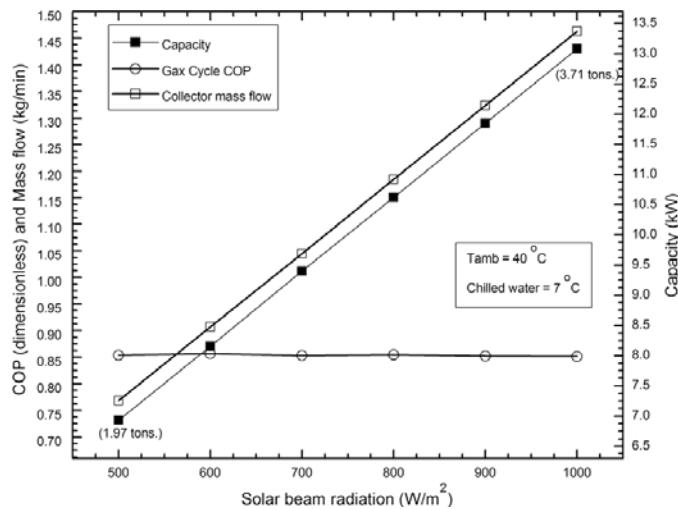


Fig. 11. Solar-GAX cycle capacity and COP for different solar beam radiation.

Table 5
Analysis of different selective surfaces used in the LFRC construction.

Selective surfaces	α	ϵ_r	$\eta_{optical}$	$\eta_{thermal}$	\dot{Q}_u (kW)	Outlet temp. (°C)	NH ₃ outlet mass fraction liquid phase	NH ₃ outlet mass fraction vapor phase
Selective solar coating (SOLKOTE)	0.90	0.35	0.755	0.633	12.23	198.8	2.46	15.67
Commercial black paint	0.85	0.85	0.713	0.539	10.40	197.9	2.74	17.26
Selective solar foil (MAXORB)	0.95	0.11	0.796	0.706	13.64	199.4	2.27	14.61
Cobalt selective surface	0.90	0.18	0.755	0.656	12.66	199.0	2.40	15.33

Cover emittance (ϵ_c): 0.88; mirror reflectivity (ρ_o): 0.92.

solar beam radiation has a negligible effect in the COP of the system but it has a significant effect in the capacity of the LFRC and the refrigeration cycle.

According to the numerical analysis, the receptor diameter plays an important role in the LFRC thermal performance. In order to select this diameter it is necessary to reach a compromise between the thermal, optical and fluid-dynamic losses. The glass cover diameter is another important parameter affecting the LFRC performance because it influences directly in the convective heat transfer coefficient between the receptor and cover; the wind speed and ambient temperature do not have any significant influence in the LFRC efficiency; in fact, the efficiency variation was lower than 2% in the range of this study.

Acknowledgement

The authors thank for the financial support for this research work, trough of CONACYT FOMIX project 76927.

References

- [1] Kim DS, Ferreira CAI. Solar refrigeration options – a state-of-the-art review. *Int J Refrig* 2008;31:3–15.
- [2] Li ZF, Sumathy K. Simulation of a solar absorption air conditioning system. *Energy Convers Manage* 2001;42:313–27.
- [3] Zyed A, Izquierdo M, Rodriguez P, Maidment G, Missenden J, Lecuona A, et al. A novel experimental investigation of a solar cooling system in Madrid. *Int J Refrig* 2005;28:859–71.
- [4] Mazloumi M, Naghashzadegan M, Javaherdeh K. Simulation of solar lithium bromide–water absorption cooling system with parabolic trough collector. *Energy Convers Manage* 2008;49:2820–32.
- [5] Ortega N, García-Valladares O, Best R, Gómez VH. Two-phase flow modelling of a solar concentrator applied as ammonia vapor generator in an absorption refrigerator. *Renew Energy* 2008;33:2064–76.
- [6] Velázquez NL, Best R. Methodology for the energy analysis of an air cooled GAX absorption heat pump operated by natural gas and solar energy. *Appl Therm Eng* 2002;22:1089–103.
- [7] Kang YT, Akisawa A, Kashiwagi T. An advanced GAX cycle for waste heat recovery: WGAX cycle. *Appl Therm Eng* 1999;19:933–47.
- [8] Kang YT, Hong H, Park KS. Performance analysis of advanced hybrid GAX cycles: HGAX. *Int J Refrig* 2004;27:442–8.
- [9] Francia G. Pilot plants of solar steam generation systems. *Solar Energy* 1968; 12:51–64.
- [10] Almanza R, Lentz A, Jiménez G. Receiver behavior in direct steam generation with parabolic troughs. *Solar Energy* 1997;61:275–8.
- [11] Mills DR, Dey CJ. Transitions strategies for solar thermal power generation. In: *Proceedings of the international solar energy society conference*; 1999.
- [12] Mills DR, Morrison GL. Compact linear Fresnel reflector solar thermal power plants. *Solar Energy* 2000;68:263–83.
- [13] Mills DR, Morrison G, Dye J, Lievre PL. Multitower line focus Fresnel array project. *J Solar Energy Eng* 2006;128:118–20.
- [14] Odeh SD, Morrison GL, Behnia M. Modelling of parabolic through direct steam generation solar collectors. *Solar Energy* 1998;62:395–406.
- [15] Mathur SS. Optical design and concentration characteristics of linear Fresnel reflector solar concentrators – II mirror elements of equal width. *Energy Convers Manage* 1991;31:221–32.
- [16] Saucedo D, Velázquez N. Internal report. Universidad Autónoma de Baja California; 2006.
- [17] Duffie JA, Beckman WA. *Solar engineering of thermal processes*. 2nd ed. New York: Wiley Interscience; 1991.
- [18] García-Valladares O. Numerical simulation of non-adiabatic capillary tubes considering metastable region. Part I: mathematical formulation and numerical model. *Int J Refrig* 2007;30:642–53.
- [19] Rouhani Z, Axelsson E. Calculation of volume void fraction in the subcooled and quality region. *Int J Heat Mass Transfer* 1970;13:383–93.
- [20] Zürcher O, Thome JR, Favrat D. Evaporation of ammonia in a smooth horizontal tube: heat transfer measurements and predictions. *J Heat Transfer* 1999;121:89–101.
- [21] Kattan N, Thome JR, Favrat D. Flow boiling in horizontal tubes, part 1: development of a diabatic two-phase flow pattern map. *Journal of Heat Transfer* 1998;120:140–7.
- [22] Friedel F. Improved friction pressure drop correlation for horizontal and vertical two-phase pipe flow. In: *European two-phase flow group meeting, Italy, paper E2*; 1979.
- [23] Churchill SW. Frictional equation spans all fluid flow regimes. *Chem Eng* 1977;84:91–2.
- [24] REFPROP v7.0. Reference fluid thermodynamic and transport properties. NIST Standard Reference Database 23 Gaithersburg, MD 20800, USA; 2002.
- [25] Conde M. Thermophysical properties of NH₃ + H₂O solutions for the industrial design of absorption refrigeration equipment. <www.mrc-eng.com/aquaammonia.htm>.
- [26] Kreith F, Bohn MS. *Principles of heat transfer*. 6th ed. Thomson Learning; 2000.
- [27] Patankar SV. *Numerical heat transfer and fluid flow*. London: Taylor & Francis; 1980.
- [28] Karlekar BV, Desmond RM. *Engineering heat transfer*. West Publishing Co.; 1977.
- [29] Churchill SW, Chu HHS. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder. *Int J Heat Mass Transfer* 1975;18: 1049–53.
- [30] Dudley VE, Kolb GJ, Mahoney AR, Mancini TR, Matthews CW, Sloan M, et al. Test results: SEGS LS-2 solar collector (No. SAND-94-1884); 1994.
- [31] Negi BS, Mathur SS, Kandpal TC. Optical and thermal performance evaluation of a linear Fresnel reflector solar concentrator. *Solar Wind Technol* 1989; 6:589–93.
- [32] Gallegos R, Luna A, Velázquez N, Bojorquez G. A simulation study on the limitations of the use of evaporative cooling for air conditioning in hot arid climate of Mexicali, Mexico. In: *Proceedings of ANES/ASME joint 30th national solar energy week*; 2006.

Anexo D

Design and Construction of an Air Cooled Ammonia Absorber

Revista: Journal of Solar Energy Engineering, (2009) Vol. 131 Issue 2,
doi:10.1115/1.3097273. ISSN: 0199-6231. IF. 0.662

Nicolás Velázquez¹

e-mail: nicolasvelazquez@iing.mx, uabc.mx

Daniel Saucedo

Margarito Quintero-Núñez

Instituto de Ingeniería,
Universidad Autónoma de Baja California,
Calle de la Normal s/n, Col. Insurgentes Este,
Mexicali, Baja California 21280, México

Roberto Best

Centro de Investigación en Energía,
Universidad Nacional Autónoma de México,
Privada Xochicalco s/n, Centro,
Temixco, Morelos 62580, México
e-mail: rbb@cie.unam.mx

Design and Construction of an Air Cooled Ammonia Absorber

This paper presents the design criteria, methodology, and results of the basic and detailed engineering for a descending film ammonia absorber using air cooled finned tubes, which is part of an advanced absorption cooling system (solar generator absorber heat exchange cycle). The design consists in determining all the construction parameters for the air cooled ammonia absorption unit, starting with the operating conditions defined by a thermodynamical simulation of the process considering both physical and operational design restrictions. The chosen option was based on a comparison between the advantages and disadvantages of each possible array, type, and geometry. After performing the operational simulation, thermal and mechanical designs, and the consistency analysis, it was found that an absorption unit using 29 5/8 NPT 14 (BWG) steel carbon ASTM A-179 tubes, with pure SB-234 aluminum fins was the best option. The tubes are arranged in an equilateral triangle fashion, with crossed air flow cooling.

[DOI: 10.1115/1.3097273]

Keywords: solar cooling, absorbers, refrigeration systems, cooling cycle, air conditioning

1 Introduction

During recent years, a renewed interest on solar cooling equipment has emerged due to the environmental problems attached to mechanical vapor compression systems, the increase in global temperature and the increase in electric energy bills. The use of solar energy for the activation of refrigeration and air conditioning systems is of special interest because of the high cooling requirements of buildings, which coincide with the maximum availability of the solar resource [1]. The sun generates serious acclimatization and refrigeration problems, both of which affect in a significant manner the lifestyle of society. It is possible to take advantage of this energy source for the production of refrigeration and air conditioning using advanced solar absorption cooling systems.

During the development of solar absorption cooling technology Fig. 1, design and construction of the air cooled absorbers are one of the critical stages because it is required to develop basic and detailed engineering in order to specify the dimensions of the unit. Figure 1 shows the different stages generally required and recommended for technology development [2,3], and the ellipse highlights the section of interest for this article.

Once a system has been thermodynamically established and studied, the next step is to specify the different system components for its construction. The pilot plant requirements, among others, are a detailed design specification of every component, manufacturing drawings, piping and instrumentation diagrams. It is necessary to specify every mechanical detail, completely and clearly.

2 Thin Film Ammonia Absorber

The ammonia absorber is part of the solar generator absorber heat exchange (GAX) absorption system shown in Fig. 2 [4]. An important feature of the system is that it uses air as cooling media for the absorber, condenser, and rectifier, instead of water coming from an expensive cooling tower. Cooling towers are not considered practical or economically feasible for these small machines

[4,5]. Maintenance costs are reduced when cooling with air (chemical and mechanical cleaning), and also operational costs (chemicals, chlorine, and antiscaling) and space required for the unit. The foretold tends to compensate for the decline in the efficiency rate caused by air cooling.

2.1 Operation Description. Ammonia vapor as refrigerant goes into the tube bundle from the lower part, and it is contacted with countercurrent falling absorption solution film, which descends on the inner surface of the tubes, being absorbed and forming a strong ammonia aqueous solution. The absorption process is exothermic, making it necessary to design heat exchanging equipment in order to cool the hot solution, thus improving its absorption capacity by removing the condensation enthalpy and reaction heat (solution heat). Heat removal is accomplished by forcing air over the outer part of the finned tubes. The ammonia aqueous solution (strong solution), finally leaves the absorber and is pumped to feed the high pressure zone of the system.

3 General Design Procedure

Design consists in the determination of all construction parameters for the different equipment components, starting with the operation conditions defined by thermodynamical simulation of the system and considering design restrictions, both physical and operational.

Design stages are as follows.

- *Operational simulation of the system.* Thermodynamical analysis to determine the operation conditions of the system.
- *Thermal design.* It is the iterative procedure followed to determine the geometry of each system component, using thermal and fluid-dynamics evaluation of the design.
- *Mechanical design.* (Resistance to operational conditions): it is the procedure applied in the selection of the construction materials and in the determination of thickness that withstand mechanical stress and the effects of corrosion from the fluids in use.
- *Consistency analysis.* Consistency and sufficiency of data information are revised, and if necessary, standard values from regulations are assumed for any of the variables not fully specified.

In order to find the proper geometrical parameters, geometry is

¹Corresponding author.

Contributed by the Solar Energy Engineering Division of ASME for publication in the JOURNAL OF SOLAR ENERGY ENGINEERING. Manuscript received May 8, 2007; final manuscript received January 24, 2009; published online March 25, 2009. Review conducted by Moncef Krarti. Paper presented at the Proceedings of ANES/ASME Solar Joint 2006.

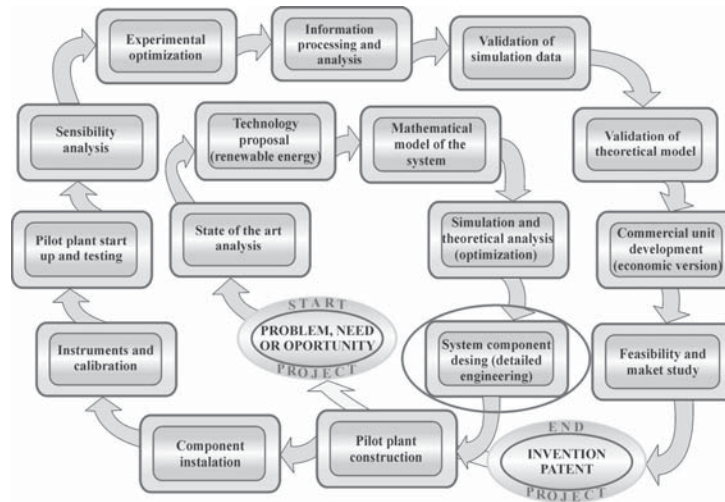


Fig. 1 Technology research and development project stages (green technology development)

assumed and its behavior is evaluated; if it does not fulfill the system requirements, it is modified and re-evaluated. This procedure is repeated as much as necessary until a geometry that satisfies process conditions is found. More specifically, geometrical parameters are assumed in order to maximize individual heat

transfer coefficients (minimal thermal resistance), to minimize pressure drop or motor power, and to maximize fin efficiency, fulfilling heat transfer requirements and flooding point of the column. For the mechanical design it is necessary to specify, among others, the material type, welding type, corrosion margin, wall thickness, and maximum allowed pressure drop. The general methodology is presented in Fig. 3.

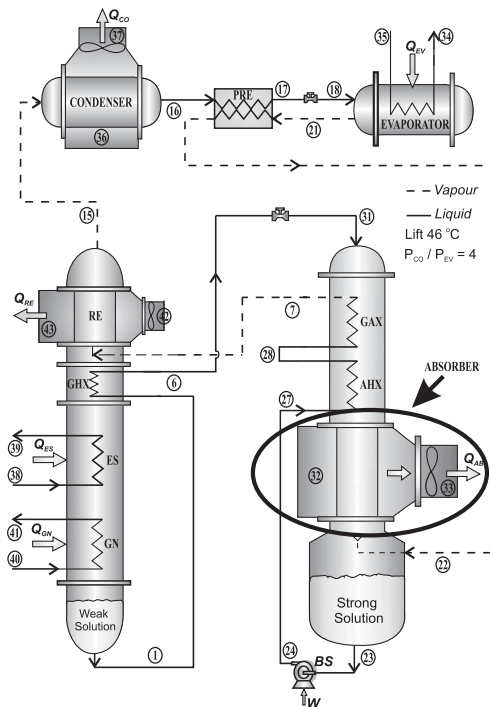


Fig. 2 Solar GAX absorption system

3.1 Fluid Dynamics Analysis. Fluid dynamics analysis for the column is made in order to determine the capacity limits of the unit (flooding velocity), and it must be made for the liquid and vapor flow zone mainly, in this case, for the bottom of the absorber. It is at this point that flooding can occur when modifying operational conditions.

The behavior of falling solution film and ascending ammonia vapor in a vertical tube is described below.

For falling film thickness,

$$\delta = 0.042(Re)^{0.315} \quad (1)$$

For falling film velocity,

$$V_L = \frac{G}{\rho_L \cdot S_L \cdot N} \quad (2)$$

For vapor velocity (operation point),

$$V_V = \frac{m_V}{S_V \cdot \rho_V \cdot N} \quad (3)$$

For flooding velocity (critical point), equation by Wallis [6],

$$V_{V,critical} = 0.525 \left[\frac{\gamma \cdot D_i (\rho_L - \rho_V)^{0.5}}{\rho_V^{0.5}} \right] \quad (4)$$

3.2 Pressure Drop for Finned Tube Bundle. Friction factor for tube bundle is obtained from the Robinson and Briggs correlation [7] reported by Webb [8]

$$f_{bt} = 9.47 \text{Re}_D^{-0.316} \left(\frac{P_t}{D_o} \right)^{-0.927} \left(\frac{P_t}{P_d} \right)^{0.515} \quad (5)$$

where for an equilateral triangle, $P = P_t = P_d$.

Pressure drop is given by

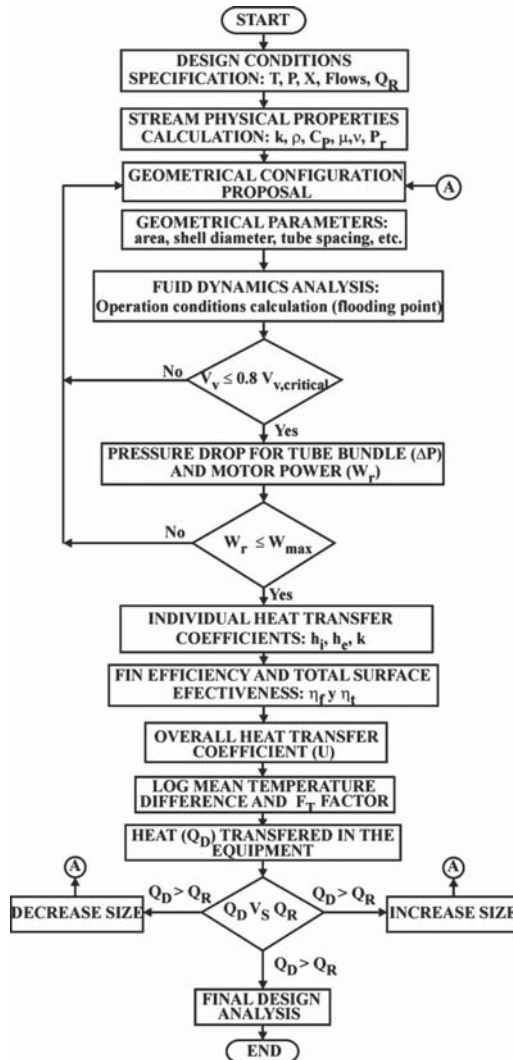


Fig. 3 General design procedure

$$\Delta P = 2 \cdot f_{bt} \cdot N_j \cdot \rho \cdot V_{max}^2, \quad (=) P_a = \frac{Kg}{m^3 s^2} \quad (6)$$

For fan power,

$$\dot{W}_f = \frac{m_{air}}{\rho_{air}} \Delta P$$

$$W_{real} = \frac{\dot{W}_f}{\eta_{vent}} \quad (7)$$

where η_{vent} is the fan mechanical efficiency.

3.3 Individual Heat Transfer Coefficients. For the internal section of the tubes, falling absorption solution film is countercurrent with ammonia vapor. Chun-Seban correlations modified by

Kang and Christensen [9] are used. These correlations were chosen based on the authors' report on the equipment with a similar geometry and fluids

$$h_p = 0.606 \left(\frac{k_L^3 \cdot \gamma}{\nu_L^2} \right)^{1/3} \left(\frac{4\Gamma_L}{\mu_L} \right)^{-0.22} \quad (8)$$

For $Re = (4\Gamma_L / \mu_L) < 1600$,

$$h_p = 4 \cdot 10^{-3} \left(\frac{k_L^3 \cdot \gamma}{\nu_L^2} \right)^{1/3} \left(\frac{4\Gamma_L}{\mu_L} \right)^{0.4} \left(\frac{\nu_L}{\alpha_L} \right) \quad (9)$$

For $Re > 1600$, where

$$\Gamma_L = \frac{m_{sol \ total}}{\pi \cdot D_i \cdot N} \quad \text{and} \quad \alpha_L = \frac{k_L}{\rho_L \cdot C_p}$$

For the cooling fluid side, environmental air flowing through a finned tube bundle is considered. The Colburn factor for the geometry proposed was obtained from Ref. [10] correlation, for a tube bundle of six rows in the air flow direction N_j

$$J_{N_j > 6} = 0.134 \text{Re}_D^{-0.319} \left[\frac{2 \cdot S_a}{(D_f - D_o)} \right]^{0.20} \left(\frac{S_a}{E} \right)^{0.11} \quad (10)$$

where

$$G_{max} = \frac{m_{air}}{A_{FM}}$$

$$\text{Re}_D = \frac{G_{max} \cdot D_o}{\mu}$$

As less than six tube rows were used (N_j), the correction factor proposed by Gianolio and Cuti [11] was utilized

$$J_{N_j < 6} = J_{N_j > 6} \left[1 + \frac{G_{max}}{(\rho \cdot N_j^2)} \right]^{-0.14} = J_{N_j > 6} \left[1 + \frac{V_{max}}{N_j^2} \right]^{-0.14} \quad (11)$$

$$h_a = J_{N_j > 6} \left[1 + \frac{V_{max}}{N_j^2} \right]^{-0.14} \left(\frac{C_p \cdot G_{max}}{Pr^{2/3}} \right) = \frac{W}{m^2 K} \quad (12)$$

3.4 Fin Efficiency and Total Surface Effectiveness. Fin efficiency is calculated using the McQuiston and Tree [12] equation

$$\eta_f = \frac{\tanh \left(\sqrt{\frac{2 \cdot h_a}{E \cdot k_{aluminum}} \cdot \psi} \right)}{\sqrt{\frac{2 \cdot h_a}{E \cdot k_{aluminum}} \cdot \psi}} \quad (13)$$

where

$$\psi = \frac{D_o}{2} \left(\frac{D_f}{D_o} - 1 \right) \left(1 + 0.35 \ln \left(\frac{D_f}{D_o} \right) \right)$$

The overall surface efficiency is calculated with the following equation:

$$\eta_t = 1 + \frac{A_a}{A_r} (\eta_f - 1) \quad (14)$$

4 Temperature and Concentration Profiles

In order to have a better understanding of the absorption process, a qualitative analysis is made for two phenomena: absorption and desorption in falling films, both of which are present in the system. Since heat transfer takes place when a temperature difference is present, and mass transfer occurs when a concentration gradient exists, radial profiles can be predicted, as shown in Figs. 4(a)–4(c). It is convenient to highlight that where absorption occurs, Fig. 4(a), the vapor is colder than the falling solution film

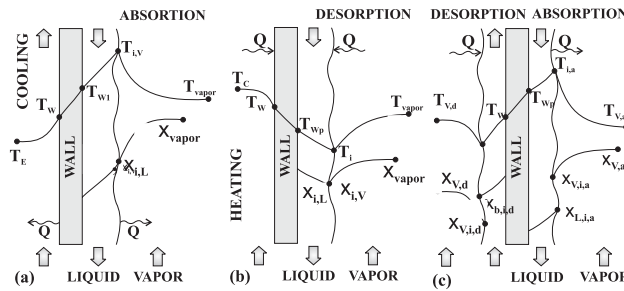


Fig. 4 Radial temperature concentration profiles: (a) absorption section, (b) generation section, and (c) GAX unit

because it comes from a colder zone within the absorber, and that beyond the established vapor film thickness, there is no change in temperature and concentration.

In a similar fashion, where vapor desorption takes place, Fig. 4(b), the vapor is hotter than the liquid in the falling film because the liquid comes from the hotter zone of the desorber. In falling film absorption, the vapor limit layer is subject to a strong suction, while in desorption such layer is subject to a blowing effect due to the fact that the vapor velocity at the perpendicular direction to the film points toward the inside and not to the external surface. While suction enhances vapor entrapment and heat transfer in the same direction, on the other hand, blowing decreases entrapment and heat transfer from the vapor side.

There are strong differences between heating or cooling a falling film, as shown in Fig. 4(c); if the fluid is a liquid, the viscosity of the laminar film will be less when heating than when cooling. It is expected that the laminar film thickness in heating mode will be less than that of cooling, resulting in a lower heat transfer resistance, when the film is subjected to a heating process. This will imply a greater heat transfer coefficient (h_i) on heating the film than when cooling. These criteria can be applied to questioning the results from different experimental correlations already published.

Inside the absorber, the temperature of the falling liquid film (absorbing solution) is higher than the ascending vapor temperature due to their inlet conditions. For this reason, heat flows from the liquid film to the vapor, increasing vapor temperature from 43°C to 82°C at the outlet [4]. On the other hand, vapor and liquid compositions are not initially in chemical equilibrium. After being in contact for a certain time, both liquid and vapor phases tend to a natural chemical equilibrium, where ammonia is absorbed and water is desorbed; this can be noted on vapor concentration while it ascends through the tubes, entering at 99.4% of ammonia and leaving at 92%. The model presented by Herbine and Perez-Blanco [13] predicted the ammonia absorption and water desorption in an ammonia-water bubbling absorber.

5 Parametric Study

As mentioned earlier, to find the most suitable geometrical parameters, a tentative geometry was established and an evaluation of its behavior was carried out. If it did not meet the requirements, it was then modified and evaluated again. Geometrical parameters (tentative design) for the absorber specification are the inner diameter (D_i), outer diameter (D_o), tube number (N), tube length (L_t), finned tube spacing (S_t), number of tube rows where air flows (N_r), number of tubes in the front air inlet (N_{CF}), number of fins per inch (N_f), fin height (H), fin thickness (E), and thermal conductivity (k). It also needs the type of annular fin (extruded), fin and tube construction material (pure aluminum and carbon steel, A-179), and the type of tube bundle arrangement (equilateral tri-

angle). The aforementioned characteristics correspond to an air cooled vertical finned tube bundle, with falling liquid film inside the tubes.

In order to conduct a parametric study, the availability of the components in the market (commercial tubes diameter, thickness, among others), the manufacturing limitations of this equipment (such as the number of fins per inch, thickness, height of fins, etc.), and how the absorber becomes part of the absorption column made out of three sections should be taken into account. There are special restrictions to maintain the absorbent film continuity along the length of the column. The order of the restrictions is based primarily on the commercial limits and the producer, the latter is given more priority than efficient operation of the higher sections of the column, as it is there where the integration of internal energy is realized and the maximum energy recovery is expected (by reducing the external services for cooling and heating). For the aforementioned the absorber is limited to a number and diameter of tubes and to a separation between finned tubes, among other aspects.

The parametric study consisted in applying the proposed methodology, varying the length of the pipe (height of absorber), separation between finned tubes (diameter of absorber), diameter of the tubes, and number of fins per inch.

In Fig. 5 it is shown how the heat transfer coefficients behave, as well as the efficiency of the fins and total surface by changing the tube length. The drop in the heat transfer coefficient sideways of the cooling air is due to the fact that as the pipe length increases, there is a larger transversal area and the air speed diminishes. In addition, when h_a decreases it causes the fin efficiency to

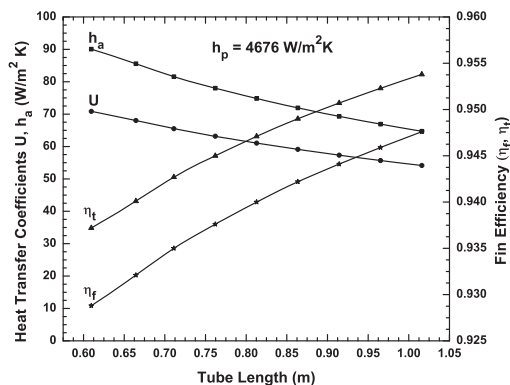


Fig. 5 Behavior of the heat transfer coefficients and efficiencies with varying the tubes lengths

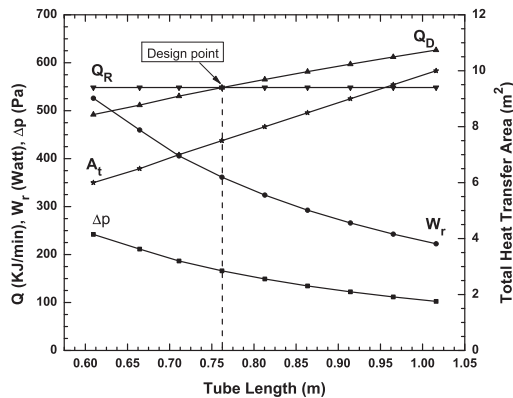


Fig. 6 Behavior of the absorber decision parameters by changing the tube length

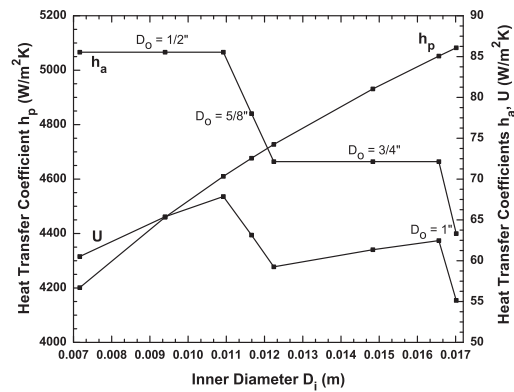


Fig. 9 Behavior of the heat transfer coefficients by changing the diameter of the tubes

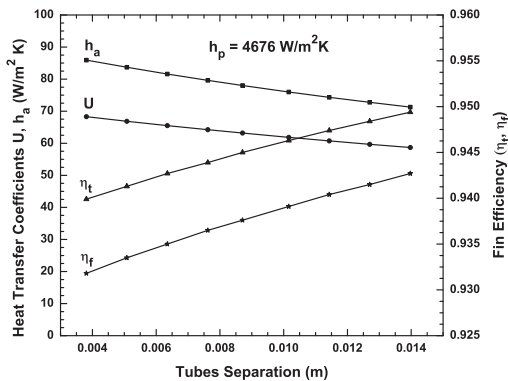


Fig. 7 Behavior of the heat transfer coefficients and efficiencies by changing the finned tube spacing

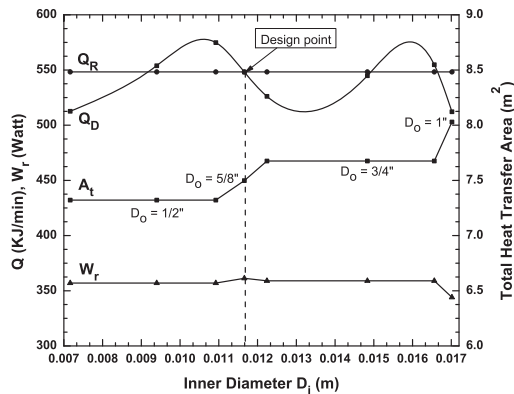


Fig. 10 Behavior of the absorber decision parameters by changing the diameter of the tubes

increase, as can be seen in Eq. (13). The coefficient of the heat transfer of the descending film, when the diameter of the tube does not change, is kept constant; the higher thermal resistance is on the side of the air with a contribution of 86% in the point of

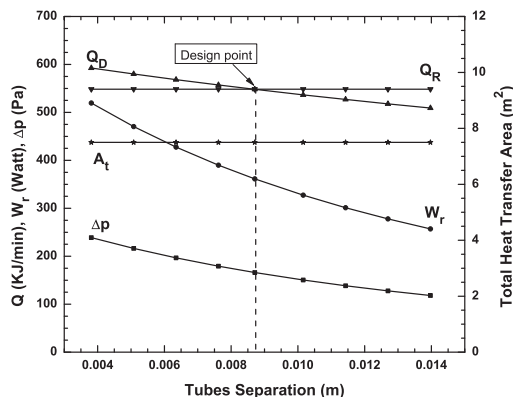


Fig. 8 Behavior of the decision parameters by changing the finned tube spacing

design. Figure 6 shows that by increasing the tube length, the transfer area is augmented, diminishing the fan power due to the larger transversal area for the air flow. It is seen clearly at which length of the tube the requirement of heat transfer of the equipment is satisfactory and the fan power required. Figures 7 and 8 show a similar behavior by changing the separation between the fin tubes. A $S_f=0.3428$ value was selected in order to give continuity to the descending film, which comes from the higher sections of the column. Figures 9 and 10 show the behavior of the same variables previously analyzed by changing the inner and outer diameter tubes, considering their availability in the market. The number of fins per inch, fin height, and fin thickness were fixed according to what the manufacturers could produce; the values are shown in Table 1.

6 Final Absorber Design

6.1 Recommended Geometry for the Absorber. Final design geometric characteristics for the different components of the falling film absorber are now presented. Figure 11 and Table 1 show the distribution and dimension of the tube bundle. Figure 12 shows the top view of the absorber, in which the mirror, baffle, tube bundle, and air entrance can be seen.

Figure 13 shows the complete absorber assembly along with other solar GAX cycle components [4].

Table 1 Absorber finned tubes characteristics (millimeter values in parentheses)

P (in.)	P_p (in.)	P_n (in.)	D_i (in.)	D_o (in.)	D_f (in.)	H (in.)	E (in.)	S_a (in.)	N_a
18(43.63)	1.488(37.79)	0.859(21.82)	0.459(11.66)	0.625(15.87)	1.375(34.92)	0.375(9.52)	0.01969(0.50)	0.0892(2.27)	10

6.2 Fan and Column Coupling Duct. Type and size for the fan were selected using graphs from makers approved by AMCA taking into account pressure drop in the tube bundle and the air flow previously calculated.

The following are some of the recommendations from AMCA that were considered for the design of coupling ducts.

- Air chamber: half fan diameter to fan diameter was considered, as well as a reasonable distance between the fan and the tube bundle, in order to supply satisfactory air distribution.
- A maximum 45 deg dispersion angle is recommended between fan and tube bundle, which can be a key factor to determining fan diameter.
- It must be considered that a low pressure drop on the tube bundle side favors bad air distribution, even though operational costs are reduced.

- Fan annulus surface must be at least 40% of the exposed bundle surface, in order to promote good air distribution.
- Frontal standard air velocity (FV) ranges between 1.5 m/s and 3.6 m/s.

Induced shaft design provides more uniform air distribution on the tube bundle because air velocity is relatively lower when reaching the tubes. This design is better adapted for heat exchangers with a small temperature approach. High air flow through an air cooled exchanger, in case of an ammonia leak, considerably decreases high concentration of toxic fluid. Fan and absorber coupling are shown in Fig. 14. It is convenient to comment on the ASME standard, which recommends hydrostatic test for the equipment once built. This standard establishes the test pressure at 1.5 times the maximum allowed pressure for the operation, and should be maintained long enough to allow complete inspection, but in no case should be lower than 30 min.

Finally, Fig. 15 shows a picture of the finished absorber that is an important component of the solar GAX absorption cooling system.

7 Conclusions

Based on the results, the methodology used for the design of the air cooled absorber is considered rigorous enough and provides an acceptable accuracy level in calculations, since it allows to estab-

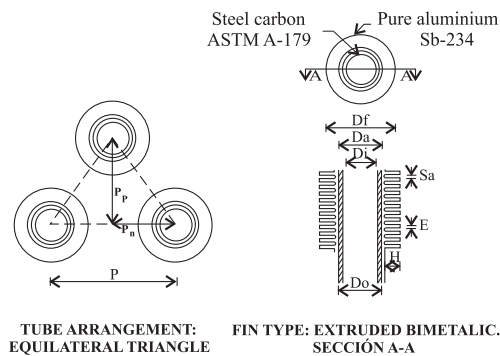


Fig. 11 Finned tubes characteristics

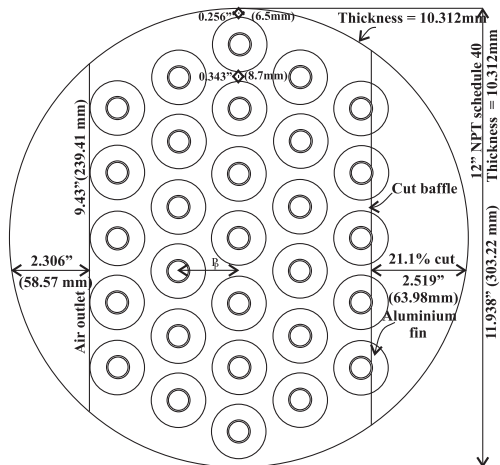


Fig. 12 Absorber mirror, baffle, tube bundle, and air inlet-outlet

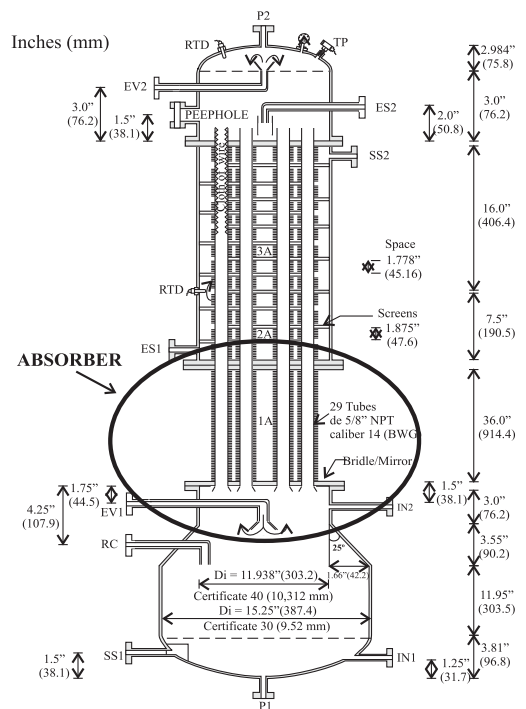


Fig. 13 Absorber-GAX column

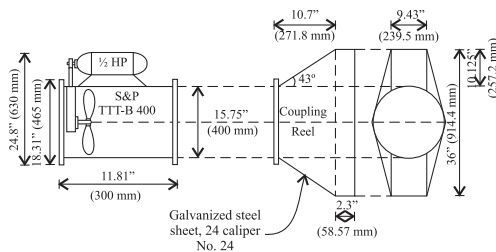


Fig. 14 Fan-absorber coupling (inducted shaft)

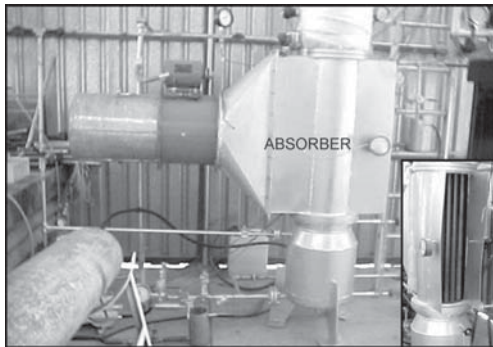


Fig. 15 Air cooled falling film absorber

lish equipment geometry, to maximize individual heat transfer coefficients, to minimize motor power, and to reach high fin efficiency, fulfilling heat transfer requirements and flooding point set for this column. All this can be applied to build compact and efficient units. Developing air cooled absorption units gives a potential to the cooling system that allows it to compete both technically and economically in the air conditioning market for the residential sector.

Acknowledgment

The author thanks CONACYT-Baja California Government for the financial support to this work by Contract No. 76927.

Nomenclature

- BWG = Birmingham wire gauge
- D = diameter
- E = fin thickness
- G = mass flow flux
- h = heat transfer coefficient
- k = thermal conductivity
- m = mass flow rate
- N = number of tubes
- N_j = number of tube rows in the flow direction in a tube bundle

- P = pressure (Pa)
- P_t = transversal pitch
- P_d = diagonal pitch
- Q = heat flow
- Q_R = heat flow required
- Q_D = heat flow calculated
- Re = Reynolds number
- Re_D = Reynolds number based on the outside tube diameter
- S = transversal area
- sol = solution
- W = fan power

Greek Symbols

- α = thermal diffusivity
- η = fin efficiency
- ρ = density
- Γ = mass flow rate per perimeter
- γ = gravitational acceleration
- ν = kinematic viscosity
- μ = dynamic viscosity

Subscripts

- a = air side
- f = fin
- i = inner
- L = liquid
- o = outer
- P = film
- V = vapor

References

- [1] Alva, L. H., and González, J. E., 2002, "Simulation of an Air-Cooled Solar Assisted Absorption Air Conditioning System," *ASME J. Sol. Energy Eng.*, **124**, pp. 276–282.
- [2] Velázquez, N. L., 2005, *Desarrollo Teórico y Experimental de un Sistema Térmico de Refrigeración por Absorción Avanzado Tipo Ramificado-GAX Para Uso Residencial*, UABC, Mexicali, México.
- [3] Pérez, R. A., González, J. E., Sánchez, H. M., and Alva, L. H., 2004, "Design and Construction of a Compact Air-Cooled Absorption Machine for Solar Energy Applications," *ASME Paper No. ISEC 2004-65097*.
- [4] Velázquez, N. L., and Best, R., 2002, "Methodology for the Energy Analysis of an Air Cooled GAX Absorption Heat Pump Operated by Natural Gas and Solar Energy," *Appl. Therm. Eng.*, **22**(10), pp. 1089–1103.
- [5] Fernández-Seara, J., Ufía, F. J., and Stieres, J., 2007, "Analysis of an Air Cooled Ammonia-Water Vertical Tubular Absorber," *Int. J. Therm. Sci.*, **46**, pp. 93–103.
- [6] Wallis, G. B., 1961, "Flooding Velocities for Air and Water in Vertical Tubes," *UKEA Report No. AEEW-R123*.
- [7] Robinson, K. K., and Briggs, D. E., 1966, "Pressure Drop of Air Flowing Across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes," *Chem. Eng. Prog., Symp. Ser.*, **64**(62), pp. 177–184.
- [8] Webb, R. L., 1994, *Principles of Enhanced Heat Transfer*, Wiley, New York, pp. 125–139.
- [9] Kang, T. K., and Christensen, R. N., 1993, "Development of a Counter-Current Model for a Vertical Fluted Tube GAX Absorber," *International Absorption Heat Pump Conference*, ASME, New York, AES Vol. 31.
- [10] Briggs, D. E., and Young, E. H., 1963, "Convection Heat Transfer and Pressure Drop of Air Flowing Across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes," *Chem. Eng. Prog., Symp. Ser.*, **41**(59), pp. 1–10.
- [11] Gianolio, E., and Cuti, F., 1981, "Heat Transfer Coefficients and Pressure Drop for Air Coolers Under Induced and Forced Draft," *Heat Transfer Eng.*, **3**(1), pp. 38–48.
- [12] McQuiston, F., and Tree, D. R., 1972, "Optimum Space Envelopes of the Finned Tube Heat Transfer Surface," *ASHRAE Trans.*, **78**(2), pp. 144–152.
- [13] Herbine, G. S., and Perez-Blanco, H., 1995, "Model of an Ammonia-Water Bubble Absorber," *ASHRAE Trans.*, **101**(6), pp. 1324–1332.

Anexo E

Sistema de enfriamiento por absorción avanzado activado con energías renovables

Solicitud de patente, Expediente MX/a/2010/012065.

**MÉTODO DE ENFRIAMIENTO POR ABSORCIÓN AVANZADO ACTIVADO CON ENERGÍAS
RENOVABLES PARA SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO**

CAMPO TÉCNICO

5 La presente invención se refiere a un **método de enfriamiento por absorción avanzado activado con energías renovables**, donde el sistema es enfriado por aire, tiene integrado directamente como generador un colector concentrador solar (por ejemplo cilindro parabólico, Fresnel, Concentrador Parabólico Compuesto, entre otros) y un equipo auxiliar a base de biocombustibles (por ejemplo biogás, biodiesel, etc.). Al integrar directamente un
10 colector concentrador solar al ciclo de enfriamiento, se incrementa la eficiencia térmica y se reduce el número de componentes del sistema, por lo cual, se recomienda para ser utilizado en acondicionamiento térmico de espacios para aire acondicionado y conservación de productos perecederos en los sectores residencial, comercial e industrial.

ANTECEDENTES

15 El enfriamiento producido por absorción de vapor y la vaporización de un líquido lo produjo por primera vez Faraday en 1824, utilizando amoníaco líquido y cloruro de plata en un pequeño equipo intermitente, pero fue el francés Ferdinand Carré quien inventó el sistema de refrigeración por absorción de operación continua y lo patentó en los Estados
20 Unidos de América en 1860. Doce años después del registro de la invención de Carré, se presentó la primera máquina de enfriamiento operada con energía solar de la cual se tienen registros, fue desarrollada en París por Alber Pifre en 1872, dicha unidad se utilizó para producir una pequeña cantidad de hielo. En los inicios del siglo XX muchos países estuvieron interesados en usar la energía solar, pero los desarrollos tecnológicos fueron
25 enfocados a usos diferentes del enfriamiento solar, más sin embargo las dos tecnologías que componen a los sistemas de enfriamiento termosolar: captación solar térmica y enfriamiento

térmico, continuaron evolucionando en forma separada, la primera aprovechando la energía solar térmica en muchas otras aplicaciones y la segunda produciendo frío a partir de diferentes fuentes de energía térmica, como fuego directo, vapor de agua, calor residual, etc. Las investigaciones sobre aire acondicionado solar se incrementaron después de 1965.

5 Durante la primera crisis del petróleo en 1973, los sistemas de aire acondicionado eran considerados como un lujo y un sistema innecesario, por lo que la mayoría de los investigadores enfocaron sus esfuerzos en el mejoramiento del diseño y eficiencia de los sistemas de refrigeración, de tal forma que fueron desarrollados varios sistemas novedosos, de los cuales algunos todavía sobreviven con pequeños cambios, pero con lo más moderno

10 en materiales e instrumentación y control. En 1976 alrededor de 500 sistemas de aire acondicionado operados con energía solar térmica fueron instalados en USA, la mayoría de ellos fueron sistemas de absorción usando bromuro de litio-agua como mezcla de trabajo y acoplados a un arreglo de colectores solares de placa plana, el cual suministraba la energía necesaria para su operación.

15 A principios de los 80s del siglo pasado, la compañía Carrier construyó un sistema demostrativo de enfriamiento de agua para aire acondicionado activado por energía solar, este prototipo fue diseñado para operar con agua caliente de baja temperatura y consistía en una unidad de enfriamiento por absorción bromuro de litio-agua de simple efecto, acoplada a un arreglo de colectores solares de placa plana. Lo interesante de este sistema fue que

20 utilizaba aire como medio de enfriamiento del condensador y absorbedor, además era de baja capacidad (35 kW de enfriamiento). Fue descartado el proyecto por resultar muy caro el subsistema de colección solar en esos tiempos.

Velázquez y Best, patentaron un sistema térmico de refrigeración por absorción avanzado operado con energía solar y gas natural para uso en acondicionamiento térmico de espacios,

25 en su invención utilizan un banco de colectores solares para calentar un fluido que a su vez calienta el generador del sistema de enfriamiento y 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. Existen otras patentes sobre sistemas de enfriamiento activados con energía solar, por ejemplo U.S. Patent No. 4187687, U.S. Patent No. 4169499, U.S. Patent. 5666818, sin embargo, al igual que el caso anterior, el sistema de colección solar calienta un fluido térmico que a su vez activa el generador del sistema de enfriamiento. Este método requiere de al menos dos procesos de transferencia de calor y la utilización de equipos para llevar a cabo estos procesos, mediante la invención propuesta, el sistema de colección solar se utiliza 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.

A pesar de que se han llevado a cabo muchos trabajos para analizar el desempeño de sistemas de enfriamiento activados con energía solar, en la mayoría de los casos se utilizan colectores de placa plana y ciclos de enfriamiento de simple efecto, de hecho, no hay antecedente donde se proponga un sistema de enfriamiento por absorción avanzado en donde el colector solar este integrado directamente al ciclo de enfriamiento, por lo tanto la presente invención se refiere a un sistema de enfriamiento por absorción avanzado enfriado por aire, que tiene integrado directamente como generador un colector concentrador solar (por ejemplo cilindro parabólico, Fresnel, Concentrador Parabólico Compuesto, entre otros) y un equipo auxiliar a base de biocombustibles (por ejemplo biogás, biodiesel, etc.). De esta forma, se incrementa la eficiencia térmica y se reduce el número de componentes del sistema, aprovechando las ventajas de los colectores con concentración solar para generación directa de vapor y los ciclos de enfriamiento por absorción avanzados.

DESCRIPCION

Los detalles característicos del presente **método de enfriamiento por absorción avanzado activado con energías renovables** se muestran claramente en la siguiente descripción y en

los dibujos que se acompaña, siguiendo los mismos signos de referencia para indicar las partes y etapas mostradas.

Breve descripción de las figuras:

La figura 1 es un diagrama esquemático del método de enfriamiento por absorción
5 avanzado activado con energías renovables donde el generador es un colector concentrador solar de cilindro parabólico.

La figura 2 en una representación del comportamiento de las eficiencias del método de enfriamiento por absorción avanzado activado con energías renovables bajo diferentes niveles de temperatura del generador.

10 La figura 3 es una representación del comportamiento de las eficiencias y la capacidad del colector solar del método de enfriamiento por absorción avanzado activado con energías al variar la radiación solar directa disponible.

La figura 4 es una representación del comportamiento del método de enfriamiento por absorción avanzado activado con energías renovables al variar la temperatura ambiente y el
15 flujo másico que se alimenta al colector solar.

La figura 5 es un diagrama del ciclo de enfriamiento por absorción avanzado ramificado GAX que incluye el **método de enfriamiento por absorción avanzado activado con energías renovables**

La figura 6 es un diagrama del **método de enfriamiento por absorción avanzado activado con energías renovables** que incluye un proceso de almacenamiento de agua fría.
20

La figura 7 es un diagrama del **método de enfriamiento por absorción avanzado activado con energías renovables** que incluye un proceso de almacenamiento de calor.

El método de enfriamiento por absorción avanzado activado con energías renovables utiliza la mezcla amoníaco agua como fluido de trabajo, opera a dos niveles de presión y está compuesto por un generador-colector solar (SHX), un equipo auxiliar de energía (SEA), un tanque separador (SEP), un intercambiador de calor activado por solución (GHX), un rectificador enfriado por aire (RE), un condensador enfriado por aire (CO), un preenfriador (PRE), una válvula de expansión de refrigerante (VER), un evaporador (EV), un Absorbedor enfriado por aire (AB), un Absorbedor enfriado por solución (AHX), un Absorbedor generador (GAX), dos bombas para transportar el fluido de trabajo (B1, B2) y conductos metálicos para conectar entre si los diferentes equipos.

10 Este **método de enfriamiento por absorción avanzado activado con energías renovables para sistemas de enfriamiento** consta de cuatro etapas: generación, condensación, evaporación y absorción: las cuales con base en la figura 1 se describen a continuación.

I. **Generación de vapor:** es la etapa donde se lleva a cabo la separación del refrigerante (amoníaco) de la mezcla (amoníaco-agua), y consta de los siguientes equipos: la bomba (B1), el generador-colector solar (SHX), el intercambiador de calor activado por solución (GHX) el equipo auxiliar de energía (SEA), el tanque separador (SEP), el rectificador enfriado por aire (RE) y los conductos que conectan operativamente estos equipos. Para explicar el proceso tomaremos como punto de partida la salida de la solución del sistema intercambiador de calor activado por solución (GHX), en este punto la solución se encuentra en condiciones de saturación y por medio del bomba (B1) se envía al colector solar (SHX) a través del conducto (1), a lo largo del colector solar (SHX) recibe la energía solar dando inicio al proceso de generación de vapor de tal manera que a la salida del equipo, la solución se encuentra en dos fases y por medio del conducto (2) se entra al equipo auxiliar de energía (SEA), cabe señalar que si el colector solar (SHX) no suministró la energía suficiente para lograr la generación de vapor requerida, el sistema auxiliar de energía (SEA) se activa y

logra generar el vapor de amoníaco faltante, en caso contrario, el sistema auxiliar de energía (SEA) no se activa y la mezcla pasa a través de él sin sufrir ningún cambio y por medio del conducto (3) entra al tanque separador (SEP) donde se separan la fase líquida y la fase vapor, la fase líquida se envía a través del conducto (4) a precalentar el intercambiador de calor activado con solución (GHX) y posteriormente a través del conducto (6) a la válvula de expansión de solución (VES) donde reduce su presión para terminar en condiciones de entrar a la etapa de absorción. La fase vapor que se envía a través del conducto (5) al intercambiador de calor activado por solución (GHX) donde al mezclarse con el vapor y el líquido que provienen del rectificador (RE) y al recibir calor de la fase líquida proveniente del tanque separador (SEP), inicia el proceso de rectificación de tal forma que al salir del intercambiador de calor activado con solución (GHX) se encuentra en condiciones de mayor pureza que a la entrada, por medio del conducto (7) entra al rectificador (RE) en donde al ceder calor al aire se lleva a cabo el proceso final de rectificación para salir de este sistema en condiciones de 99.93% de pureza. El líquido que resulta de la etapa de rectificación se envía a través del conducto (7) al intercambiador de calor activado con solución (GHX) y el vapor puro a través del conducto (9) entra a la etapa de condensación. En esta etapa es donde se centra la base de la invención ya que se propone un sistema en donde el vapor se genera directamente en el colector solar a diferencia de los sistemas convencionales donde el sistema de colección solar donde se calienta un fluido que a su vez se utiliza para generar vapor en el generador del ciclo de enfriamiento. De esta forma se reduce el número de equipos y la eficacia global del sistema aumenta ya que las pérdidas térmicas disminuyen.

II. **Condensación:** es donde se lleva a cabo la condensación del vapor de amoníaco proveniente de la etapa de generación, comprende el condensador enfriado por aire (CO), el preenfriador (PRE) y los conductos necesarios para conectar operativamente

5 estos equipos. El vapor de amoníaco que proviene de la etapa de generación a través del conducto (9) entra al condensador (CO) donde cede calor al aire a temperatura ambiente logrando el proceso de condensación de tal manera que a la salida del equipo se encuentra en fase líquida y por medio del conducto (10) se envía al preenfriador (PRE) donde al intercambiar calor con el vapor de refrigerante que proviene del evaporador (EV), disminuye su temperatura y por medio del conducto (11) se envía a la etapa de evaporación.

10 III. **Evaporación:** Es donde se lleva a cabo la evaporación del refrigerante que proviene de la etapa de condensación, comprende la válvula de expansión de refrigerante (VER), el evaporador (EV) y los conductos que conectan operativamente estos equipos. El refrigerante que proviene de la etapa de condensación entra a la válvula de expansión de refrigerante (VER) donde reduce su presión y disminuye su temperatura, en estas condiciones por medio del conducto (12) entra al evaporador (EV) donde al recibir calor del fluido a enfriar, se lleva a cabo el proceso de evaporación de tal forma que a la salida del equipo, el refrigerante se encuentra en fase vapor y por medio del conducto (13) entra al preenfriador (PRE) en donde por medio del proceso de intercambio de calor, ayuda a reducir la temperatura del refrigerante que viene de la etapa de condensación y sale en estado de vapor listo para entrar a la etapa de absorción.

20 IV. **Absorción:** es donde se lleva a cabo la absorción del vapor de refrigerante por parte de la solución amoníaco-agua que proviene de la etapa de generación. Comprende el absorbedor enfriado por aire (AB), la bomba (B2), el Absorbedor enfriado por solución (AHX), el Absorbedor generador (GAX) y los conductos que conectan operativamente los equipos. La solución proveniente de la etapa de generación entra a la válvula de expansión de solución (VES) donde reduce su presión y sale preparada para entrar a los procesos restantes de absorción. El vapor proveniente de

- la etapa de evaporación a través del conducto (14) entra al Absorbedor enfriado por aire (AB) donde se pone en contacto con la solución que proviene del absorbedor enfriado por solución (AHX) e inicia el proceso de absorción del refrigerante por la solución, este proceso es exotérmico y el calor generado es retirado por medio de aire a temperatura ambiente, el vapor de refrigerante que no fue absorbido por la solución, sale del absorbedor enfriado por aire (AB) y por medio del conducto (15) entra al absorbedor enfriado por solución (AHX) para una segunda etapa de absorción. La solución con alto contenido de amoníaco que sale del absorbedor enfriado por aire (AB) pasa a través del conducto (16) y entra a la bomba (B2) donde eleva su presión y por medio del conducto (17) entra al absorbedor enfriado por solución (AHX) a recibir el calor generador por el proceso de absorción en ese equipo. El solución proveniente de la válvula de expansión de solución (VER) a través del conducto (22) entra al absorbedor generador (GAX) donde se pone en contacto con el vapor proveniente del absorbedor enfriado por solución (AHX) y se lleva a cabo la etapa final de absorción, el líquido resultante se envía a través del conducto (20) al absorbedor enfriado por solución y el calor generado se retira por medio de la solución que viene del absorbedor enfriado por solución (AHX) a través del conducto (21). El vapor generado junto en la solución, con el líquido se envía a través del conducto (23) a la etapa de generación.
- En los sistemas convencionales de enfriamiento activados con energía solar, regularmente la demanda de energía térmica se obtiene utilizando colectores de placa plana o de tubos evacuados, la eficiencia global del sistema se calcula multiplicando la eficiencia del colector por la eficiencia del ciclo de enfriamiento y la temperatura del generados se selecciona para buscando la máxima eficiencia global tomando en cuenta que a mayor temperatura de generación se favorece la eficiencia del ciclo de enfriamiento pero se afecta drásticamente la eficiencia del colector solar.

Para esta invención se aplicó un modelo matemático y se llevó a cabo un estudio de simulación buscando determinar las mejores condiciones de operación bajo diferentes escenarios de radiación solar directa, temperatura ambiente, temperatura de generación entre otros.

- 5 En la figura 2 se muestra cómo se comportan las eficiencias térmicas del colector, del ciclo de enfriamiento y la eficiencia global del sistema al variar la temperatura de generación, en ella podemos notar que a diferencia de los sistemas convencionales, la eficiencia del colector no se ve afectada en forma importante al incrementar la temperatura de generación, por lo tanto es posible seleccionar un nivel de temperatura adecuada donde se favorezca al ciclo de enfriamiento tomando en cuenta que a temperaturas mayores a 200° C podrían presentarse
10 problemas de corrosión debido a la reacción química del amoníaco con las paredes de acero de los equipos.

- En la figura 3 se muestra el comportamiento de la capacidad del colector y del sistema de enfriamiento por absorción activado con energías renovables así como su eficiencia al variar
15 la radiación solar directa disponible, en ella se observa que la capacidad del colector solar y la del sistema de enfriamiento por absorción activado con energías renovables, es directamente proporcional a la disponibilidad de energía solar mientras que su eficiencia se mantiene prácticamente sin cambio ya que conforme aumenta la ganancia de calor en el colector, la capacidad del sistema de enfriamiento por absorción avanzado activado con
20 energías renovables también aumenta ajustando internamente el flujo másico que entra al colector. La eficiencia del sistema de enfriamiento por absorción avanzado activado con energías renovables y el calor transferido en el absorbedor (GAX) al variar la temperatura ambiente se muestran en la figura 4, en ella se observa que el calor transferido en el absorbedor (GAX) aumenta conforme disminuye la temperatura ambiente provocando que
25 la eficiencia del sistema de enfriamiento por absorción avanzado activado con energías renovables aumente. De igual forma que sucede al variar la radiación solar disponible, en

este caso también se ajustan el flujo másico que entra al colector buscando la mayor eficiencia del sistema. un resumen del análisis energético para el punto de diseño del sistema de enfriamiento por absorción avanzado activado con energías renovables obtenido a partir del estudio de simulación realizado se muestra en la siguiente tabla:

Equipo	Ganancia (kW)	Perdida (kW)	Integración energética interna (kW)
Generador solar	12.23		
Generador activado por solución			4.55
Rectificador		3.66	
Condensador		10.768	
Preenfriador			1.23
Evaporador	10.53		
Absorbedor enfriado por aire		8.39	
Absorbedor enfriado por solución			5.6
Generador GAX			5.89
Total	22.76	22.82	17.27
Eficiencia del colector solar	0.63		
Eficiencia del sistema de enfriamiento	0.86		

5

De lo anterior, podemos resaltar que la máxima eficiencia del ciclo de enfriamiento es de 0.86 mientras que la integración energética interna fue de 17.27 kW

Dentro de los sistemas de enfriamiento por absorción avanzados, existen los ciclos GAX, los Ramificados-GAX, los VX-GAX entre otros, la diferencia entre ellos radica principalmente en los componentes que forman el ciclo, la forma en que se conectan y el nivel de eficiencia de cada uno de ellos. El método aquí propuesto puede ser implementado en cualquiera de estos ciclos y a manera de ejemplo, en la figura 5 se muestra un ciclo Ramificado-GAX que incluye el **método de enfriamiento por absorción avanzado activado con energías renovables**.

EL MEJOR MÉTODO PARA LA REALIZACIÓN DE LA INVENCIÓN

10 Los ejemplos que a continuación se presentan como una guía adicional para la persona experta en la técnica en ningún caso deben considerarse como una limitación de la invención.

Un sistema de enfriamiento por absorción se utiliza para acondicionamiento térmico de espacio para aire acondicionado y conservación de productos perecederos, a nivel
15 residencial, comercial e industrial. Su utilización es más común a nivel industrial en capacidades por encima de las 100 toneladas de refrigeración, pero en los últimos años se han surgido diferentes propuestas para su utilización en el sector residencial y comercial (baja capacidad).

En una aplicación típica, un sistema de enfriamiento por absorción enfría agua que a su vez
20 enfría aire mediante un proceso de intercambio de calor, el aire frío se inyecta al espacio a enfriar y retira el calor requerido logrando el objetivo deseado. Si el sistema de enfriamiento por absorción es activado por medio de la combustión de gas natural o algún otro combustible, su operación se da en forma continua cumpliendo con los requerimientos a cualquier hora del día, sin embargo al utilizar energía solar para activar este sistema, su
25 operación se ve limitada al tiempo en que exista disponibilidad de este recurso, debido a

esta situación, en las figuras 6 y 7 se integra un proceso de almacenamiento de agua fría y un proceso de almacenamiento de calor respectivamente que mediante un arreglo de cierre y apertura de válvulas, garantiza el suministro de agua fría aun cuando no exista disponibilidad de energía solar.

5

REIVINDICACIONES

Habiendo descrito suficientemente mi invención, considero como una novedad y por lo tanto reclamo como de mi exclusiva propiedad, lo contenido en las siguientes reivindicaciones:

5

1.- Un método de enfriamiento por absorción avanzado activado con energías renovables, que incluye una etapa de generación de vapor, una etapa de condensación, una etapa de evaporación, una etapa de absorción, que se *caracteriza* porque en la etapa de generación de vapor, la solución agua-amoniaco que proviene de la salida de la solución del sistema intercambiador de calor activado por solución (GHX) se bombea al colector solar (SHX) a través del conducto (1), y a lo largo del colector solar (SHX) recibe la energía solar concentrada y se lleva a cabo el proceso de generación de vapor de tal manera que a la salida del equipo, la solución se encuentra en dos fases y por medio del conducto (2) se introduce al equipo auxiliar de energía (SEA).

15

2.- El método de enfriamiento por absorción avanzado activado con energías renovables según la reivindicación 1, que se *caracteriza* porque cuando la solución no tiene el nivel de temperatura requerido a la salida del colector solar (SHX), el sistema auxiliar entra en operación para llevar a la solución a las condiciones requeridas.

20

3.- El método de enfriamiento por absorción avanzado activado con energías renovables según la reivindicación 1, *caracterizado* porque el colector solar de la etapa de generación de vapor puede ser sustituido por cualquier concentrador solar por ejemplo Fresnel, concentrador parabólico compuesto, disco parabólico entre otros.

4.- El método de enfriamiento por absorción avanzado activado con energías renovables según la reivindicación 1, **caracterizado** porque el proceso de generación de vapor de la etapa de generación de vapor se lleva a cabo en contracorriente, es decir, el líquido que proviene del generador activado por solución (GHX), se envía a la bomba (B1) a través del conducto (27), posteriormente entra al colector solar a través del conducto (1) en donde al recibir la energía solar concentrada da inicio el proceso de generación de vapor de amoníaco, la fase líquida que sale del colector solar se envía al equipo de energía auxiliar (SEA) por medio del conducto (2) y el vapor generado regresa en contracorriente al mismo punto se alimenta la solución y por medio de un conducto se envía al intercambiador de calor activado por solución (GHX).

5.- El método de enfriamiento por absorción avanzado activado con energías renovables según la reivindicación 1, **caracterizado** porque el rectificador (RE) de la etapa de generación, el condensador (CO) de la etapa de condensación y el absorbedor (AB) de la etapa de absorción son enfriados por agua o algún otro fluido adecuado para este proceso.

6.- El método de enfriamiento por absorción avanzado activado con energías renovables según la reivindicación 1, **caracterizado** porque en la etapa de absorción se integra una bomba (B2) que por medio de un conducto (24) toma parte del fluido que sale del absorbedor generador (GAX) y lo envía a un intercambiador de calor (BHX) por medio del conducto (24), este fluido entra al intercambiador de calor (BHX) y al recibir calor del fluido que viene del generador activado por solución (GHX) eleva su temperatura y por medio del conducto (26) se envía a la etapa de generación. De esta manera se puede obtener mayor

eficiencia en el sistema ya que se transfiere calor de la etapa de absorción a la etapa de generación reduciendo el requerimiento de energía externa.

- 7- Un sistema de enfriamiento por absorción avanzado, que tiene una sección de generación de vapor, una sección de condensación, una sección de evaporación, una sección de absorción, que implementa el método de enfriamiento por absorción avanzado activado con energías renovables de las reivindicaciones 1 y 2 que se **caracteriza** por que la sección de generación de vapor se lleva a cabo por medio de los siguientes elementos, el intercambiador de calor activado por solución (GHX) va conectado por medio de un ducto (27) a la bomba (B1) que a su vez va conectada con el ducto (1) hacia el colector solar (SHX) y además este se conecta con el ducto (2) que conecta al equipo auxiliar de energía (SEA) y que se conecta con el ducto (3) hacia el tanque separador SEP, este tiene una salida por medio del ducto (4) hacia el intercambiador de calor activado por solución (GHX)
- 8.- El sistema de enfriamiento avanzado según la reivindicación 7, que se **caracteriza** porque la sección de evaporación está conformada por los siguientes elementos, un tanque de almacenamiento (TA) que por medio del ducto (33) se conecta a una válvula (V6) que a su vez se conecta a la bomba (B3) a través del ducto (32), la bomba (B3) está conectada a las válvulas (V1) y (V2) por medio del conducto (34), la válvula (V1) está conectada a la entrada de agua al evaporador (EV) por medio del conducto (28), la válvula (V2) por medio del conducto (30) está conectada a la salida del agua del evaporador (EV) y a la válvulas (V4) y (V4) que a su vez están conectadas al tanque de almacenamiento (TA) y al espacio a enfriar respectivamente, la salida del espacio a enfriar está conectada al tanque de almacenamiento (TA) y a la válvula (V5) por medio del conducto (31).

9.- El sistema de enfriamiento avanzado según la reivindicación 7, que se **caracteriza** porque la sección de generación de vapor incluye la bomba (B1) que va conectada con el ducto (1) hacia el colector solar (SHX) y con el ducto (35) a la válvula (V7) y además esta se conecta a la salida del intercambiador de calor (RC) y a la válvula (V8) por medio del ducto (40), la

5 válvula (V8) se conecta a la entrada de la bomba (B1) por medio del conducto (27) mientras que el intercambiador (RC) se conecta a la salida del colector solar (SGX) por medio del ducto (39), la bomba (B4) está conectada al intercambiador de calor (RC) por medio del conducto (38) y al tanque de almacenamiento (AT) por medio del conducto (36), la salida del tanque de almacenamiento (AT) está conectada al intercambiador de calor por medio del

10 conducto (37).

15

20

RESUMEN

La presente invención consiste en un método de enfriamiento por absorción avanzado activado con energías renovables para sistemas de enfriamiento con algunas variables, donde se integra directamente un colector solar al ciclo de enfriamiento y una fuente de energía auxiliar que permite el funcionamiento del equipo aun cuando no exista disponibilidad de energía solar.

El objetivo de esta invención es el proponer los **conjuntos de pasos que emplean** sistemas de enfriamiento para hacerlo más eficiente que los sistemas existentes en la actualidad ya que mediante la incorporación directa del colector solar al ciclo de enfriamiento por absorción avanzado se aprovechan las ventajas del colector para generar vapor directamente y las de los ciclos avanzados que permiten mayores niveles de eficiencia que los ciclos básicos, mediante este acoplamiento se reduce el número de equipos del sistema y se obtiene mayor eficiencia global ya que es posible trabajar a temperaturas elevadas donde se beneficia al ciclo de enfriamiento sin afectar en forma considerable la eficiencia del colector solar.

Las características antes descritas hacen de esta invención una opción recomendable para ser utilizada en acondicionamiento térmico de espacios para conservación de productos perecederos o aire acondicionado en los sectores residencial, comercial e industrial.

20

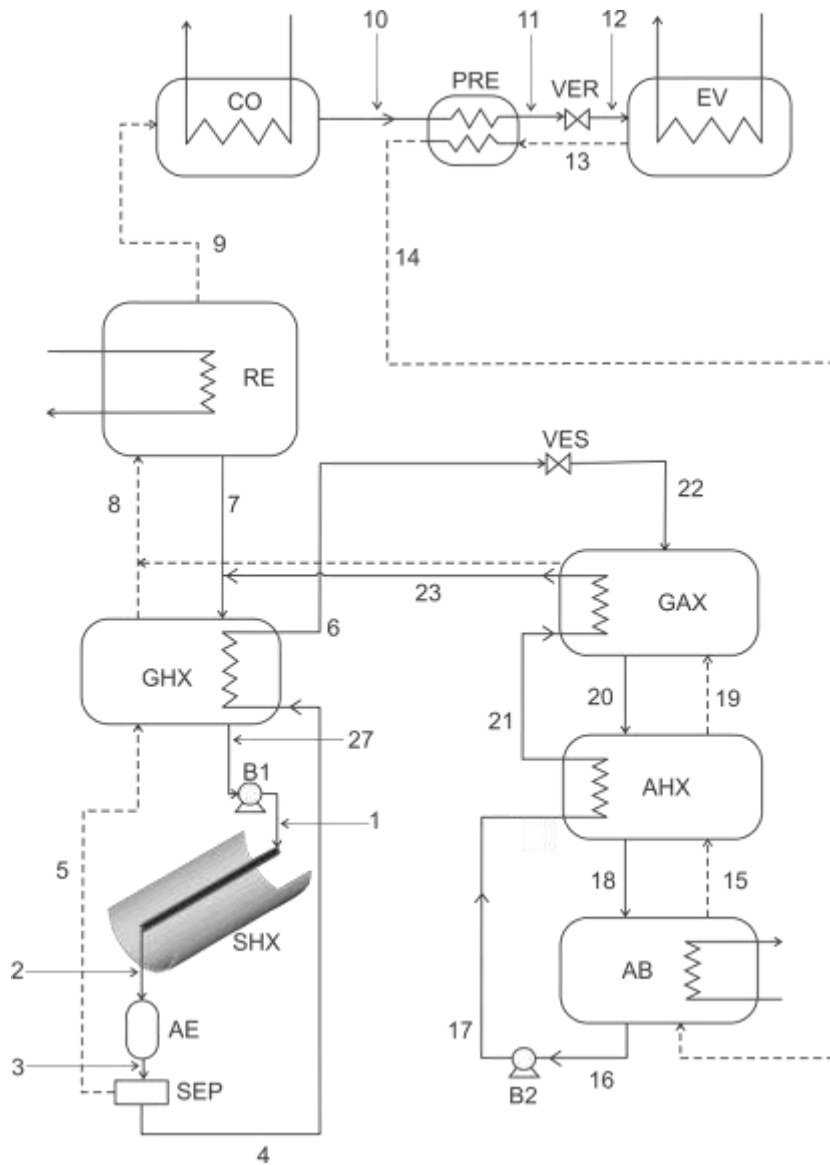


FIG. 1

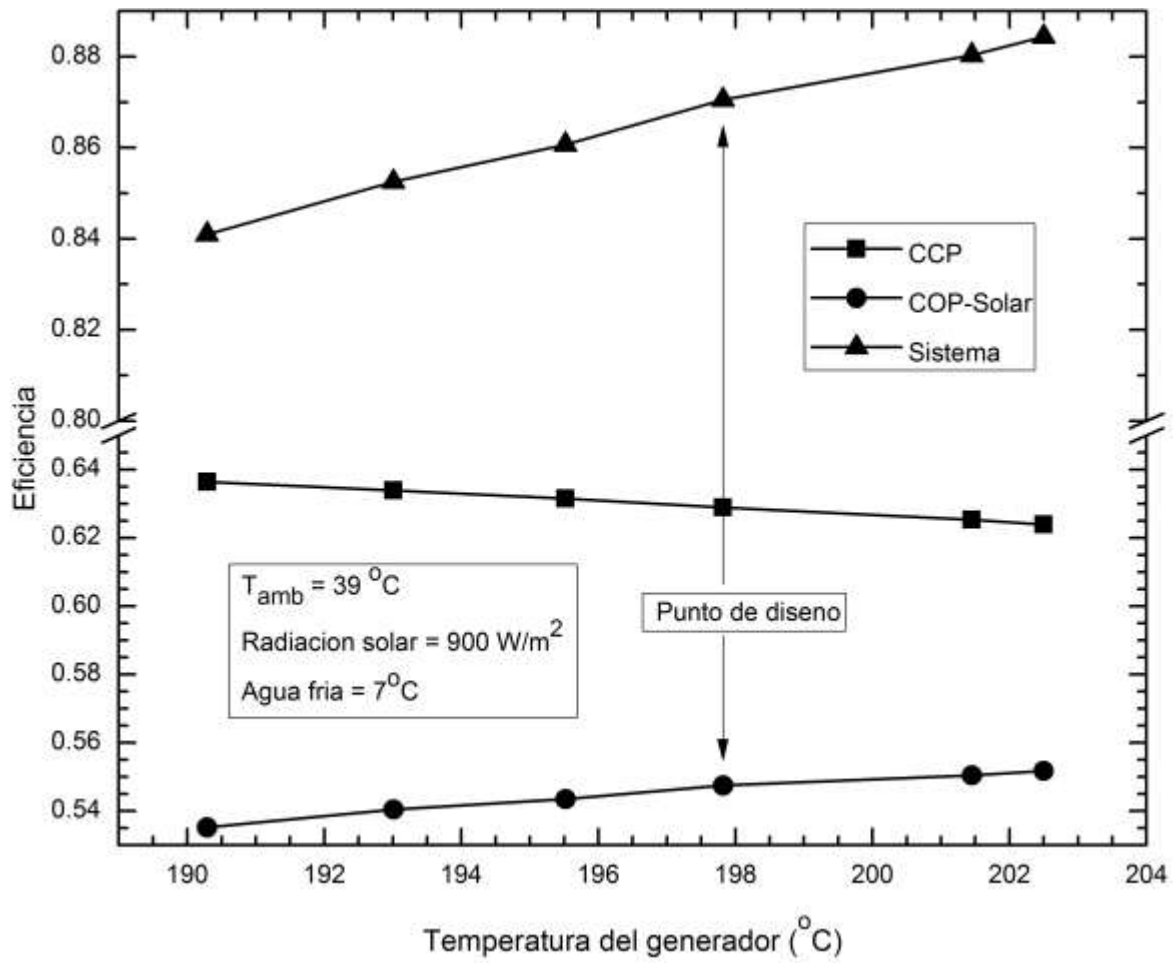


FIG. 2

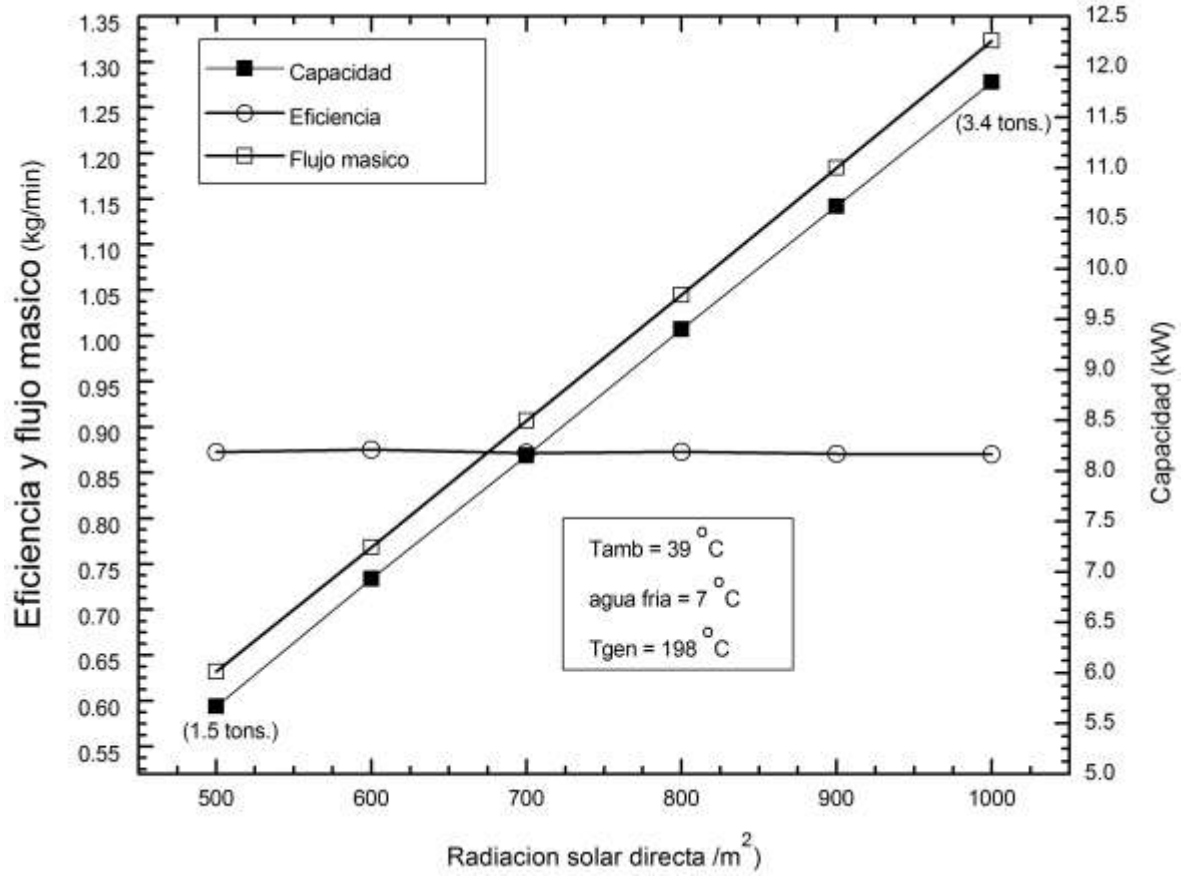


FIG. 3

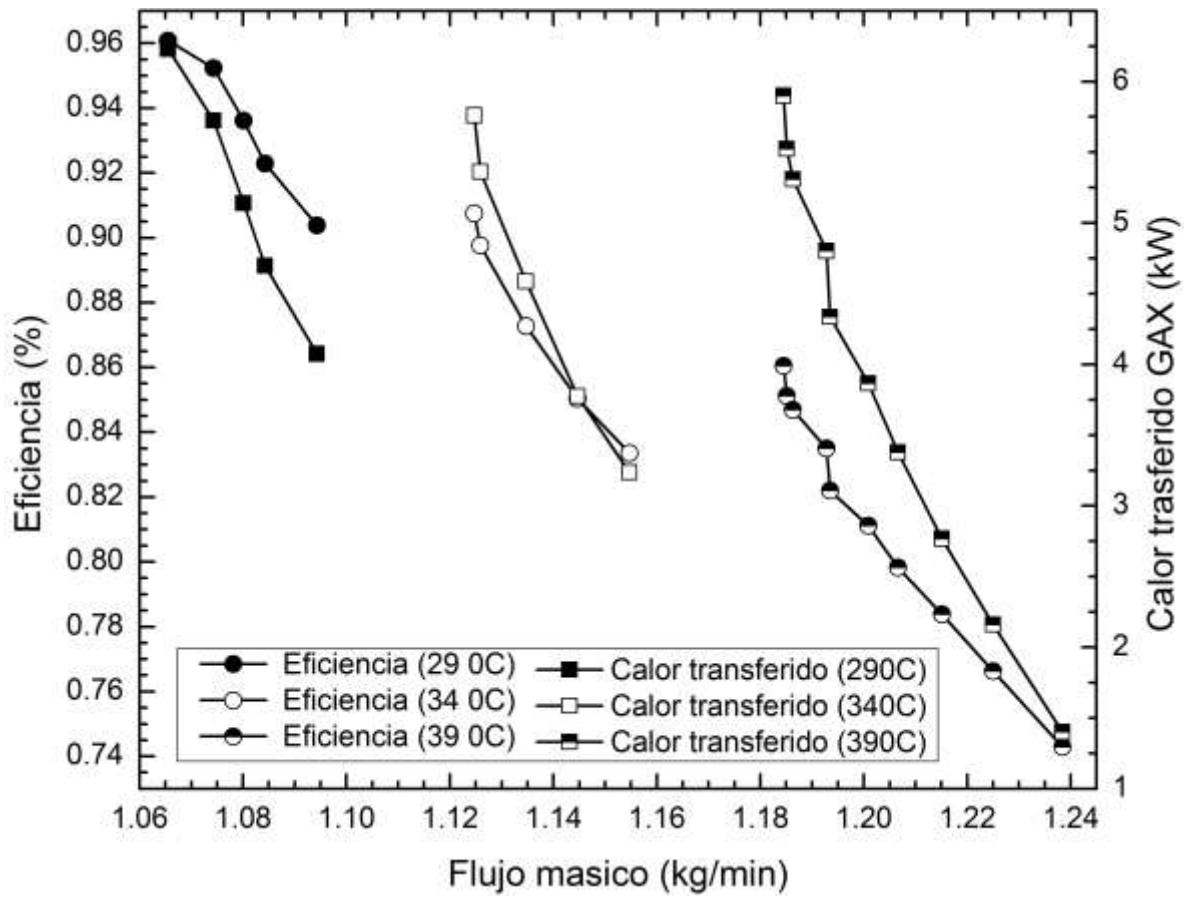


FIG. 4

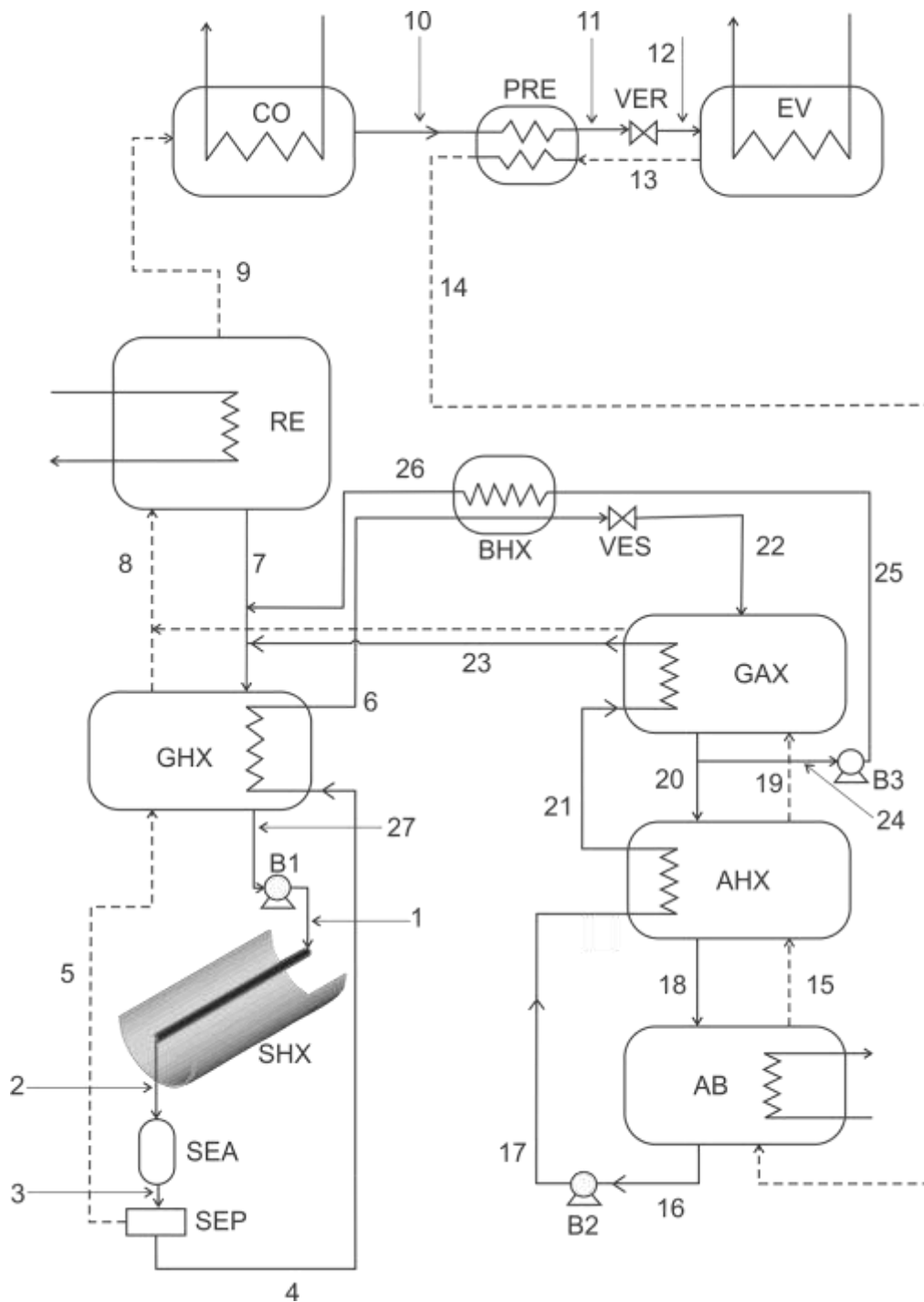


FIG. 5

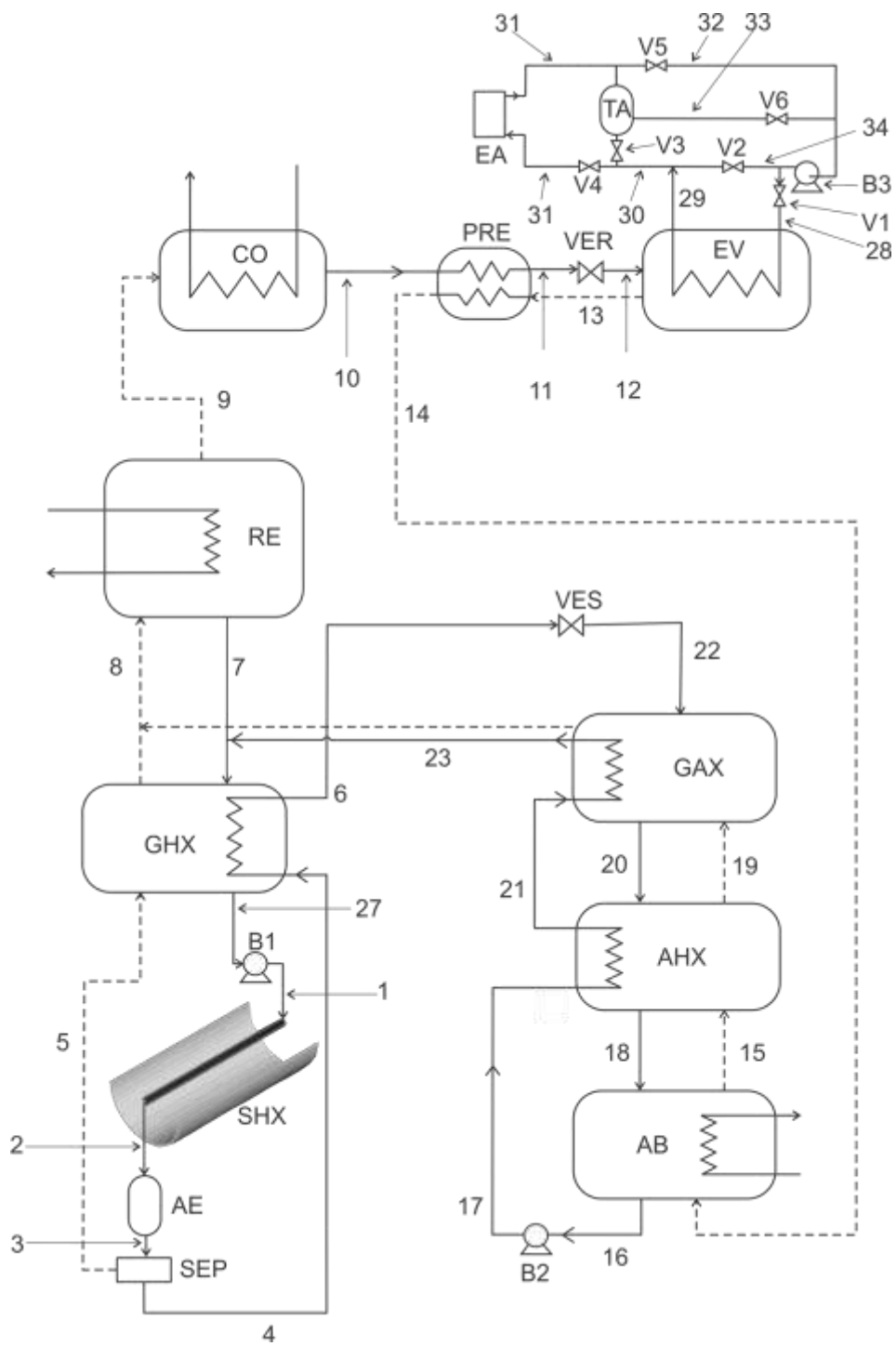


FIG. 6

Anexo F

Colector cilíndrico parabólico que capta, concentra y convierte la radiación solar en energía térmica

Solicitud de patente, Expediente MX/a/2010/012070.

**COLECTOR CILÍNDRICO PARABÓLICO QUE CAPTA, CONCENTRA Y CONVIERTE
LA RADIACIÓN SOLAR EN ENERGÍA TÉRMICA**

CAMPO TÉCNICO DE LA INVENCION

5 La presente invención se refiere a un captador, concentrador y convertidor de la radiación solar en energía térmica, por medio de una superficie cilíndrica parabólica con cubierta transparente, que tiene integrado diferentes tubos absorbedores y estructuras de soporte del concentrador más ligeras y eficientes. El novedoso colector solar tiene características técnicas y económicas muy recomendables para satisfacer las diferentes necesidades de

10 energía térmica de baja y mediana temperatura (de 50 a 250 °C) de los sectores residencial, comercial, industrial, energético, agrícola y ganadero. Es una excelente opción para los sistemas de generación de vapor solar, desalación solar y unidades de refrigeración y aire acondicionado activadas con energía térmica. Con la invención los sistemas de cogeneración, trigeneración y poligeneración de las industrias se hacen más rentables, por lo

15 tanto considero que pertenece a las patentes de tipo mecánico.

ANTECEDENTES DE LA INVENCION

Los antecedentes en el desarrollo de concentradores de cilindro parabólico se remontan a la década de los setentas del siglo pasado, donde el sueco-americano John Ericsson hizo

20 funcionar una máquina de aire caliente con un concentrador parabólico. En 1872, Ericsson probó un método totalmente diferente: calentar el aire, en lugar de utilizar agua, contenido en un cilindro situado en el foco de un reflector curvo. Quince años más tarde en 1885, el ingeniero francés Charles Tellier, sería una de las primeras personas en desarrollar colectores solares de baja temperatura para impulsar máquinas. Mientras que los motores

convencionales empleaban vapor de agua a cierta presión, los desarrollos tecnológicos de Tellier utilizaban vapor presurizado de líquidos con temperaturas de ebullición muy por debajo de la del agua. En 1907 se patentó por primera vez en Alemania un diseño sobre colectores parabólicos (Parabolic trough collector, PTC), por Wilhelm Maier y Adolf Remshardt, (Cohen, 1994).

En esa misma época, en los comienzos del siglo XX, el ingeniero americano Frank Shumann, se dio cuenta que en los sistemas de captación solar las altas temperaturas favorecían las pérdidas por conducción y convección, además se tenía un elevado costo asociado a los espejos que eran revestidos de plata. Por ello, retomó los estudios con las cajas calientes, afirmando la idea de Saussure y Langley principalmente, de que con estas cajas se podían conseguir temperaturas lo suficientemente altas como para hervir agua (Kalogirou, 2004). Tras algunos éxitos conseguidos, Shumann forma la compañía Sun Power Company, teniendo un importante objetivo a largo plazo: la construcción de una planta solar a gran escala en Egipto. Ahí la mano de obra era barata, y el potencial solar enorme. Antes de dar este gran paso, se construyó una planta piloto. Dicha planta se emplazó sobre 2,700 m² en un terreno cercano a su casa en Tacony, Pennsylvania. Para incrementar la cantidad de calor producida en los colectores, se sumaron a los colectores una serie de reflectores (espejos de vidrio), y se añadió un mecanismo para ajustar el ángulo de los colectores a su exposición óptima. Conectado a una bomba, el dispositivo podía elevar 12,000 litros de agua por minuto a 10 metros de altura, y podía producir una potencia máxima de 32 caballos de fuerza. Dispuestos para iniciar el desarrollo de la planta africana, en 1912 Shumann y su equipo de operarios llegan a Maadi, pequeña comunidad agrícola junto al Nilo. Se construyeron cinco colectores solares con reflector parabólico con orientación sobre el eje Norte-Sur, cada uno de 60 metros de largo por 4 de ancho y separados 8 metros entre sí, con un área total de apertura de 1200 m². A finales de 1913, y después de un intento fallido, la planta estaba nuevamente preparada para su inauguración. Se alcanzaron 55 caballos de

potencia, captando el 40 % de la energía solar disponible, obteniendo resultados muy superiores a los de la planta de Tacony. A pesar del éxito de la planta, esta fue cerrada en 1915 debido a la primera guerra mundial (Kalogirou, 2004).

Es hasta la década de 1970 que se retoma el verdadero interés en esta tecnología como una clara respuesta a la crisis petrolera por el incremento disparado de los precios de los hidrocarburos. En dicha época tanto el departamento de energía de los Estados Unidos (DOE), así como el Ministerio Alemán de Investigación y Tecnología, se encargaron de patrocinar en sus respectivos países el desarrollo de una serie de procesos y sistemas de bombeo de agua y calor con concentradores parabólicos. Michael W. Edenburn (1976) reportó un análisis de rendimiento teórico de un **Concentrador de Cilindro Parabólico (CCP)** y lo comparó con resultados experimentales. Tomó en cuenta un tubo absorbedor aislado por un tubo envolvente transparente para disminuir las pérdidas térmicas. El análisis considera las pérdidas por transferencia de calor y la transferencia de energía hacia el fluido de trabajo. Tomó en cuenta las diferentes posibles orientaciones del colector. En el mismo año Norton Pierce (1976) presentó un trabajo sobre la posibilidad de construir un colector solar eficiente y de bajo costo. Determinó que la precisión óptica y los mecanismos de seguimiento del sol son los factores que aumentan el costo de la tecnología de CCP. También determinó que si se lograra ubicar al tubo absorbedor en el punto focal de manera más o menos constante, con un error aproximado de 6°, podría usar un mecanismo mucho más barato de seguimiento, basado en un motor que gira a 1 revolución por minuto. La forma en la que lo demostró, fue ubicando una elipse que tuviera el tamaño suficiente para interceptar los rayos provenientes desde el reflector. El ángulo total de aceptación de un borde del tubo de agua al otro, variaba desde 10° a 17° en las unidades probadas. En 1981 fue probado en Tabernas, España, un sistema de 500 KW de la Agencia Internacional de Energía para generación eléctrica usando concentradores parabólicos en la plataforma solar de Almería. La planta generaba vapor de agua a 520 °C y 10 bar de presión. Un ejemplo de

una instalación industrial de calor de proceso basado en colectores parabólicos con 5580 m² está ubicado en Chandler, Arizona y que ha estado operando desde 1983.

- De 1984 a 1991, los avances en sistemas de concentración parabólica fueron notables con el desarrollo de una serie de plantas comerciales solares de 15 a 80 MW a cargo de Luz Internacional Ltd. Esta compañía desarrolló por muchos años los componentes y sistemas en una instalación en Jerusalén y fue responsable de la construcción y operación de dos instalaciones de calor de proceso en Israel. Las nueve plantas diseñadas por esta empresa, con una capacidad total de generación de 354 MW de electricidad son llamadas **SEGS (Sistemas de generación solar-eléctrica por sus siglas en inglés)** y están operando continuamente en el desierto de Mojave al sur de California. Actualmente en este desierto hay 9 centrales SEGS que forman la mayor instalación solar del planeta. Son centrales híbridas, esto es, que producen electricidad a partir de las energía solar y de combustible fósil. La producción a partir de combustible fósil no puede sobrepasar un determinado porcentaje de la producción total para así tener derecho a subvenciones (Cohen, 1999).
- Se construyeron y operaron varios sistemas de generación solar-eléctrica, estas son: * SEGS I y II se encuentran en Dagget. * SEGS III a VII están en Kramer Junction. * SEGS VIII y IX están en Harper Lake. Algunas de estas se encuentran en funcionamiento desde 1985. La última (SEGS IX) empezó a producir en 1991. La compañía original que gestionó dichas centrales se fue a la bancarrota pero la que la sustituyó continuó la producción de electricidad. Heinzl en 1995, desarrolló un modelo óptico de colector parabólico. Dicho modelo fue usado con un modelo básico de pérdida de calor para simular el colector parabólico usado en LS-2 (SEGS), cuando tiene aceite sintético como el fluido de trabajo. El modelo muestra concordancia con los resultados reportados por Dudley (1994) que midió la eficiencia del colector para varios ángulos de incidencia.
- Un **colector de generación directa de vapor (GDV)** fue propuesto por Cohen y Kearney (1994), como un desarrollo futuro de los colectores en nuevas SEGS, con la finalidad de

eliminar el aceite sintético tan costoso, evitar el transporte de fluido intermediario con las pérdidas que esto ocasiona y suprimir el intercambiador de calor de aceite-vapor.

Hasta este momento los acontecimientos relacionados con los concentradores solares de cilindro parabólico utilizados en diversas aplicaciones, han sido analizados con el fin de
5 conocer el alcance real de la tecnología y se ha determinado que el principal reto consiste en reducir su costo, ya que técnicamente tienen un buen desempeño.

Algunas otras invenciones sobre cilindros parabólicos han sido propuestas, ver patentes No. U.S. 4,238,246 A (1980), U.S. 4, 245,153 A (1981), U.S. 4,421,104 A (1983), U.S. 4,439,020 A (1984), U.S. 4,559,926 A (1985), U.S. 4,649,899 A (1987), U.S. 6,498,290 B1 (2002) y U.S.
10 4,202,322, pero ninguna con las características como la propuesta.

De acuerdo a la Agencia Internacional de Energía, el 72% de la energía requerida por la industria es del tipo eléctrica y el 28% es energía térmica. La proporción de energía térmica se divide en tres grandes grupos, el primero lo constituye la energía térmica de baja calidad o baja temperatura (40 a 100°C), el segundo lo integra la energía térmica de media
15 temperatura (100 a 400°C) y el último lo integra la energía térmica con una temperatura de 400°C en adelante. La problemática que se pretende solucionar con la invención consiste en cubrir el sector de la demanda de energía térmica con baja y media temperatura, requerida por la industria y otros sectores, la cual en este momento se está cubriendo mediante un esquema de combustibles fósiles no sustentable.

20 El objetivo de la presente invención es proveer un nuevo colector solar con concentración de cilindro parabólico de bajo precio, fácil fabricación y prácticamente nulo mantenimiento.

DESCRIPCION

Los detalles característicos del presente **COLECTOR CILÍNDRICO PARABÓLICO QUE CAPTA, CONCENTRA Y CONVIERTE LA RADIACIÓN SOLAR EN ENERGÍA TÉRMICA** 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 una vista lateral del colector cilíndrico parabólico que capta, concentra y convierte la radiación solar en energía térmica y su forma de acoplamiento.
- 10 La figura 2 es una vista en perspectiva convencional del colector cilíndrico parabólico que capta, concentra y convierte la radiación solar en energía térmica.
- La figura 3 es una vista en perspectiva convencional acercada del extremo que muestra el soporte del colector y el acoplamiento del mecanismo de seguimiento al colector cilíndrico parabólico que capta, concentra y convierte la radiación solar en energía térmica.
- 15 La figura 4 es una vista lateral del colector cilíndrico parabólico que capta, concentra y convierte la radiación solar en energía térmica.
- La figura 5 es una vista lateral de **una variante** del colector cilíndrico parabólico que capta, concentra y convierte la radiación solar en energía térmica y su forma de acoplamiento.
- 20 La figura 6 es una vista en perspectiva convencional del colector cilíndrico parabólico que capta, concentra y convierte la radiación solar en energía térmica, con una variante en el soporte del reflector y con cubierta transparente.

- 5 La figura 7 es una vista en perspectiva convencional acercada del extremo que muestra el soporte del colector y el acoplamiento del mecanismo de seguimiento al colector cilíndrico parabólico que capta, concentra y convierte la radiación solar en energía térmica, con una variante en el soporte del reflector y con cubierta transparente.
- La figura 8 es una vista lateral con una variante del colector cilíndrico parabólico que capta, concentra y convierte la radiación solar en energía térmica.
- 10 La figura 9 es una vista lateral de **una segunda variante** del colector cilíndrico parabólico que capta, concentra y convierte la radiación solar en energía térmica y su forma de acoplamiento.
- La figura 10 es una vista en perspectiva convencional del colector cilíndrico parabólico que capta, concentra y convierte la radiación solar en energía térmica, con una segunda variante en el soporte del reflector y con cubierta transparente.
- 15 La figura 11 es una vista en perspectiva convencional acercada del extremo que muestra el soporte del colector y el acoplamiento del mecanismo de seguimiento al colector cilíndrico parabólico que capta, concentra y convierte la radiación solar en energía térmica, con una segunda variante en el soporte del reflector y con cubierta transparente.
- 20 La figura 12 es una vista lateral, con una segunda variante del colector cilíndrico parabólico que capta, concentra y convierte la radiación solar en energía térmica.
- La figura 13 es una vista lateral acercada del extremo superior del colector cilíndrico parabólico que capta, concentra y convierte la radiación solar en energía térmica, donde se muestran los detalles del mecanismo de seguimiento **B**.

- La figura 14 es una vista en perspectiva convencional acercada del extremo que muestra la parte motriz del mecanismo de seguimiento **B** para **dos** colectores cilíndrico parabólicos que captan, concentran y convierten la radiación solar en energía térmica.
- 5 La figura 15 es una vista en perspectiva convencional acercada del extremo que muestra la parte motriz del mecanismo de seguimiento **B** para **un** colector cilíndrico parabólico que capta, concentra y convierte la radiación solar en energía térmica.
- 10 La figura 16 es una vista lateral con corte longitudinal de la sección donde se acoplan el mecanismo de soporte **A**, mecanismo de reflexión **C** y mecanismo de absorción **D**, del colector cilíndrico parabólico que capta, concentra y convierte la radiación solar en energía térmica, indicando los detalles de su cavidad interna.
- 15 La figura 17 es una vista en perspectiva convencional solidificada y lateral en líneas de una sección del reflector y el tubo absorbedor del colector cilíndrico parabólico que capta, concentra y convierte la radiación solar en energía térmica.
- 20 La figura 18 Es una vista en perspectiva convencional solidificada y lateral en líneas de una sección del **tubo absorbedor con "V" invertida**, como **tercer variante** del colector cilíndrico parabólico que capta, concentra y convierte la radiación solar en energía térmica.
- 25 La figura 19 es una vista lateral con corte longitudinal del **tubo absorbedor concéntrico** indicando la dirección del fluido en su cavidad interna, como **cuarta variante** del colector cilíndrico parabólico que capta, concentra y convierte la radiación solar en energía térmica.

La figura 20 es una vista lateral del **tubo absorbedor con mezclador estático**, como **quinta variante** del colector cilíndrico parabólico que capta, concentra y convierte la radiación solar en energía térmica.

Con base en las figuras 2, 3 y 4 el colector cilíndrico parabólico que capta, concentra y convierte la radiación solar en energía térmica, está compuesto por un mecanismo de soporte **A**, un mecanismo de seguimiento **B**, un mecanismo de reflexión **C** y un mecanismo de absorción **D**; donde

- a) **El mecanismo de soporte A** comprende al menos dos soportes del colector (8) perpendiculares al piso y paralelos entre sí, los cuales en la parte inferior tienen una primera base (15) cada uno, que permite fijarlos al piso, en el extremo opuesto de dichos soportes (8) se tiene una segunda base (19) perpendicular a cada soporte (8), sobre la cual se fija una chumacera superior (12) empleando algún medio de sujeción (14) (por ejemplo tornillos, soldadura, etc.) y donde se inserta un primer tubo externo (2c) que se acopla con el mecanismo de reflexión **C**.
- b) **El mecanismo de seguimiento B** comprende un motor (7) en cuyo rotor se acopla una flecha (6) y sobre esta una polea inferior (4b) con dos canales, en la cual se fijan dos cables (5), uno en cada canal, para que conforme se enrolla uno, el otro se desenrolle, en el extremo opuesto al motor (7) sobre el soporte del colector (8), y fijada al tubo externo (2c), existe una polea superior (4a) de mayor diámetro en proporción 1:20 y varía para eficientar la velocidad del motor con las mismas características que la polea inferior (4b) pero cuenta con un tensor (16) para cada uno de los cables (5).
- c) **El mecanismo de reflexión C** comprende una estructura (13) en forma de "T" en cada extremo, paralelas entre sí, las cuales soportan al menos dos bases exteriores (10a) donde se acoplan al menos tres tubos (11) paralelos entre ellos y para lograr una mejor firmeza del mecanismo, consta de al menos dos bases interiores (10b)

equidistantes atravesadas por los mismos tubos (11) y también paralelas a las bases exteriores (10a) (ver figura 2, 6 y 10) la parte superior de dichas bases es parabólica y sobre ellas se soporta el reflector (1), obviamente conservando la parábola que dirige los rayos hacia el foco parabólico, donde se encuentra el mecanismo de absorción **D**, en los puntos que corresponden al lado recto de la parábola formada por el mecanismo de reflexión **C** en dirección externa se encuentran en cada extremo un larguero (17) en forma de "L" para brindar rigidez al sistema completo; el mecanismo de reflexión **C** se une al mecanismo de soporte **A** por medio del tubo externo (2c) ya que la estructura (13) en forma de "T" se fija por algún medio que lo permita.

- 5
- 10 **d) El mecanismo de absorción D** comprende en un tubo externo (2c) que esta fijo a la estructura (13) en forma de "T" por medio de algún método de sujeción (14) (tornillo, soldadura, etc), y en el extremo opuesto a la polea (4a) un material aislante (2d) en su parte interna que a su vez soporta el tubo interno (2a) concéntrico; del otro lado de la estructura (13) en forma de "T" tiene colocado el tubo transparente (2b)
- 15 (preferentemente vidrio) que se encuentra soportado por el aislante y se prolonga hasta la cara interna de la estructura (13) opuesta (ver figura 16).

En base a las figuras 3, 7, 11 y 16, el acoplamiento del mecanismo de soporte **A**, mecanismo de seguimiento **B**, mecanismo de reflexión **C** y mecanismo de absorción **D**, del colector cilíndrico parabólico que capta, concentra y convierte la radiación solar en energía térmica, permite mantener el tubo absorbedor (2a) fijo, lo cual resuelve el problema de rompimiento de las mangueras flexibles que suelen ponerse en la conexión entre el circuito de tuberías (fijo) y el tubo absorbedor (movible), de la forma propuesta en la invención ambos son fijos.

20

De acuerdo con las figuras 6 y 10, **una variante** del colector cilíndrico parabólico que capta, concentra y convierte la radiación solar en energía térmica, consiste en que en el mecanismo de reflexión **C**, se pueden eliminar los tubos (11) y sustituir las bases (10a) y (10b) por placas o laminas con o sin dobleces, para provocar mayor rigidez de la estructura y evitar la

deformación por causa de agentes climáticos, además entre los largueros (17) puede colocarse una cubierta transparente (3) para proteger el reflector (1) de polvo y lluvia.

Con base en las figuras 18, 19 y 20, **otra variante** del colector cilíndrico parabólico que capta, concentra y convierte la radiación solar en energía térmica, consiste en que para mejorar el comportamiento óptico y térmico del colector de la invención, el mecanismo de absorción **D**,
5 puede utilizar como tubo absorbedor (2a) un tubo con una “V” invertida (21) (figura 18), dos tubos concéntricos (2a) y (2e) (figura 19) y un tubo (2a) con un mezclador estático (22) (figura 20).

10

FUNCIONAMIENTO DE LA INVENCION

La operación de la invención consiste en que la radiación solar que llega perpendicular al área de apertura del colector, atraviesa una superficie transparente (3) o impacta directamente con el reflector (1), el cual se encarga de concentrarla linealmente o dirigirla al tubo absorbedor (2a) donde es atrapada por una superficie selectiva con alta absorbancia,
15 convirtiéndose en energía térmica, dicha energía se transfiere por conducción y convección a un fluido que circula por la parte interior del tubo absorbedor. El colector solar de la invención utiliza un mecanismo de seguimiento (mecanismo de seguimiento **B** con un control automático), el cual se encarga de mantener los rayos solares perpendiculares al área de apertura o superficie externa de la cubierta transparente. El fluido caloportador o fluido a
20 calentar puede entrar al tubo absorbedor (2a) como líquido subenfriado, líquido saturado, en dos fases (líquido/vapor) e inclusive como vapor saturado y sobrecalentado y salir bajo las mismas condiciones físicas, pero con una mayor energía y temperatura, lo cual hace a la invención muy versátil, pudiendo satisfacer diferentes necesidades térmicas de los sectores industrial, comercial, residencial, agrícola y ganadero.

25

REIVINDICACIONES

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

- 5 1. Un colector cilíndrico parabólico que capta, concentra y convierte la radiación solar en energía térmica, **caracterizado porque comprende** un mecanismo de soporte **A**, un mecanismo de seguimiento **B**, un mecanismo de reflexión **C** y un mecanismo de absorción **D**; donde
- 10 **a) El mecanismo de soporte A** comprende en al menos dos soportes del colector perpendiculares al piso y paralelos entre sí, los cuales en la parte inferior tienen una primera base cada uno, que permite fijarlos al piso, en el extremo opuesto de dichos soportes se tiene una segunda base perpendicular a cada soporte, sobre la cual se fija una chumacera superior empleando algún medio de
- 15 sujeción (por ejemplo tornillos, soldadura, etc.) y donde se inserta un primer tubo externo que se acopla con el mecanismo de reflexión **C**;
- 20 **b) El mecanismo de seguimiento B** comprende un motor en cuyo rotor se acopla una flecha y sobre esta una polea inferior con dos canales, en la cual se fijan dos cables, uno en cada canal, para que conforme se enrolla uno, el otro se desenrolle, en el extremo opuesto al motor, sobre el soporte del colector y fijada al tubo externo, existe una polea superior de mayor diámetro en
- 25 proporción 1:20 y varia para eficientar la velocidad del motor, con las mismas características que la polea inferior, pero cuenta con un tensor para cada uno de los cables;

- 5 c) El **mecanismo de reflexión C** comprende una estructura en forma de "T" en cada extremo, paralelas entre sí, las cuales soportan al menos dos bases exteriores donde se acoplan al menos tres tubos paralelos entre ellos y para lograr una mejor firmeza del sistema, consta de al menos dos bases interiores
- 10 equidistantes atravesadas por los mismos tubos y también paralelas a las bases exteriores, la parte superior de dichas bases es parabólica y sobre ellas se soporta el reflector, obviamente conservando la parábola que dirige los rayos hacia el foco parabólico, donde se encuentra el mecanismo de absorción **D**, en los puntos que corresponden al lado recto de la parábola formada por el
- 15 mecanismo de reflexión **C** en dirección externa se encuentran en cada extremo un larguero en forma de "L" para brindar rigidez al sistema completo; el mecanismo de reflexión **C** se une al mecanismo de soporte **A** por medio del tubo externo, ya que la estructura en forma de "T" se fija por algún medio que lo permita y
- 20 d) El **mecanismo de absorción D** tiene el acoplamiento de las siguientes estructuras en cada extremo y que consiste en un tubo externo que esta fijo a la estructura en forma de "T" por medio de algún método de sujeción (tornillo, soldadura, etc.), contiene en el extremo opuesto a la polea un material aislante en su parte interna que a su vez soporta el tubo interno concéntrico. Del otro
- 25 lado de la estructura en forma de "T" tiene colocado un tubo transparente (preferentemente vidrio) que se encuentra soportado por el aislante y se prolonga hasta la cara interna de la estructura opuesta. El acoplamiento propuesto del mecanismo de soporte **A**, mecanismo de seguimiento **B**, mecanismo de reflexión **C** y mecanismo de absorción **D**, permite mantener el tubo absorbedor fijo.

-
-
2. El colector cilíndrico parabólico que capta, concentra y convierte la radiación solar en energía térmica, de la reivindicación uno, donde el mencionado mecanismo de reflexión **C** está **caracterizado porque** puede utilizar colocando sobre los largueros una cubierta trasparente para proteger el reflector de polvo y lluvia y una estructura en forma de "T" hecha con lamina doblada (para aumentar su rigidez) en cada extremo, paralelas entre sí, las cuales soportan al menos dos bases exteriores de lamina donde se acoplan al menos tres tubos paralelos entre ellos y para lograr una mejor firmeza del sistema, consta de al menos dos bases interiores de lamina equidistantes atravesadas por los mismos tubos y también paralelas a las bases exteriores, la parte superior de dichas bases es parabólica y sobre ellas se soporta el reflector, obviamente conservando la parábola que dirige los rayos hacia el foco parabólico, donde se encuentra el mecanismo de absorción **D**, en los puntos que corresponden al lado recto de la parábola formada por el mecanismo de reflexión **C** en dirección externa se encuentran en cada extremo un larguero en forma de "L" para brindar rigidez al sistema completo y soportar la cubierta trasparente;
3. El colector cilíndrico parabólico que capta, concentra y convierte la radiación solar en energía térmica, de la reivindicación uno, donde el mencionado mecanismo de reflexión **C** está **caracterizado porque** puede utilizar colocando sobre los largueros una cubierta trasparente para proteger el reflector de polvo y lluvia y una estructura en forma de "T" hecha con lamina doblada en cada extremo, paralelas entre sí, las cuales soportan al menos dos bases exteriores de lamina doblada (para aumentar su rigidez) donde se acoplan a un solo tubo y para lograr una mejor firmeza del sistema, consta de al menos dos bases interiores de lamina doblada equidistantes atravesadas por el mismo tubo y también paralelas a las bases exteriores, la parte superior de dichas bases es parabólica y sobre ellas se soporta el reflector, obviamente conservando la parábola que dirige los rayos hacia el foco parabólico, donde se encuentra el mecanismo de

absorción **D**, en los puntos que corresponden al lado recto de la parábola formada por el mecanismo de reflexión **C** en dirección externa se encuentran en cada extremo un larguero en forma de “L” para brindar rigidez al sistema completo y soportar la cubierta trasparente;

5

4. El colector cilíndrico parabólico que capta, concentra y convierte la radiación solar en energía térmica, de las reivindicaciones anteriores, donde el mencionado mecanismo de absorción **D** está **caracterizado porque** para mejorar el comportamiento óptico y térmico del colector conformado con una “V” invertida colocada en su parte superior, unida por algún medio de sujeción;

10

5. El colector cilíndrico parabólico que capta, concentra y convierte la radiación solar en energía térmica, de las reivindicación cuatro, donde el mencionado mecanismo de absorción **D** está **caracterizado porque** para mejorar el comportamiento óptico y térmico del colector conformado por dos tubos concéntricos; y

15

6. El colector cilíndrico parabólico que capta, concentra y convierte la radiación solar en energía térmica, de las reivindicaciones cuatro, donde el mencionado mecanismo de absorción **D** está **caracterizado porque** para mejorar el comportamiento óptico y térmico del colector conformado con un mezclador estático en su interior.

20

RESUMEN

La presente invención se refiere a un Colector Cilíndrico Parabólico que en una forma más descriptiva es un captador, concentrador y convertidor de la radiación solar en energía térmica, por medio de una superficie cilíndrica parabólica con cubierta transparente que tiene
5 integrado diferentes geometrías del tubo absorbedor y estructuras de soporte del concentrador compactas, eficientes y económicas.

El objetivo de la presente invención es proveer un nuevo colector solar con concentración de cilindro parabólico de bajo precio, fácil fabricación y prácticamente nulo mantenimiento. El novedoso colector solar de la invención incorpora entre otras cosas, tres diferentes y
10 económicas estructuras que permiten mantener el tubo absorbedor fijo, una cubierta transparente para proteger la superficie reflectiva y tubo absorbedor del intemperie (polvo y lluvia) y diferentes geometrías del tubo absorbedor para obtener un mejor comportamiento óptico y térmico del colector solar.

El renovado interés en este tipo de tecnología en los últimos años, es explicado por el alto
15 potencial que se tiene al poder producir energía térmica y generar energía eléctrica de una forma sustentable e incrementar la eficiencia de los sistemas de cogeneración al producir energía eléctrica, calorífica y frigorífica simultáneamente, protegiendo el medio ambiente y obteniendo beneficios económicos para el usuario.

El novedoso colector solar tiene características técnicas y económicas muy recomendables
20 para satisfacer las diferentes necesidades de energía térmica de baja y mediana temperatura (50 a 250 °C) de los sectores residencial, comercial, industrial, energético, agrícola y ganadero. Es una excelente opción para los sistemas de generación de vapor solar, desalación solar y unidades de refrigeración y aire acondicionado activadas con energía térmica.

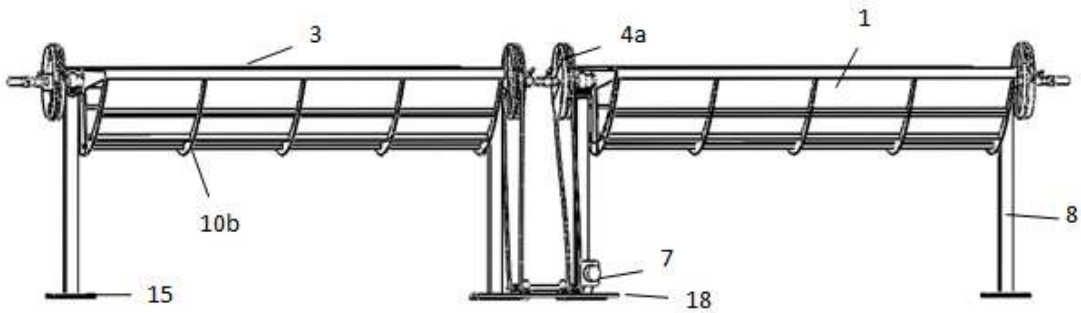


FIG. 1

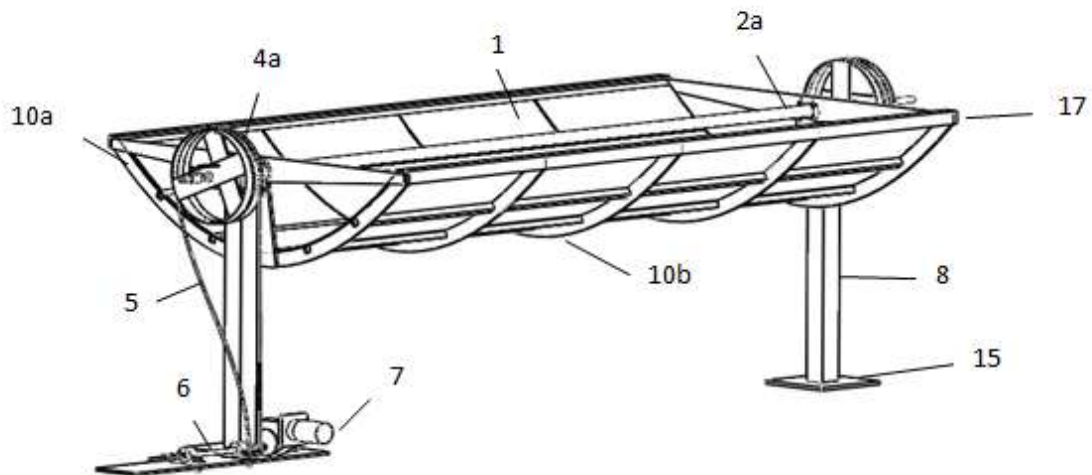


FIG. 2

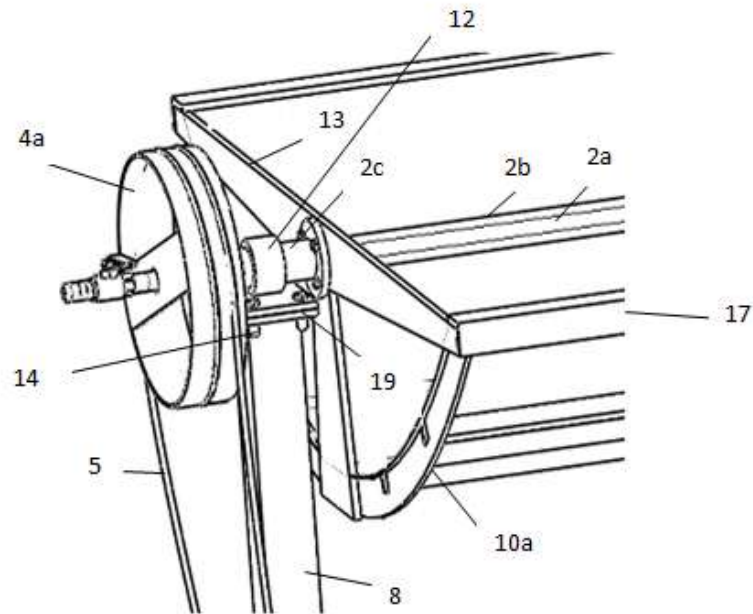


FIG. 3

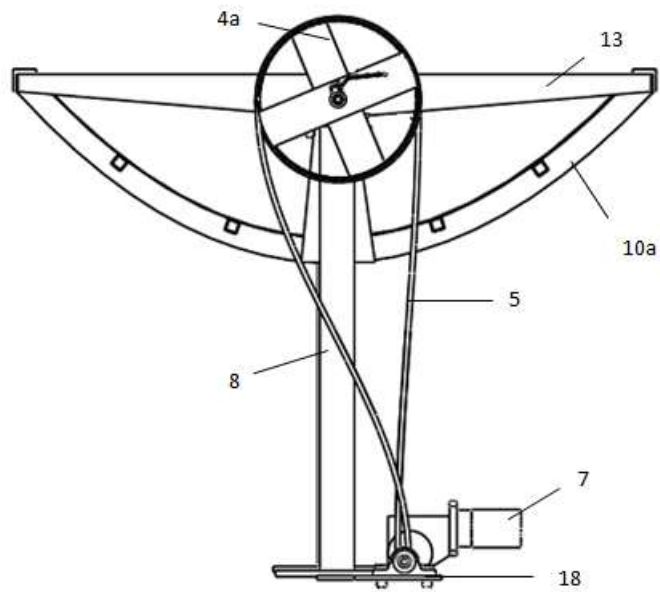


FIG. 4

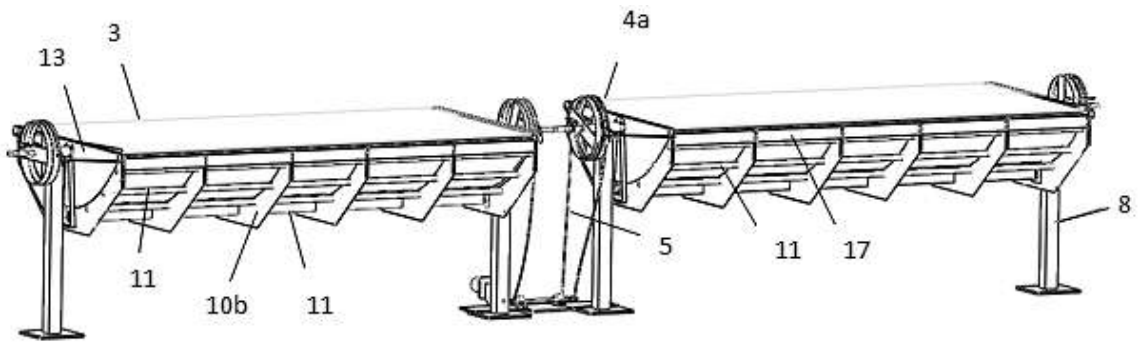


FIG. 5

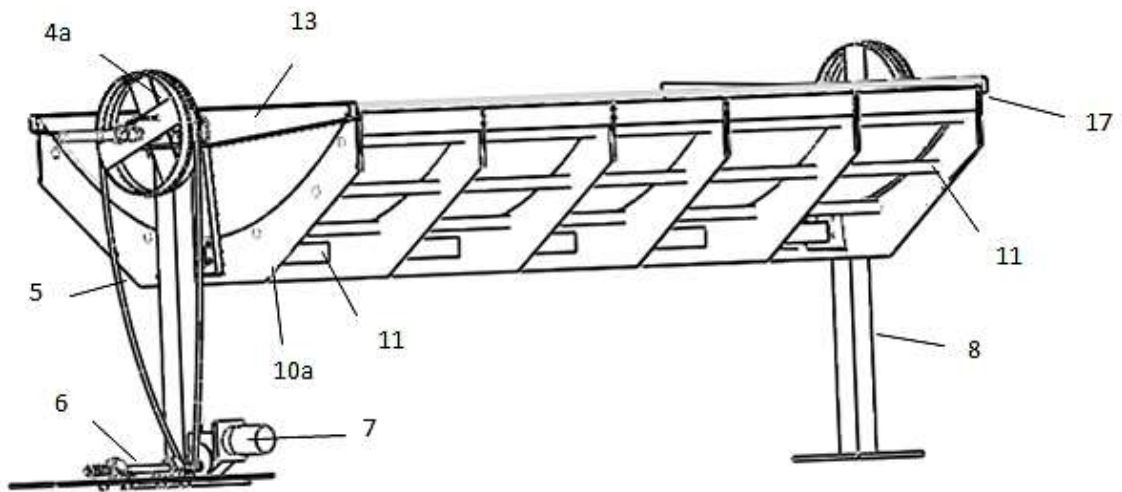


FIG. 6

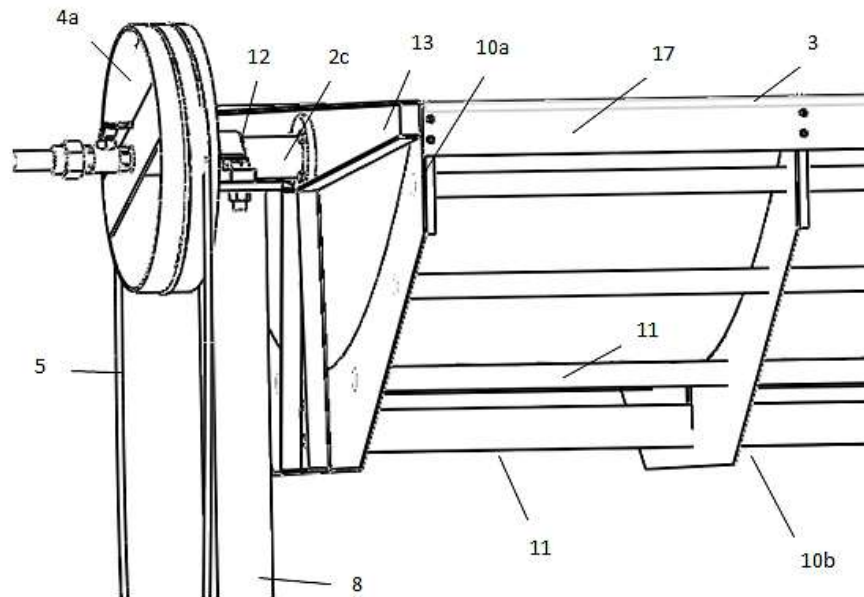


FIG. 7

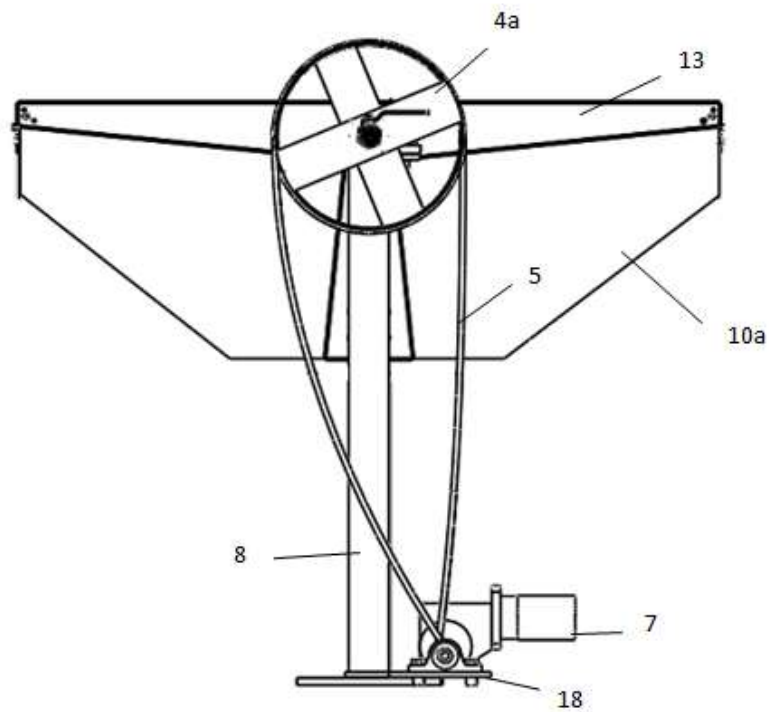


FIG. 8

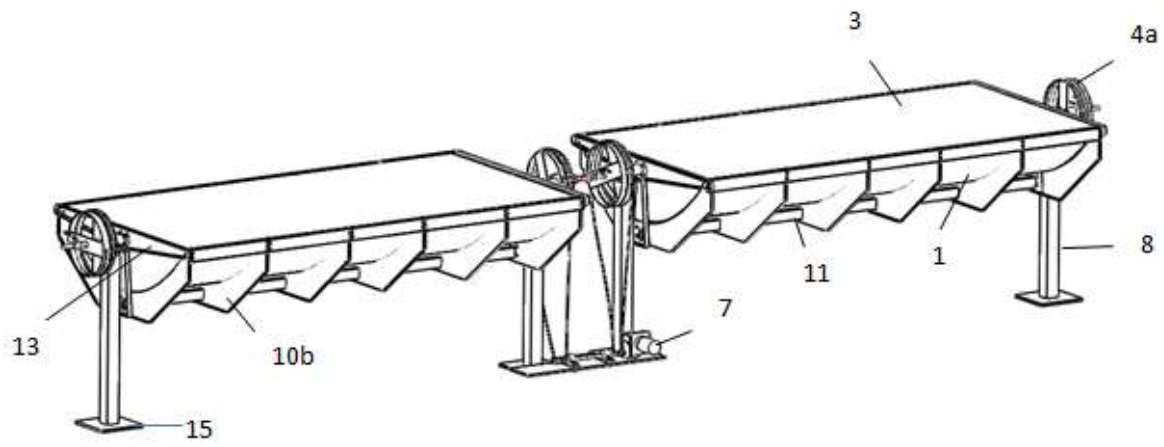


FIG. 9

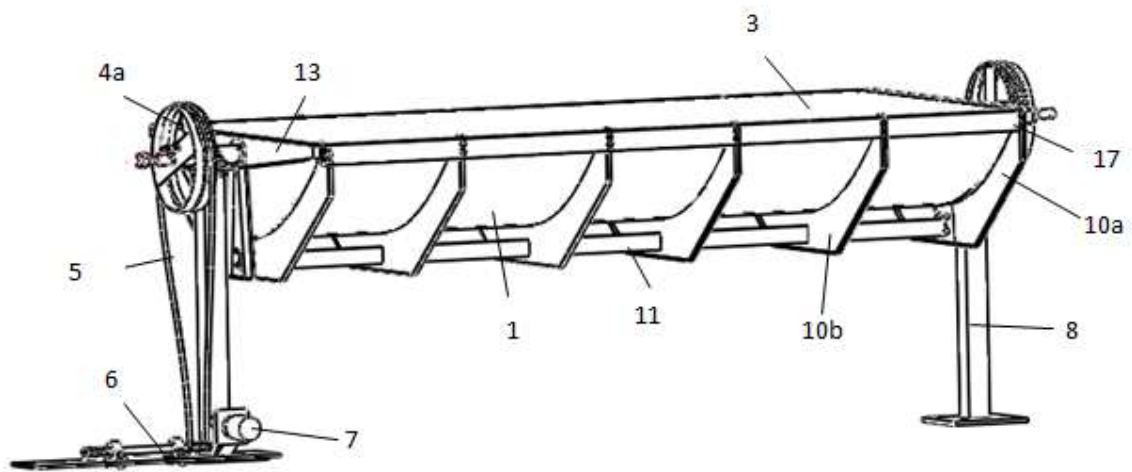


FIG. 10

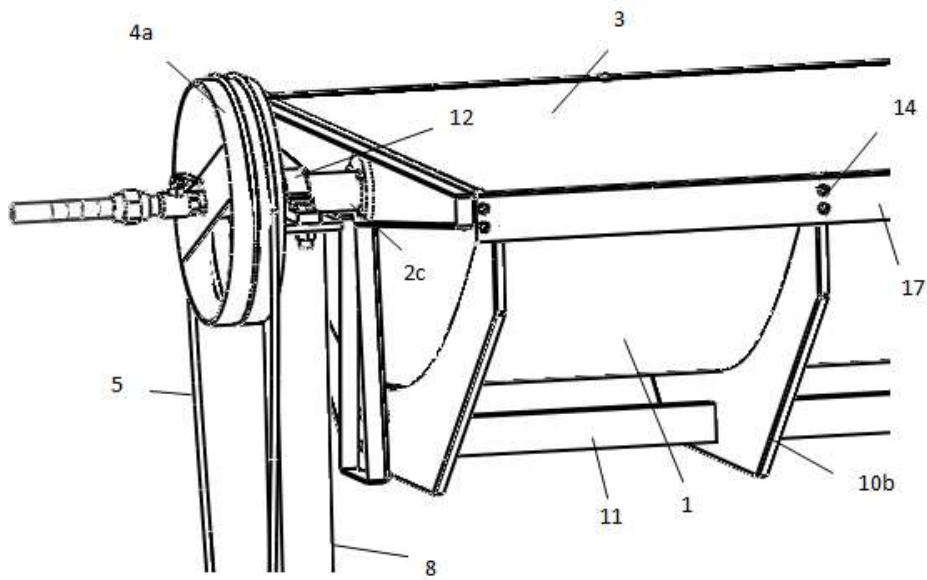


FIG. 11

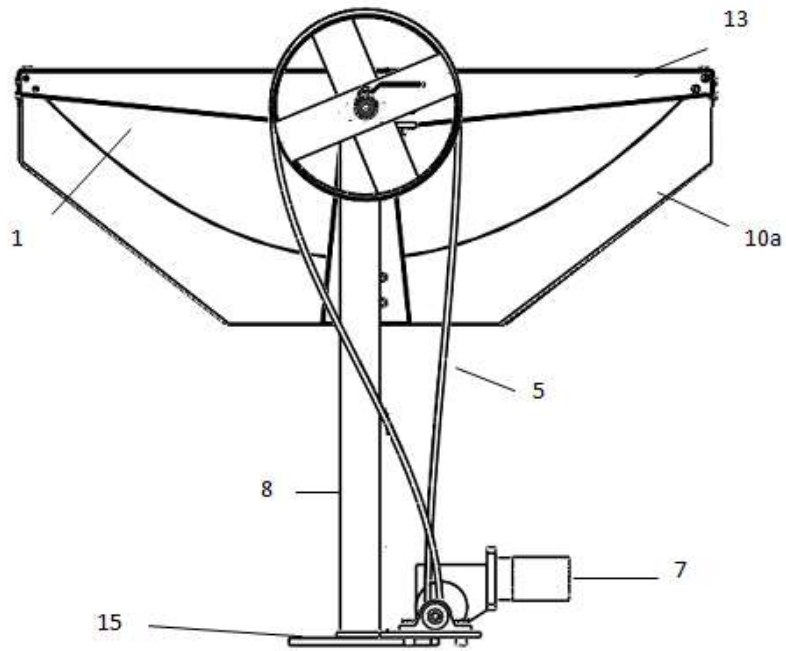


FIG. 12

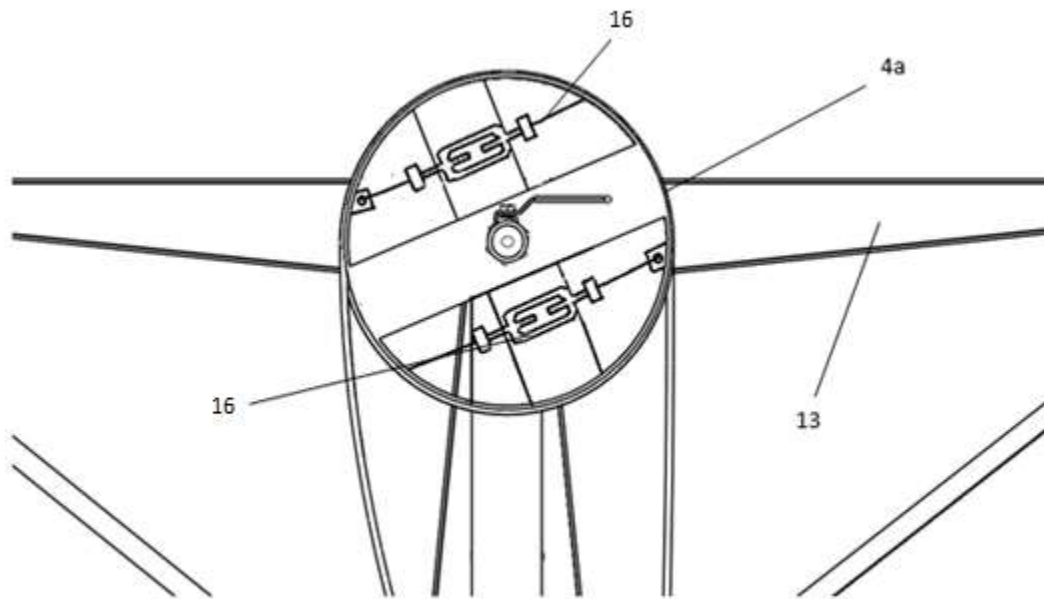


FIG. 13

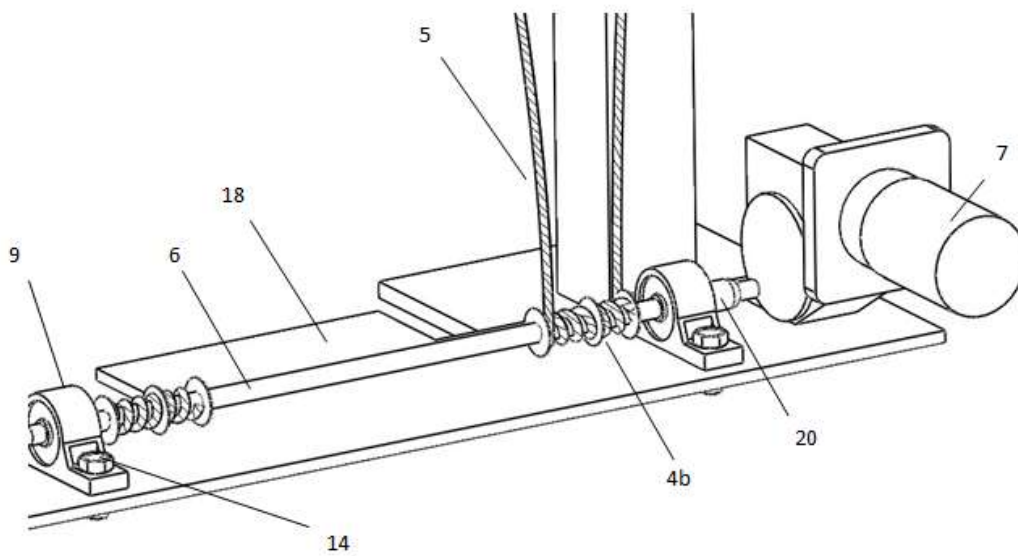


FIG. 14

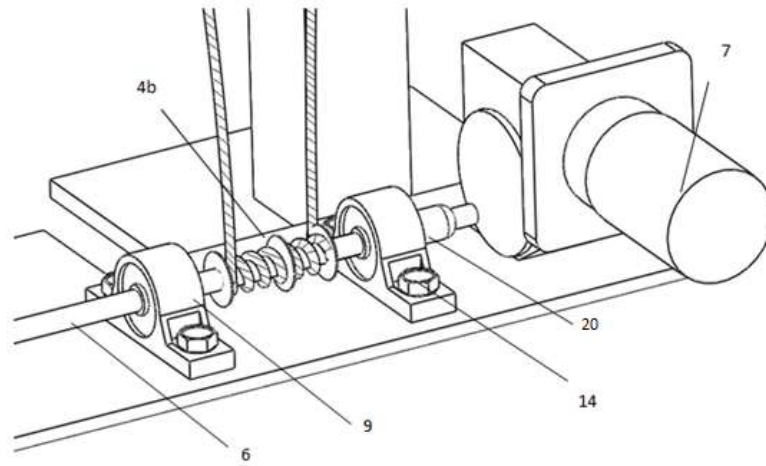


FIG. 15

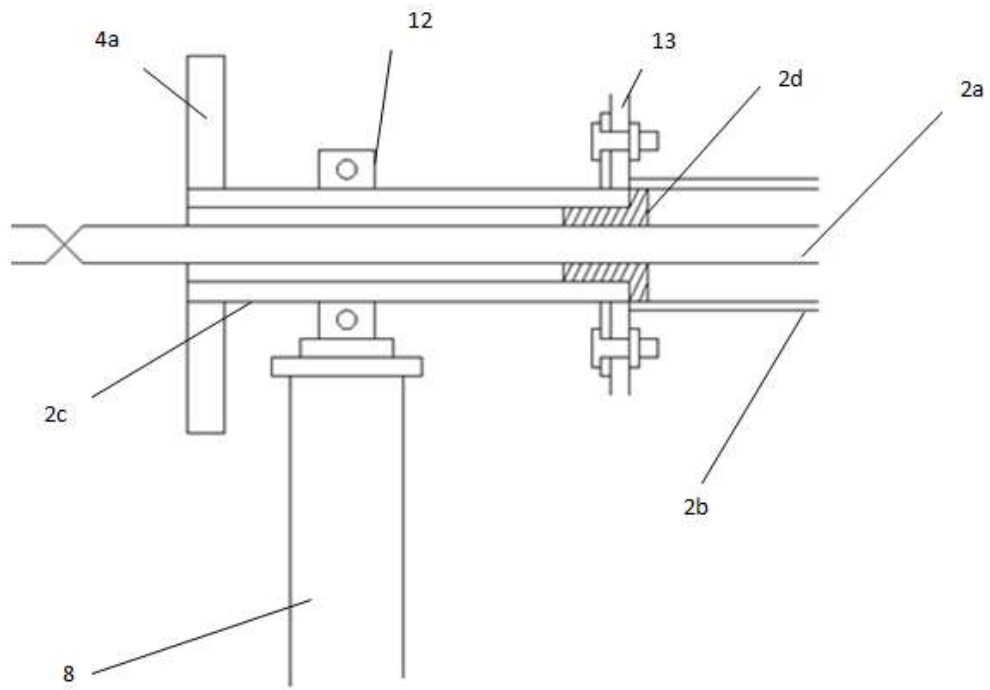


FIG. 16

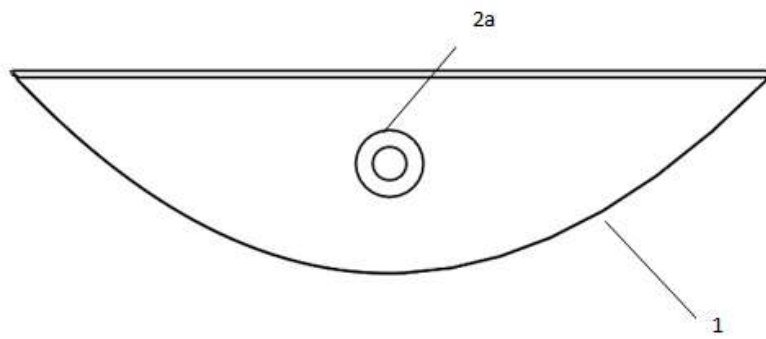


FIG. 17A

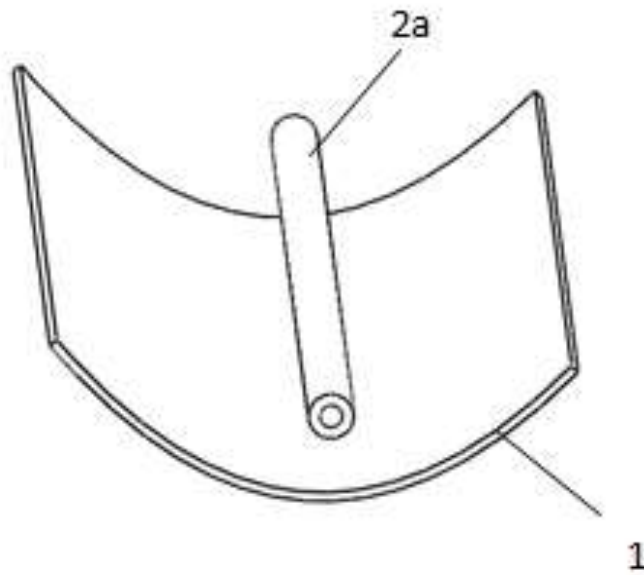


FIG. 17B

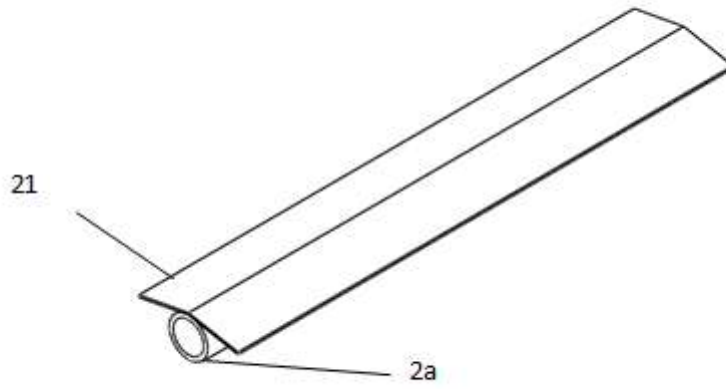


FIG. 18A

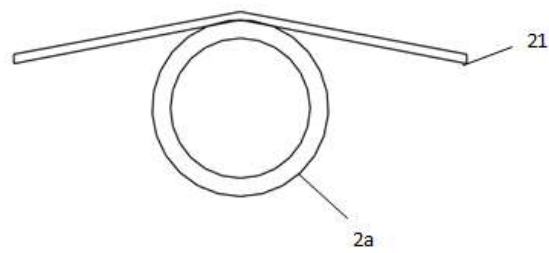


FIG. 18B

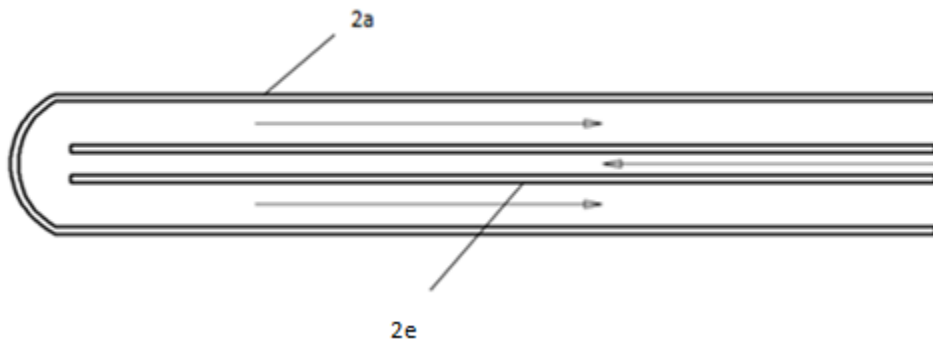


FIG. 19

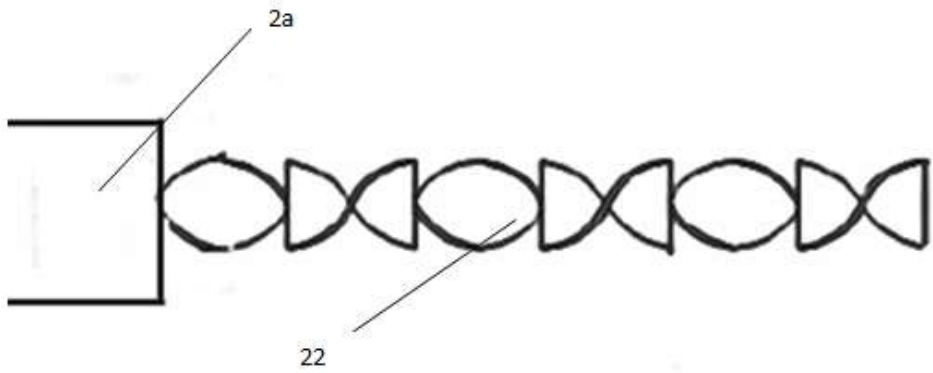


FIG. 20A



FIG. 20B