

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR
ABSORCIÓN INTERMITENTE EMPLEANDO ENERGÍA SOLAR PARA LA
CONSERVACIÓN DE FRUTAS TROPICALES EN EL DEPARTAMENTO DE
CÓRDOBA**



**ALVARO JAVIER JULIO YEPEZ
ANDRÉS FELIPE RAMOS PETRO**

**UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA
MONTERIA, CÓRDOBA**

2015

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR
ABSORCIÓN INTERMITENTE EMPLEANDO ENERGÍA SOLAR PARA LA
CONSERVACIÓN DE FRUTAS TROPICALES EN EL DEPARTAMENTO DE
CÓRDOBA**

**ÁLVARO JAVIER JULIO YÉPEZ
ANDRÉS FELIPE RAMOS PETRO**

**Trabajo de grado presentada, en la modalidad de trabajo de investigación, como
parte de los requisitos para optar al Título de Ingeniero Mecánico.**

Director:

M.Sc. YAHIR GONZALEZ DORIA

**UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA
MONTERIA, CÓRDOBA**

2015

La responsabilidad ética, legal y científica de las ideas, conceptos y resultados del proyecto, serán responsabilidad de los autores.

Artículo 61, acuerdo N° 093 del 26 de noviembre de 2002 del consejo superior.

Nota de aceptación

Firma del jurado

Firma del jurado

*Este trabajo está dedicado a Dios y a
nuestros padres que han llenado de
dicha y amor cada día de nuestras vidas.*

Agradecimientos especial a:

Dios por guiarnos por el buen camino, darnos fuerza para seguir adelante y afrontar las dificultades y principalmente brindarnos unos padres que siempre se preocuparon por nuestro bienestar, gracias por su cariño, amor incondicional, enseñarnos buenos valores y por todos los esfuerzos que hacían a diario para que no nos faltara nada.

Agradecimientos:

Gracias a nuestros hermanos, primos, a nuestras novias y toda la familia que siempre se ha preocupado por nosotros y hemos encontrado en ellos un apoyo en los momentos difíciles.

Gracias de todo corazón a nuestro asesor ingeniero Yahir Gonzalez por brindarnos todo el apoyo, paciencia, motivación y conocimiento para culminar este proyecto.

Gracias al ingeniero Jorge Mario Mendoza por encaminarnos en la línea de investigación, al ingeniero Elkin Medellín por su ayuda en la fabricación. Gracias también a los ingenieros Jairo Durango y William Beltrán por estar siempre presente ante cualquier dificultad que se nos presentaba y mostrarnos el camino para buscar una solución. Y a todos los profesores de la facultad por habernos enseñado amar la Ingeniería Mecánica, esperamos siempre que estén orgullosos.

Gracias al ingeniero Lenin Romero y a Wilmar Metra por el apoyo técnico, logístico y por compartir su conocimiento con nosotros, fueron de gran ayuda sus recomendaciones.

Por último gracias a nuestros amigos que durante todo este trayecto de nuestra formación como profesionales siempre contábamos con ellos. A German, Sara, Diana, Denis por su amistad y colaboración.

TABLA DE CONTENIDO.

	Pág.
RESUMEN.....	11
ABSTRACT.....	13
1 INTRODUCCIÓN.....	14
2 OBJETIVO.....	17
3 REVISIÓN DE LITERATURA.....	18
3.1 EL SOL, FUENTE ILIMITADA DE ENERGÍA.	18
3.2 PANORAMA INTERNACIONAL DE ENERGÍAS RENOVABLES	19
3.3 ENERGÍA SOLAR EN COLOMBIA.....	20
3.4 REFRIGERACIÓN.....	21
3.4.1 Refrigeración por absorción.....	22
3.4.2 Sistema de refrigeración por absorción de ciclo clásico.....	23
3.4.3 Sistema de refrigeración por absorción de ciclo intermitente.....	25
3.5 COEFICIENTE DE DESEMPEÑO (COP).....	27
3.6 MEZCLAS DE TRABAJO EN LOS SISTEMAS DE ABSORCIÓN.....	29
3.7 ANTECEDENTES.....	30
4 MATERIALES Y MÉTODOS.....	32
4.1 DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE ENTRADA.....	32
4.2 DISEÑO DEL SISTEMA.....	35
4.3 CONSTRUCCIÓN Y VALIDACIÓN	38
5 RESULTADOS Y DISCUSIONES.....	41
5.1 CÁLCULOS DE DISEÑO	41
5.1.1 Carga térmica interna (<i>Q_{int}</i>).....	41
5.1.2 Cálculos cargas por paredes.....	41
5.1.3 Carga del refrigerante secundario	43
5.1.4 Carga total del equipo y cantidad de refrigerante.....	44
5.1.5 Captador.....	45
5.1.6 Diseño del condensador	53
5.1.7 Diseño evaporador.....	56
5.1.8 Válvula de expansión.....	56

5.1.9	Coeficiente de rendimiento teórico (COP).....	59
5.2	PROCEDIMIENTOS.....	59
5.2.1	Construcción y ensamble del sistema.....	59
5.2.2	Prueba de fugas.....	60
5.2.3	Procedimiento de vacío.....	60
5.2.4	Cargue de agua.....	60
5.2.5	Cargue de amoníaco.....	61
5.3	FUNCIONAMIENTO DEL EQUIPO.....	62
5.3.1	Proceso de generación.....	62
5.3.2	Proceso de absorción y refrigeración.....	63
5.4	VALIDACIÓN.....	64
5.5	COP EXPERIMENTAL.....	68
6	CONCLUSIONES.....	70
7	RECOMENDACIONES.....	72
8	BIBLIOGRAFÍA.....	74
9	ANEXOS.....	77

LISTADO DE ANEXOS

	Pág.
Anexo 1. Mapa de radiación solar global multianual en Colombia.....	77
Anexo 2. Fotografía unión tipo flare (Expander).....	78
Anexo 3. Fotografía Cheque en acero inoxidable de ½”.....	78
Anexo 4. Atlas de Viento y Energía Eólica de Colombia.....	79
Anexo 5. Catálogo de Válvulas de expansión o de agujas.....	80
Anexo 6. Cotizaciones de válvulas de expansión.....	83
Anexo 7. Fotos del restrictor.....	85
Anexo 8. Planos y fotografía de los componentes del sistema.....	86
Anexo 9. Fotografías de los elementos de ensamblaje, cheques y componentes.....	94
Anexo 10. Fotografía prueba de fuga con una pipeta de oxígeno.....	95
Anexo 11. Foto de ejemplo de fuga hallada.....	96
Anexo 12. Fotografía conexión de manguera y bomba de vacío al sistema.....	96
Anexo 13. Registro de presión de vacío.....	97
Anexo 14. Fotografía cargue de agua al captador solar.....	97
Anexo 15. Fotografía elementos de protección personal.....	98
Anexo 16. Fotografía cargue de amoníaco –conexión de manguera.....	98
Anexo 17. Fotografía conexión de la manguera al tanque principal.....	99
Anexo 18. Fotografía posicionamiento del tanque de almacenamiento.....	99
Anexo 19. Fotografía apertura de válvula del tanque.....	99
Anexo 20. Tabla de propiedades de la solución agua-amoníaco.....	100

LISTADO DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Comparación de las mezclas de trabajo.....	29
Tabla 2. Potencial de la energía solar en Colombia, por regiones.....	32
Tabla 3. Producción de frutas y hortalizas en el departamento de Córdoba.....	34
Tabla 4. Condiciones de conservación de frutas.....	35

LISTADO DE GRAFICOS

	Pág.
Gráfico 1. Irradiación Vs Tiempo.....	33
Gráfico 2. Temperatura del captador solar Vs Tiempo.....	64
Gráfico 3. Presión del captador solar Vs Tiempo.....	65
Gráfico 4. Temperatura del evaporador Vs Tiempo.....	66
Gráfico 5. Presión del evaporador Vs tiempo.....	67

LISTADO DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Distribución de la demanda mundial de energía 1990-2010	19
Figura 2. Sistema de refrigerador por absorción.....	24
Figura 3. Sistema de refrigerador solar por absorción intermitente.....	26
Figura 4. Diagrama de proceso del captador solar.....	45
Figura 5. Balance de energía del captador solar.....	46
Figura 6. Balance de energía para el absorbedor.....	48
Figura 7. Eficiencia de aletas rectas de perfiles rectangular, triangular y parabólico.....	56

RESUMEN

Ante la disminución continua de los recursos energéticos no renovables, en los últimos años surge la necesidad de buscar nuevas tecnologías las cuales permitan aprovechar los recursos energéticos amigables con el medio ambiente y así disminuir los problemas ambientales que trae consigo la producción de energía por medio de uso de combustibles fósiles.

Colombia y especialmente el departamento de Córdoba por su posición geográfica, se encuentra en un sitio privilegiado para el aprovechamiento de los recursos renovables de energía, principalmente la energía solar, pues es un recurso que se encuentra disponible en todo el transcurso del año en gran proporción y con poca inestabilidad. Dentro de las aplicaciones de la energía solar se encuentra la producción de frío.

En el presente trabajo se diseñó y construyó un prototipo de un sistema de refrigeración por absorción intermitente el cual funciona solamente con la energía solar, esto lo hace idóneo para la conservación de frutas tropicales que se producen en zonas del departamento de Córdoba que no se encuentran conectadas a las redes de fluido eléctrico.

Para esto se hizo una investigación de las condiciones de radiación solar en el departamento, también se consultó cuáles eran las frutas de mayor producción en el

departamento así como las propiedades de conservación de estas. Con estos datos de entrada se diseñaron, construyeron y ensamblaron las diferentes partes del prototipo para luego realizar ajustes y ponerlo en funcionamiento.

Pero debido a diferentes complicaciones durante la construcción y la puesta en funcionamiento no fue posible alcanzar las temperaturas de diseño, aunque se alcanzaron a registrar temperaturas de 15°C en el evaporador, y un coeficiente de desempeño (COP) real de 0,35 en comparación al teórico que se calculó en 0,5.

Palabras Clave: refrigeración solar, intermitente, COP, conservación de frutas.

ABSTRACT

Given the continued decline of non-renewable energy resources, in recent years arises the need for new technologies which allow friendly energy resources take advantage of the environment and thus reduce the environmental problems that entails energy production through use of fossil fuels.

Colombia and especially the department of Cordova by its geographical position, is in a privileged place for the use of renewable energy sources, mainly solar energy, at it is a resource that is available throughout the year in large proportion and low instability.

Among the applications of solar energy is the production of cold.

In this paper it was designed and built a prototype a refrigeration system for intermittent absorption which works only with solar energy, this makes it ideal for the conservation of tropical fruits produced in areas of the department of Córdoba that are not found connected to networks of electricity.

For this was made an investigation of the solar radiation conditions in the department, also consulted which were the fruits of production were higher in the department and the conservation of these properties. These inputs were designed, built and assembled the various parts of the prototype and then make adjustments and operate it.

But because of different complications during construction and commissioning it was not possible to reach temperatures of design, although record temperatures reached 15 ° C in the evaporator, and a real coefficient of performance (COP) of 0.35 compared to the theoretical which was estimated at 0.5.

Key words: solar, intermittent cooling, COP, fruit preservation.

1 INTRODUCCIÓN

Existe una crisis alimentaria que afecta a la mayoría de los países del mundo, más de la mitad de la población mundial carece de suministro adecuado. El problema continúa en aumento, sin embargo, no es por una falta de oferta de alimento sino porque aproximadamente, de acuerdo a la Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación (FAO) entre 35% al 40% de la producción agrícola se pierde en las distintas etapas porque no hay una correcta preservación de alimentos (Grolleaud 2002). Sabiendo que la refrigeración es el método más común y sencillo para la conservación de alimentos ya que las bajas temperaturas inhiben el crecimiento, evita el desarrollo y suspende los procesos vitales de los microorganismos (Fonseca 2002).

La refrigeración es un proceso por el cual se reduce la temperatura a un espacio confinado, se estima que este proceso consume el 15% de la producción mundial de energía eléctrica (Pilatowsky 2007). La producción de la energía eléctrica se obtiene de las fuentes tradicionales (petróleo, carbón y gas natural), las cuales están causando un efecto negativo al ambiente debido a los procesos de extracción y uso de estas, por lo tanto, hay que sustituirlas paulatinamente con el uso de energías alternativas, por ejemplo, la solar, la cual es una fuente gratuita y disponible.

Para la integración de la energía solar a un ciclo de refrigeración hay dos maneras: convirtiendo la energía solar en energía eléctrica o convirtiéndola en energía térmica. La primera está basada en el principio fotovoltaico; que consiste en convertir radiación solar en electricidad a través de paneles, que suministran el flujo eléctrico para la operación de los compresores, elementos termoeléctricos y generadores de potencia. Sin embargo, esta es poco eficiente y dañina para el medio ambiente por el uso de los refrigerantes CloroHidro-FluoCarbonados (CHFC) y los CloroFluoCarbonados (CFC). La segunda forma utiliza captadores que convierten la irradiación solar en energía térmica y se integra a un sistema de refrigeración por absorción. Esta forma se considera más amigable con el ambiente porque no genera desechos y no usa los gases contaminantes mencionados anteriormente.

El mayor potencial para el aprovechamiento de este recurso se encuentra en zonas tropicales, cerca de la línea del ecuador. La ubicación de Colombia es idónea para el desarrollo de este tipo de energía y el departamento de Córdoba cuenta con todas las condiciones, ya que este cuenta con una incidencia de radiación solar de aproximadamente 5Kwh/m² como promedio anual y además cuenta con un promedio de 6 horas diarias de brillo solar y 270 días sin precipitaciones (UPME 2005).

Para suplir las necesidades de refrigeración en las zonas potencialmente productivas de alimentos se propone una alternativa que use tecnología limpia basando su funcionamiento en el aprovechamiento de la energía solar.

En la actualidad se han llevado estudios acerca de los sistemas de refrigeración por absorción solar de ciclo intermitente como la de Boas (2004) quien realizó el diseño y construcción de un refrigerador solar por absorción de tipo intermitente, para una capacidad de enfriamiento de 10 W en la ciudad de Guayaquil Ecuador.

Beltrán (2010) describió una instalación experimental para la producción de frío utilizando un sistema de absorción intermitente. El equipo construido ha sido desarrollado para pequeñas comunidades de la costa pacífica de Colombia en donde se requiere conservar la pesca.

Por ello el presente trabajo tiene como fin diseñar y construir un sistema de refrigeración por absorción intermitente empleando energía solar para la conservación de frutas tropicales en el departamento de Córdoba.

2 OBJETIVO.

Objetivo General

Diseñar y construir un prototipo del sistema de refrigeración por absorción intermitente empleando energía solar para la conservación de frutas tropicales en el departamento de Córdoba.

Objetivos Específicos

- Determinar los parámetros de entrada necesarios para el diseño del prototipo, tales como irradiación solar y frutas de mayor producción en el Departamento.
- Diseñar los componentes del sistema de refrigeración teniendo en cuenta los parámetros obtenidos.
- Construir y validar el prototipo de refrigeración solar por absorción intermitente, de acuerdo a lo establecidos en la fase de Diseño.

3 REVISIÓN DE LITERATURA

3.1 EL SOL, FUENTE ILIMITADA DE ENERGÍA.

El sol es la única estrella de nuestra galaxia, aunque es una más de las cientos de millones que existen en el Universo, resulta primordial para nuestra existencia. Él es la causa de las corrientes de aire, de la evaporación de las aguas superficiales, de la formación de nubes, de las lluvias y, por consiguiente el origen de otras formas de energía renovables, como el viento, las olas o la biomasa.

El sol es, por lo tanto, la principal fuente de energía para todos los procesos que tienen lugar en nuestro planeta. Todo esto sucede porque en su núcleo se producen continuamente reacciones atómicas de fusión nuclear que convierten el hidrógeno en helio. Este proceso libera gran cantidad de energía que sale hasta la superficie del sol y escapa en forma de rayos al espacio exterior. Aproximadamente a la tierra llega una cantidad de energía solar equivalente a $1,7 \times 10^{14}$ KW, lo que representa la potencia correspondiente a 170 millones de reactores nucleares de 1000 MW de potencia eléctrica unitaria, o lo que es lo mismo, 10,000 veces el consumo energético mundial. Los rayos solares se propagan en forma de ondas electromagnéticas de energía, este fenómeno físico, más conocido como radiación solar, es el responsable de que nuestro

planeta reciba un aporte energético continuo de aproximadamente 1367 W/m^2 (UPME 2005), valor que recibe el nombre de constante solar y que, al cabo de un año, equivaldría a 20 veces la energía solar almacenada en todas las reservas de combustibles fósiles del mundo.

3.2 PANORAMA INTERNACIONAL DE ENERGÍAS RENOVABLES

Para el año 2010, según la International Energy Agency (IEA), la oferta total de energía primaria en el mundo (OTEP) fue aproximadamente de 12715 millones de toneladas equivalentes de petróleo (Mtpe), de estas 1685.7 Mtpe lo que equivale a 13.3%, se obtuvieron de fuentes de energías renovables. El consumo de petróleo para la transformación de energía fue de un 32.3%, 27.3% para carbón, 21.5% para gas natural y 5.7% para energía nuclear (IEA 2012).

Entre 1990 y 2010 la generación de energía eléctrica a partir de energías renovables, tuvo un importante ascenso contribuyendo así, a la reducción de contaminación y degradación de la capa de ozono. Observando la figura 1, se nota dicho ascenso:

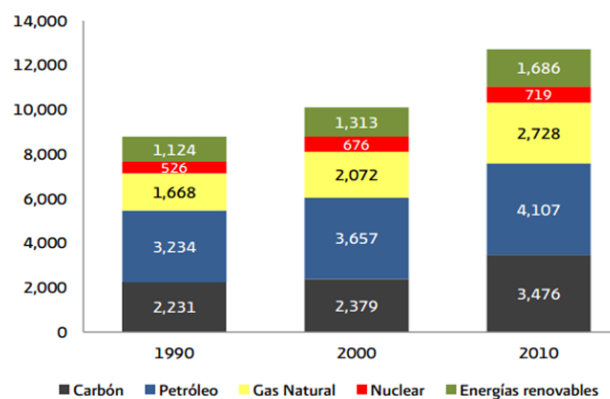


Figura 1. Distribución de la demanda mundial de energía 1990-2010

Tomada de: International Energy Agency. word Energy Balances, 2012.

Para el año 2010, la producción de energía basada en fuentes naturales suministró el 16.7% del consumo total de energía en el mundo, destacando entre estas a la biomasa, centrales hidroeléctricas, bioenergéticas, energía eólica, solar y geotérmica (REN21 2012).

3.3 ENERGÍA SOLAR EN COLOMBIA.

En Colombia, el uso de la energía solar se aplica principalmente para el calentamiento del agua (para piscinas) y la generación de electricidad a pequeña escala. Otro tipo de aprovechamiento de esta fuente de energía aplicado escasamente es en el secado de productos agrícolas y la destilación solar de agua de mar u otras aguas no potables. (Rodríguez 2008).

A lo largo de la historia, en Colombia se ha estado implementando dos sistemas para el aprovechamiento de la energía solar: calentadores solares y sistemas fotovoltaicos. A mediados del siglo XX en Santa Marta se instalaron calentadores solares en las casas de los empleados de las bananeras, actualmente estos sistemas existen pero no operan.

Debido a la crisis del petróleo en el año de 1973, a finales de los años 70 se instalaron calentadores solares domésticos y para el servicio comunitario como hospitales y cafeterías, se implementaron grandes sistemas de calentamiento de agua. Lo anterior fue puesto en marcha gracias a las bases bien fundamentadas y a la intervención de varias instituciones universitarias como lo son la Universidad de los Andes, la Universidad Nacional en Bogotá, la Universidad del Valle, entre otras, trayendo en sí resultados bastante innovadores. En la Villa Valle de Aburrá (Medellín), Ciudad Tunal y Ciudad Salitre (Bogotá) fueron instaladas miles de calentadores fabricados por el Centro Experimental Las Gaviotas.

A mediados de los ochenta en las ciudades como Bogotá, Manizales y Medellín se crearon varias compañías que fabricaron e instalaron miles de calentadores solares de diversas capacidades en esas ciudades. También se realizó un proyecto hecho por el programa PESENCA (Programa Especial de Energía de la Costa Atlántica), los cuales hacían parte CORELCA (Corporación de Energía Eléctrica de la Costa Atlántica), el ICA (Instituto Colombiano Agropecuario) y la GTZ (Sociedad Alemana de Cooperación Técnica), estos introdujeron los calentadores solares a la Costa Atlántica y abrió un campo a la experimentación por medio de ensayos y pruebas en Turipaná (Córdoba) para determinar la eficiencia de estos sistemas. En esta instancia se puede considerar la creación de las normas sobre los calentadores solares, desarrollado por la ICONTEC (Instituto Colombiano de Norma Técnicas).

En las ciudades de Medellín y Bogotá, hasta 1996 se indicaba que se habían instalados aproximadamente 48901 m² de calentadores solares. No se han realizado estudios minuciosos sobre estos sistemas, pero se sabe que unos calentadores se encuentran todavía en funcionamiento en la antigua sede de la Empresa de Energía de Bogotá y llevan 25 años cumpliendo su función de suministrar agua caliente. Hoy en día en Colombia, las industrias relacionadas con este tipo de sistemas siguen en espera de una nueva crisis de energía para su reutilización.

3.4 REFRIGERACIÓN.

Refrigerar es controlar la temperatura, humedad, distribución y pureza en un recinto. Es utilizado en distintos campos tales como: conservación de productos orgánicos, en el confort y comodidad de los seres humanos y en la climatización de ambientes (Papadopoulos et al. 2003). Es ampliamente aplicado en la industria lechera, en las

cámaras de crecimiento de vegetales y en la preservación de granos y frutas (The American Society of Heating 1986).

La refrigeración es la transferencia de calor de una región de temperatura inferior hacia una temperatura superior. Los ciclos en los que operan los refrigeradores se denominan ciclos de refrigeración. El ciclo de refrigeración que se utiliza con más frecuencia es por compresión de vapor, donde el refrigerante se evapora y se condensa alternadamente, para luego comprimirse en la fase de vapor. Otro ciclo de refrigeración es el ciclo de refrigeración de gas en el que el refrigerante permanece todo el tiempo en la fase gaseosa. Por otro lado se encuentra el ciclo de refrigeración en cascada, la cual utiliza más de un ciclo de refrigeración. También podemos encontrar la refrigeración termoeléctrica, donde la refrigeración es producida mediante el paso de corriente eléctrica a través de dos materiales distintos. Por último encontramos la refrigeración por absorción, donde el refrigerante se disuelve en un líquido antes de ser comprimido. (Cengel y Boles 2009)

3.4.1 Refrigeración por absorción.

En el año de 1920 se patentó y comercializó en Estados Unidos y Canadá un dispositivo denominado “Heladera Icy-Ball” esta fue la primera aplicación práctica de un ciclo de refrigeración de ciclo intermitente para la preservación de alimento. Los primeros proyectos de investigación sobre refrigeración solar por absorción se llevaron a cabo a finales de los años 1950 y comienzos de los años 1960 (Esquivel 2006).

El sistema de refrigeración por absorción utiliza los principios básicos del sistema de refrigeración por compresión, en donde se hace circular un refrigerante el cual

alternativamente se vaporiza a baja presión absorbiendo calor y se condensa a alta presión entregando calor al medio condensante. La diferencia radica en que la energía necesaria para mantener el proceso, en el ciclo de absorción, se suministra principalmente en forma de calor.

3.4.2 Sistema de refrigeración por absorción de ciclo clásico.

El sistema de refrigeración solar por absorción, se presenta como una alternativa para cubrir una parte de la creciente demanda energética de climatización. Y es precisamente en los momentos cuando la mayor cantidad de radiación solar cuando se desea refrigerar más, esto es un aspecto que lleva esta idea a ser fuerte. Además de esto dichos sistemas son amigables con el ambiente debido a que no trabajan con los refrigerantes CHFC y CFC, los cuales son muy dañinos para la capa de ozono y generan un gran impacto ambiental.

El ciclo de absorción clásico consta de los siguientes elementos y la configuración del sistema se puede apreciar en la figura 2:

- A. **Generador:** Es la parte del sistema en la cual una solución de amoníaco y agua recibe calor de una fuente de alta temperatura, con lo cual se evapora en primera instancia el amoníaco. El vapor producido se lleva al condensador.
- B. **Condensador:** En esta parte del sistema se elimina calor por intercambio entre el calor latente de licuefacción del amoníaco a alta presión y temperatura que viene del generador, con el aire exterior o con agua fría. El amoníaco licuado se deposita en el fondo del recipiente.
- C. **Válvula de Expansión:** Permite que baje la presión del líquido y produce una mezcla de líquido y vapor a baja temperatura y presión.

- D. Evaporador: En este dispositivo el amoníaco hierve absorbiendo calor de los alimentos almacenados en su interior.
- E. Absorbedor: Este dispositivo permite la mezcla del vapor de amoníaco proveniente del evaporador con la solución débil de amoníaco – agua (al porcentaje de agua) para hacer que la concentración aumente liberando calor de la solución. Este calor debe liberarse al medio ambiente.
- F. Bomba: Se usa para elevar la presión de la solución fuerte y llevarla nuevamente al generador.

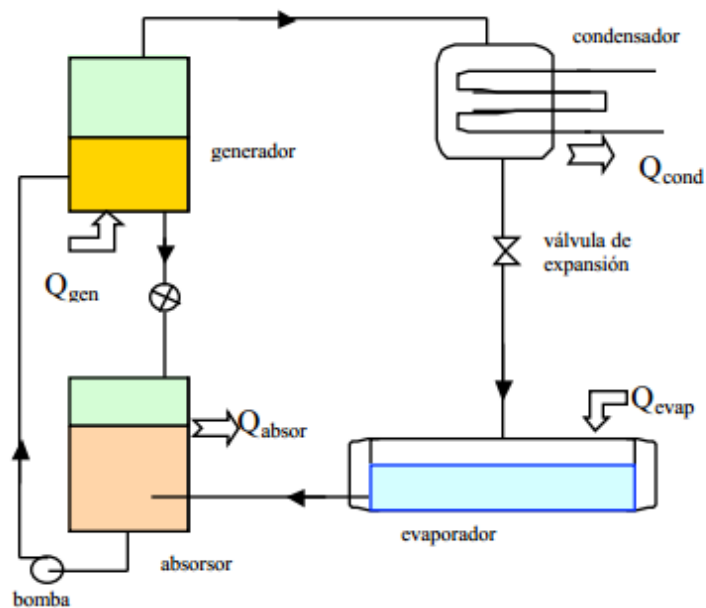


Figura 2. Sistema de refrigerador por absorción.

Tomada de: Refrigerador solar– ciclo de absorción Universidad de los Andes.

Una máquina de refrigeración solar por absorción funciona de la siguiente manera: el refrigerante que sale del condensador de forma líquida, pasa a través de la válvula de expansión, en ella la presión del líquido se reduce hasta la deseada en el evaporador, luego se da la evaporación del refrigerante por medio del calor absorbido del medio que

se desea mantener a baja temperatura; llevado a cabo esto el refrigerante en forma de vapor es conducido por medio de un conducto no restringido hacia el absorbedor, aquí este calor de dicho vapor es absorbido mediante una reacción exotérmica por un líquido (absorbente), dando como resultado una mezcla líquida y a medida que el vapor refrigerante es disuelto en la solución absorbente disminuye el volumen del refrigerante generándose de esta manera la compresión y el calor de absorción es liberado a los alrededores.

Debido a que el absorbedor se encuentra en el lado de baja presión y el generador del lado de alta presión, la solución fuerte obtenida en el absorbedor es bombeada hacia el generador, es preciso notar, que mientras la presión de la solución absorbente aumenta al ser bombeada, no se tendrá compresión del refrigerante en este proceso, ya que la compresión se efectúa en el absorbedor.

En el generador es separado del absorbente mediante el calentamiento de la solución que produce la vaporización del refrigerante, este vapor es conducido hacia el condensador donde se licua y está listo para continuar nuevamente con el ciclo. La solución absorbente débil que se obtiene en el generador es regresada al absorbedor a través de una válvula reductora de presión; así de esta manera se cumple el ciclo tanto del fluido refrigerante como de la solución absorbente.

3.4.3 Sistema de refrigeración por absorción de ciclo intermitente.

Este sistema elimina los componentes que demandan consumo de energía eléctrica como la bomba, uniendo físicamente el absorbedor y el acumulador.

El ciclo de absorción intermitente consta de los siguientes elementos y la configuración del sistema se puede apreciar en la figura 3:

- A. Colector solar: cumple las funciones de generador y absorbedor, puesto que contiene la mezcla refrigerante. Durante las horas del día funciona como generador de vapor al irse evaporando la mezcla. Durante la noche hace las veces de absorbedor al recibir el vapor del refrigerante y mezclarlo con el absorbedor.
- B. Condensador: En esta parte del sistema se elimina calor por intercambio entre el calor latente de licuefacción del refrigerante a alta presión y temperatura que viene del generador, con el aire exterior o con agua fría. Funciona únicamente durante el día.
- C. Válvula de Expansión: Permite que baje la presión del refrigerante y produce una mezcla de líquido y vapor a baja temperatura y presión.
- D. Evaporador: En este dispositivo el refrigerante hierve absorbiendo calor. Solo funciona en las horas de la noche.

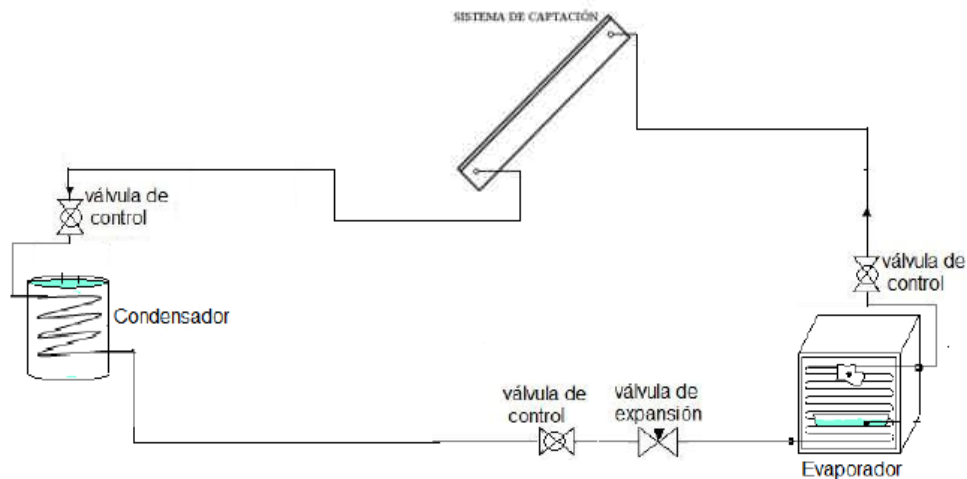


Figura 3. Sistema de refrigerador solar por absorción intermitente.

Tomada de: Instrumentación y puesta a punto de un sistema de refrigeración solar por absorción intermitente” Universidad Veracruzana, 2011.

El ciclo de refrigeración por absorción intermitente funciona de la siguiente manera: en la mañana el sistema de captación, en el cual se encuentra una mezcla con una concentración de amónico fuerte, comienza a recibir la radiación del sol y la solución contenida experimenta una elevación de temperatura hasta que comienza a evaporarse refrigerante, hasta disminuir la concentración de refrigerante en la mezcla de trabajo. El líquido refrigerante el cual pasa al condensador en donde se baja la temperatura manteniendo la presión.

Durante la noche el refrigerante del condensador pasa primero por el mecanismo de expansión y luego al evaporador en donde se extrae el calor de la cámara de refrigeración y se evapora, este vapor pasa al sistema de captación, que ahora realiza la función de absorbedor, en el cual se mezcla con la concentración débil que se encontraba en este para transformarla a fuerte y así se completa el ciclo (Boas 2004).

3.5 COEFICIENTE DE DESEMPEÑO (COP)

Este se refiere a la relación que existe entre el calor extraído del sistema de refrigeración y la energía que es suministrada para que lo anterior sea posible. Como es una relación de energías el COP puede tomar valores mayores de 1, entre más alto sea este valor se refleja en que el sistema cuenta con coste de operación bajos (Cengel y Boles 2009).

Para el caso de un sistema de refrigeración por absorción que utiliza como energía de entrada la irradiación del sol se puede definir el COP como la relación entre el calor que extrae el evaporador (Q_T), a la temperatura de refrigeración (T_e), y el calor que logra suministrar el generador (Q_S), a la temperatura a la cual este genera (T_g).

$$COP = \frac{Q_T}{Q_s} \quad (1)$$

Aunque también hay que tener en cuenta que estos no son los únicos procesos dentro del sistema que realizan transferencias de calor, procesos como la condensación, absorción y el proceso de reducción de temperatura de captador para que pase de generador a absorbedor, desprenden calor al ambiente el cual está a una temperatura T_0 , se denotará Q_E a la suma de toda esta energía que se libera al ambiente.

$$Q_E = Q_C + Q_A + Q_{RT} \quad (2)$$

Teniendo presente la primera ley de la termodinámica, se realiza el balance de energía del

$$Q_T + Q_s = Q_E \quad (3)$$

Y aplicando la segunda ley se obtiene:

$$\Delta S = \frac{Q_E}{T_0} - \left(\frac{Q_T}{T_e} + \frac{Q_s}{T_g} \right) \quad (4)$$

Combinando las ecuaciones anteriores

$$\Delta S = \frac{Q_T + Q_s}{T_0} - \left(\frac{Q_T}{T_e} + \frac{Q_s}{T_g} \right) = Q_T \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_e} \right) + Q_s \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_g} \right) \quad (5)$$

Despejando a Q_T

$$Q_T = \frac{T_e}{T_e - T_0} \left(T_0 \Delta S - Q_s \frac{T_g - T_0}{T_g} \right) = \frac{T_e}{T_0 - T_e} \left(Q_s \frac{T_g - T_0}{T_g} - T_0 \Delta S \right) \quad (6)$$

Remplazando este valor en el COP se tiene que:

$$COP = \frac{Q_T}{Q_s} = \frac{T_e}{T_0 - T_e} \left(\frac{T_g - T_0}{T_g} - \frac{T_0 \Delta S}{Q_s} \right) \quad (7)$$

si se quiere estimar el máximo coeficiente de desempeño se considera que las irreversibilidades internas y externas no existen ($\Delta S = 0$)

$$COP_{max} = \frac{T_e(T_g - T_0)}{T_g(T_0 - T_e)} \quad (8)$$

3.6 MEZCLAS DE TRABAJO EN LOS SISTEMAS DE ABSORCIÓN.

Por lo general un sistema refrigeración por absorción trabaja con la mezcla de dos sustancias, una es el fluido refrigerante y la otra es el medio de absorción. Existen unas mezclas con características y condiciones de operación diferentes, su selección depende del aprovechamiento de sus propiedades para un mejor rendimiento. Las características de las principales mezclas que se usan en los sistemas de refrigeración por absorción se ilustran en la tabla 1, donde el primer elemento es el refrigerante y el segundo es el absorbente (Isaza et al. 2010).

Tabla 1. Comparación de las mezclas de trabajo.

Característica deseada	NH₃-AGUA	LiBr-H₂O	MMA-AGUA
Temperatura de generación	Alta (>120°C)	Media (>80°C)	Baja (>60°C)
Presión operación	Alta (10-15 bar)	vacío (0,01 bar)	Baja (5-7 bar)
Calor latente	Medio	Alto	Bajo
Rectificación	Si	No	Si
Eficiencia	Baja	Alta	Baja
Toxicidad	Alta	Baja	Alta
Inflamabilidad	Media	Baja	Alta
Cristalización	No	Si	No
Corrosión	Baja	Moderada	Baja
Costo reactivos	Bajo	Alto	Alto
Viscosidad	Baja	Baja	Baja

Tomado de: Isaza et al. 2010.

3.7 ANTECEDENTES

El-Shaarawi and et al. (1986) Desarrolló un equipo experimental para probar de forma intermitente el funcionamiento del sistema de refrigeración de agua-amoniaco con energía solar en el clima egipcio. Aunque el sistema fue diseñado para producir un efecto de enfriamiento de -13°C , los resultados experimentales indicaron un COP de 0,5 produciendo un efecto de enfriamiento a una temperatura del evaporador de -2°C . Investigaron la razón del bajo rendimiento del sistema alegando que se encontró difícil de evitar que el agua pasara al condensador. Sugirieron un rediseño del rectificador para un rendimiento eficiente en aplicaciones de refrigeración.

Boas (2004) diseñó, construyó y experimentó un refrigerador para que operara en la ciudad de Guayaquil Ecuador, cuya fuente de energía era la radiación solar y su funcionamiento se basaba en el sistema de absorción intermitente. Los resultados no fueron satisfactorios debido a que las temperaturas alcanzadas ($10 - 12^{\circ}\text{C}$) fueron mayores a las que se pretendían obtener ($5 - 6^{\circ}\text{C}$) en la cámara de enfriamiento. Los resultados no se dieron por que no hubo un buen sellado en la cámara de enfriamiento y la cámara estaba expuesta directamente a la radiación solar y no en un lugar sombreado. El sistema prescindió de elementos que demandan consumo de energía eléctrica.

Esquivel et al. (2006) Evaluaron la posibilidad de integrar un refrigerador de absorción de ciclo amoniaco-agua con un sistema de colección solar, en la llanura chaqueña argentina, utilizando un colector concentrador parabólico (CPC). Presentaron una propuesta experimental para la determinación de los parámetros de funcionamiento del

refrigerador, estimaron la potencia requerida y se plantearon los procedimientos experimentales para la determinación de los parámetros necesarios para el diseño.

Isaza et. al. (2007) Presentaron la viabilidad y aplicabilidad de los sistemas de refrigeración solar por absorción usando como pareja la monometilamina-agua (MMA-W) para fines de conservación de alimentos en las regiones rurales de Colombia, donde no hay electricidad disponible, utilizando colectores solares de placa plana con un sistema convencional de calentamiento auxiliar para suplir las necesidades energéticas del refrigerador por absorción. El sistema fue simulado, evaluado, analizado y se encontró que puede ser operado con energía solar.

Beltrán (2010) Describió una instalación experimental para la producción de frío utilizando un sistema de absorción intermitente. El equipo construido ha sido desarrollado para pequeñas comunidades de la costa pacífica de Colombia en donde se requiere conservar la pesca. Los resultados obtenidos fueron modestos debido a la variabilidad del recurso solar en el sitio en donde se realizaron las pruebas experimentales. El desarrollo del equipo se vio afectado por las fugas y hubo un sobre dimensionamiento de los diferentes componentes del sistema.

López (2011) Instrumentó y puso a punto un sistema de refrigeración solar por absorción de ciclo intermitente utilizando la mezcla nitrato de litio-amoniaco con un colector solar CPC, para fines netamente experimentales en el campus Coatzacoalcos de la Universidad Veracruzana, México.

4 MATERIALES Y MÉTODOS.

4.1 DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE ENTRADA.

Se realizó una búsqueda de la radiación solar en Colombia y en la costa atlántica, con el fin de establecer la cantidad de energía solar en el departamento de Córdoba, en promedio, las zonas con mayor concentración de radiación solar se encuentran en la Costa Norte Colombiana con valores que oscilan entre los 5 y 6 KW/m^2 ver anexo1.

La evaluación del potencial de energía solar en colombiana se ha basado en la información de las estaciones meteorológicas hechas por el Instituto de Estudios Ambientales (IDEAM). La energía solar está estimada y clasificada para varias regiones del país, como se puede observar en la tabla 2.

Tabla 2. Potencial de la energía solar en Colombia, por regiones.

Región del país	Radiación Solar (kWh/m²/año)
Guajira	2000-2100
Cosa atlántica	1730-2000
Orinoquía-Amazonía	1550-1900
Región Andina	1550-1750
Costa Pacífico	1450-1550

Tomado de: Instituto de Hidrología, Meteorología y Estudios Ambientales (IDEAM),
Unidad de Planeación Minero Energética (UPME), 2005.

Con un piranómetro digital se tomaron mediciones de la irradiación solar en el departamento de Córdoba en la sede central de la Universidad de Córdoba en Montería para el mes de septiembre del 28 al 30, desde las 08:00 hasta las 17:45, obteniendo el comportamiento que se puede ver gráfico 1.

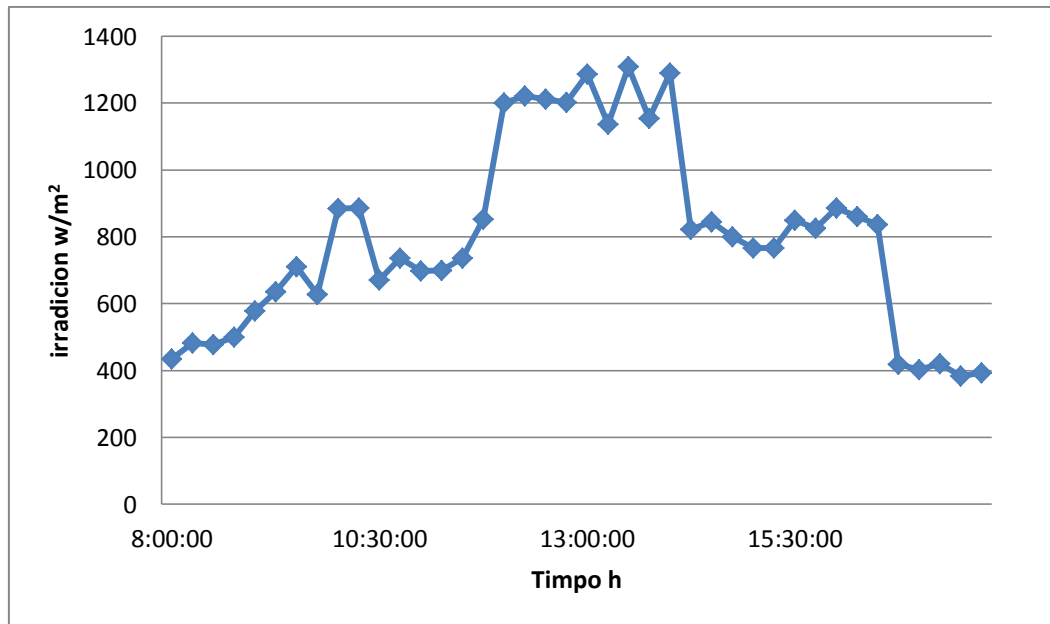


Gráfico 1. Irradiación Vs Tiempo.

Tomada de: Diseño y construcción de un seguidor solar para aumentar el rendimiento en paneles solares de un sistema de bombeo fotovoltaico, 2015.

En los datos obtenidos se presentan picos de más de 1300 W/m² entre las 12:00 y las 14:00 lo cual es suficiente para llevar a cabo el ciclo de generación del sistema, además los valles que se observan en la gráfico 1 son debido a la nubosidad del medio.

Para determinar el tipo de fruta tropical a conservar se tuvo en cuenta las investigaciones realizadas sobre la producción de frutas en el departamento de Córdoba como se puede observar en la siguiente tabla 3.

Tabla 3. Producción de frutas y hortalizas en el departamento de Córdoba.

Cultivo	Área (Ha)	Variedad	Producción Ton/Ha	Cluster productivo	Jornales /Ha/año	Gremio
Papaya	972	Tainung y hawaiana	24	Alto Sinú	183	APPALSI
Mango	612	Magdalena River	18	San Antero	286	FRUTILAGOS
Maracuyá	303	Amarilla	27	Canalete	220	ASOP ROMACA
Cítricos	257	Naranja Valencia	12	Buenos Aires-Montería	--	--
Guayaba agria	126	Acida o Agria	17	Cerete y montería	n.d.	ASECOAGRIAS
Guanábana	44	Criolla	9	Zona Costanera	100	--
Zapote costeño	17	Magaña	--	Valencia y Retiro de los Indios	--	--
Coco	1054	Alto Atlántico	7	Zona Costanera	87	ASPROCUM
Piña	67	Reina de Sarandelo	21	Sarandelo y Cotorra	n.d	Asecopiñas
Patilla	1018	Hob StaAmella	10	Humedales Loricá	95	Fesancob
Plátano	19700	Harton	8.5	Zona Costanera	114	CORPLATANOS (19 asociaciones)
Berenjena	142	CO20 y CO15	27 riego	Cereté	180	HORTISINU
Ají	57	Topito	10.9	Disperso	--	--
Ahuyama	36	Criolla	11.8	La Apartada	--	ASPHAS
Marañón	1450	Trinitaria	1.5	Chinu	288	ASOPROMARSAB - ASOMARAÑONES

Tomada de: Secretaria Técnica Asohofrucol Córdoba (2011).

De la tabla 3 se puede resaltar que la producción de frutas como la papaya, mango y la guayaba es bastante elevada, por otra parte la temperatura de conservación para estas frutas está en el rango de los 7 a 12°C como se puede ver en la tabla 4.

Tabla 4. Condiciones de conservación de frutas.

Producto	Temperatura ° C	Humedad relativa %	Vida aproximada de Almacenamiento
Guayaba	8-10	90	2 a 3 meses
Lima	8.5-10	85-90	1 a 4 meses
Limón Verde	10-14	85-90	2 a 3 semanas
Limón Coloreado	0-4.5	85-90	2 a 6 semanas
Mango	7-12	90	3 a 6 semanas
Mandarina	4	90-95	2 a 4 semanas
Maracuyá	7-10	85-90	3 a 5 semanas
Melón	7-10	85-90	3 a 7 semanas
Naranja	3-9	85-90	3 a 12 semanas
Palta (Aguacate)	7-12	85-90	1 a 2 semanas
Papaya	7-13	85-90	1 a 3 semanas
Piña Verde	10-13	85-90	2 a 4 semanas
Piña Madura	7-8	85-90	2 a 4 semanas
Plátano Coloreado	13-16	85-90	20 días
Plátano Verde	12-13	85-90	1 a 4 semanas
Sandia	5-10	85-90	2 a 3 semanas
Toronja	10-15	85-90	6 a 8 semanas
Uva	-1.0-0	90-95	1 a 4 meses

Tomada de: FAO 2002.

Por tal motivo la fruta seleccionada fue el mango, que es una fruta que se puede encontrar en la gran variedad de zonas que carecen de suministro de energía y se convierten en punto de referencia de este proyecto.

4.2 DISEÑO DEL SISTEMA

Una vez obtenido los parámetros de diseño se procedió a seleccionar la mezcla de refrigerante, considerando los diferentes tipos que existen para estos sistemas, se determinó que la opción más viable y que presenta menores problemas para su aplicación es la de amónico-agua ya que esta mezcla no muestra problemas de cristalización en las tuberías, se puede trabajar con presiones de generación y absorción más altas, las fugas no contaminan el medio ambiente y son fáciles de detectar por su olor.

Al tener el Amoníaco como fluido refrigerante esto afectó de manera significativa a la hora de calcular los diferentes equipos del sistema en cuanto a los materiales y dimensiones de estos. El material seleccionado para las tuberías de transporte, captador/absorbedor, condensador y evaporador, sin que presenten fallas por corrosión es el aluminio y el acero (L'Air liquide 2013), otro punto importante en la selección del material fue la transferencia de calor, puesto que la fuente de energía a utilizar es el sol se requiere de la mayor transferencia de calor posible tanto en el día (etapa de generación) como en la noche (etapa de absorción), como el acero posee una transferencia de calor de $56.7 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ y el aluminio $240 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ (Cengel y Boles 2009) por lo tanto se decidió escoger el aluminio.

Para el cálculo de la carga interna primero se buscó el calor específico (C_p) del mango, junto con la temperatura y la cantidad de masa para en un tiempo de 8 horas, el cual corresponde al periodo que el sistema de refrigeración por absorción intermitente proporciona el efecto refrigerante a la cámara donde las frutas son conservadas. Luego se calcularon las pérdidas térmicas por paredes en la cámara de refrigeración. Esta carga es amortiguada durante el día por el refrigerante secundario (agua), Con todos estos factores se determinó la carga térmica total del equipo.

Una vez calculada la carga térmica total del equipo se determinó la cantidad de refrigerante necesario para la refrigeración, seguido por medio de una revisión bibliográfica se estableció las temperaturas de generación, las cuales está entre 68°C y 95°C (El-Shaarawi et al. 1986; Lostec 2012), para el caso de este sistema se tomó como base 70°C . De igual forma se estimó las concentraciones más adecuadas del ciclo termodinámico por el la cual se rige el captador solar, concentración fuerte del 52% y la

concentración débil del 45% (Boas 2004). Con estos valores se ingresó a la tabla de propiedades de la solución agua-amoniaco ver (anexo 20), y se establecieron las presiones de generación y absorción del sistema.

Luego con la carga térmica y el potencial de irradiación se determinó las dimensiones del Captador Solar de Placa Plana, se escogió la geometría de placa plana por su sencillez a la hora de la fabricación y buen rendimiento tanto para la etapa de captación solar como para la disipación de calor (etapa de absorción) por su gran área en comparación con otras geometrías para captadores. (Salguero 2008).

Para el diseño del condensador se calculó la energía necesaria para que se presente el cambio de fase en el amoniaco, junto a este valor con la presión y temperatura de generación se definieron las dimensiones del condensador.

En el cálculo del evaporador se tuvo en cuenta la carga térmica total del sistema y la temperatura de conservación, dando como resultado su longitud.

Con las presiones de absorción y generación del sistema se escogió el mecanismo de expansión.

Una vez diseñado cada uno de los componentes del sistema y con sus respectivas dimensiones se realizaron los planos.

Por último se calculó un COP teórico con el fin de compararlo con el COP real del sistema.

4.3 CONSTRUCCIÓN Y VALIDACIÓN

Con base en los planos de los componentes del sistema se llevó a cabo la construcción del equipo, como el material utilizado fue aluminio se empleó soldadura con acetileno para todas las tuberías donde se necesitó una unión permanente, como es el caso del captador solar formado por tuberías horizontales y verticales. En la tubería de salida del captador se soldó una “te” en aluminio para la instalación del manómetro y en la tubería de entrada con un avellanador o abocinador se hizo la expansión del tubo para hacer la unión tipo flare (ver anexo 2) con la tubería que viene del evaporador.

Para mejorar la eficiencia del captador este va dentro de un marco metálico fabricado en ángulo de acero y con proceso de soldadura de arco eléctrico, con una lámina metálica de acero en la parte posterior pintada de negro y en la parte superior una lámina de vidrio, con el propósito de generar un efecto invernadero facilitando el aumento de temperatura y presión dentro de los tubos.

Para la condensadora primero se fabricaron las aletas de una lámina de aluminio con sus respectivas dimensiones y se maquinaron los agujeros por donde pasan las tuberías en base a los planos. Luego se hicieron las respectivas curvas en “u” con una dobladora de tubos, para posteriormente introducir las tuberías por los agujeros de las aletas y en los extremos colocar las “u”. La unión de estos elementos también fue a través de soldadura.

La cámara de conservación compuesta de la caja 1 metálica (donde van las frutas) y la caja 2 (contiene la caja 1 y el agua) se fabricaron en lámina de acero y con proceso de soldadura de arco eléctrico, luego a la caja 1 se le hicieron unos separadores o topes para mantenerla centrada con respecto a la caja 2 y darle el espacio suficiente al agua y al evaporador. Se le aplicó anticorrosivo a ambas cajas para protegerlas de la humedad y

evitar la corrosión. Los tamaños de las cajas 1 y 2 fueron estimados en los parámetros iniciales para cámara de refrigeración.

El evaporador formado por dos secciones se fabricó en tubería de aluminio y las curvas se realizaron con una dobladora de tubos, la unión de estas dos secciones se realizó con un tubo de aluminio del mismo diámetro y con soldadura, ya en los extremos del evaporador con un avellanador se realizó la expansión del tubo para hacer una unión flare con el mecanismo de expansión de un lado y en el otro extremo con el absorbedor (captador solar).

Se fabricó una mesa en ángulo de acero para sostener el captador solar, la condensadora y el tanque de almacenamiento. Se hizo con una inclinación para asegurarse que la fase líquida de la solución siempre permaneciera en la parte inferior del captador.

En el ensamblaje de los diferentes componentes del equipo se emplearon válvulas de paso de 3/8", que a su vez se usaron para el control del equipo. En el captador se instaló una en la salida y otra en la "te" del manómetro para facilitar el cambio de este, ya que si se averiaba se podía reemplazar sin riego y sin pérdida de la mezcla. Esta misma configuración se usó en el manómetro después del mecanismo de expansión.

Otros elementos empleados en el ensamblaje fueron racores fabricados en aluminio y otros adquiridos en acero para las uniones flare. Además se instalaron dos cheques inoxidable anti-retorno (anexo 3) en la salida del captador solar y del evaporador con el objeto de garantizar el flujo en un solo sentido.

Al finalizar el ensamblaje se realizaron diferentes pruebas de fugas en el sistema y los respectivos ajustes.

Posterior al ensamblaje se realizó el vacío a los componentes del sistema, luego el cargue del agua destilada en el captador estando este aislado de los demás componentes

(válvula de entrada y salida cerradas). Por último antes de la puesta en marcha se realiza el cargue de amoníaco en el captador solar tomando en cuenta las medidas de seguridad necesarias como los elementos de protección personal EPP (gafas, guantes, respirador para sustancias peligrosas) y teniendo en cuenta lo establecido en la “Guías de Manejo Seguro y Gestión Ambiental para 25 sustancias químicas” (Ministerio de Ambiente, Vivienda y Desarrollo Territorial) como medida preventiva ante cualquier situación de fuga, ya que el amoníaco es una sustancia tóxica y se debe manejar con precaución. Para la validación del sistema se registraron las temperaturas y presiones del captador y del evaporador, y luego se compararon con las presiones y temperaturas de diseño.

5 RESULTADOS Y DISCUSIONES

5.1 CÁLCULOS DE DISEÑO

5.1.1 Carga térmica interna (\dot{Q}_{int}).

Para el cálculo de la carga térmica se tomó como referencia la conservación de alrededor de 7 kg de mango, puesto que el objetivo de este proyecto es realizar un prototipo, se encontró que el poder calorífico (C_p) de un mango es $C_p = 3,37 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$ (Orrego 2003), y este se conserva a una temperatura de $12 \text{ } ^\circ\text{C}$ y a una humedad relativa de 90%. Como el sistema solo produce el efecto de refrigeración durante 8 horas se tiene que

$$\dot{Q}_{int} = \frac{mC_p \Delta T}{t} = \frac{7 \times 3.37 \times 10^3 \times (25 - 12)}{8 \times 60 \times 60} = 5.7W \quad (9)$$

5.1.2 Cálculos cargas por paredes.

Parámetros iniciales para cámara de refrigeración.

Para efectos de diseño se consideró que esta cámara debe tener una capacidad mínima de 0.18 m^3 puesto que en su interior debe ser capaz de almacenar tanto el producto a conservar como el refrigerante secundario, este valor se ratificó cuando se realizaron los cálculos para determinar la cantidad del refrigerante secundario.

Por esto se decidió que la cámara de refrigeración estuviera compuesta por 2 cajas. La caja 2 con medias de 525mm ancho, 597mm de largo y 580 mm de alto, la cual mantendrá en su interior el refrigerante secundario y a la cámara 1. En cuanto a esta tiene que almacenar en su interior el producto a conservar por tal razón se consideró que sus dimensiones fueran de 480mm ancho, 551mm de largo y 528 mm de alto.

Ambas cajas fueron elaboradas en acero calibre 14 para facilitar su manufactura.

Se seleccionó como aislante de la cámara el poliuretano y tomando las recomendaciones de investigaciones previas, se estimó que contara con un espesor de 162mm. Como cubierta protectora se eligió que fuera elaborada con láminas de madera prensada de 20mm de espesor.

Se calculó el coeficiente total de transferencia de calor para las paredes de la cámara de refrigeración teniendo en cuenta los parámetros iniciales.

Teniendo que:

x_1 = ancho de lámina del acero

k_1 = conductividad térmica del acero

x_2 = ancho del aislante (poliuretano)

k_2 = conductividad térmica del aislante (poliuretano)

x_3 = ancho de la lámina de madera prensada

k_3 = conductividad térmica de la madera prensada

F_1 y F_2 = conductividad térmica de las superficies interna y externa respectivamente

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{F_1} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{x_3}{k_3} + \frac{1}{F_2} \quad (10)$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{9.3} + \frac{0.162}{0.03} + \frac{0.002}{54} + \frac{0.02}{0.055} + \frac{1}{29.1}$$

$$U = 0.17w(m^2 \text{ } ^\circ C)^{-1}$$

Se calcula la carga total con las medidas de la cámara de refrigeración.

$$\dot{Q}_1 = \frac{\sum AiU\Delta T}{t} \quad (11)$$

$$\dot{Q}_1 = \frac{2(0.56 \times 0.17 \times (32 - 12)) + 2(0.5 \times 0.17 \times (32 - 12)) + 2(0.52 \times 0.17 \times (32 - 12))}{86400}$$

$$\dot{Q}_1 = 5.4W$$

5.1.3 Carga del refrigerante secundario

Con el objetivo de ser conservadores con el diseño se tomara un valor de pérdidas de energía por la paredes (Q_1) de 6w. Conociendo que el tiempo en el que se realiza el ciclo de refrigeración solo es de 8 horas, para controlar la el cambio de temperatura durante las 16 horas del día restante se utilizó un refrigerante secundario, para este sistema se utilizar agua, el cual se calculó de la siguiente manera:

Si se permitió una diferencia de temperaturas de 3°C.

El calor que debe amortiguar el refrigerante secundario (H_2O) es

$$Q_{ref2} = 6 * 57600 = 345600J \quad (12)$$

Se calcula la cantidad necesaria para esta tarea.

$$Q_{ref2} = m_{ref2} C_p H_2O \Delta T \quad (13)$$

$$m_{ref2} = \frac{Q_{ref2}}{C_p H_2O \Delta T} = \frac{345600}{4184 \times 3}$$

$$m_{ref2} = 27.5kg$$

Esta cantidad equivale a 27.5 litros, que al compararlo con la diferencias de volumen de a caja 2 y la caja 1 que es de 28L por lo tanto no es necesario hacer un rediseño de estas.

Considerando que el refrigerante secundario (H₂O) ingresa a una temperatura de unos 26 °C pero durante la operación la temperatura de este es 12 °C. Para realizar los cálculos se tomara como referencia la temperatura media (T_m)

$$T_m = \frac{26 + 12}{2} = 19 \text{ °C} \quad (14)$$

Ahora se calculó el calor que es necesario extraer para que el refrigerante secundario mantenga las temperaturas durante el día.

$$\dot{Q}_2 = \frac{m_{ref2} C_p_{H_2O} (T_m - T_f)}{t} = \frac{27.5(4184)(19 - 12)}{28800} \quad (15)$$

$$\dot{Q}_2 = 56W$$

5.1.4 Carga total del equipo y cantidad de refrigerante a generar.

Se calcula la carga total del equipo.

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{int} + \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 \quad (16)$$

$$\dot{Q}_{total} = 5.7 + 5.4 + 56$$

$$\dot{Q}_{total} = 67.1 W = 974kJ/dia$$

Si se consideró que la cámara se encuentra a una temperatura de 12°C por esta razón se estableció que la temperatura del amoníaco es de 10°C, con esta temperatura se determinó la entalpia del amoníaco y Por balance de energía tenemos que:

$$Q_{total} = m_{ref} (h_{fg}) \quad (17)$$

$$m_{ref} = \frac{Q_{total}}{(h_{fg})} = \frac{973.95}{1225.10}$$

$$m_{ref} = 0.795 \text{ kg/dia}$$

5.1.5 Captador.

Calculo térmico del captador

Una de las partes más importantes del sistema es el captador solar que será el conjunto generador-absorbedor, por esto es que es de mucha importancia determinar el ciclo que presenta en la mezcla de amoníaco- agua durante el ciclo de refrigeración el cual se observa en la figura 4 diagrama de proceso del captador solar. En El proceso 1-2 se realiza la absorción, en el 2-3-4 es el proceso de generación y el proceso 4-1 es el proceso de disipación de calor para que el captador solar pase de ser generador a absorbedor.

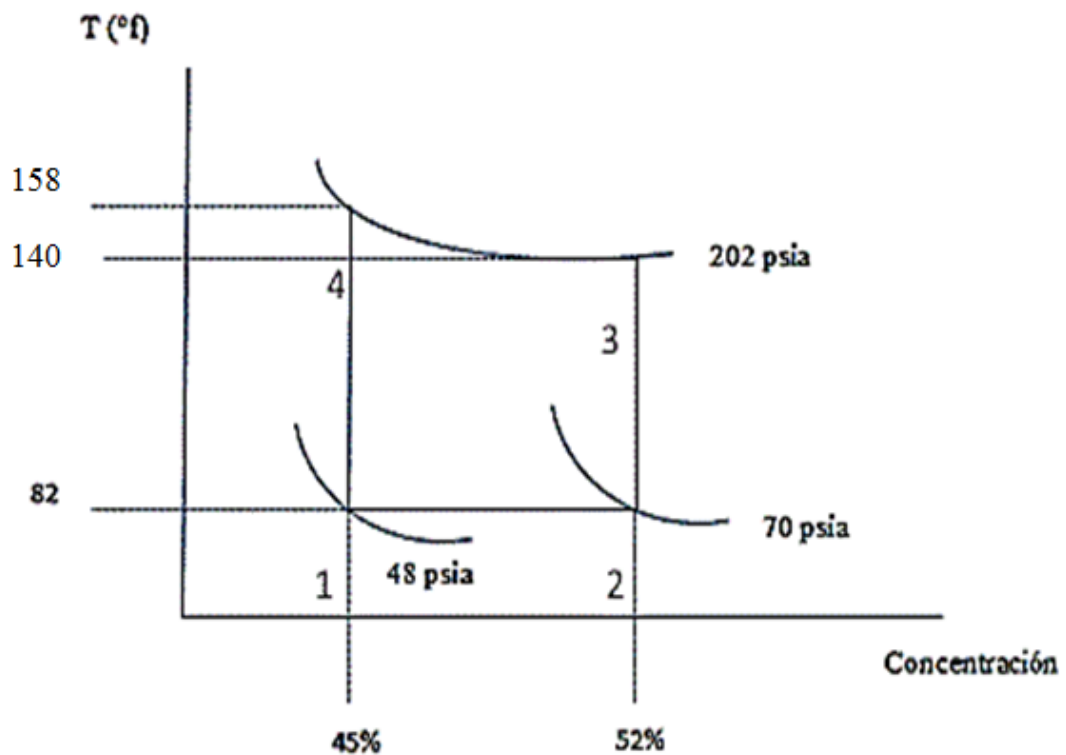


Figura 4.Diagrama de proceso del captador solar

Tomada de: Elaboración Propia, 2015.

Calculo térmico del generador

Se tomó como base para los cálculos térmicos la figura 5 la cual representa el balance de energía del captador solar cuando realiza el proceso de generación. Con esto se realizó el balance de masa y energía.

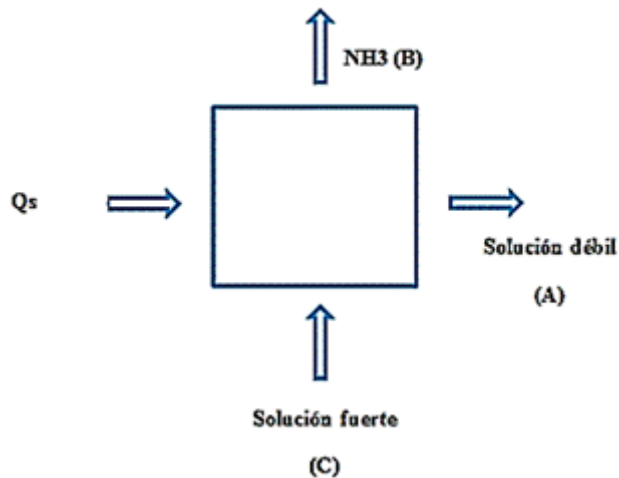


Figura 5. Balance de energía del captador solar.

Tomada de: Elaboración propia, 2015.

Balance de masa:

$$M_C = M_A + M_B \quad (18)$$

$$X_{WC} M_C = X_{WA} M_A + M_B \quad (19) \text{ cantidad de amoniac}$$

$$(1 - X_{WC}) M_C = (1 - X_{WA}) M_A + M_B \quad (20) \text{ cantidad de agua}$$

Si se obtuvo $M_b = 0.795 \text{ kg}$

De las ecuaciones (18), (19) y (20) tenemos:

$$M_A = \frac{(1 - X_{WC})M_B}{X_{WC} - X_{WA}} = \frac{(1 - 0.52)0.795}{0.52 - 0.45} = 5.45 \text{ kg} \quad (21)$$

$$M_C = \frac{(1 - X_{WA})M_B}{X_{WC} - X_{WA}} = \frac{(1 - 0.45)0.795}{0.52 - 0.45} = 6.25 \text{ kg} \quad (22)$$

Para calcular la energía necesaria en el proceso de generación se realiza un balance de energía:

$$Q_S = M_B h_B + M_{A1} h_{A1} + M_{A2} h_{A2} - M_{C1} h_{C1} - M_{C2} h_{C2} \quad (23)$$

Donde los subíndices 1 y 2 corresponden a partes de amoníaco y partes de agua respectivamente.

Se determinaron las cantidades de masa de las partes de agua y amoníaco tanto en cuando la solución se encuentra con la concentración fuerte y débil

$$M_B = 0.79 \text{ kg dia}^{-1}$$

$$M_{A1} = X_{WA} (M_A) = 0.45(5.45) = 2.45 \text{ kg dia}^{-1} \quad (24)$$

$$M_{A2} = (1 - X_{WA})M_A = (1 - 0.45)5.45 = 3 \text{ kg dia}^{-1} \quad (25)$$

$$M_{C1} = X_{WC} M_C = 0.52(6.25) = 3.25 \text{ kg dia}^{-1} \quad (26)$$

$$M_{C2} = (1 - X_{WC})M_C = (1 - 0.52)(6.25) = 3 \text{ kg dia}^{-1} \quad (27)$$

Se determinó que las entalpías del agua y el amoníaco de la solución tanto cuando se encuentra en la concentración fuerte y débil son:

$$h_B = 1573.0 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{A1} = 548.17 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{A2} = 311.95 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{C1} = 310.36 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{c2} = 115.67 \text{ kJ/kg}$$

Datos tomados del libro transferencia de calor y masa de Cengel.

$$Q_c = 2165.85 \frac{\text{kJ}}{\text{dia}} = 134.34 \text{ W}$$

Considerando que la generación se da durante las 4 horas de mayor intensidad de irradiación solar (11:00 a 15:00)

Calculo térmico del absolvedor

Para el caso del balance de energía para el absorbedor se tomó como representación la figura 6 la cual representa el proceso termodinámico que realiza el captador cuando se encuentra realizando el ciclo de adsorción. También se consideró que captador cumplirá la función de absolvedor durante 8 horas

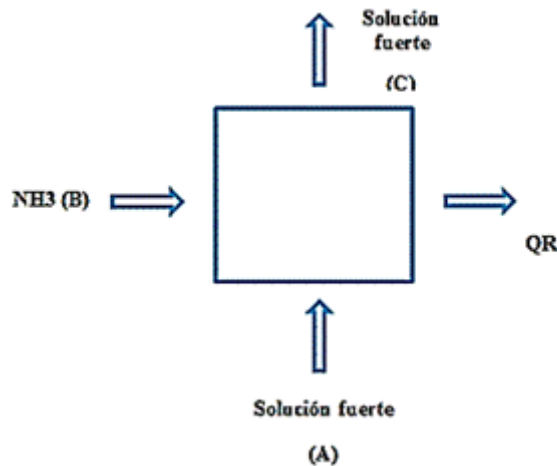


Figura 6. Balance de energía para el absorbedor.

Tomada de: Elaboración propia, 2015.

Por balance de energía.

$$QR = M_B h_B + M_{A1} h_{A1} + M_{A2} h_{A2} - M_{C1} h_{C1} - M_{C2} h_{C2} \quad (24)$$

Los nuevos valores de entalpia de manera similar a como se realizó en los casos del generador:

$$h_B = 1225.7 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{A1} = 310.36 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{A2} = 115.53 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{C1} = 310.36 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{C2} = 115.67 \text{ kJ/kg}$$

$$QR = 719.6 \text{ kJ dia}^{-1} = 33.3 \text{ W}$$

Para terminar el cálculo térmico del captador se realizó el balance de energía del proceso 4-1 el cual consistió en:

$$Q_{4-1} = M_{A1} h_{A1G} + M_{A2} h_{A2G} - M_{A1} h_{A1a} - M_{A2} h_{A2a} = 63.8 \text{ W} \quad (25)$$

Dimensionamiento del Captador.

Se decidió diseñar un captador solar de placa plana por su fácil construcción además de presentar una gran capacidad de captar la irradiación solar aun cuando se trabaja a bajas temperaturas, temperaturas hasta de 75°C. Los componentes básicos del captador son:

Placa colectora: se utilizó una lámina de acero 1018 calibre 24 que cuenta con una conductividad termica de 63 W/m°K, además de esto se pintó de negro para mejorar su absorbancia la cual se consideró de $\alpha = 0.9$. Esta placa también cumple la función de

soporte de la parrilla de tubos y esta lo más cercana posible para maximizar la transmisión de calor entre estos elemento.

Parrilla de tubos: su principal función fue la de almacenar la solución amoniacal en su interior y transmitir el calor que se captó durante el día a esta. Esta parrilla fue construida con 22 tubos de 1/2" de diámetro y 1 m de largo, en paralelo y los cuales se encontraban unidas en los extremos por 2 tubos de 1".

Cubierta transparente: para esta se utilizó un vidrio de bajo óxido de hierro (normal), el cual cuenta con un espesor de 4 mm y cuenta con una transmitancia (τ) de 0.88 para longitudes de onda entre $0.3\mu m$ y $3.0\mu m$. Su función fue la de generar el efecto invernadero y reducir las pérdidas de calor por convección.

Para el diseño del captador hay que tener presente la formula general de captadores de placa plana la cual es:

$$A * (I_p * \tau * \alpha) = Q_U + Q_P + \frac{du}{dt} \quad (26)$$

Donde A =área del captador (m^2)

I_p = Radiación solar promedio incidente por unidad de área y tiempo [W/m^2].

τ = Transmitancia media de la cubierta transparente.

α = Absorbancia media del captador.

Q_U = Calor útil transmitido al fluido, por unidad de tiempo [W].

Q_P = Pérdidas de calor por conducción, convección y radiación. [W].

du/dt = Rapidez del cambio de energía interna, generalmente este valor es muy pequeño y por esto se desprecia.

Si se estimó un área de 2 m² como base para efectuar los cálculos (más adelante se confirmara o refutara esta estimación) la radiación solar directa I_d se tiene por medio de las mediadas de mapas de brillo solar de la UPME la cual estima la irradiación solar para el departamento de montería en 5 kW-h/m² al día, como las horas de captación se estimaron desde las 9 am hasta las 3 pm se tiene que la irradiación total que recibe el sistema es de 833 W/m².

Como la cubierta elegida es de vidrio normal (bajo en hierro) de espesor 4mm se tiene una transmitancia τ de 0.88 y también se tiene presente que los captadores solares planos presenta una absorbancia media de 0.95 por su geometría.

En el caso de Q_p se calculan por medio del coeficiente global de perdida U_L el cual considera las pérdidas de calor por los conceptos de convección, radiación y conducción, por lo que se puede decir que:

$$U_L = U_C + U_b \quad (27)$$

Donde U_C considera las pérdidas de calor por convección y radiación; mientras que U_b las perdidas por conducción.

Para el cálculo de U_C se tuvo presente que la placa de absorción no supera temperaturas de 130°C por lo que se puede utilizar la siguiente formula:

$$U_c = \frac{1}{\frac{N}{344} + \frac{1}{h_{viento}}} + \frac{\sigma(T_p + T_a)(T_p^2 + T_a^2)}{\frac{1}{\tau_p + 0.0425N(1 - \tau_p)} + \frac{2N + f - 1}{\tau_{cristal}} - N} \quad (28)$$

$$\frac{T_p(T_p + T_a)^{0.31}}{(N + f)^{0.31}}$$

Dónde:

N = número de cubiertas la cual es 1

$$f = \{1 - 0.04h_{viento} + 5 * 10^{-4}(h_{viento})^2\}(1 + 0.058N) \quad (29)$$

Teniendo $h_{viento} = 5.7 + 3.8u$ (30); se consideró que la velocidad del viento (u) promedio anual de 2 m/s ver anexo 4.

$$\tau_p = \tau_{cristal} = 0.88$$

T_a es la temperatura ambiente la cual en promedio se estimó en 32°C

T_p es la temperatura de la placa (70°C)

Remplazando se obtiene que $U_c = 6.1 \text{ W/}^\circ\text{Km}^2$

Para el cálculo de U_b se tiene:

$$U_b = \frac{K_{pc}}{b} + \frac{K_{pc}MP}{bA_c} \quad (31)$$

Donde K_{pc} es el coeficiente de las paredes del captador, b su espesor, M la altura, P es el perímetro y A_c es el área.

Para la facilitar la construcción del captador se utilizó ángulos de $1\frac{1}{2}'' \times \frac{1}{8}''$ de acero el cual presenta un K de 54W/°Km

Remplazando se tiene que:

$$U_b = 8.3 \text{ W/}^\circ\text{Km}^2$$

Por lo que se obtuvo un coeficiente total de pérdidas de

$$U_L = 14.4 \text{ W/}^\circ\text{Km}^2$$

Y se obtiene que $Q_p = A * U_L * (t_p - t_a) = 968 \text{ W}$ (32)

Por último se obtuvo que el calor útil transmitido

$$Q_u = 135 \text{ W}$$

La cual es un poco más alta que la energía necesaria para el proceso de generación por lo que la estimación de un área de superficie de 2m^2 fue correcta.

La causa de que se presente un Q_p tan alto es para facilitar la transferencia de calor al medio durante el proceso de absorción.

5.1.6 Diseño del condensador

Para el condensador se decidió diseñar un serpentín elaborado con un tubo de aluminio de 3/8", Con un diámetro mayor de 13mm y uno menor de 9mm. con aletas planas en aluminio, también se consideró un tiempo de operación de 3 horas además se calculó el calor que fue necesario disipar para que el amónico cambie de vapor sobrecalentado a vapor saturado y luego a líquido saturado:

$$Q_{c_1} = m_{ref}(h_{sobre} - h_g) = 0.42(1598.3 - 1470.8) = 53.55 \text{ kJdia}^{-1} \quad (33)$$

$$Q_{c_2} = m_{ref}(h_g - h_f) = 0.42(1470.8 - 352.1) = 469.85 \text{ kJdia}^{-1} \quad (34)$$

$$Q_c = Q_{c_1} + Q_{c_2} = 523.404 \text{ kJdia}^{-1} = 67 \text{ W} \quad (35)$$

Una vez obtenido el calor que se necesita disipar y estableciendo una temperatura ambiente (T_∞) de las últimas horas de la tarde (16:30 y 17:00) de 29°C . Como se observó que el calor de sobrecalentamiento o calor sensible no es mayor al 15% del calor total para efectos de simplificar el diseño solo se consideró la transferencia de calor que se presentó entre la temperatura ambiente y la temperatura de condensación.

Se considera que temperatura de la pared serpentín (T_c) es de 39°C ya que esta es la temperatura de saturación que presenta el amoníaco a la presión que sale del captador, se procedió a calcular la temperatura de película (T_f)

$$T_f = \frac{T_c + T_\infty}{2} = \frac{39 + 29}{2} = 34 \quad (36)$$

Y se evaluó las propiedades del aire a está obteniendo que:

$$T_f = 34^\circ\text{C} = 307^\circ\text{K}, \vartheta = 1.653 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}; Pr = 0.724; \beta = 3.34 \times 10^{-3} \text{K}^{-1};$$

$$K = 0.0263 \text{W/m}^\circ\text{K}$$

Con estos valores se procedió a calcular el área necesaria para que el serpentín realizara la condensación, por esto se determinó el coeficiente de transmisión de calor entre el serpentín y el medio ambiente.

Para esto se calculó el número de Nusselt

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 RaD^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{\frac{1}{6}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad \text{si } Ra_d \leq 10^{12} \quad (37)$$

Para esto se determinó también el número de Rayleigh:

$$Ra_D = \frac{9\beta (T_m - T_{pared})D^3 Pr}{\vartheta^2} \quad (38)$$

Remplazando tenemos que

$$Ra_D = 2009.3$$

$$Nu = 2.97$$

Por lo tanto:

$$h_e = \frac{KNu}{D} = 6 \frac{\text{W}}{^\circ\text{K m}^2} \quad (39)$$

Con este valor se calculó dimensiones y cantidades de las aletas así como la longitud del serpentín a través de la siguiente formula que expresa el calor total que pueden disipar las aletas.

$$Q = h_e A_f \left[1 - \frac{N A_f \epsilon}{A_t} (1 - nf) \right] (T_c - T_\infty) \quad (40)$$

Si

$Q_c =$ calor disipado para generar la condensacion

$A_f =$ areas corregidas de la aleta

$N =$ numero de aletas

$nf =$ eficiencias de las aletas

$A_t =$ superficie total de transferencia de calor

La eficiencia de las aletas se estimó por medio de la figura 7 en donde se escogió un r_2 de 20mm y r_1 el radio exterior del serpentín y con un espesor de 3mm de esta manera se determinó que la eficiencia de la aleta es del 90% teniendo.

$$L_c^{3/2} (h/kA_p)^{1/2} = 0.2 \quad (41) \quad \text{y} \quad \frac{r_{2c}}{r_1} = 2 \quad (42)$$

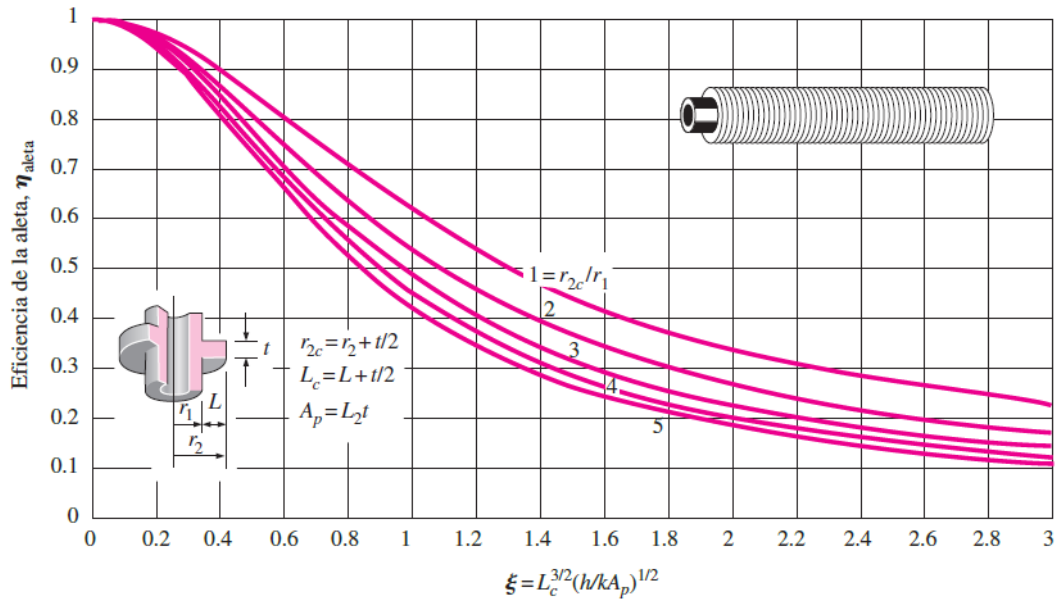


Figura 7. Eficiencia de aletas rectas de perfiles rectangular, triangular y parabólico.

Tomada de: Transferencia de calor y masa Cengel.

Bajo los parámetros y cálculos realizados anteriormente se calculó que son necesarias 280 aletas para disipar este calor. Se dispuso una separación de 15mm entre cada aleta dando una longitud del serpentín de 10m.

Además por motivos de construcción y espacio el serpentín fue elaborado de forma que contara con 10 tramos de 0.5m y para facilitar la manufactura y ensamblaje de las aletas las que se encontraban paralelas entre si se elaboraron de una en una única lamina de aluminio.

5.1.7 Diseño evaporador.

Para este sistema de refrigeración el evaporador consistió de un serpentín elaborado con un tubo de aluminio de 3/8". Con un diámetro mayor de 13mm y uno menor de 9mm. El cual se encontraba sumergido en agua (refrigerante secundario) y tuvo como propósito

trasferir el calor de la carga interna y del refrigerante secundario para provocar la evaporación del amoníaco y generar el efecto de refrigeración.

Para determinar la longitud del serpentín primero se determinaron los números de Nulsselt y Rayleigh con las ecuaciones (37) y (38) respectivamente.

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra_D^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{\frac{8}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad si \quad Ra_D \leq 10^{12} \quad (37)$$

$$Ra_D = \frac{9\beta (T_m - T_{pared})D^3 Pr}{\vartheta^2} \quad (38)$$

Estos números fueron evaluados a la temperatura de película pero para esto antes se estimó que la temperatura a la cual se encontraría la pared del serpentín es de 11°C se, luego se calculó la temperatura de película Tf

$$Tf = \frac{Tm + Tpared}{2} = \frac{19 + 11}{2} = 15 \quad (43)$$

Se estiman las propiedades del agua a esta temperatura.

$$Tf = 15^\circ C = 288^\circ K; \vartheta = 1.3 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}; Pr = 8.09; \beta = 0.138 \times 10^{-3}$$

$$k = 0.589 \text{ w } (mK)^{-1}$$

Luego tenemos que los valores de RaD y Nu son:

$$Ra_D = 104496.91; Nu = 3.1$$

$$he = \frac{kNu}{D} = 140.45 \text{ W } (km^2)^{-1} \quad (39)$$

También se calculó la temperatura media logarítmica

$$Si \quad \Delta T_{ml} = \frac{(Tm - Tsat) - (Tfi - Tsat)}{\ln\left(\frac{Tm - Tsat}{Tfi - Tsat}\right)} = 6.8^\circ C \quad (44)$$

De aquí tenemos que la longitud de tubo es de:

$$l = \frac{Qt}{\pi D \Delta T m l h_e} = 1.72m \quad (45)$$

Para maximizar el tiempo en que el refrigerante está en contacto con la carga térmica total se decidió extender su recorrido un 40% más teniendo una longitud total de 2.4 m.

5.1.8 Válvula de expansión.

El mecanismo de expansión para el sistema debe alcanzar un delta de presión, es decir de 202 Psi a 70 Psi y con una capacidad de refrigeración de 67,1 W. Para esto se buscó una válvula de expansión termostática (TEA) para amoníaco o una válvula de agujas para servicio general (ver anexo5). Este componente no se encontró disponible en nuestra región, se cotizo su adquisición con proveedores especializados pero a un precio muy elevado, y otro con un tiempo de entrega muy alto (ver anexo 6), por tal motivo se decidió fabricar un restrictor en aluminio con medidas aproximadas a la válvula cotizada (diámetro de entrada 7mm y diámetro interno de restricción de 1,5mm como se muestra en el anexo7) y que cumpliera las mismas funciones pero sin la posibilidad de hacer ajuste en la expansión como lo hace la TEA o la de servicio general.

Una vez se realizaron los cálculos y dimensionamiento de cada uno de los componentes del sistema de refrigeración se realizaron todos los planos de los diferentes componentes de este los cuales se muestran en el anexo 8.

5.1.9 Coeficiente de rendimiento teórico (COP)

Se calculó el COP máximo que el equipo lograría alcanzar por medio de las relación de temperaturas absolutas a las cuales esta sujetó el equipo se utilizó la ecuación (8).

$$COP_{max} = \frac{T_e(T_g - T_0)}{T_g(T_0 - T_e)} \quad (8)$$

Para este sistema las temperaturas que se calcularon fueron:

$$T_e = 285$$

$$T_g = 343$$

$$T_0 = 285$$

Remplazando se obtuvo que $COP_{max} = 1.6$

Para tener una estimación del COP más real se determina por medio de la relación entre el calor que sé que el sistema extrae (carga total del equipo) y el calor que entra al sistema (calor suministrado por el captador solar).

$$COP = \frac{Q_t}{Q_s} = \frac{67.1 \text{ W}}{135 \text{ W}} = 0.5 \quad (1)$$

5.2 PROCEDIMIENTOS.

5.2.1 Construcción y ensamble del sistema.

Con los planes obtenidos en el diseño se procedió a la fabricación de cada uno de los de los componentes del sistema tales como cámara de refrigeración, captador, condensador y evaporador. Y posteriormente se realizó el ensamble de estos componentes.

(Ver anexo 9)

5.2.2 Prueba de fugas.

Con el equipo totalmente ensamblado se realizaron las respectivas pruebas de fugas con agua jabonosa y una pipeta de oxígeno como se muestra en el anexo 10, con el propósito de verificar el ajuste y sellado de todas las uniones del sistema (válvulas, racores, nipples) y evitar pérdidas de presión por fugas al momento de realizar la toma de datos.

La presión de prueba fue de 250 Psi, y en una de las uniones se pudo evidenciar fuga (ver anexo 11). La cual fue corregida posteriormente.

El equipo se dejó presurizado a 250 PSI durante 24 horas en busca de pérdida de presión por fugas en las uniones, al término de estas; no se evidenció pérdida de presión lo cual significó que todas las uniones estaban debidamente sujetas y sin fugas.

5.2.3 Procedimiento de vacío.

Luego de tener certeza de que no hay fugas en el sistema se realiza el vacío. El propósito es eliminar todo el aire y humedad que puede estar presente dentro de todas las tuberías del captador, condensadora, evaporador y tanque de almacenamiento.

Para ello se usó una bomba de vacío conectada en la posición donde va el manómetro después del mecanismo de expansión por un tiempo de 30 minutos. (Ver anexo 12). La presión de vacío registrada fue de 28 in de Hg. (Ver anexo 13).

5.2.4 Carga de agua

La cantidad de agua para la mezcla con el amoníaco se ingresó por la válvula donde va conectado el manómetro en el captador solar (ver anexo 14), ya que en este es donde se realizan los procesos de generación y absorción.

5.2.5 Cargue de amoníaco.

Antes de empezar con este procedimiento se verificó que los elementos de protección personal estaban en buenas condiciones (guantes, gafas de seguridad, el filtro respiratorio sea el indicado) ya que el amoníaco es una sustancia toxica y se debe manejar con extremo cuidado (ver anexo 15). Es conveniente realizar el cargue del amoníaco en horas de la noche debido a que las bajas temperaturas con respecto al día favorece que se realice la mezcla es decir que el “agua absorba el amoníaco”, puesto que estos van directamente mezclados en el captador solar, por ello la hora que se escogió para realizar este procedimiento fue entre las 20:00 y 21:00 donde la temperaturas están más bajas, en promedio 29°C con respecto al día 34°C.

Para empezar con el procedimiento se pesó el tanque de amoníaco principal. Dando como peso inicial de 9kg aproximadamente.

Se realiza la conexión de la manguera para cargar el amonico al sistema. (Ver anexo 16).

El tanque principal con amoníaco es el de color rosado que se muestra en el anexo 17, se verifica que la manguera estuviera bien asegurada para que no presente fugas.

Con la válvula del captador cerrada se procede a abrir lentamente la válvula del tanque con el objeto de nivelar la presión en la manguera, y luego se abre la válvula del captador. El agua absorbe inicialmente lo que está en la manguera y luego de cierto tiempo (2 minutos aproximadamente) deja de hacerlo, se cerró la válvula del captador, se pesa el tanque con el fin de verificar la cantidad de amoníaco que salió.

Cuando se requiere más cantidad de amoníaco se debió esperar a que el agua lo absorbiera (alrededor de 15 minutos) para luego volver abrir la válvula del captador y

pasar más amoníaco. Para agilizar este proceso de cargue se bajaba la temperatura al captador rociándole agua o aplicándole hielo, esto facilita el cruce del amoníaco de un lado a otro. Al final el tanque se pesa y la cantidad de amoníaco introducido es de 3kg aproximadamente.

El cargue del amoníaco por la parte superior del captador no resulto ser el mejor procedimiento ya que en la parte superior de este, se producía vapor formado por la reacción exotérmica entre el agua y el amoníaco evitando el ingreso de más refrigerante, además en la práctica el tanque de almacenamiento colocado después del captador ver anexo no resulto tan eficiente puesto que el vapor de amoníaco que se generaba no permanecía el tiempo suficiente en el condensador para que este disipara el calor necesario con el fin de generar el cambio de fase. Por tal motivo se optó por colocar este tanque de almacenamiento justo después (ver anexo 18), logrando mejorar la generación de amoníaco ya que este pasaba directo del captador a la condensadora dándole tiempo de extraer calor para su posterior almacenamiento a alta presión en el tanque, durante las horas de la noche el amoníaco sale del tanque y pasa por el mecanismo de expansión.

5.3 FUNCIONAMIENTO DEL EQUIPO

El funcionamiento del sistema se basa en dos etapas generación y Absorción.

5.3.1 Proceso de generación.

Durante el día el captador solar el cual contiene la mezcla amoníaco-agua recibió la irradiación del sol, las válvulas de entrada y salida se encuentran cerradas.

El proceso de generación empieza desde las 08:00 hasta las 15:00 durante este tiempo cuando el captador alcanza la presión y temperatura de generación (210 PSI y 58°C

respectivamente) se abre la válvula de salida hacia la condensadora estando cerrada la válvula de entrada al tanque de almacenamiento. Cuando cae la presión del captador se cerró la válvula de salida de este y se esperó que la presión volviera a aumentar para seguir liberando vapor de amoníaco, este ciclo se repitió varias veces durante este proceso. Luego, en las primeras horas de la noche se abrió la válvula de salida de la condensadora y entrada al tanque.

5.3.2 Proceso de absorción y refrigeración.

En primera instancia se tuvo que tener presente que el captador solar se encuentre a la temperatura y presión de absorción, por esto el proceso de absorción se llevó a cabo en horas de la noche (entre las 20:00 y 21:00), se procedió a retirar el vidrio del captador solar para mejorar la capacidad de disipar calor. Dentro del captador se encontraba una mezcla débil de agua y amoníaco debido al proceso de generación que se llevó a cabo en el día.

Para comenzar el proceso de refrigeración y absorción, se realizó lentamente la abertura de la válvula del tanque de almacenamiento por seguridad con una llave de expansión (ver anexo 19), para que el amoníaco pase por la expansión y refrigere la cámara de conservación. Luego se abrió la válvula de entrada al absorbedor para que el agua absorba el amoníaco gaseoso que ha ganado temperatura al extraer el calor de la cámara. Al entrar directamente en contacto con el agua se formaba una efervescencia debido a la reacción exotérmica que se da entre estos dos compuestos, que forman la solución de agua-amoniaca, esto hizo que se presentara un aumento de la presión y temperatura del captador causando vibraciones en la tubería de este.

5.4 VALIDACIÓN.

Los datos obtenidos durante la puesta en marcha se reflejan a continuación.

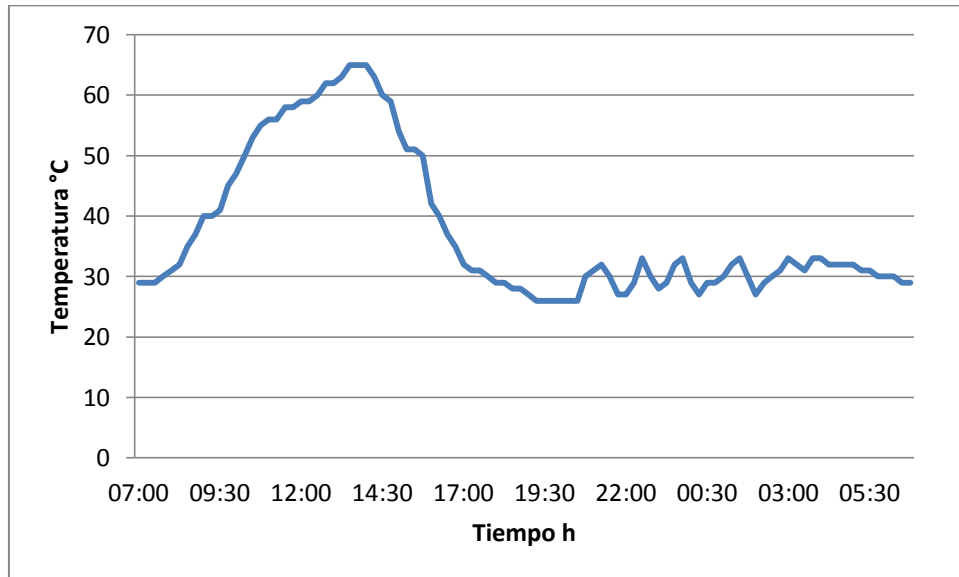


Gráfico 2. Temperatura del captador solar Vs Tiempo

Fuente: Elaboración propia 2015.

En la anterior grafica se puede observar como el captador comienza a aumentar su temperatura gracias a la incidencia del sol, este aumento se presentó de manera irregular debido a las nubosidades que se presentan. Llegada las 11:30 el captador llegó a una temperatura de 58°C se comienza el proceso de generación. Este proceso continuo hasta cerca de las 14:00 horas. Hora donde la concentración del captador ha caído tanto que el calor emitido por el sol no es suficiente para seguir separando la solución.

Una vez cumplido el proceso de generación el captador comenzó a disipar calor para llegar a las temperaturas de absorción 26°C. A partir de las 21:00 cuando se procedió a realizar el proceso de absorción y refrigeración, en el captador se presentaron unas subidas y bajadas de temperatura, las cuales fueron resultado de la reacción exotérmica que se presenta cuando el amónico entra en contacto con la solución débil presente en el

captador. Cuando el captador alcanza los 31°C se cortó el paso del amoníaco para permitir que este disipara el calor ganado y volviera a la temperatura de absorción, este fenómeno se presentó por la alta humedad que el ambiente presentaba el cual dificultaba la disipación de calor. Los picos terminaron cerca de las 3:30, cuando se alcanzó las concentraciones de solución fuerte.

En el resto de la madrugada se presentó una decreció en la temperatura aunque no es suficiente para llegar a la temperatura de absorción

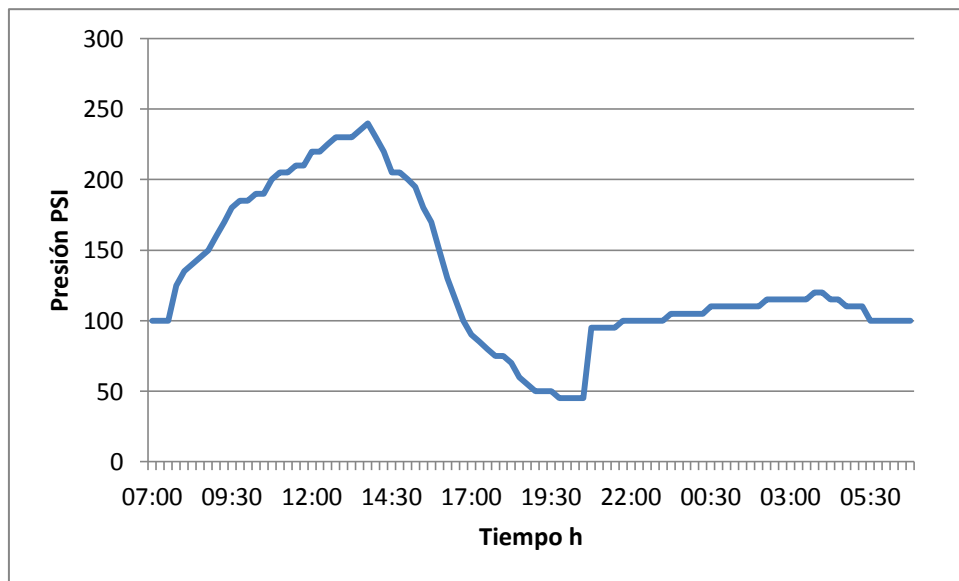


Gráfico 3. Presión del captador solar Vs Tiempo.

Fuente: Elaboración propia 2015.

El comportamiento que presentó la presión del captador durante las horas en que este cumplió el proceso de generación es una elevación, desde 100 PSI hasta 240PSI, esto se debió al aumento de temperatura, esta presenta pequeños picos producidos por la liberación de gas de amónico. Pasadas las 14:00 se presentó un pico drástico, esto debido a que a esta hora se presenta la máxima liberación de vapor de amoníaco quedando solución débil en el captador. Debido a la caída de temperatura y

concentración que se dio el captador, se presentó una caída drástica de presión llegando a 45 PSI; Con esto el captador llegó a la presión de absorción.

Cuando comenzó el proceso de absorción y refrigeración, la presión en el captador empezó a aumentar de manera escalonada debido a que el ingreso a este no se realizó de forma continua. Cuando se terminó el proceso de absorción la presión del captador fue de 115 PSI, pero con la caída de temperatura final que se presentó en la horas de la madrugada la presión final antes de reiniciar el ciclo es de 100 PSI.

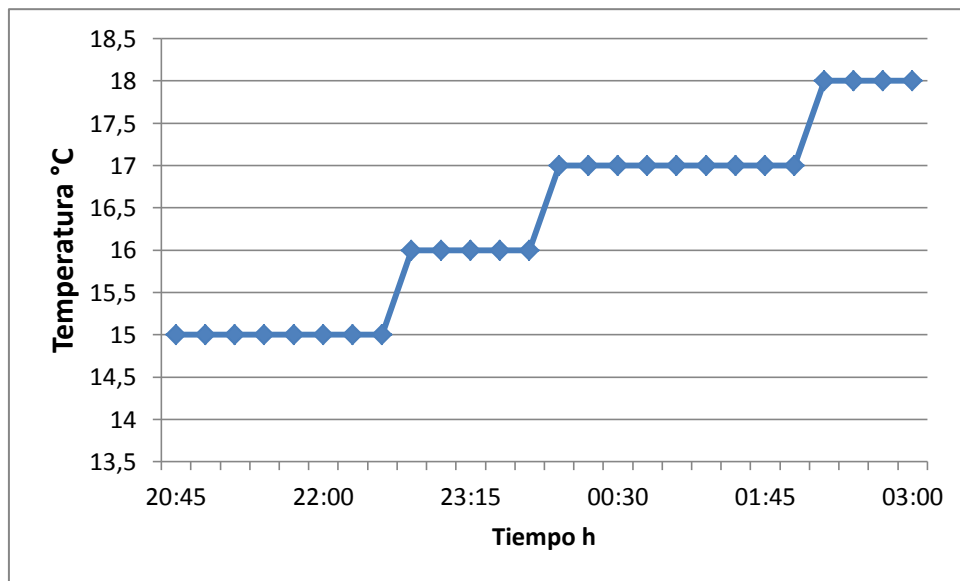


Gráfico 4. Temperatura del evaporador Vs Tiempo.

Tomado de: Elaboración Propia.

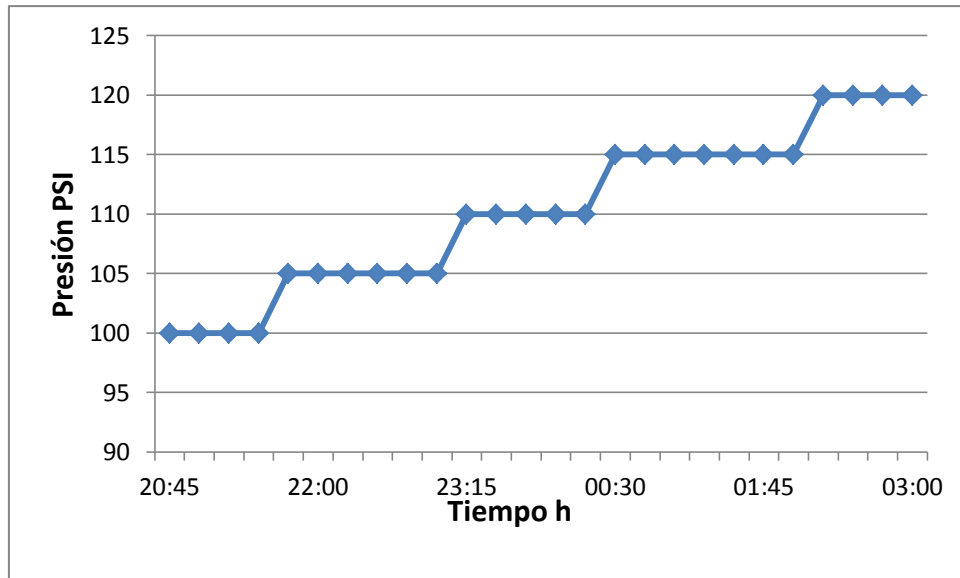


Gráfico 5. Presión del evaporador Vs tiempo

Tomado de: Elaboración Propia.

En las gráficas se muestra el comportamiento de la presión y temperatura que presentó el amónico en el evaporador, el comportamiento se da de manera escalonada debido a que cuando se realizaba el proceso de absorción y se aumentaba la temperatura en la solución por encima de la temperatura de absorción se cortaba el flujo de amoníaco hacia el evaporador. Por otra parte se pudo observar que cuando aumentaba la presión en el evaporador se presentaba un aumento de la temperatura en este, esto es debido a que el mecanismo de expansión (restringido) no funciono como se esperaba, ya que no se pudo alcanzar la caída de presión deseada, la cual era de 202 PSI a 70 PSI y solo se llegó 120PSI trayendo consigo perdidas en el coeficiente de desempeño del sistema.

De los resultados obtenidos se puede decir que no fue posible alcanzar las temperaturas de generación de diseño debido a que se presentaron fugas en las uniones roscadas del

captador. Además como se carecía de elementos de control en el cargue de amoníaco y el mecanismo de expansión no alcanzo las caída de presión deseada, la concentración en el captador fueron más altas que las de diseño, lo cual se reflejó en que se presentaban altas presiones en el captador con bajas temperaturas.

También hay que tener presente que en el mes de septiembre del año 2015, en el cual se realizaron las pruebas, se presentó mucha nubosidad durante el día he incluso grandes precipitaciones. Lo que demostró que el sistema es muy dependiente de las condiciones climáticas, dado que los días lluviosos no le fue posible generar vapor de amoníaco para comenzar el ciclo de refrigeración.

5.5 COP EXPERIMENTAL.

Por medio de la tabla de propiedades de la solución agua amoniacal y tomando como base de entrada las presiones y temperatura del captador cuando este ha finalizado el proceso de generación y cuando termina el proceso de absorción esto con el fin de estimar la cantidad de amónico que el sistema genera durante el día.

Luego del proceso de generación

$$P = 240psi$$

$$t = 149^{\circ}F$$

$$X = 60\%$$

Después del proceso de absorción

$$P = 100psi$$

$$t = 78^{\circ}F$$

$$X = 65\%$$

Con la diferencia de concentraciones y considerando que la cantidad de agua del captador que se evaporo durante el proceso es despreciable, se obtuvo la cantidad de amónico generado (refrigerante)

$$m_{ref} = 0.31kg$$

Teniendo presente que solo se logró llegar a 18°C

Por lo que la energía que logra retirar del sistema (Q_{te}) es de

$$Q_{te} = m_{ref}(h_{fg}) = 0.31(11977) = 370.14 \text{ kJ} \quad (46)$$

Ahora se determina el calor que realmente el captador aporta a la solución (Q_{se}) para esto se realizó un balance de energía tomando las entalpias a las temperaturas que alcanzo el captador.

$$Q_{se} = M_B h_B + M_{A1} h_{A1} + M_{A2} h_{A2} - M_{C1} h_{C1} - M_{C2} h_{C2} \quad (47)$$

Donde los subíndices 1 y 2 corresponden a partes de amoníaco y partes de agua respectivamente.

$$Q_{se} = 1065.78$$

Por lo tanto se tiene que

$$COP_{experimental} = \frac{Q_{te}}{Q_{se}} = \frac{370.14}{1065.78} = 0.35 \quad (48)$$

Al comparar el COP teórico con COP experimental que presento el equipo su pudo concluir que la capacidad de enfriamiento del equipo es menor a la calculada, esto se debió principalmente a que el amoníaco generado fue menor al que se pretendió generar y a que no se presentaron las concentraciones del agua-amoniacal que se tomaron de diseño en el captador, además que el mecanismo de expansión no funciono de la manera esperada.

6 CONCLUSIONES

Se diseñó y construyó un equipo de refrigeración por absorción intermitente que emplea energía solar para la conservación de frutas tropicales en el departamento de Córdoba. Para el cual se determinó que el potencial solar energético de la región si es suficiente para que opere un equipo de estas características.

En el captador se alcanzaron temperaturas de 65°C suficiente para poder llevar a cabo el proceso de generación. En ocasiones se presentaron perdidas de energía por fugas en las uniones roscadas y condiciones climatológicas poco favorables en las que el cielo se encontró totalmente nublado durante todo el día, disminuyendo la posibilidad de alcanzar mayores temperaturas en el proceso de generación.

En el evaporador fue posible alcanzar temperaturas entre 15°C y 18°C teniendo expansión del refrigerante poco eficiente, puesto que el mecanismo de expansión presentó dificultades para dar el cambio de presión que se calculó, provocando un aumento en las concentraciones de la solución de amoníaco y alterando las condiciones del proceso de absorción.

El proceso de absorción se realizó de manera alternada es decir, dándole más tiempo al agua para que este absorbiera el amoníaco, ya que la alta humedad de la región dificultaba que el captador durante las horas de la noche disipara de manera ágil la energía de la reacción exotérmica que se presentaba cuando el amónico entraba en contacto con la solución débil.

Se logró instrumentar el equipo con manómetros, válvulas de paso y accesorios, la escasa oferta en la región de elementos de control para sistemas de refrigeración que usa este tipo de refrigerante dificultó esta etapa, ya que en el mercado la mayoría de elementos de refrigeración están contruidos a base de cobre, el cual se corroe en presencia del amoníaco.

Con los datos obtenidos durante la operación del equipo se calculó el COP real del equipo, el cual presentó un valor del 30% menor que el COP de diseño. Factores como la temperatura de refrigeración alcanzada en el evaporador estuviese por encima de la de diseño por inconvenientes presentados durante la construcción y operación, sumado a que en el captador no fue posible llegar a la temperatura de generación de diseño incidieron en este resultado.

7 RECOMENDACIONES.

Con los resultados obtenidos y las experiencias adquiridas en el diseño, montaje, fabricación y puesta en funcionamiento del sistema, este se puede mejorar implementando una instrumentación y control más adecuado como son manómetros de glicerina, válvulas y accesorios para manejo de amoníaco, usar válvulas de sangrado o purga para regular las presiones en caso de ser necesario.

Otro aspecto a tener en cuenta es evitar tantas uniones roscadas que pueden ser factibles a presentar fugas y reemplazarlas por uniones soldadas. En caso de utilizar uniones roscadas que los elementos roscados sean del mismo material.

Para mejorar la expansión del refrigerante es conveniente instalar una válvula de expansión o de aguja para amoníaco. Además en el diseño del captador tener en cuenta el cargue de agua y del amoníaco para facilitar estos procedimientos.

En la operación del equipo tener presente que los días nublados afectan significativamente la generación de amoníaco en el captador, por ende si se opera en días despejados se obtiene mejor rendimiento de este.

Adicionar al sistema un rectificador a la salida del captado mejoraría la eficiencia de este, al eliminar la humedad que pueda pasar a la condensadora y a la válvula de expansión.

8 BIBLIOGRAFÍA.

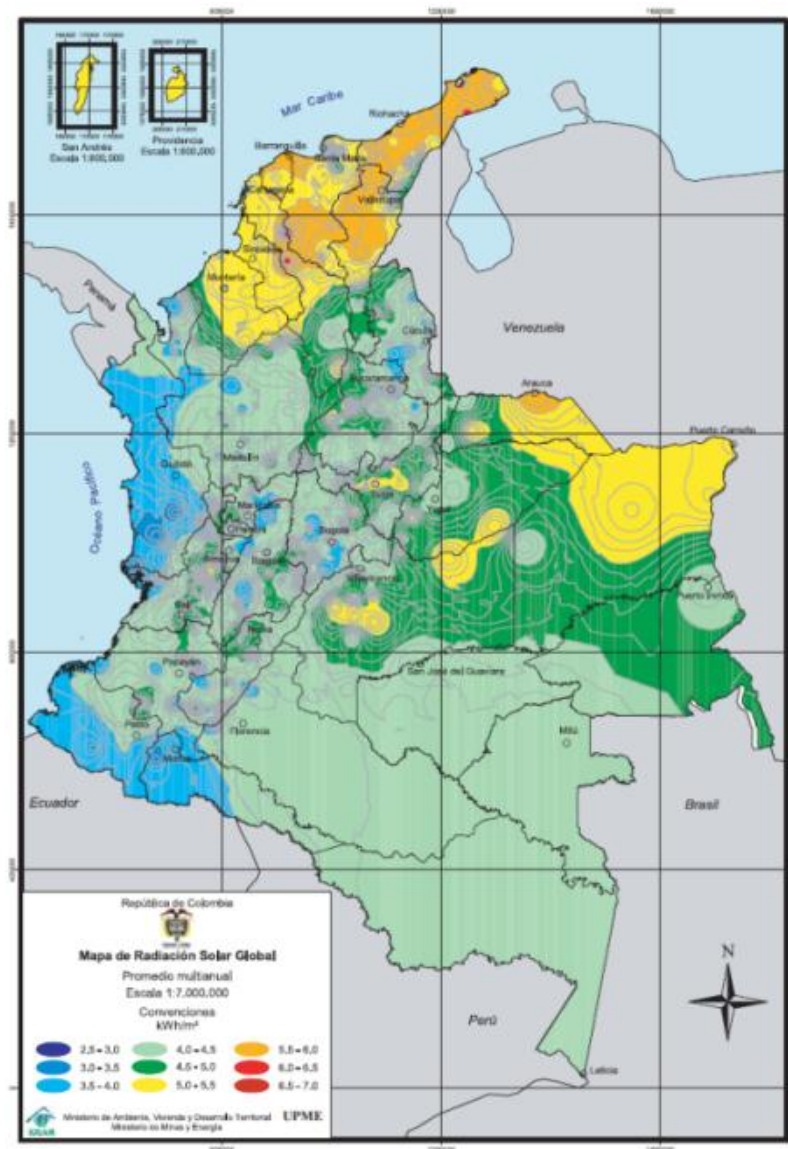
- ✓ Beltrán, R. 2010. Refrigerador solar – ciclo de absorción intermitente.
- ✓ Boas, R. 2004. Diseño y construcción de un refrigerador solar por absorción de tipo intermitente, para una capacidad de enfriamiento de 10W. Ingeniero Mecánico, Escuela superior politécnica del litoral. Guayaquil Ecuador.
- ✓ Cengel Yunus A, Boles Michael A. 2009. Termodinámica, 6 ed, ciclos de refrigeración, pag. 617-663.
- ✓ El-Shaarawi MAI, Ramadan RA. 1986. Solar refrigeration in the Egyptian climate. Sol Energy. 37(5):347–61.
- ✓ Esquivel, O. Busso, A. Sogari, N. Franco, J. 2006. Refrigeración Solar Mediante Ciclo de Amoníaco-Agua Acoplado a un Concentrador Solar, Universidad Nacional del Nordeste Comunicaciones Científicas y Tecnológicas.
- ✓ Fonseca, S. & Bergues, C.2002. Estudio de la cinética del secado de granos en el prototipo de secador solar. Análisis de los resultados. Tecnología química 22 (2)59-64.
- ✓ Grolleaud, M.2002. Pérdidas post cosecha: un concepto mal definido o mal utilizado. Documento de la FAO. (N°115230).
- ✓ International Energy Agency IEA, A. I. 2012. World Energy Balances.

- ✓ Isaza, C.A. Pilatowsky, I. Romero, R.J. Cortéz, F.B. 2010. Análisis Termodinámico de un Sistema de Refrigeración Solar por Absorción Usando Soluciones de Monometilamina-Agua para la Conservación de Alimentos, mayo 2010, Vol 8 (1), pag 18 – 25.
- ✓ Lostec BL, Galanis N, Millette J. 2012. Experimental study of an ammonia–water absorption chiller. *Int J Refrig.* 35:2275–86.
- ✓ L’Air liquide 2013. Enciclopedia de los gases (En línea), Francia. Bardot A. <http://encyclopedia.airliquide.com/encyclopedia.asp?languageid=9&GasID=2&CountryID=19>. Acceso: 1 agosto (2015).
- ✓ Orrego, C. 2003. Procesamiento de Alimentos, Centro de Publicaciones Universidad Nacional de Colombia, Manizales, p65.
- ✓ Papadopoulos, A. y Oxidisis, S. y Kiriakis, N. 2003. Perspectives of solar cooling in view of the developments in the air conditioning sector. *Renewable and sustainable energy reviews.* (7) 419- 438.
- ✓ Pilatowsky, F. 2007. “Refrigeración solar”, Memoria ANES, Curso de Actualización, Vol 31
- ✓ REN21. 2012. Renewables 2012 Global Status Report.
- ✓ Rodríguez, H. 2008. Físico, M.Sc., Dr.rer.nat. Consultor Independiente. Desarrollo de la Energía Solar en Colombia y sus Perspectivas, 84-88.
- ✓ Rodríguez, H. y González, F. 1992. Manual de radiación solar en Colombia. Universidad Nacional de Colombia, Bogotá.
- ✓ Salguero, V. 2008. Valoración de colectores solares térmicos planos de vacío para la producción de frío. Ingeniería técnica industrial mecánica. Universidad Carlos III de Madrid Escuela Politécnica Superior. Madrid.

- ✓ The American Society of Heating .1986. Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, Methods of testing to determine the thermal performance of solar collectors.
- ✓ Unidad de Planeación Minero Energética (UPME). 2005. Apéndices A-E.
- ✓ Unidad de Planeación Minero Energética (UPME). 2005. Mapas de Brillo Solar, pag. 43-57.
- ✓ Unidad de Planeación Minero Energética (UPME). 2005. Atlas de Viento y Energía Eólica de Colombia.

9 ANEXOS

Anexo 1. Mapa de radiación solar global multianual en Colombia



Tomada de: Instituto de Hidrología, Meteorología y Estudios Ambientales (IDEAM),

Unidad de Planeación Minero Energética (UPME), 2005

Anexo 2. Fotografía unión tipo flare (Expander).



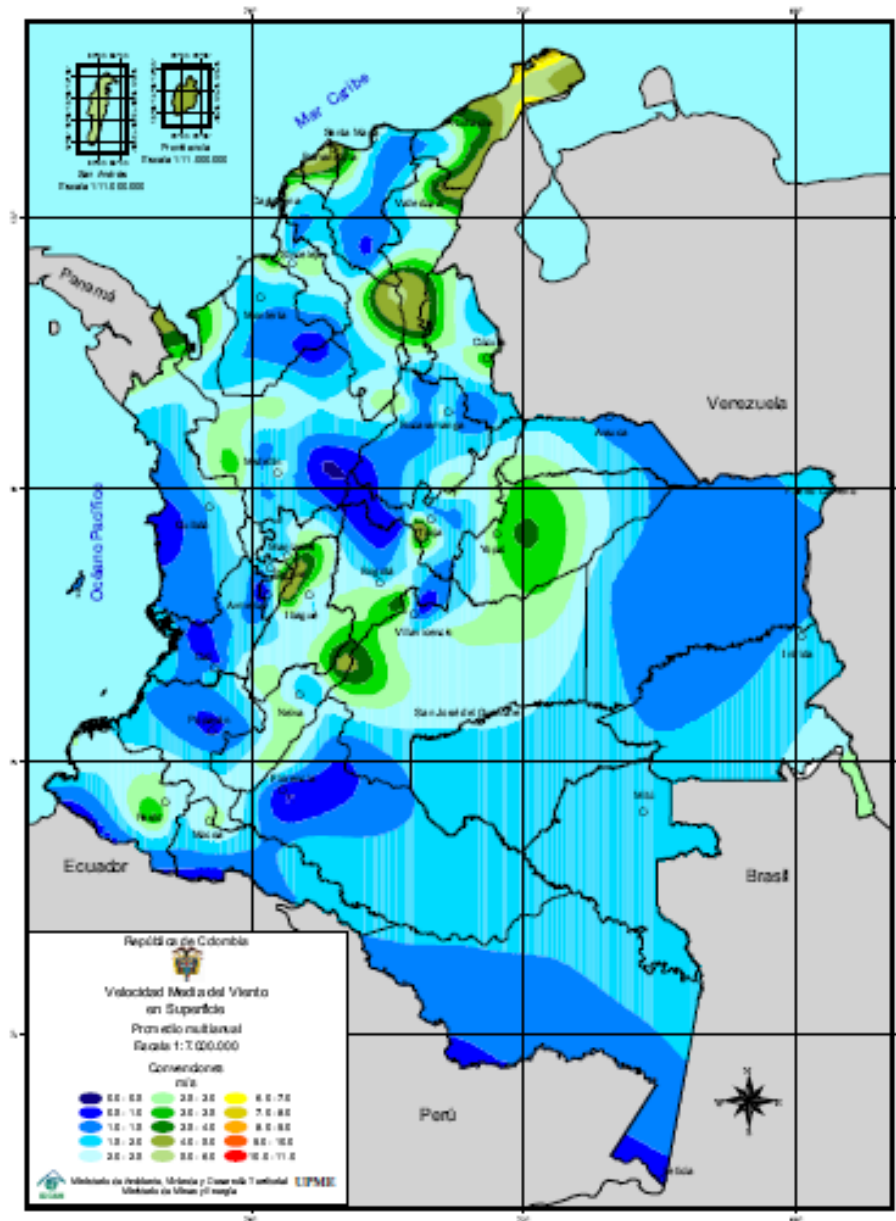
Fuente: Elaboración propia 2015.

Anexo 3. Fotografía Cheque en acero inoxidable de ½”.



Fuente: Elaboración propia, 2015.

Anexo 4. Atlas de Viento y Energía Eólica de Colombia.



Tomada de: Unidad de Planeación Minero Energética (UPME).

Anexo 5. Catálogo de Válvulas de expansión o de agujas.



Folleto técnico

Válvulas de expansión termostática para amoníaco, TEA



Las válvulas de expansión termostáticas regulan la inyección de refrigerante líquido en los evaporadores. La inyección se controla en función del recalentamiento del refrigerante.

Por lo tanto, las válvulas son especialmente adecuadas para inyección de líquido en evaporadores "secos", en los cuales el recalentamiento a la salida del evaporador es proporcional a la carga de este.

Características

- Amplio rango de temperatura: -50 to +30°C. Se puede utilizar en sistemas de refrigeración y de congelación.
- Conjunto de orificio intercambiable
- Elemento termostático intercambiable
- Capacidades nominales desde 3.5 a 295 kW, 1 a 85 tons (TR).
- Ajuste de recalentamiento externo. Se puede ajustar en todos los evaporadores para optimizar su utilización.
- Bulbo de doble contacto patentado. Montaje rápido y sencillo. Buena transferencia de temperatura del tubo al bulbo.

Materiales

Cuerpo de acero tipo GGG40.3

Las juntas no contienen asbestos

Datos técnicos

- Refrigerante: R 717 (amoníaco)
- Rango de temperatura de evaporación: D: -50 a 0°C, P: -20 a +30°C
- Longitud de tubo capilar: 5 m
- Conexión para igualación de presión externa: 1/4 in. ó ∅ 6.5 / ∅ 10 mm manguito soldar. Se puede utilizar una unión de 8 mm.
- Temperatura máxima del bulbo: 100°C
- Máx. presión de trabajo: PS/MWP = 19 bar
- Máx. presión admisible: 28.5 bar

Fuente: Catálogo Danfoss DKRCI.PD.AJ0.A2.05 / 520H7431. 2014. válvulas de expansión termostáticas TEA.

A Válvulas de aguja
para servicio general



Serie GU

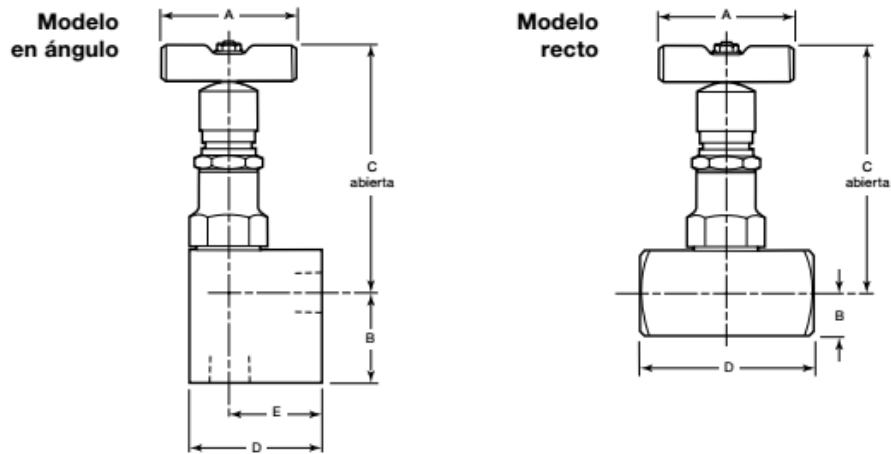
- Modelos rectos y en ángulo
- Cuerpos de acero inoxidable y de acero al carbono
- Presiones hasta 413 bar (6000 psig)
- Temperaturas hasta 232°C (450°F) con empaquetadura de PTFE; hasta 343°C (650°F) con empaquetadura opcional de grafito

Swagelok

Fuente: Catalogo Swagelok 2015. Apéndice A-132. Válvulas de aguja para servicio general.

Información de pedido y dimensiones

Las dimensiones son como referencia únicamente y susceptibles de cambio.



Modelo en ángulo

Conexiones finales		C _v	Orificio mm (pulg)	Referencia		Dimensiones, mm (pulg)					
Tipo	Tamaño			Acero inoxidable	Acero al carbono	A	B	C	D	E	
NPT hembra	1/4 pulg	0,55	5,0 (0,20)	SS-4GUF4-A	S-4GUF4-A	44,5 (1,75)	21,6 (0,85)	81,2 (3,20)	38,1 (1,50)	25,4 (1,00)	
	3/8 pulg			SS-4GUF6-A	S-4GUF6-A		27,9 (1,10)		44,5 (1,75)	31,8 (1,25)	
	1/2 pulg			SS-4GUF8-A	S-4GUF8-A		31,2 (1,23)		84,6 (3,33)	51,0 (2,00)	33,3 (1,31)
	1/2 pulg	1,60	8,0 (0,31)	SS-8GUF8-A	S-8GUF8-A	51,0 (2,00)	31,2 (1,23)	98,3 (3,87)	51,0 (2,00)	35,1 (1,38)	
	3/4 pulg			SS-8GUF12-A	S-8GUF12-A		40,6 (1,60)		101 (3,96)	63,5 (2,50)	38,1 (1,50)
	1 pulg			SS-8GUF16-A	S-8GUF16-A		108 (4,25)		70,0 (2,76)	44,5 (1,75)	

A-136 Válvulas de aguja y regulación

Información de pedido y dimensiones

Las dimensiones son como referencia únicamente y susceptibles de cambio.

Modelo recto

Conexiones finales		C _v	Orificio mm (pulg)	Referencia		Dimensiones, mm (pulg)			
Tipo	Tamaño			Acero inoxidable	Acero al carbono	A	B	C	D
NPT hembra	1/4 pulg	0,45	5,0 (0,20)	SS-4GUF4	S-4GUF4	44,5 (1,75)	12,7 (0,50)	81,2 (3,20)	54,1 (2,13)
	3/8 pulg			SS-4GUF6	S-4GUF6				57,2 (2,25)
	1/2 pulg	0,45	5,0 (0,20)	SS-4GUF8	S-4GUF8	44,5 (1,75)	16,0 (0,63)	84,6 (3,33)	66,8 (2,63)
		1,20	8,0 (0,31)	SS-8GUF8	S-8GUF8	51,0 (2,00)		98,3 (3,87)	70,0 (2,76)
	3/4 pulg	1,20	8,0 (0,31)	SS-8GUF12	S-8GUF12	51,0 (2,00)	19,1 (0,75)	101 (3,98)	76,2 (3,00)
		2,25	11,0 (0,43)	SS-16GUF12	S-16GUF12	76,2 (3,00)	22,4 (0,88)	133 (5,24)	82,6 (3,25)
1 pulg	1,20	8,0 (0,31)	SS-8GUF16	S-8GUF16	51,0 (2,00)	25,4 (1,00)	108 (4,25)	88,9 (3,50)	
	2,25	11,0 (0,43)	SS-16GUF16	S-16GUF16	76,2 (3,00)		136 (5,35)	102 (4,02)	
NPT macho/NPT hembra	1/4 pulg	0,45	5,0 (0,20)	SS-4GUM4-F4	S-4GUM4-F4	44,5 (1,75)	12,7 (0,50)	81,2 (3,20)	60,5 (2,38)
	3/8 pulg			SS-4GUM6-F6	S-4GUM6-F6				60,5 (2,38)
	1/2 pulg	0,45	5,0 (0,20)	SS-4GUM8-F8	S-4GUM8-F8	44,5 (1,75)	16,0 (0,63)	84,6 (3,33)	70,0 (2,76)
		1,20	8,0 (0,31)	SS-8GUM8-F8	S-8GUM8-F8	51,0 (2,00)		98,3 (3,87)	76,2 (3,00)
	3/4 pulg	1,20	8,0 (0,31)	SS-8GUM12-F12	S-8GUM12-F12	51,0 (2,00)	19,1 (0,75)	101 (3,98)	79,6 (3,13)
		2,25	11,0 (0,43)	SS-16GUM12-F12	S-16GUM12-F12	76,2 (3,00)	22,4 (0,88)	133 (5,24)	88,9 (3,50)
	1 pulg	1,20	8,0 (0,31)	SS-8GUM16-F16	S-8GUM16-F16	51,0 (2,00)	25,4 (1,00)	108 (4,25)	88,9 (3,50)
		2,25	11,0 (0,43)	SS-16GUM16-F16	S-16GUM16-F16	76,2 (3,00)		136 (5,35)	102 (4,02)

A

Fuente: Catalogo Swagelok 2015. Apéndice A-132. Válvulas de aguja para servicio

general.



Swagelok Colombia
 Cr 59 # 68 - 154
 Barranquilla, Colombia
 Authorized Sales & Service

Empresa: RED CARNICA
 NIT: 123456
 Ciudad: BARRANQUILLA
 Atención:
 Requisición:
 Forma de Pago: Contado

COTIZACIÓN Nro: 16617
 Fecha Exp: 13/04/2015
 Validez Cotización: 30 Días
 Tiempo de Entrega: Ver Nota Final

ITEM	CODIGO	CANTIDAD	UND	PRECIO	TOTAL
1	SS-4GUM6-F6 VALVULA AGUJA. 3/8" MACHO X 3/8" HEMBRA NPT. ACERO INOXIDABLE	1.00	EA	475,594.00	475,594.00
2	SS-6-A ADAPTADOR DE 3/8" MNPT X 3/8" HNPT EN ACERO INOXIDABLE	4.00	EA	63,446.00	253,784.00
3	SS-4P-6M TAPON DE PURGA. 3/8" MACHO NPT EN ACERO INOXIDABLE	1.00	EA	114,638.00	114,638.00

SON: Novecientos Setenta Y Nueve Mil Cincuenta Y Nueve Pesos.	Subtotal:	844,016.00
	+Iva:	135,043.00
	TOTAL:	979,059.00

NOTA FINAL:

NOTA ENTREGAS:
 ITEM01: ENTREGA EN 15 A 16 SEMANAS (NO STOCK)
 ITEM02: MATERIAL EN STOCK BIQUILLA
 ITEM03: ENTREGA EN 3 A 4 SEMANAS (NO STOCK)

FORMA DE PAGO:
 MATERIAL EN STOCK: PAGO CONTADO ANTICIPADO AL ORDENAR

MATERIAL NO STOCK:
 * 50% ANTICIPADO AL ORDENAR
 * 50% RESTANTE ANTES DE LA ENTREGA DEL MATERIAL.

NOTAS:

NO SOMOS GRANDES CONTRIBUYENTES NI AUTORRETENEDORES.

En caso de ordenar favor hacerlo a nombre de: Incolcol Válvulas & Conexiones S.C. NIT: 802006240-8

Valores suministrados son basados en las cantidades y el total de lo cotizado.
 En caso de ordenar parcial, favor contactarnos a fin de reconfirmar precios.
 Material sujeto a venta previa

V.B. _____
 Para Información Adicional Favor Contactar:
 Armando Maestro
 Email: armandom@swagelokcolombia.com



Teléfono: (5) 3807800 Fax: (5) 3882223 Email: cwg@swagelokcolombia.com www.swagelokcolombia.com

Fuente: Swagelok Colombia 2015.

Anexo 7. Fotos del restrictor.

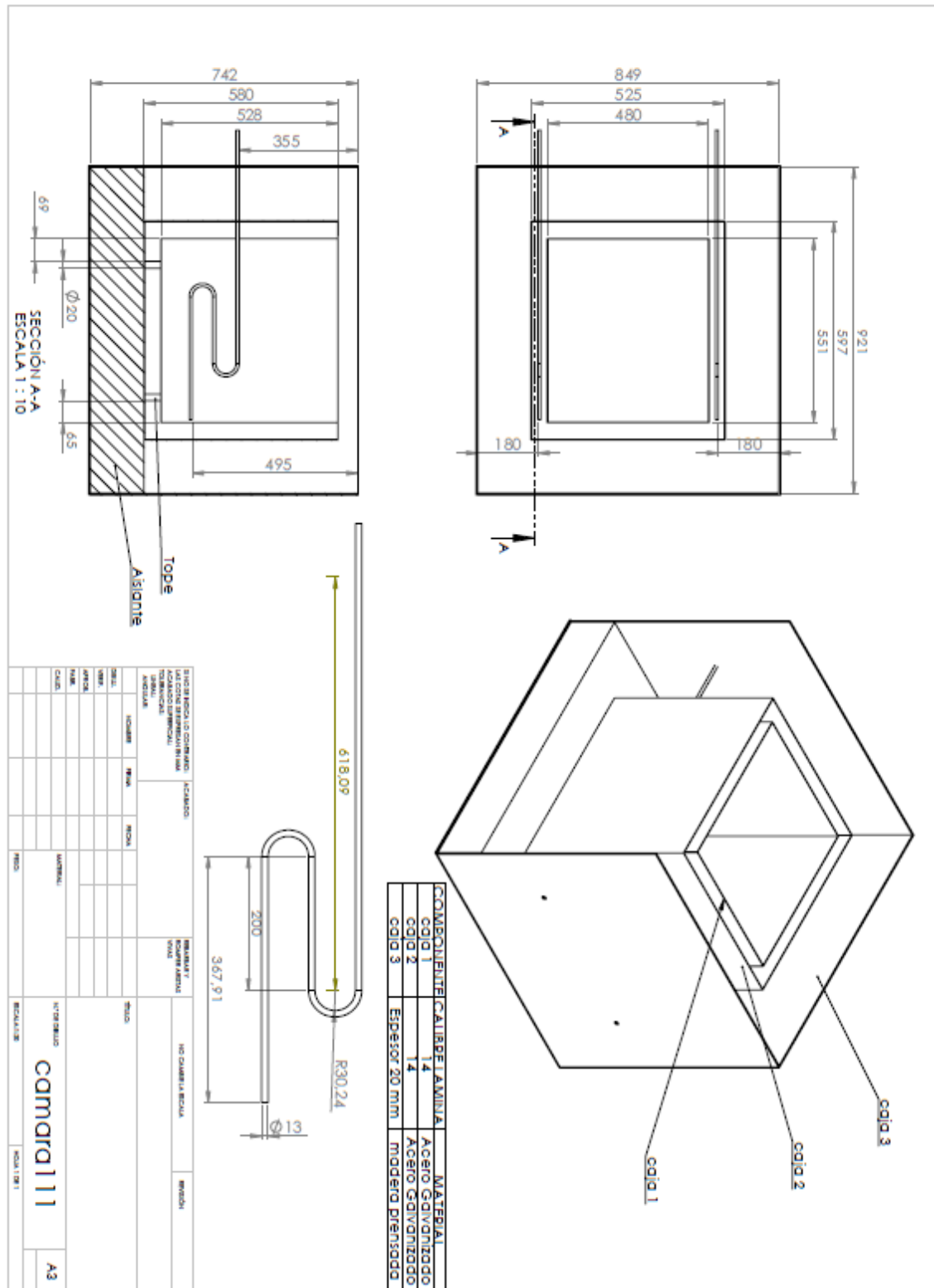


Fuente: Elaboración Propia 2015.

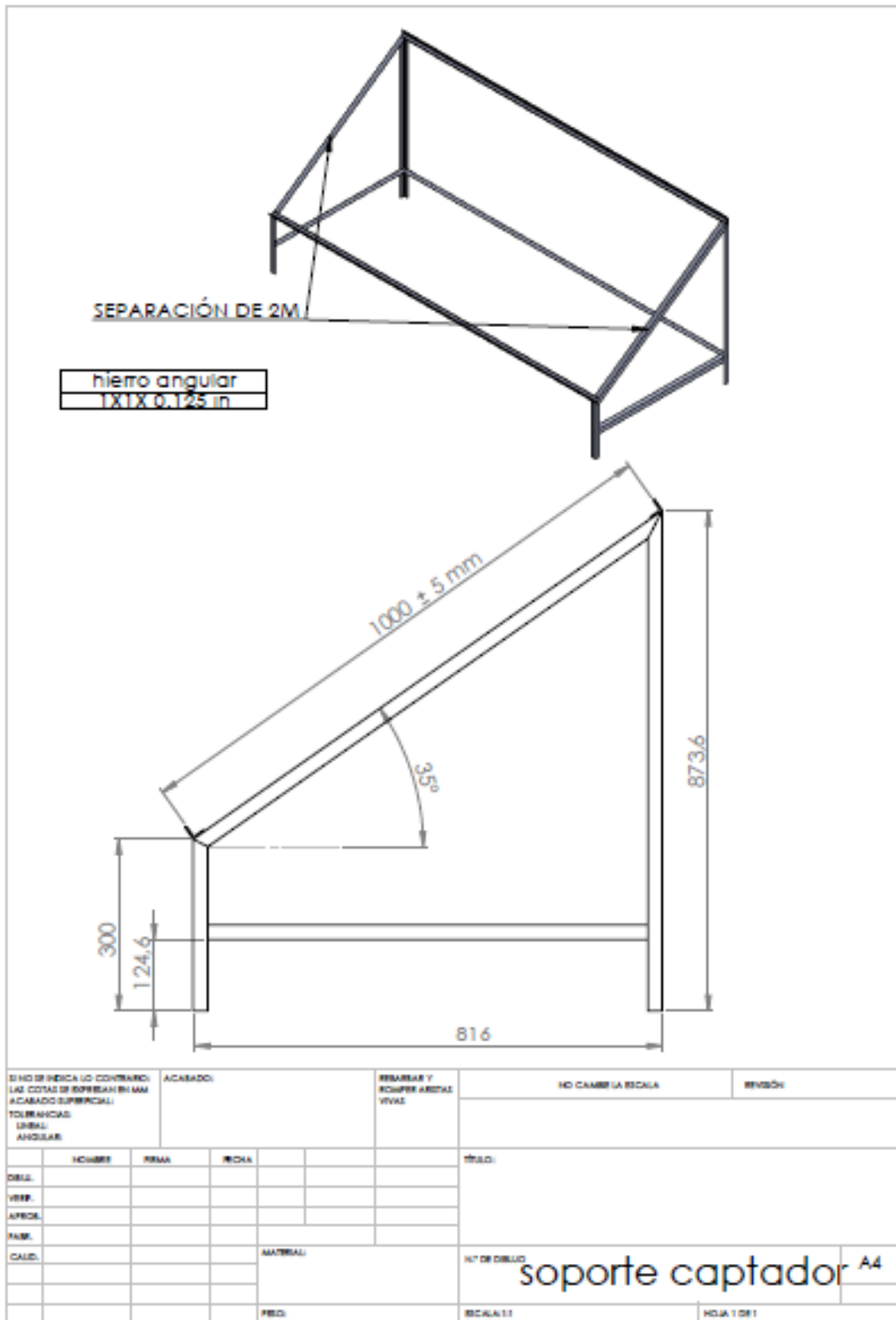


Fuente: Elaboración propia 2015.

Anexo 8. Planos y fotografía de los componentes del sistema.



Fuente: Elaboración propia 2015.



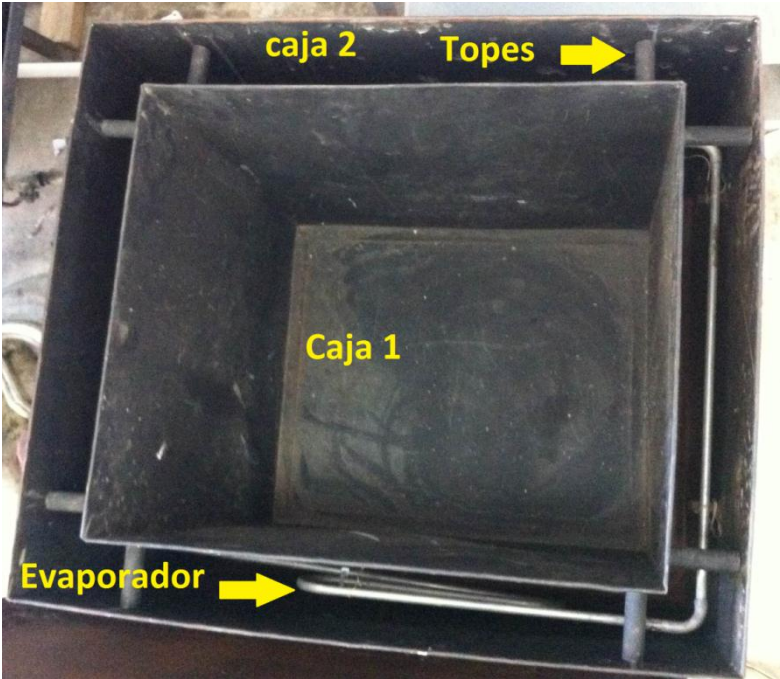
Fuente: Elaboración propia 2015.

Fotografías.

Imágenes cámara de conservación



Fuente: Elaboración propia 2015.



Fuente: Elaboración propia 2015.

Imagen evaporador.



Fuente: Elaboración propia 2015.

Imágenes del captador.



Fuente: elaboración propia 2015.

Lámina metálica de acero calibre 24 remachada al marco que sostiene el captador solar.



Fuente: elaboración propia 2015.

Lamina de vidrio



Fuente: Elaboración propia 2015.

Imagen condensadora.

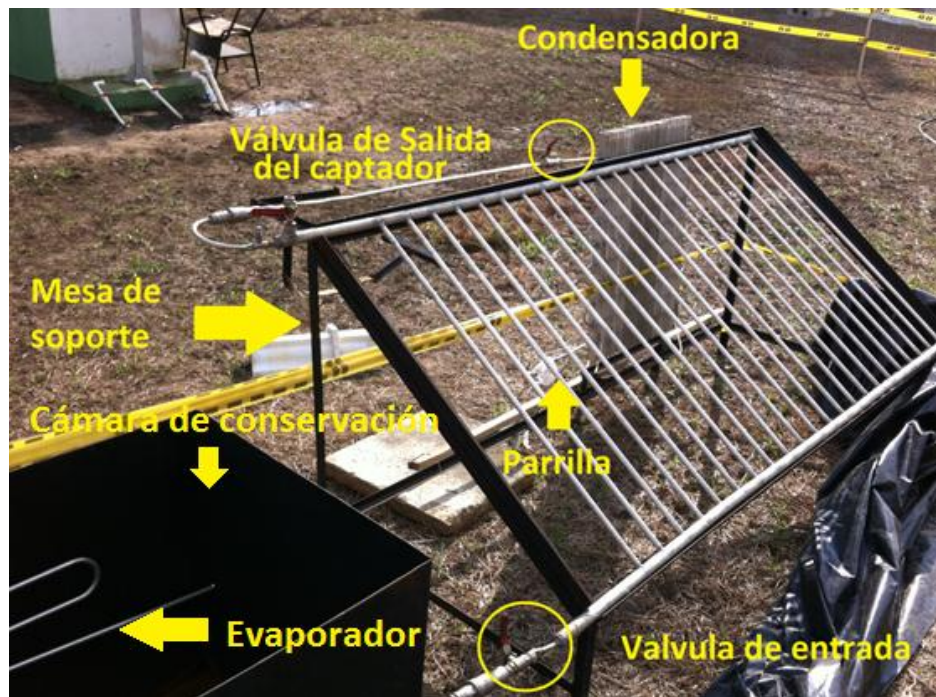


Fuente: Elaboración propia 2015.

Anexo 9. Fotografías de los elementos de ensamblaje, cheques y componentes.



Fuente: Elaboración propia 2015.



Fuente: Elaboración propia 2015.



Fuente: Elaboración propia 2015.

Anexo 10. Fotografía prueba de fuga con una pipeta de oxígeno



Fuente: Elaboración propia 2015.

Anexo 11. Foto de ejemplo de fuga hallada.



Fuente: Elaboración propia 2015.

Anexo 12. Fotografía conexión de manguera y bomba de vacío al sistema.



Fuente: Elaboración propia.

Anexo 13. Registro de presión de vacío.



Fuente: Elaboración propia 2015.

Anexo 14. Fotografía cargue de agua al captador solar.



Fuente: Elaboración propia 2015.

Anexo 15. Fotografía elementos de protección personal.

Mascara para gases.



Guantes para manejo de sustancias químicas.



Fuente: Elaboración propia 2015.

Anexo 16. Fotografía cargue de amoníaco –conexión de manguera.



Fuente: Elaboración propia 2015.

Anexo 17. Fotografía conexión de la manguera al tanque principal.



Fuente: Elaboración propia 2015.

Anexo 18. Fotografía posicionamiento del tanque de almacenamiento.

Tanque despues del captador solar

Tanque después de la condensadora.



Fuente: Elaboración propia 2015

Anexo 19. Fotografía apertura de válvula del tanque



Fuente: Elaboración propia 2015.

