



UNIVERSIDAD NACIONAL
AVENIDA DE
MEXICO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

PROGRAMA DE MAESTRIA Y DOCTORADO EN INGENIERIA

CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN ENERGÍA

**OPTIMIZACION DE UN SISTEMA DE
REFRIGERACION SOLAR PARA LA
PRODUCCION DE HIELO**

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:

MAESTRO EN INGENIERIA

ENERGÍA – SOLAR FOTOTÉRMICA

P R E S E N T A:

Ing. JOSÉ FRANCISCO MARTÍNEZ ORTEGA

TUTOR:

Dr. WILFRIDO RIVERA GÓMEZ FRANCO



2007



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

JURADO ASIGNADO:

Presidente	Dr. Best y Brown Roberto
Secretario	Dr. Rivera Gómez Franco Wilfrido
Vocal	Dr. García Valladares Octavio
1er. Suplente	Dr. Rivera Blanco Carlos Octavio
2do. Suplente	Dr. Romero Domínguez Rosenberg J.

Lugar donde se realizó la Tesis:

CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN ENERGÍA – UNAM

TUTOR DE TESIS

Dr. WILFRIDO RIVERA GÓMEZ FRANCO

FIRMA

DEDICATORIA

A mi esposa Maribel,
por su amor y paciencia, por compartir conmigo esta gran experiencia
y porque me va a regalar la dicha de ser padre.

A mis padres y mis hermanos,
por su amor y su apoyo en todo lo que me propuesto.

AGRADECIMIENTOS

A mi asesor, Dr. Wilfrido Rivera Gómez-Franco, por haberme aceptado como su alumno y por su apoyo para realizar este trabajo. Fue agradable trabajar con usted.

Al Dr. Roberto Best y Brown, su buen humor hacia nosotros los alumnos y por compartir su gran experiencia para revisar esta tesis.

Al Dr. Octavio García Valladares, por el apoyo que me dio para revisar esta tesis y por sus valiosos comentarios.

Al Dr Carlos Octavio Rivera Blanco, quien me encaminó a este proyecto y por su disposición para ayudarme a armar el refrigerador.

Al Dr. Rosenberg Javier Romero Domínguez, por ser revisor de mis tesis y por su buena disposición.

Al Dr. Victor Hugo Gómez Espinoza, quien me aportó parte de sus conocimientos y experiencia para realizar este proyecto.

A CONACYT, por el apoyo económico para hacer posible esta agradable experiencia.

A los de refrigeración, Alex, Cesar, José y Ulises, por su amistad y por ayudarme en algunas ocasiones con el equipo.

A los técnicos del taller por apoyar en la construcción del refrigerador solar.

Al Dr. Jorge Alberto Andaverde Arredondo, por su amistad durante mi estancia en el CIE.

A todos los de mi generación del CIE, Liz, Romeli, Eduardo, Harumi, Miguel, Fabricio y los que falten.

CONTENIDO

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

1.1 INTRODUCCIÓN	1
1.2 PROBLEMÁTICA ENERGÉTICA	1
1.3 SITUACIÓN ENERGÉTICA MUNDIAL	2
1.4 FUENTES RENOVABLES EN EL MUNDO	3
1.5 SITUACIÓN ENERGÉTICA NACIONAL	4
1.6 FUENTES RENOVABLES EN MÉXICO	5
1.6.1 Energía eólica	6
1.6.2 Energía Hidráulica	6
1.6.3 Bioenergía	7
1.6.4 Geoenergía	7
1.6.5 Energía solar	7
1.7 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA	8
1.7.1 Sistemas de absorción experimentales	8
1.7.2 Sistemas de absorción Teóricos	11
1.7.3 Sistemas de absorción que utilizan la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-NH}_3$	14
1.7.4 Trabajo en el CIE-UNAM	16
JUSTIFICACIÓN	16
OBJETIVOS	17
ESTRUCTURA DE LA TESIS	17

CAPÍTULO 2. TERMODINÁMICA DE LA REFRIGERACIÓN

2.1 INTRODUCCIÓN	20
2.2 ANTECEDENTES DE LA REFRIGERACIÓN	20
2.3 PRINCIPIOS DE LA REFRIGERACIÓN	21
2.3.1 Efecto refrigerante	22
2.4 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN MECÁNICA DE VAPOR	22
2.4.1 Ciclo invertido de Carnot	22
2.4.2 Ciclo ideal de refrigeración por compresión mecánica de vapor	23
2.5 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN	25
2.5.1 Sistema de refrigeración por absorción continuo	26
2.5.1.1 Modificaciones de los sistemas de absorción	28
2.5.2 Sistema de refrigeración por absorción intermitente	28
2.5.3 Pares de trabajo utilizados en sistemas de absorción	30

CAPÍTULO 3. SIMULACIÓN NUMÉRICA DEL SISTEMA

3.1 INTRODUCCIÓN	31
3.2 PLANTEAMIENTO DEL MODELO MATEMÁTICO	31
3.3 BALANCE DE ENERGÍA DEL COLECTOR TIPO CPC	32
3.4 CORRELACIONES EMPÍRICAS	35
3.5 METODOLOGÍA DE RESOLUCIÓN	37

3.5.1 Solución numérica	38
3.6 RESULTADOS DEL MODELO TEÓRICO	40
3.6.1 Resultados en un día típico	40
3.6.2 Variación de los coeficientes convectivos	44
3.6.3 Variación de absorptancia, emitancia y transmitancia.	46
3.6.4 Variación de la concentración de la solución y la razón de concentración.	48

CAPÍTULO 4. DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO EXPERIMENTAL

4.1 INTRODUCCIÓN	52
4.2 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO	52
4.2.1 Generador	53
4.2.1.1 Concentrador Parabólico Compuesto (CPC)	53
4.2.1.2 Receptor	54
4.2.2 Condensador	55
4.2.3 Tanque de almacenamiento	56
4.2.4 Sistema de expansión	57
4.2.5 Evaporador	58
4.2.6 Estructura del refrigerador solar	59
4.2.7 Conexiones y Accesorios	60
4.3 DISPOSITIVOS AUXILIARES	61
4.3.1 Tanque de carga de solución	61
4.3.2 Tanque de carga del refrigerante	62
4.3.3 Control de temperatura de condensación	63
4.3.4 Bomba de vacío	64
4.4 INSTRUMENTACION Y ADQUISICION DE DATOS	64
4.4.1 Programa de adquisición	65
4.4.2 Equipo de adquisición	66
4.4.3 Calibración de los sensores de temperatura	67
4.4.4 Calibración de los sensores de presión	69
4.4.5 Medición de la radiación solar	70
4.5 ENSAMBLE DEL SISTEMA	71
4.6 PREPARACIÓN Y CARGA DE LA SOLUCIÓN AL GENERADOR	72
4.6.1 Deshidratación del nitrato de litio	73
4.6.2 Preparación de la solución	75
4.6.3 Carga del sistema	77
4.6.4 Recuperación de la solución	78
4.7 OPERACIÓN DEL SISTEMA	79

CAPÍTULO 5. RESULTADOS EXPERIMENTALES

5.1 INTRODUCCIÓN	81
5.2 RESULTADOS EXPERIMENTALES DE LA ETAPA DE GENERACIÓN Y EVAPORACIÓN	81
5.3 EFICIENCIA DEL SISTEMA	92
5.4 ESTUDIO PARAMÉTRICO	97

CAPÍTULO 6. COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS TEÓRICOS Y EXPERIMENTALES

6.1 INTRODUCCIÓN	101
6.2 COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS	101
6.2.1 Temperatura de generación	101
6.2.2 Calor útil de generación	104
6.2.3 Amoniaco generado	106

CAPÍTULO 7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 CONCLUSIONES	110
7.2 RECOMENDACIONES	113

BIBLIOGRAFÍA	114
---------------------	-----

RESUMEN

Se optimizó y evaluó un refrigerador solar intermitente para la producción de hielo operado con la mezcla nitrato de litio-amoniaco. El sistema consiste en un generador-absorbedor, un concentrador parabólico compuesto (CPC), un condensador, un tanque de almacenamiento, una válvula de expansión y un evaporador.

Se planteo y resolvió un modelo matemático correspondiente a la fase de generación. El modelo consiste en describir el comportamiento de la solución en calentamiento sensible y durante la generación de amoniaco. El modelo calcula el calor que se le suministra a la solución, las temperaturas de generación y el amoniaco que se genera en cada instante de tiempo.

Se hizo un análisis de sensibilidad para determinar que parámetros afectaban más a la producción de amoniaco y también se hicieron simulaciones modificando la concentración de la solución y la razón de concentración del CPC.

Se le hicieron algunos cambios al diseño original del refrigerador solar como el diseño y fabricación un nuevo generador de aluminio 6061-T6, nuevos soportes y la estructura de la base.

Se evaluó el funcionamiento del refrigerador entre los meses de Mayo y Agosto del 2007. Se obtuvieron datos de temperatura, presión y radiación solar. Durante la experimentación se hicieron pruebas variando la concentración de la solución. La generación de amoniaco osciló entre 1.7 y 4.9 litros, con valores de COP entre 0.026 y 0.056.

Se obtuvieron temperaturas mínimas del refrigerante entre -25.5 y -37.2 °C y temperatura el interior de la caja frigorífica entre -9.5 y 12.9 °C.

La máxima concentración de trabajo fue de 47 % en el proceso de generación y de 40 % para la etapa de evaporación. La mínima concentración de trabajo fue de 44 % en el proceso de generación y de 35 % para la etapa de evaporación.

Se reporta también una comparación entre la simulación y los resultados experimentales del equipo, en la cual se obtuvo un comportamiento similar.

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

1.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se presenta un panorama general de la situación energética a nivel mundial y nacional, incluyendo la participación que tienen las energías renovables. Se presentan también los antecedentes de los sistemas de refrigeración por absorción que utilizan la energía solar térmica. Así mismo se menciona la justificación, objetivos y la estructura de la presente tesis.

Actualmente alrededor del mundo se están realizando esfuerzos por implementar sistemas sustentables de energía con base a los problemas ecológicos que se han hecho notar en los últimos tiempos. Sin embargo, no es necesario entrar en crisis ecológica para saber que las energías renovables son una fuente muy importante de recursos energéticos.

Existen lugares en el mundo que cuentan con abundantes recursos en energías renovables (agua, aire y horas sol) que se pueden utilizar para obtener energía eléctrica o térmica. Tal es el caso de muchas personas que viven en comunidades rurales aisladas, donde aún no está disponible el servicio eléctrico convencional. En estas comunidades no cuentan con sistemas para conservar alimentos y medicinas.

Una posible opción para ellos es el uso de sistemas térmicos de refrigeración independientes, de bajo costo y mantenimiento, que cubran sus necesidades básicas, como es el caso de este proyecto que utiliza energías renovables a pequeña escala.

1.2 PROBLEMÁTICA ENERGÉTICA

El sistema energético actual se basa principalmente en el consumo de combustibles fósiles que implican problemas complejos, tales como la dependencia energética y deterioro del medio ambiente. Este último es el medio para conseguir políticas que permitan el uso de energías limpias como las energías renovables (ER). Estas políticas implican el uso de energías provenientes de biocombustibles (bioetanol, biogás, biomasa), energía solar (térmica y fotovoltaica), eólica, hidráulica, geoenergía, olas y mareas, las cuales se denominan como energías sustentables.

Aunado a los problemas del abastecimiento de energéticos se presentan también la contaminación causada por la utilización de los mismos. El dióxido de carbono liberado por la combustión de los combustibles fósiles es el principal causante del calentamiento global [1].

La Energy Information Administration (EIA) en su publicación de International Energy Outlook (IEO2007), estima que las emisiones de dióxido de carbono emitido por la producción de energía crecerá en un promedio de 1.8 % anual desde 2004 al 2030. Para los países de la OECD (Organisation for Economic Co-operation and

Development); se estima que las emisiones totales tendrán un crecimiento promedio anual de 0.8 %, partiendo en 13.5 mil millones de toneladas métricas en 2004 a 14.7 mil millones de toneladas métricas en 2015 y 16.7 mil millones de toneladas métricas en 2030. Aunque México es el país menos desarrollado en la OECD, se le proyecta un mayor índice de incremento, del 2.3 % anual en emisiones de dióxido de carbono. Para los demás países de la OECD, el incremento anual en emisiones de dióxido de carbono es menor del 1.5 % anual, debido a la madurez de su infraestructura energética. En Japón, las emisiones estiman incrementos de 0.1 % anualmente desde 2004 a 2030, y el promedio para la OCDE en Europa es de 0.3 % anual. En ésta misma proyección mencionan que las Energías Renovables no serán suficientes para abastecer en su totalidad el mercado energético mundial, sin embargo, su uso permite mantener un desarrollo sustentable y prolongar la vida de los combustibles fósiles [2].

1.3 SITUACIÓN ENERGÉTICA MUNDIAL

En los últimos años, el aprovechamiento de las fuentes de energía primarias han sido la parte primordial para el desarrollo tecnológico, social y económico en el mundo; esto ha causado que la demanda energética se mantenga en constante crecimiento. El ritmo al que se están consumiendo los energéticos fósiles hizo suponer a la Agencia Internacional de Energía (IEA) en 2004 que las reservas de petróleo son suficientes para resolver el aumento en la demanda de las próximas tres décadas.

Según la IEA, en su perspectivas del 2005 al 2030, comentan que el petróleo seguirá siendo el combustible más usado, incrementándose en un 66 % a causa del sector del transporte. Dada esta razón, los combustibles fósiles mantendrán el dominio en el abastecimiento de energía primaria proyectado hasta el 2030. A su vez la demanda del gas natural crecerá muy rápidamente, principalmente por la generación de energía eléctrica. Mencionan también que el uso del carbón lo ubica como la segunda fuente de energía primaria más grande durante los primeros 10 años. El crecimiento de energía nuclear declina marginalmente, mientras que la de la hidroelectricidad sigue manteniendo su producción. La parte de las Energías Renovables (ER) como la biomasa, geotérmica, solar, eólica, mareomotriz y las olas, seguirán siendo poco representativas [1].

En el 2007 las reservas probadas de petróleo del mundo, según lo divulgado por la Oil&Gas Journal, fueron de 1,317 mil millones de barriles. Aunque los productos de refinación de petróleo controlaran el mercado del transporte en las tres próximas décadas, puede ser necesaria una parte substancial de combustibles alternativos. Por esta razón la IEA afirma que después del 2030 podría ser necesario producir entre 55×10^{18} y 105×10^{18} Joules al año para poder seguir manteniendo este sector [3].

1.4 FUENTES RENOVABLES EN EL MUNDO

En el 2004, la FTEP (fuente total de energía primaria) en el mundo fue de $463,018 \times 10^{15}$ J, del cual $60,624 \times 10^{15}$ J o 13.1 %, se produjeron con fuentes de ER. Esto en comparación con 34.5 % petróleo, 25.1 % carbón, 20.9 % gas natural y 6.5 % energía nuclear (Figura 1.1). Por definición de la IEA, las fuentes de ER incluyen combustibles y desechos renovables (biomasa sólida, desechos municipales, biogás, y biomasa líquida), hidráulica, solar, viento y energía mareomotriz [4]).

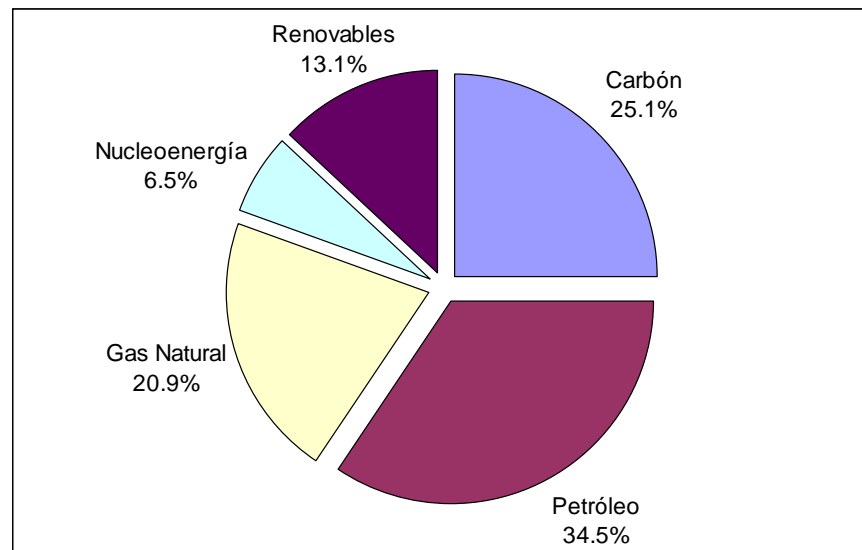


Figura 1.1 Energía primaria en el mundo. Fuente: IEA, 2004

Aunque el uso de la biomasa en los países subdesarrollados es bajo, ésta representa en gran medida la fuente de ER más grande, en un 10.1% de la FTEP o 76.8 % de la ER.

La segunda fuente más grande es la energía hidráulica la cual provee 2.2 % de la FTEP o 16.7 % de las ER. La energía geotérmica es la tercera fuente de ER, representando el 0.4 % de las FTEP o 3.2 % de la ER en el mundo. La contribución de las nuevas ER (solar, eólica y mareomotriz) al suministro de energía es aún muy pequeño representando menos del 0.1 % de FTEP o 0.8 % de las ER en el mundo (Figura 1.2).

Desde 1990 las fuentes ER mantienen un crecimiento promedio anual de 1.9 % ligeramente mayor que el crecimiento de la FTEP de 1.8%. El crecimiento es alto especialmente para la energía eólica, la cual crece a una tasa anual de 24.4 %. Los países pertenecientes a la OECD explican que la mayor producción y crecimiento son de la energía solar y eólica. La segunda tasa de crecimiento más grande fue experimentada por combustibles de biomasa y desechos renovables, tales como desechos municipales, biogás, biomasa líquida, con una tasa de 8.1% anual. La biomasa sólida que contribuye en gran parte a las ER, experimenta un lento

crecimiento de 1.6 % por año. El crecimiento en términos absolutos fue especialmente fuerte en países asiáticos como China y Vietnam y en América Latina, tales como Brasil, Argentina, Venezuela y Paraguay [2].

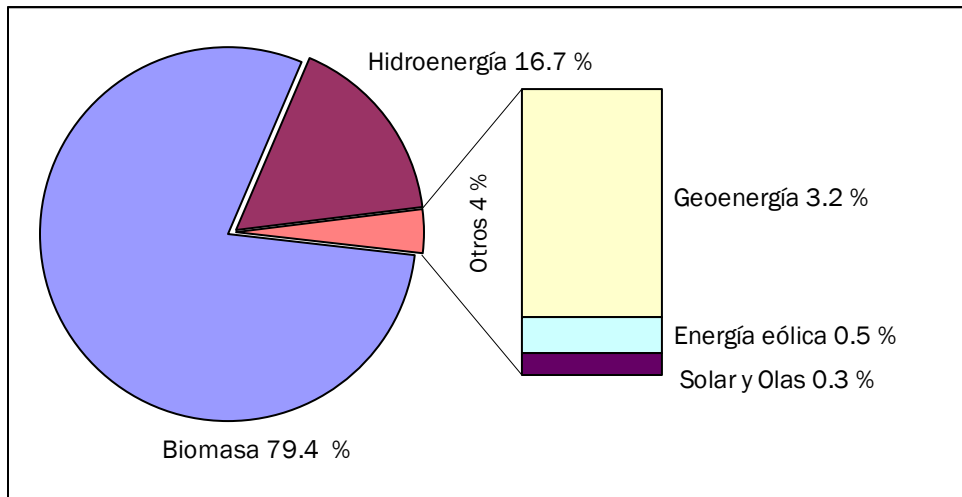


Figura 1.2. Energía renovable en el mundo. Fuente: IEA

1.5 SITUACIÓN ENERGÉTICA NACIONAL.

En el período 2000-2006 las reservas totales de gas y crudo disminuyeron a un ritmo de -3.7% promedio anual al pasar de 58,204 mmbp (miles de millones de petróleo) en 2000 a 46,418 mmbp en 2006 [5] (Figura 1.3).

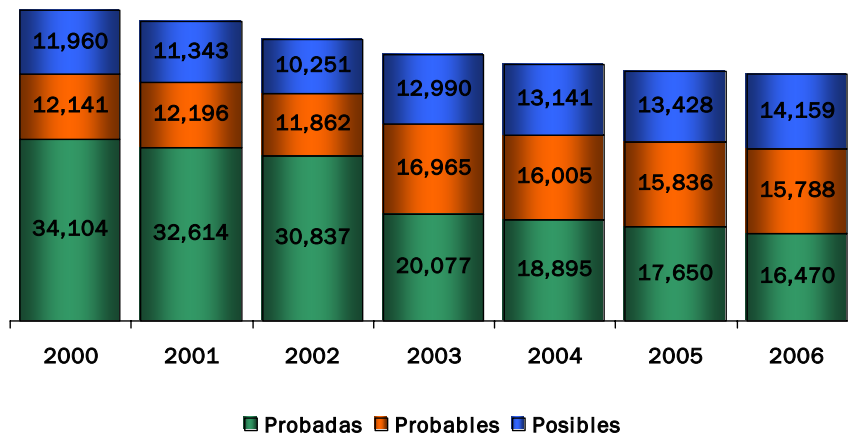


Figura 1.3. Reservas de crudo y gas en México. Fuente: SENER

En el 2005 la FTEP de México fue de 9819×10^{15} J de la cual 703×10^{15} J (7.16 %) se produjeron con fuentes de Energía Renovable (ER). Esto en comparación con 89.44 % (8782×10^{15} J) de hidrocarburos, 2.2 % carbón y 1.2 % energía nuclear (Figura 1.4) [4].

Al cierre del mes de marzo de 2007 la Comisión Federal de Electricidad (CFE) contó con una capacidad efectiva instalada para generar energía eléctrica de 48,259.59 (MW) (53,125 TWh), de los cuales: 10,321.90 MW son de productores independientes, 10,669.98 MW son de hidroeléctricas, 22,257.86 MW a termoeléctricas, 2,600.00 MW a carboeléctricas; 959.50 MW a geotermoeléctricas, 1,364.88 MW a la nucleoelectrica y 85.48 MW a la eoloeléctrica.

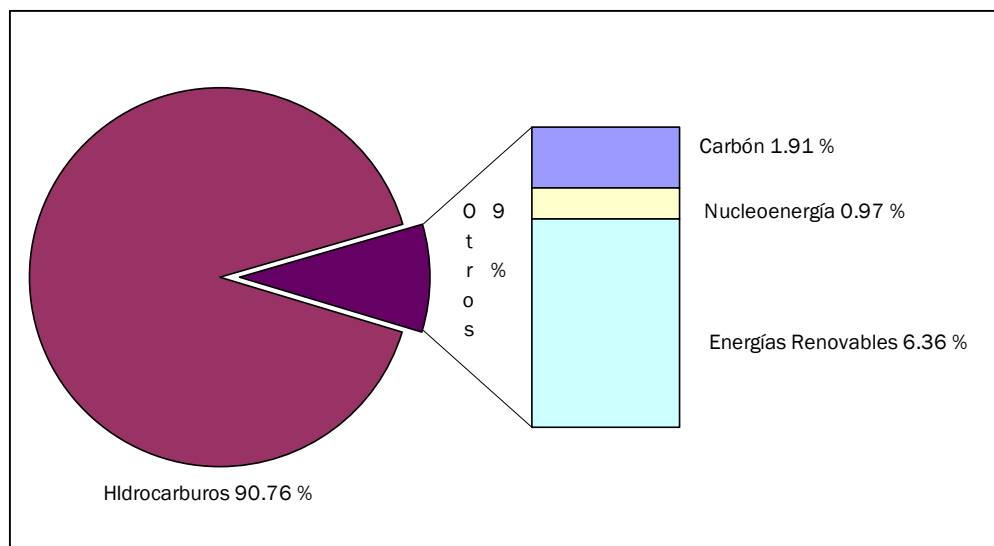


Figura 1.4. Energía primaria en México. Fuente: SENER

1.6 FUENTES RENOVABLES EN MÉXICO

En México de 1993 al 2003 los hidrocarburos mantuvieron la mayor participación en la oferta interna bruta de energía primaria, mientras que la contribución de las ER fue marginal, empleándose principalmente para calefacción y para la generación de electricidad.

En el 2005, las ER tuvieron una pequeña participación en la producción de energía primaria (703×10^{15} J), los datos del balance de energía indican que la hidroenergía estuvo en primer lugar con el 39.6 %, en segundo lugar la leña con 35.16 %, seguida por bagazo de caña con 14.76, Geoenergía con 10.47 % y energía eólica 0.01 % (Figura 1.5) [6].

En México se han promocionado las ER y parte de esto es la Iniciativa de Ley para el aprovechamiento de las fuentes renovables de energía, la modificación del modelo de contrato de interconexión para autoabastecimiento con ER intermitentes y

el proyecto de la Norma Oficial Mexicana para la protección al medio ambiente por el uso de ER.

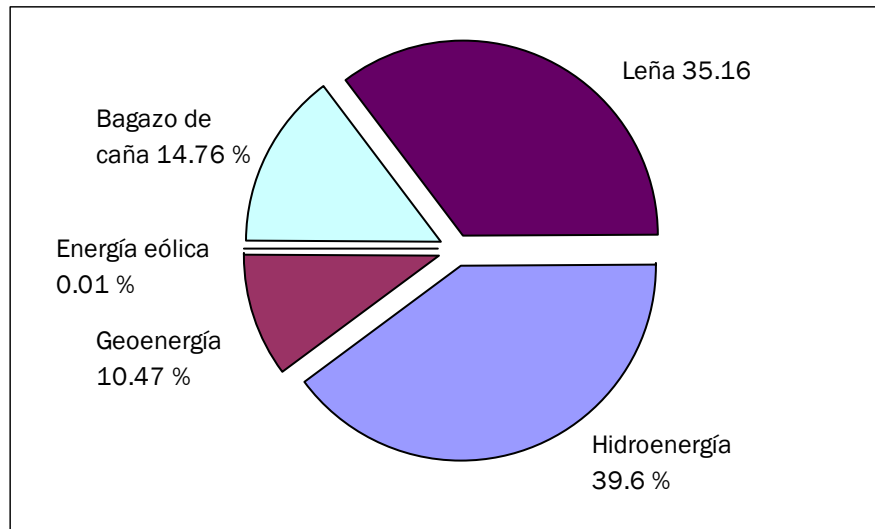


Figura 1.5. Energía renovable en México. Fuente: SENER 2005

1.6.1 Energía eólica

En el 2003 se tenían 2 MW en la zona sur-sureste y 1 MW en la zona noreste, con los que se generaron 21.6 TJ (6 GWh) de electricidad. En el 2006 la CFE puso en operación en la Venta II, Oaxaca, la primera planta eólica de gran escala en México de 83 MW.

Los estudios del NREL (National Renewable Energy Laboratory) y diversas instituciones mexicanas ANES (Asociación Nacional de Energía Solar) y AMDEE (Asociación Mexicana de Energía Eólica), han cuantificado un potencial superior a los 40,000 MW, siendo las regiones con mayor potencial, el Istmo de Tehuantepec (15,000 MW), las penínsulas de Yucatán (509 MW) y Baja California (352 MW).

La SENER tiene programada la producción de otros 505 MW de capacidad eólica por PIE´s (Productores Independientes de Energía) en el Istmo de Tehuantepec en los próximos años, con lo que se espera tener instalados 588 MW en 2014.

1.6.2 Energía Hidráulica

La CONAE (Comisión Nacional del Ahorro de Energía) estimó en 2005 el potencial hidroeléctrico nacional en 53,000 MW, de los cuales, para centrales con capacidades menores a los 10 MW, el potencial es de 3,250 MW.

Hasta este año de acuerdo a los permisos otorgados por la Comisión Reguladora de Energía (CRE) se tienen en operación 6 centrales con una capacidad

autorizada de 73.3 MW (1044 TJ/año) y 8 centrales en construcción 104.1 MW (1976.4 TJ/año) para autoabastecimiento. Al cierre del mes de marzo de 2007 la CFE contó con una capacidad efectiva instalada de 10,669.98 MW hidroeléctricos.

1.6.3 Bioenergía

En el 2005 la bioenergía representó el 4 % del consumo de energía primaria en México [Balance 2005]. Se reportan consumos de 103.78 PJ de bagazo de caña y 247.2 PJ de leña al año. México produce al año en la industria cañera, 45,000 m³ de bioetanol para la industria química, que bien se podrían usar como biocombustibles. Los principales bioenergéticos empleados son el bagazo de caña para la generación eléctrica y térmica en la industria azucarera y la leña como calefacción y cocción de alimentos.

Actualmente, la CRE autorizó 19 MW para generar 121 GWh/año con biogás, 71 MW para generar 205 GWh/año con bagazo de caña y 229 MW para generar 392 GWh/año con sistemas híbridos (combustóleo-bagazo de caña). El potencial técnico de la bioenergía en México se estima entre 2,635 y 3,771 PJ al año, sin embargo, su uso actual es 10 veces menor. Además, se cuenta con un área agrícola significativa, potencialmente apta para la producción de bioetanol y biodiesel.

1.6.4 Geoenergía

México ocupa el tercer lugar mundial en capacidad de generación de energía geotérmica, con 960 MW en 7 plantas geotermoeléctricas, con los que se generan más de 6,500 GWh/año.

La CFE estima que el potencial geotérmico permitiría instalar otros 2,400 MW, de los cuales están en fase de factibilidad 5 proyectos con un total de 220 MW que generaran 1,656 GWh/año.

1.6.5 Energía solar

La capacidad instalada de sistemas fotovoltaicos según SENER, hasta el 2003 fue de 15 MW para electrificación rural, bombeo de agua y refrigeración. En cuanto a sistemas termosolares, se tenían instalados más de 570 mil metros cuadrados de calentadores solares planos, con una radiación promedio de 18.8 MJ/m²-día, generando más de 270 GJ para calentar agua.

Energía solar para enfriamiento

Debido a la ubicación geográfica y al recurso solar, en México el potencial termosolar es de los más altos del mundo. Se puede aprovechar esta ventaja para

implementar sistemas de enfriamiento por absorción que funcionan térmicamente. El proceso físico básico consiste en dos componentes químicos, uno sirve como refrigerante y el otro como absorbente. En nuestro país estos sistemas han tenido poca aplicación, esto se le puede atribuir al alto costo inicial y el área que ocupan, sin embargo a mediano plazo suelen ser muy competitivos por su bajo costo de operación.

En la actualidad el enfoque que siguen los países desarrollados es el uso de sistemas de acondicionamiento de aire por absorción impulsados por energía solar térmica, con el fin de disminuir el excesivo consumo de energía eléctrica que tienen los sistemas de compresión de vapor convencionales.

Existe la posibilidad de instalar sistemas de refrigeración solares en las comunidades aisladas, sin energía eléctrica y con grandes potenciales de energía solar. Sin embargo por falta de inversión e iniciativa estas ideas no llegan a lograrse con éxito.

En cuanto a las comunidades pesqueras, la falta de energía eléctrica y el reducido volumen del producto capturado no permiten que el sector productivo pueda invertir y promover la infraestructura apropiada que fortalezca esta actividad [7]. Una solución para las comunidades productoras a pequeña escala, podría ser el uso de la energía solar utilizando un equipo de refrigeración por absorción para la fabricación hielo.

Otra aplicación para los sistemas de refrigeración solares por absorción podría ser en el almacenamiento de medicamentos que requieren ciertas condiciones de temperatura para resolver contingencias de salud en comunidades rurales alejadas de las zonas urbanas.

1.7 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

Previo a la realización de este proyecto han existido alrededor del mundo distintos avances en la refrigeración por absorción, mismos que se ven reflejados en las publicaciones internacionales y que permiten el conocimiento de nuevos refrigerantes y ciclos utilizando la energía solar como fuente de energía, enriqueciendo de esta manera el campo de la refrigeración por absorción. Parte de estos avances se presentan en esta revisión bibliográfica. La información se presenta en tres grupos: sistemas experimentales, teóricos y sistemas que utilizan la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-NH}_3$.

1.7.1 Sistemas de absorción experimentales

Farber (1966). Llevan a cabo la operación y funcionamiento de sistema de refrigeración por absorción continuo usando la solución de amoníaco-agua como fluido de trabajo y operado con colectores planos como absorbentes. El área de colección es de 400 ft². El sistema se operó continuamente en gran parte del día, produciendo 2.4 ton de refrigeración con cargas pico de 3.7 ton de refrigeración. Durante la

operación en estado estable el efecto refrigerante a la entrada fue de 0.57. Esto se podría elevar a 0.72 con modificaciones menores al sistema. Mencionan que el sistema puede ser capaz de entregar hasta 6 toneladas de refrigeración si se le suministra el calor suficiente. Esto podría requerir el crecimiento de la superficie colectora a cerca de 1000 ft². La concentración usada en el sistema varía desde cerca del 58 % en el absorbedor a cerca de 39 % en el generador. La temperatura del agua suministrada varía de 60 a 93 °C [8].

Gutiérrez (1988). Presenta el estudio del funcionamiento térmico de un refrigerador solar de uso común con una solución de amoniaco-agua e hidrogeno. La unidad fue desarrollada a partir de un refrigerador comercial de difusión-absorción y tiene un colector plano que sustituye al generador. Debido a que no existe un almacenamiento térmico, la operación del sistema solo es durante el día. El calor es disipado por convección natural al ambiente. Se hicieron una serie de experimentos en los cuales el sistema fue alimentado con energía solar y también se opero en un simulador de radiación, con el fin de conocer los efectos de la temperatura ambiente en el comportamiento del aparato. Se obtuvieron COP de 0.11 con una radiación constante de 850 W/m² en el simulador a una temperatura de 105 °C a la salida del generador [9].

Pilatowsky et al. en 1984 evalúan un prototipo experimental que consiste en un refrigerador intermitente por absorción con la mezcla amoniaco-agua con una capacidad máxima de enfriamiento de diseño de 7.94 MJ por ciclo y colectores solares planos de alto rendimiento. En la fase de generación se tenía aceite a temperaturas entre 129 - 139 °C y una temperatura en la solución entre 80 y 90 °C suficiente para alcanzar la ebullición y evaporar el refrigerante. El rango de temperatura en la evaporación estuvo entre -33 y -15 °C, la temperatura de entrada al absorbedor fue de 28 °C. La concentración de la solución fue de 0.5 kg de amoniaco por kg de solución. Se obtuvieron coeficientes de operación experimental de 0.304 y teórico de 0.33. Se tubo un capacidad de enfriamiento experimental de 5.9 MJ por ciclo [10].

Erickson en 1988 patentó en Estados Unidos de Norteamérica, un refrigerador solar intermitente con ciclo de absorción de amoniaco, describiendo un aparato de sección circular para contener un líquido absorbente refrigerante, un reflector de concentración de radiación solar, un condensador para enfriar el vapor desorbido del conducto superior conectado al recipiente a presión a su vez conectado al evaporador el cual recibe a presión reducida el refrigerante que ha sido condensado y un conducto para retornar el refrigerante evaporado a la solución líquida absorbente [11].

Erickson en 1990 con apoyo de la empresa Energy Concepts Company en Maryland, Estados Unidos de Norteamérica, presentan un sistema de refrigeración solar por absorción intermitente para la fabricación de hielo. El sistema de refrigeración se llama Intermittent Solar Ammonia Absorption Cycle (ISAAC^{MR}) y consiste en un colector parabólico compuesto a una razón de concentración de 1.8, dos recipientes de presión, un rectificador, un condensador enfriado por aire, un evaporador y tubería. No tiene partes móviles ni componentes eléctricos. Dentro del tubo receptor del generador

colocan un tubo en U para circular agua por medio de un subsistema termosifónico que ayuda a enfriar la solución en el proceso de absorción.

La empresa Energy Concepts Company ofrece comercialmente tres modelos que producen 66, 30 y 6 kg de hielo con un costo total de 13,000, 9,000 y 3,850 dólares respectivamente, el peso total del absorbente en cada caso es de 164, 82 y 17 kg y el área de colector en cada caso es de 11, 5.9 y 1.4 m². Uno de estos sistemas fue instalado en la población de Maruata, una villa pesquera en el estado de Michoacán en 1992 apoyado por el gobierno federal a través del programa PRONASOL. El equipo funcionó por algún tiempo, sin que se dieran las eficiencias marcadas por el proveedor, luego se presentó un huracán y destruyó parte del equipo. No se consideró en el contrato mantenimiento y reparación y el equipo quedó en desuso [12].

Erhard y Hahne en 1997, construyeron una máquina intermitente para enfriamiento con fines demostrativos. Utilizaron amoníaco (NH₃) como refrigerante y cloruro de estroncio (SrCl₂) como absorbente. El principal dispositivo es un absorbedor/desorbedor el cual está montado dentro de un colector de concentración a una razón de concentración de 1.36. También cuenta con evaporador, condensador, tanque de almacenamiento y tubos de calor. El COP del sistema fue de 0.04 en 1994. Posteriormente le hicieron mejoras y alcanzó un COP entre 0.045 y 0.082. Presentan también un programa de simulación validado con los datos experimentales y puede ser usado para diseñar sistema de enfriamiento por absorción [13].

Hammad y Zurigat en 1998 publican la evaluación de una unidad de aire acondicionado solar de segunda generación operada con LiBr-Agua, para una capacidad de 1.5 toneladas. La unidad está compuesta por 14 m² de colectores solares planos y cinco intercambiadores de coraza y tubos. También cuenta con una bomba de circulación para la solución y otra para el agua caliente alimentadas con paneles solares. El valor máximo de COP fue de 0.85. Este sistema se puede utilizar para zonas rurales desérticas remotas, así como para futuras unidades comerciales [14].

Fernández-Llebregat et al. en 1998 adquirieron, instalaron e instrumentaron una unidad de enfriamiento por absorción de fabricación japonesa, basada en el principio de absorción de una etapa, utilizando la mezcla LiBr-Agua, la cual opera con energía solar y con el apoyo de una caldera de gas natural. La planta de enfriamiento consiste en varios subsistemas: planta de refrigeración, generación de potencia térmica, disipador de calor, suministro de potencia de calentamiento y enfriamiento, sistema de acondicionamiento de aire, hidráulico, eléctrico y de control. Esta instalación se localiza en la azotea de uno de los edificios de los talleres y laboratorios de la Escuela Superior de Ingenieros de la Universidad de Sevilla.

La potencia de enfriamiento se utiliza para la climatización de un laboratorio, con una superficie de 360 m² aproximadamente. El COP es del orden del 0.7, que varía en función de la temperatura del agua caliente, de las condiciones ambientales y del nivel requerido de enfriamiento del agua. Para operar la planta en diferentes épocas

del año, se instaló una bomba de calor, la cual produce tanto una potencia de calentamiento como de enfriamiento [15].

De Francisco et al. en 2002 desarrollan y prueban un prototipo de refrigeración por absorción mediante Amoniaco-Agua, alimentado con energía solar para operar en zonas rurales con una capacidad de refrigeración de 2 kW (7.2 MJ). Este prototipo a pequeña escala está diseñado para operación continua y la energía necesaria se obtiene de un colector cilíndrico parabólico que alcanza temperaturas arriba de 150 °C. Los componentes que complementan el prototipo son: generador, intercambiador de calor, condensador, evaporador y absorbedor. Una de las novedades de este equipo es la utilización de un tanque de transferencia en vez de una bomba para desplazar la solución. Los valores del COP obtenidos fueron bajos de alrededor de 0.005 [16].

Florides et al. en 2003 presentan un método para evaluar las características y rendimiento de una máquina de absorción de una etapa de LiBr-H₂O. Se especifican las ecuaciones necesarias de transferencia de calor y masa y las ecuaciones apropiadas que describen las propiedades del fluido de trabajo. Estas ecuaciones se emplean en un programa de cómputo y se realiza un análisis de sensibilidad. Se examina la diferencia entre la razón del absorbente (LiBr) a la entrada y la salida, el coeficiente de rendimiento de la unidad con relación a la temperatura del generador, la eficiencia de la unidad en relación al área de intercambio de la solución y eficacia de la solución en relación a la temperatura a la salida del absorbedor. Se utilizó un intercambiador de calor tipo vertical de un solo paso en el absorbedor y evaporador. El intercambiador de calor de la solución fue diseñado como un intercambiador anular de un solo paso. El condensador y el generador se diseñaron usando intercambiadores de calor de tubos. Los valores teóricos calculados se comparan con resultados experimentales derivados de una pequeña unidad con una capacidad nominal de 1 kW (3.6 MJ) de enfriamiento consiguiendo un COP de 0.74 [17].

Jacob y Eicker en 2001 desarrollaron una máquina de refrigeración de difusión-absorción con la mezcla amoniaco-agua. Fue diseñado para una capacidad de enfriamiento de 2.5 kW (9 MJ) y temperaturas entre -10 y -5 °C con calentamiento indirecto a través de un CPC con tubos evacuados. El generador se calienta indirectamente con energía solar. Se desarrolló una simulación simplificada que permite calcular los coeficientes de operación (COP) en función de los parámetros de operación como son las temperaturas de generación, evaporación y condensación así como las pérdidas por rectificación y recuperación de calor. Se reemplazó la usual bomba para la solución por una bomba de burbujeo, la cual mantiene la circulación entre el generador y el absorbedor. El sistema alcanzó un COP entre 0.2 y 0.3 a una capacidad de enfriamiento de 1.5 kW (5.4 MJ) [18].

1.7.2 Sistemas de absorción Teóricos

Chinnappa and Martin (1976). Computan la operación en modo dual de un sistema de refrigeración por absorción solar con la mezcla amoniaco-agua usando

datos para Port Moresby, Papua Nueva Guinea. El sistema funciona con dos temperaturas de evaporación, una para aplicaciones de aire acondicionado y otra para conservación de alimentos. El sistema se calculó para un área de colección de 100 m². Se le impuso carga de enfriamiento para una casa de 10 m × 20 m × 3 m. Realizaron una comparación, en la que comentan que una sistema Li-Br requiere una 40% más de área de colección para una misma capacidad de enfriamiento. Reportan coeficientes de operación de 0.87 para modo de alta temperatura (92.2 - 98.8 °C) y de 0.62 para baja temperatura (60.0 y 65.5 °C) para aire acondicionado y de 0.344 para conservación de alimentos [19].

Ghaddar et al. en 1997 presentan un modelo y simulación de un sistema solar de absorción continuo con la mezcla LiBr-H₂O para la Ciudad de Beirut. Los resultados muestran que para cada tonelada de refrigeración se requiere un área de colección mínima de 23.3 m² y una capacidad de almacenamiento entre 1000 y 1500 litros, cuando el sistema es operado únicamente con energía solar por cerca de 7 horas al día. En el análisis económico realizado al sistema de refrigeración solar demuestra que es competitivo solo cuando este es combinado con un sistema de calentamiento de agua domestico. El mayor COP obtenido en el modelo fue de 0.78 correspondiente a 13.56 kW de calor de generación a temperaturas entre 75 - 80 °C [20].

Enibe y Iloeje en 1997, llevan a cabo un análisis transitorio y la predicción del comportamiento de un sistema de absorción solar intermitente, que utiliza cloruro de calcio (CaCl₂) estabilizado con 20% de sulfuro de calcio (CaSO₄) como absorbente y amoníaco (NH₃) como refrigerante. La solución que plantean para el colector es mediante el esquema de diferencias finitas Crack-Nicolson y algoritmo tridiagonal. Se desarrolló un programa de nombre CROSSOR 4.0 en lenguaje Quick BASIC. El programa se comparó con datos experimentales obteniendo buenos resultados por lo que puede ser una buena herramienta para diseñar, analizar y predecir el sistema de refrigeración. Se logró obtener experimentalmente un COP global entre 0.02 - 0.075 y un COP enfriamiento entre 0.015 - 0.52 [21].

Chen y Hihara en 1999, presentan la simulación de un nuevo ciclo de refrigeración por absorción que funciona con la mezcla LiBr-H₂O, alimentado con energía solar y electricidad, mediante el principio de un transformador de calor. Se describe el modelo termodinámico y un programa de cómputo para evaluar su desempeño. En los resultados el nuevo ciclo arroja valores de COP de 0.85, mientras que los sistemas de absorción tradicionales se encuentran entre (0.52 - 0.7). Una de las características principales de este sistema es la incorporación de un compresor mecánico [22].

Enibe y Iloeje en 2000, llevan a cabo la actualización del algoritmo CROSSOR para predecir el comportamiento estacional de un refrigerador solar para diferentes ciudades de Nigeria. Se realizó un nuevo análisis transitorio para cada componente del refrigerador y se escribió en lenguaje QBASIC. Es un programa modular-secuencial y consiste en un pequeño programa principal que maneja cerca de 50 subprogramas directamente o a través de otros subprogramas [23].

Kim y Machielsen en 2002, realizan una comparación de costo/beneficio entre distintos tipos de colectores planos, ciclos de absorción y distintos fluidos de trabajo ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ y $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$). Mencionan que el ciclo regenerativo muestra notable desempeño con un COP de enfriamiento de 1.1 a 150°C , pero su complejidad y alto costo pueden hacer impracticable su aplicación. Comparando el ciclo de simple efecto con el “[half effect](#)” con la misma capacidad de enfriamiento, este último requiere alrededor de 40% más área de intercambio de calor y de 10 a 60% más área de colección dependiendo del tipo de colectores. Entre los fluidos de trabajo comparados, el $\text{LiNO}_3\text{-NH}_3$ tiene mejor la eficiencia de enfriamiento. Recomiendan el uso de colectores planos para enfriadores de baja temperatura [24].

Hasan et al. en 2002, analizaron mediante la primera y segunda ley, un nuevo ciclo termodinámico de potencia y refrigeración propuesto por Goswami en 1995, el cual usa amoníaco-agua como fluido de trabajo. Obtuvieron una eficiencia máxima de segunda ley de 65.8 % con una fuente de calor a temperatura de 176°C . Se hizo un análisis de exergía para estudiar las pérdidas en diferentes componentes del ciclo. Se comprobó que las mayores irreversibilidades del ciclo vienen del absorbedor, con contribuciones significativas del rectificador y del intercambiador de la solución. Destacan que tipo de ciclos pueden funcionar mediante el uso de energía solar térmica con colectores que alcancen 77°C y alcanzar eficiencias de segunda ley mayores a 60%, ya que aumentar la temperatura de la fuente por encima de 147°C no incrementa la eficiencia de segunda ley [25].

Florides et al. en 2002 presentan el modelo y simulación de un sistema de refrigeración solar por absorción con LiBr-Agua , para cubrir la carga típica de una casa durante todo el año. Se realizaron distintas pruebas con el modelo para seleccionar el colector apropiado, el tamaño del tanque de almacenamiento, el ajuste del termostato para la caldera auxiliar, área de colección e inclinación. El sistema más favorable consiste en 15 m^2 de colectores parabólicos compuestos inclinados 30° del eje horizontal y un tanque de almacenamiento de agua caliente de 600 l, un refrigerador de absorción, una caldera convencional y tubería para conectar los dispositivos. Para la simulación utilizaron un acondicionador de aire por absorción Arkla WF-36 con capacidad de 65,000 KJ/h. El sistema opera con mejor desempeño cuando el termostato auxiliar de la caldera se fija en 87°C [26].

Yattara et al. en 2003 realizan la comparación de una máquina de absorción de simple efecto y otra de simple efecto doble aumento, alimentada con energía solar, utilizando la misma carga de enfriamiento y diferentes colectores del mercado. Incluyen un análisis costo/beneficio de los colectores de energía solar para los dos diferentes ciclos, en un amplio rango de condiciones de operación. Mencionan que en 20 años de vida útil, el ahorro por el costo de energía es mayor que lo invertido en colectores solares. Así mismo se recomienda utilizar colectores planos evacuados para sistemas de simple efecto doble aumento y para los de simple efecto colectores planos normales [27].

Ezzine et al. en 2004 presentan una simulación de primera y segunda ley para un enfriador por absorción de amoníaco-agua con doble efecto y doble generador. El

requerimiento de enfriamiento del sistema es de 17.5 kW. La simulación por computadora fue realizada para determinar las propiedades del vapor y las cantidades de calor y trabajo intercambiado con los alrededores. Los resultados de la simulación se usaron para estudiar la influencia de varios parámetros de operación sobre el COP del enfriador. Se aplicó un análisis de segunda ley para determinar la cantidad de irreversibilidades de cada componente en el enfriador y para determinar el potencial con el que contribuye cada componente sobre COP global del sistema. El COP es de 0.761 a una presión de evaporación de 3.5 bar. En cuanto a las irreversibilidades, el absorbedor, los intercambiadores de calor y el condensador representan la mayor parte [28].

Assilzadeha et al. en 2005 reportan la simulación de un sistema de enfriamiento solar diseñado para las condiciones de Malasia y regiones tropicales similares usando colectores de tubos evacuados y una unidad de absorción de LiBr-Agua. El modelado y simulación del sistema fue realizado con el programa TRNSYS. Se emplea un área colección de 35 m² con los colectores inclinados 20°, un tanque de almacenamiento de 0.8 m³, un calentador auxiliar para cuando la temperatura del tanque de almacenamiento disminuye a menos de 91 °C y un acondicionador de aire modelo Arkla WF-36 con capacidad de 12,660 KJ/h. De acuerdo a la información que presentan el sistema alcanza un COP de 0.6 [29].

1.7.3 Sistemas de absorción que utilizan la mezcla LiNO₃-NH₃

Antonopoulos y Rogdakis en 1996, describen el comportamiento de un sistema solar por absorción empleando Nitrato de Litio-Amoniac (NH₃-LiNO₃) y Tiocianato de Sodio-Amoniac (NH₃-NaSCN), que operan como enfriador para verano y como bomba de calor para invierno. Desarrollaron correlaciones que expresan el comportamiento del sistema, en términos de la temperatura ambiente y en términos de la hora y el día típico en Atenas. Para propósitos de calentamiento la mezcla NH₃-LiNO₃ es superior al NH₃-NaSCN, porque provee mayor ganancia de calor y potencia térmica útil. Para enfriamiento, la elección depende del tipo de aplicación, ya que el NH₃-LiNO₃ provee una mayor potencia de enfriamiento, mientras que el NH₃-NaSCN alcanza un mayor coeficiente de operación. El COP de ambos sistemas disminuye según aumenta la temperatura ambiente, desde 0.88 a 0.75 a para NH₃-LiNO₃, mientras que para NH₃-NaSCN va de 0.78 a 0.86. Durante el período de enfriamiento alcanzan valores de COP máximos de 0.9 en mayo, mientras que el mínimo es de 0.78 en julio [30].

Ayala et al. en 1997 realizaron una simulación en la que combinan un sistema de absorción con compresión mecánica de vapor en el mismo circuito, lo que les permite incrementar las eficiencias que al tener solo un ciclo de absorción o compresión. El ciclo se modela en un rango de 0 a 100% de compresión mecánica de vapor. Asimismo varían parámetros como la temperatura de evaporación, generación y consideran iguales la temperatura de condensación y absorción. En sus resultados muestran que la mejor relación de concentración estuvo entre 0.875 y 0.9 arrojando COP entre 1.7 y 1.85 respectivamente. Los autores afirman que es posible elevar un

10 % la eficiencia global del sistema implementando refrigeración de absorción-compresión [31].

Ayala et al. en 1998 presentan los resultados experimentales de un prototipo de un sistema híbrido de 7 kW. El sistema se compone por los siguientes dispositivos: generador, separador, condensador, economizador, evaporador, pre-enfriador y compresor. El sistema se operó manualmente y la temperatura de generación fue controlada por la presión de suministro de vapor. El máximo COP obtenido fue usando el 90 % de compresión y 10% de absorción. El trabajo experimental muestra que el modelo reportado previamente en 1997 reproduce las características encontradas en este sistema de absorción-compresión de $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$; sin embargo, en cuanto al COP disminuyó a 1.5 [32].

Da-Wen en 1998, lleva a cabo un análisis termodinámico para comparar los ciclos de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ y $\text{NH}_3\text{-NaScN}$. Se muestra el COP del sistema en función de la temperatura de generación, evaporación, condensación y absorción. Los ciclos $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ y $\text{NH}_3\text{-NaScN}$ tienen mejor desempeño que el ciclo $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. El ciclo con $\text{NH}_3\text{-NaScN}$ es ligeramente mejor que el ciclo de $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$. El ciclo de $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ se puede utilizar a menores temperaturas de generación, pero el ciclo de $\text{NH}_3\text{-NaScN}$ es más eficiente a mayores temperaturas, sin embargo, la utilización de ambos ciclos dará un comportamiento muy similar. Los COPs en función de la temperatura de evaporación son de 0.59 a 0.73 para $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, de 0.61 a 0.7 para $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ y de 0.615 a 0.72 para $\text{NH}_3\text{-NaScN}$ [33].

Venegas et al. en 2003, simulan los procesos simultáneos de transferencia de calor y masa que tienen lugar durante la absorción de vapor de amoníaco por goteo para la solución de $\text{LiNO}_3\text{-NH}_3$. Consideran un sistema de refrigeración por absorción de doble etapa con absorbedores de baja y alta presión. Demuestran que el modelo de Newman de transferencia de masa es adecuado para analizar gotas con diámetro entre 60 y 100 μm . Las gotas de solución alcanzan el estado de equilibrio en un tiempo aproximado de 0.5 s por lo que el absorbedor puede tener un tamaño compacto. Al incrementar el subenfriamiento hace que las gotas absorban más vapor de refrigerante. Los resultados obtenidos son importantes para el diseño de sistemas de refrigeración por absorción con absorbedores en goteo [34].

Venegas et al. en 2005, presentan un trabajo sobre un método de absorción en spray con el objetivo de determinar el coeficiente de transferencia de masa usando la solución de $\text{LiNO}_3\text{-NH}_3$. Se considera un sistema de refrigeración por absorción de doble etapa con un absorbedor de baja presión. Resolvieron las ecuaciones de transferencia de masa mediante métodos numéricos. Concluyen que durante el período de desaceleración de las gotas ocurre la absorción del 60 % del total de la masa. Este período representa cerca del 13% del tiempo para alcanzar el estado de equilibrio en la cámara de absorción. Obtienen un coeficiente de transferencia de masa de 18.6×10^{-5} m/s. Recomiendan también el uso de gotas pequeñas en este tipo de sistema para incrementar la concentración de amoníaco rápidamente [35].

Pierrès et al. en el 2007, construyen un prototipo termoquímico solar que produce frío a baja temperatura, el prototipo fue probado en verano y otoño del 2005 en Perpignan, Francia. Se usa para enfriar una cámara fría de 560 L bajando a cerca de $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ usando únicamente calor de baja temperatura producido por dos colectores planos. El proceso incluye dos sistemas termoquímicos en cascada con la sal cloruro de bario (BaCl_2) reaccionando con amoníaco. El sistema trabaja en forma discontinua, se alterna entre un modo de descomposición a alta presión (durante el día) y modo de producción de frío a baja presión (durante la noche). Los resultados experimentales prueban la factibilidad de este nuevo concepto de producción de frío con energía solar, a temperaturas tan bajas como $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$. También se muestran las eficiencias del sistema durante los meses soleados del año con un penoso coeficiente de desempeño solar de cerca de 0.031 durante el período de prueba [36].

1.7.4 Trabajos desarrollados en el CIE-UNAM

Rivera en 2006, como parte de su trabajo de tesis doctoral en el Centro de Investigaciones en Energía, simuló, diseñó y evaluó un refrigerador solar intermitente usando un CPC como generador-absorbedor. Llevó a cabo la evaluación del recurso solar en la Cd. de Temixco, Morelos. En este trabajo se presentan los parámetros utilizados para el diseño del sistema solar intermitente, así como la experimentación para seleccionar el tipo de refrigerante-absorbente entre $\text{LiNO}_3\text{-NH}_3$ y $\text{BaCl}_2\text{-NH}_3$. Como parte final del trabajo se construyó la unidad y se puso en operación con la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-NH}_3$, logrando buenos resultados. En cuanto a la comparación entre la simulación y los datos experimentales, se puede decir que fue satisfactoria, con resultados de temperatura y presión muy similares. Se logró producir hielo, pero no se obtuvieron los resultados esperados. El autor propone una serie de recomendaciones para incrementar la eficiencia [37].

Rivera y Rivera en 2003, presentan el desempeño termodinámico de un sistema de refrigeración por absorción intermitente operado con energía solar. El sistema consiste de un generador-absorbedor, un condensador, una válvula de expansión y un evaporador. Se utiliza un concentrador parabólico compuesto con cubierta de vidrio como generador-absorbedor del sistema de refrigeración. Los resultados muestran que es posible producir 11.8 kg de hielo a temperaturas máximas del generador de $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ y temperaturas de condensación entre 40 y $44\text{ }^{\circ}\text{C}$. La eficiencia global del sistema esta entre 0.15 y 0.40 para las cuatro estaciones del año [38].

JUSTIFICACIÓN

Como se pudo observar en la revisión bibliográfica son pocos los sistemas de refrigeración que utilizan la mezcla de $\text{LiNO}_3\text{-NH}_3$ en aplicaciones solares con colectores parabólicos compuestos (CPC) y que trabajan en forma intermitente. El uso de los pares de trabajo generalmente son los mismos, agua-amoniaco, bromuro de litio-amoniaco nitrato de litio-amoniaco, siendo el último el que tiene menos

propiedades termodinámicas reportadas en la literatura, pero avanza como una nueva alternativa en sistemas de refrigeración por absorción.

La mayoría de las publicaciones reportan sistemas de absorción continuos accionados con energía solar térmica para aplicaciones de aire acondicionado en edificios con grandes áreas de colectores de distintos tipos que funcionan a temperatura entre 70 y 90 °C.

En el caso del sistema intermitente con CPC como generador/absorbedor el área de colección es más pequeña y se pueden alcanzar temperaturas de hasta 120 °C en la solución.

De acuerdo a la revisión que se realizó, se concluye que es una buena opción seguir trabajando en el refrigerador solar intermitente para la producción de hielo, ya que presenta buenas perspectivas de desarrollo y a mediano plazo podría ser posible la transferencia tecnológica para tener más aplicaciones en la conservación de medicinas y productos alimentarios.

OBJETIVOS

- **OBJETIVO GENERAL**

El objetivo principal de esta tesis es dar continuidad al trabajo de investigación desarrollado previamente por Rivera (2006), así como llevar a cabo una optimización y evaluación del refrigerador solar intermitente para la producción de hielo.

- **OBJETIVOS PARTICULARES**

- I. Diseñar y construir un nuevo generador-absorbedor.
- II. Simular el comportamiento del sistema de refrigeración, adecuando y mejorando el modelo ya existente.
- III. Reemplazar la válvula de expansión por un tubo capilar.
- IV. Construir, poner a punto y evaluar el sistema de refrigeración solar intermitente con las modificaciones realizadas.

ESTRUCTURA DE LA TESIS

Con el propósito de alcanzar los objetivos establecidos la tesis se estructura en 6 capítulos los cuales se mencionan a continuación:

Capítulo 1: Introducción

En este capítulo se presenta un breve panorama de la situación en la que se encuentran la producción energética a nivel mundial, incluyendo el papel que tienen las energías renovables en ese rubro. En el caso de México se tiene un resumen de la capacidad energética instalada y el potencial que se tiene en energías renovables.

Se realizó también una revisión bibliográfica de los sistemas de refrigeración por absorción para sustentar la realización de este proyecto de investigación.

Capítulo 2: Termodinámica de la refrigeración

En este capítulo se presentan los antecedentes que dieron inicio a la refrigeración. Se mencionan principios termodinámicos básicos de un sistema de refrigeración, así como el ciclo básico de refrigeración de Carnot y el ciclo real por compresión de vapor. Además se describen los ciclos de refrigeración por absorción, continuos e intermitentes y sus aplicaciones. Por último se describen algunas características que deberán tener el refrigerante y absorbente individualmente y cuando forman la solución.

Capítulo 3: Modelo Matemático

En este capítulo se describen las ecuaciones utilizadas para modelar un ciclo de generación intermitente mediante el uso de un CPC. El modelo funciona considerando la variación de la masa durante la generación de amoníaco, así mismo describe el calor de generación y el amoníaco generado con la energía solar suministrada.

Capítulo 4: Descripción del equipo experimental

En este capítulo se presentan el diseño sugerido para la optimización del sistema de refrigeración y las partes que lo compone tales como: generador, concentrador solar, condensador, tanque de almacenamiento, sistema de expansión, evaporador, estructura del refrigerador solar, soporte del CPC, base del refrigerador solar, conexiones y accesorios y se describe como se llevó a cabo todo el proceso de ensamblado del sistema, método para la preparación y carga de la solución refrigerante-absorbente, así como la operación del mismo.

Capítulo 5: Resultados experimentales

En este capítulo se incluyen los resultados obtenidos de la experimentación con el refrigerador solar intermitentes en el periodo de mayo a agosto de 2007. Se menciona la forma en la que se llevo a cabo la evaluación del refrigerador en sus dos

etapas y como parte de la misma evaluación se obtienen eficiencias del colector parabólico compuesto (CPC), el COP, calor útil de generación y el calor útil de evaporación. Se presenta un resumen de las variables del sistema y también un estudio paramétrico en el que se observa cuáles son las variables que más intervienen en los procesos de generación y evaporación.

Capítulo 6: Comparación de los resultados teóricos y experimentales.

En este capítulo se lleva a cabo la comparación entre los resultados obtenidos con el modelo teórico y los resultados experimentales del sistema. Se muestra el comportamiento de la temperatura de generación, calor útil y amoníaco generado, en función del tiempo para diversos días.

Capítulo 7: Conclusiones

Se describen las conclusiones de los resultados finales obtenidos en el nuevo diseño del generador y en general del funcionamiento del mismo.

CAPÍTULO 2. TERMODINÁMICA DE LA REFRIGERACIÓN

2.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se presentan los antecedentes que dieron inicio a la refrigeración. Se mencionan principios termodinámicos básicos de un sistema de refrigeración, así como el ciclo básico de refrigeración de Carnot y el ciclo por compresión de vapor. Además se describen los ciclos de refrigeración por absorción, continuos e intermitentes y sus aplicaciones. Por último se describen algunas características que deberán tener el refrigerante y absorbente individualmente y cuando forman una mezcla, para poder ser utilizados en los sistemas de absorción.

2.2 ANTECEDENTES DE LA REFRIGERACIÓN

A lo largo de la historia las aplicaciones de la refrigeración han sido muy numerosas, siendo unas de las más comunes la conservación de alimentos y acondicionamiento ambiental. El primer uso de la refrigeración fue aprovechando las condiciones climáticas para hacer hielo, un ejemplo de ello son los romanos y los chinos, quienes aprendieron a usar el hielo para mejorar el sabor de sus bebidas, colectando hielo en invierno y lo conservaban para tiempo de calor. Por la misma época, los egipcios utilizaron recipientes porosos colocándolos sobre los techos para enfriar el agua, valiéndose del proceso de enfriamiento que generaba la brisa nocturna. Incluso el hielo formado naturalmente fue utilizado extensamente para preservar comida en neveras hasta mediados del siglo XX.

El inicio de la refrigeración por compresión de vapor fue desarrollada inicialmente por médicos quienes buscaban un método para bajar la fiebre a los pacientes. El primer refrigerante que usaron fue el éter, seguido por el amoníaco, usando compresores recíprocos.

Por el año 1900, había plantas de refrigeración funcionando con máquinas de vapor y amoníaco para fabricar hielo artificial. En 1920 la disponibilidad de energía eléctrica y el desarrollo de pequeños sistemas de refrigeración condujeron a los sistemas de refrigeración por compresión de vapor residenciales, uno de estos sistemas fue la unidad OC-2 de General Electric®, que utilizó dióxido de sulfuro como refrigerante. Sin embargo, el uso generalizado de pequeños sistemas ocurrió hasta que se desarrollaron refrigerantes seguros. Esto ocurrió en los inicios de 1930, cuando Thomas Midgley desarrolló para DuPont el CFC-12 y otros refrigerantes halogenados. Otros desarrollos incluyeron los sistemas de absorción y otros tipos de diseños de compresores tales como los rotatorios y de tornillo.

En 1980 las sospechas de que las emisiones ambientales, el agotamiento de la capa de ozono y el efecto invernadero estaban asociados con los refrigerantes halogenados como los CFC (R11, R12 y R502), HCFC (R22 y el R123) y halones, obligó a la industria a producir refrigerantes alternativos entre los que destaca el R134a.

2.3 PRINCIPIOS DE LA REFRIGERACIÓN

En condiciones normales, el calor fluye de una zona de mayor temperatura a una de menor temperatura, si por alguna razón quisiéramos disminuir la temperatura de algún espacio se requiere de un sistema de refrigeración. Este dispositivo es aquel que mediante un ciclo cerrado y un fluido de trabajo (refrigerante) logra extraer el calor de un espacio y transferirlo al ambiente.

El proceso de refrigeración consiste en reducir y mantener la temperatura de un espacio o material por debajo de la temperatura del medio ambiente. Para lograrlo es necesario extraer calor del espacio refrigerado y transferirlo a otro cuerpo o espacio que tenga una temperatura menor.

Durante el proceso de refrigeración, el refrigerante absorbe calor en el evaporador Q_{ev} a una temperatura T_{ev} y cede calor en el condensador Q_{co} a la temperatura T_{co} , para lo cual recibe una cantidad de trabajo mecánico W_{neto} , como se observa en la figura 2.1 [40].

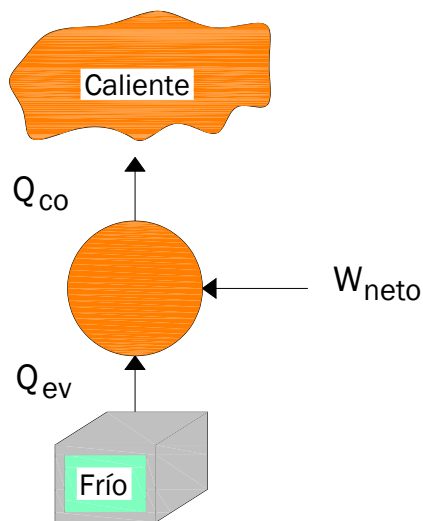


Figura 2.1. Diagrama del principio básico de refrigeración.

El desempeño de los refrigeradores se expresa en términos de coeficiente de Operación (Coefficient of performance), por sus siglas en inglés, el cual se define como:

$$COP = \frac{\text{Efecto de enfriamiento}}{\text{Trabajo suministrado}} = \frac{Q_{ev}}{W_{neto}} \quad (2.1)$$

2.3.1 Efecto refrigerante

El efecto refrigerante es la rapidez con la que se extrae cierta cantidad de calor de un espacio por unidad de masa, también se le conoce como tonelada de refrigeración. Este término representa la capacidad de congelar 1 tonelada de agua líquida a 0 °C en hielo a 0 °C en un período de tiempo de 24 horas. Puesto que el calor latente de fusión de una libra de hielo es de 144 BTU, el calor latente de una tonelada americana (2000 libras) de hielo será 12.000 BTU/h o 3.5137 kW, que recibe el nombre de “tonelada de refrigeración”.

2.4 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN MECÁNICA DE VAPOR

Los refrigeradores por compresión de vapor funcionan a base sustancias especiales que tienen la particularidad de evaporarse al absorber calor en condiciones de presión y temperatura relativamente bajas. Por otra parte, al condensarse a presiones superiores, ceden su calor a un medio circundante que puede ser en general agua o aire.

El tipo más común de refrigerador es el sistema de compresión mecánica de vapor, este sistema se compone por un compresor que se encarga de suministrar el trabajo mecánico para comprimir el fluido de trabajo y aumentarle la presión, un condensador que realiza el cambio de fase de vapor a líquido, un dispositivo de expansión que baja la presión y temperatura considerablemente para lograr el efecto refrigerante y un evaporador en donde se absorbe el calor del medio a enfriar.

En un refrigerador doméstico los tubos en el compartimiento del congelador, donde el calor es absorbido por el refrigerante sirve como evaporador. Los serpentines detrás del refrigerador, donde el calor se disipa en el aire de la casa, sirven como condensador. La energía eléctrica es la principal fuente de potencia en este tipo de sistemas por lo que su uso se extiende comúnmente desde pequeños sistemas domésticos hasta grandes sistemas industriales.

2.4.1 Ciclo invertido de Carnot

El ciclo invertido de Carnot es un ciclo totalmente reversible que se compone de dos ciclos isotérmicos reversibles y de dos procesos isoentrópicos; tiene la máxima eficiencia térmica para determinados límites de temperatura y sirve como parámetro de comparación para los ciclos de potencia reales. El término “*invertido*” expresa un funcionamiento opuesto a las manecillas del reloj; por lo que también recibe el nombre de *refrigerador de calor de Carnot*.

El principio básico de este ciclo lo podemos observar en la figura 2.2, donde comienza al absorber calor Q_{ev} isotérmicamente de una fuente de baja temperatura T_{ev} , se comprime isoentrópicamente hasta el estado de vapor saturado a una temperatura T_{co} , rechaza calor Q_{co} isotérmicamente en un sumidero a alta temperatura

T_{co} hasta cambiar a estado líquido saturado y se expande isoentrópicamente hasta descender a la temperatura inicial T_{ev} como una mezcla líquido-vapor.

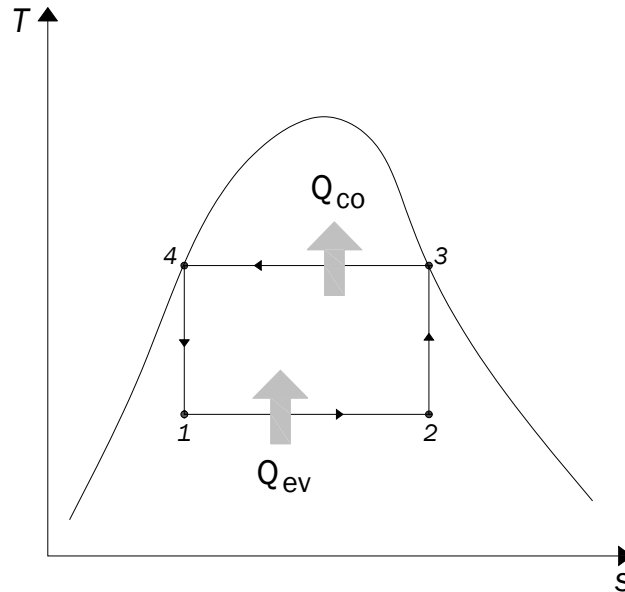


Figura 2.2. Diagrama T-s del ciclo invertido de Carnot.

El coeficiente de operación de un refrigerador de Carnot se expresa en función de la temperatura como se muestra en la siguiente expresión [40]:

$$COP_{Carnot} = \frac{T_{ev}}{T_{co} - T_{ev}} \tag{2.1}$$

2.4.2 Ciclo ideal de refrigeración por compresión mecánica de vapor

Este tipo de ciclos se caracterizan por la utilización de un compresor para presurizar el refrigerante, un evaporador, un condensador y una válvula de expansión, como se muestra en la figura 2.3.

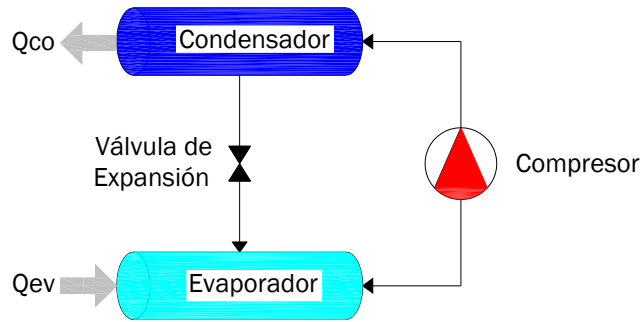


Figura 2.3. Diagrama de un refrigerador por compresión de vapor.

En un ciclo ideal de compresión de vapor, el refrigerante entra al compresor en el estado 1 como vapor saturado y se comprime isoentrópicamente hasta llevarlo a la condición de vapor sobrecalentado (punto 2) a una temperatura considerablemente superior que la temperatura de medio circundante (ver figura 2.4). Después el refrigerante entra al condensador como vapor sobrecalentado y sale como líquido saturado en el estado 3, como resultado de la disipación de calor Q_{co} hacia los alrededores. La temperatura T_{co} del refrigerante en este estado se mantendrá por encima de la de los alrededores.

El refrigerante líquido-saturado en el estado 3 se estrangula hasta la presión del evaporador al pasar por una válvula de expansión o tubo capilar. La temperatura T_{co} del refrigerante desciende por debajo de la temperatura del espacio a refrigerar durante este proceso. El refrigerante ingresa al evaporador en el estado 4 como una mezcla saturada de baja calidad y se evapora por completo absorbiendo calor Q_{ev} del espacio refrigerado. El refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y vuelve a entrar al compresor, completando el ciclo.

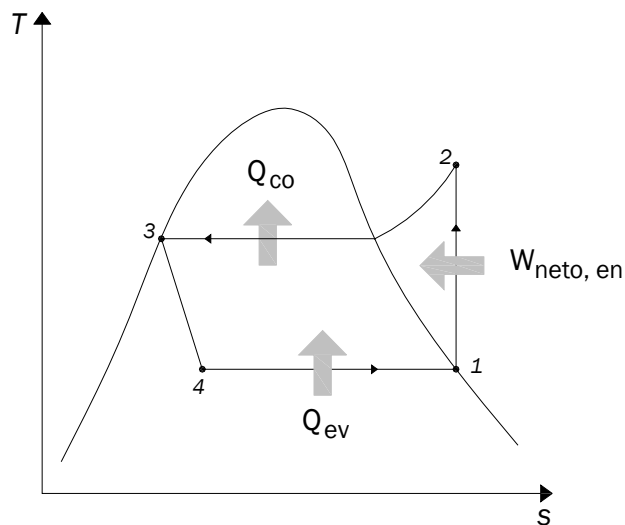


Figura 2.4. Diagrama T-s del ciclo ideal de compresión de vapor.

A diferencia del ciclo ideal “Carnot”, el ciclo de refrigeración por compresión de vapor no es un ciclo internamente reversible, puesto que incluye un proceso irreversible de estrangulación.

En este ciclo los cambios en la energía cinética y potencial del refrigerante suelen despreciarse, pero no así el trabajo y calor necesario. El COP se puede definir como [39]:

$$COP = \frac{Q_{ev}}{W} = \frac{Q_{ev}}{(Q_{co} - Q_{ev})} \quad (2.2)$$

El sistema de compresión de vapor se puede describir utilizando un diagrama de presión contra temperatura como se ve en la figura 2.5.

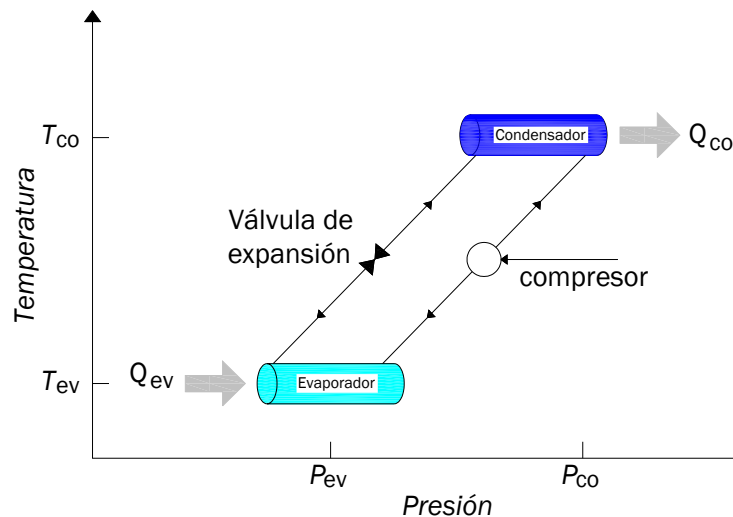


Figura 2.5. Diagrama esquemático del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

En la figura 2.5 se puede ver que el ciclo de refrigeración por compresión mecánica de vapor opera en dos niveles de presión y dos niveles de temperatura.

2.5 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

Los sistemas de absorción de vapor son los sistemas más usados comúnmente en aplicaciones de refrigeración solar. En estos sistemas el calor es suministrado a la mezcla refrigerante-absorbente en el generador. El refrigerante generado de la mezcla es condensado y evaporado para producir el efecto de enfriamiento. El ciclo es completado por la reabsorción del refrigerante en el absorbedor regresando la mezcla refrigerante-absorbente a su concentración original.

El refrigerador de absorción en lugar de un compresor mecánico, utilizan una fuente de calor o bien gases calientes generados en un quemador, vapor, agua caliente o calor residual. Las máquinas de absorción que están comercialmente disponibles se alimentan con vapor, agua caliente o por gases de combustión. Los sistemas de absorción de vapor pueden operar en forma continua o intermitente.

2.5.1 Sistema de refrigeración por absorción continuo

En un ciclo continuo de refrigeración por absorción, el compresor se reemplaza por un circuito secundario por donde circula una mezcla refrigerante-absorbente el cual está compuesto por un generador, un absorbedor, una bomba y una válvula de expansión, como se ve en la figura 2.6. La mezcla refrigerante-absorbente se mantiene recirculando continuamente entre generador y el absorbedor, mediante un reductor de presión y una bomba. Mientras tanto el refrigerante evaporado sale del generador y cambia de fase continuamente en el condensador, fluye a través de la válvula expansión hacia el evaporador donde se absorbe en la mezcla refrigerante-absorbente al interior del absorbedor. La mezcla refrigerante-absorbente que ha absorbido refrigerante “solución concentrada”, es bombeada al generador donde el refrigerante se libera en forma de vapor. La mezcla refrigerante-absorbente que liberó refrigerante “solución diluida” se recircula después al absorbedor para absorber de nuevo el vapor de refrigerante.

En la figura 2.6 se tiene un diagrama de un sistema continuo al que se le suministra calor Q_{ge} al generador a una temperatura relativamente alta y se disipa calor Q_{ab} desde el absorbedor a un nivel relativamente bajo. La energía mecánica requerida para bombear el líquido es pequeña en comparación con el calor Q_{ge} suministrado [39].

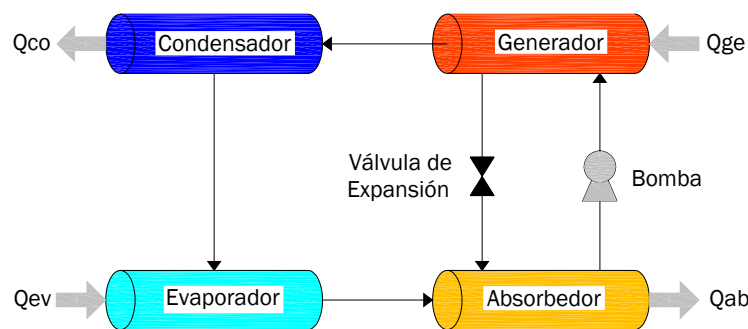


Figura 2.6. Diagrama esquemático de un refrigerador por absorción continuo.

El coeficiente de operación de un sistema de refrigeración por absorción continuo se define como:

$$COP = \frac{Q_{ev}}{Q_{ge}} \tag{2.4}$$

En los sistemas de absorción continuos se tienen dos niveles de presión $P_{co} = P_{ge} > P_{ev} = P_{ab}$ y tres o cuatro niveles de temperatura $T_{ge} > T_{co} \geq T_{ab} > T_{ev}$, dependiendo si el condensador y el absorbedor operan a la misma temperatura o no como se puede ver en la figura 2.7.

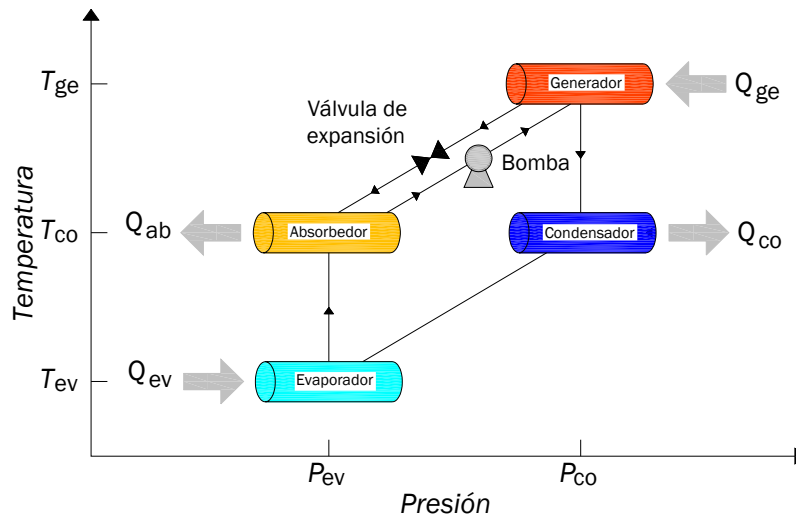


Figura 2.7. Diagrama esquemático del ciclo de refrigeración por absorción de vapor.

Para un refrigerador de absorción convencional el coeficiente de rendimiento teórico de Carnot estará dado por:

$$COP_{Carnot} = \left(1 - \frac{T_{co}}{T_{ge}}\right) \left(\frac{T_{ev}}{T_{co} - T_{ev}}\right) \tag{2.5}$$

Para el caso simplificado en donde $T_{co} = T_{ab}$, haciendo una comparación entre las ecuaciones 2.2 y 2.5 se observa que el rendimiento de Carnot de un refrigerador por absorción es menor al de compresión de vapor por el factor $(1 - T_{co}/T_{ge})$ que es el equivalente al rendimiento de una máquina térmica que recibe calor a la temperatura T_{ge} y lo disipa a una temperatura T_{co} .

2.5.1.1 Modificaciones de los sistemas de absorción

El ciclo básico se puede modificar para recuperar el calor entre los dispositivos y para la reutilización del calor de un suministro a alta temperatura.

Para aprovechar todas las oportunidades posibles de recuperar el calor dentro del ciclo y mejorar la eficiencia térmica, lo común es hacer un intercambio de calor entre el flujo de solución concentrada que sale del absorbedor y la solución diluida que sale del generador. La recuperación de calor implementando intercambiadores “recuperadores” puede incrementar razonablemente el coeficiente de operación cerca del 0.7 para el sistema de agua-bromuro de litio y 0.6 para el sistema de agua-amoniaco.

La reutilización del calor a alta temperatura disponible para alimentar el generador, permite tener sistemas más eficientes. Esto es posible mediante el uso de “sistemas de doble efecto” que incorporan dos bloques de generador-absorbedor en etapas, con el fin de utilizar el calor suministrado dos o más veces. El calor se suministra a alta temperatura (170 °C aproximadamente) al primer generador y el calor disipado por el condensador se emplea para accionar el segundo generador a un nivel más bajo de temperatura (100 °C aproximadamente), de una máquina de simple efecto. El coeficiente de rendimiento de este sistema con agua-bromuro de litio puede ser de 1.2 aproximadamente [42].

2.5.2 Sistema de refrigeración por absorción intermitente

En un ciclo intermitente el refrigerador es más simple y de más fácil construcción, debido al menor número de componentes que requiere. Estos sistemas no requieren de bomba ni compresor para hacer circular el refrigerante. En su forma más sencilla consiste de un generador-absorbedor que contiene la mezcla de refrigerante-absorbente, un recipiente, que funciona como evaporador-condensador y una válvula de expansión. En otros casos el condensador y el evaporador se encuentran separados, como se muestra en la figura 2.8 y como es el caso del sistema que aquí se presenta.

El ciclo intermitente se lleva a cabo en dos etapas, en la primera etapa se le suministra calor Q_{ge} al generador-absorbedor de una fuente térmica y aumenta su presión y temperatura hasta alcanzar condiciones de saturación, posteriormente el vapor de refrigerante generado pasa al condensador donde disipa calor Q_{co} para cambiarlo a fase líquida y almacenarlo.

Al terminar la etapa de generación se deja enfriar la solución contenida en el generador hasta que disminuya su presión y temperatura, en este punto el generador contiene una mezcla con una concentración final baja llamada “solución concentrada”.

En la siguiente etapa se lleva a cabo la absorción, en la cual el refrigerante líquido se pasa a través de la válvula de expansión, baja la presión y temperatura y

extrae el calor Q_{ev} del interior de la cámara fría. Una vez que el refrigerante cede su calor se evapora y es absorbido por la solución concentrada en el interior del generador-absorbedor cediendo calor Q_{ab} al ambiente. Esta etapa termina cuando se ha absorbido en su totalidad el refrigerante líquido en el generador-absorbedor.

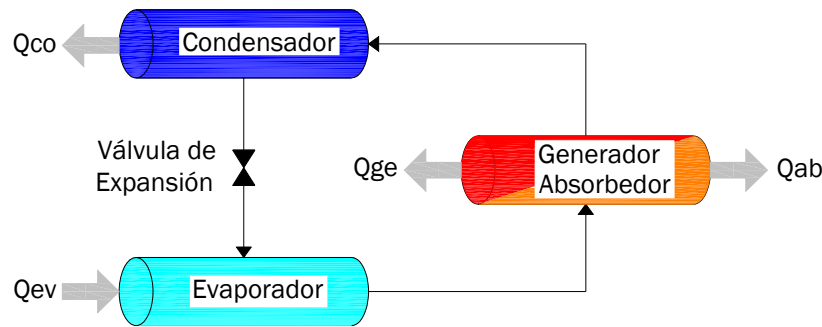


Figura 2.8. Diagrama del refrigerador por absorción intermitente.

Al igual que el sistema continuo y de compresión, en el proceso de refrigeración intermitente también existen niveles de presión y temperatura, solo que en estos sistemas debido a que la fuente energética empleada muchas veces es la solar, estos parámetros están en función de la intensidad de la radiación. En cuanto a la generación, el calor recibido en tempranas horas del día es relativamente poco y únicamente alcanza para calentar la solución, sin lograr la generación del mismo, sin embargo, al aumentar la radiación cerca del medio día solar la temperatura aumenta hasta lograr el cambio de fase a una presión controlada por la temperatura de condensación.

El funcionamiento intermitente de estos sistemas permite la total eliminación de la bomba, ya que se aprovecha la fuente térmica solar durante el día para generar amoniaco, almacenarlo a alta presión (7 a 10 bares) y usarlo durante la noche o madrugada para producir enfriamiento.

El coeficiente de operación de los sistemas intermitentes se obtiene por la siguiente ecuación:

$$COP_{int} = \frac{Q_{ev}}{I_{Total}} \quad (2.6)$$

donde Q_{ev} , se refiere al calor transferido de evaporación y I_{Total} , a la radiación captada por el colector durante cierto tiempo de exposición.

2.5.3 Pares de trabajo utilizados en sistemas de absorción

El refrigerante y el absorbente en un ciclo de absorción forman lo que se denomina un par de trabajo. El *refrigerante* debe tener calor latente de vaporización alto, alcanzar una presión de trabajo no muy alta a las condiciones de temperatura de condensación determinada. La temperatura de congelación debe estar por debajo de cualquier temperatura de operación y su punto crítico deberá ser mayor a cualquier temperatura de operación del sistema. El *absorbente* deberá tener un punto de ebullición alto y una presión de vapor despreciable a la temperatura de generación, debe ser soluble en el fluido refrigerante en un amplio rango de concentraciones y una presión de vapor menor que la del refrigerante para que este se absorba con facilidad. A lo largo de los años se han propuesto muchos pares, pero sólo el amoníaco junto con agua como absorbente y agua junto con una solución de bromuro de litio como absorbente se han llevado a nivel comercial [43]. A continuación se mencionan algunos pares de trabajo utilizados en sistemas de absorción [Best et al. 1999]

El par *agua-amoniaco* es el más conocido, tiene una gran variedad de aplicaciones desde refrigeradores comerciales hasta sistemas de refrigeración. Mayormente se encuentra en aplicaciones de refrigeración, con bajas temperaturas de evaporación inferiores a 0 °C. Una de sus desventajas es la evaporación del agua junto con el refrigerante, lo que evita tener un buen efecto de enfriamiento, degradando su eficiencia.

El par *agua-bromuro de litio* se emplea extensamente en aplicaciones de refrigeración para producir agua fría y aire acondicionado, donde no es necesario enfriar por debajo de 0 °C. El agua tiene el calor latente de vaporización más altos de todos los líquidos. El bromuro de litio es soluble en agua en un rango muy alto de concentraciones. Dentro de las desventajas de este par esta su baja presión de trabajo y la corrosión a los metales.

Los pares de *agua-sales inorgánicas*. Las sales consideradas dentro de estos pares de trabajo son el cloruro de calcio, cloruro de litio y nitrato de litio. Las mezclas de sales inorgánicas son excelentes debido a que no tienen presión de vapor, sin embargo, solo son solubles en agua en un rango limitado de concentraciones.

En el par *alcohol-agua*, se puede utilizar el metanol y el etanol, el metanol tiene el calor latente de vaporización mayor de los dos alcoholes y se ha utilizado también con el bromuro de litio. Tiene la ventaja contra el agua-bromuro de litio de operar bajo los 0 °C, pero el metanol es tóxico, flamable y corrosivo a altas temperaturas.

En los pares de *amoníaco y aminas con sales inorgánicas*, el tiocianato de sodio, tiocianato de litio, nitrato de litio, y cloruro de calcio son los que más se han usado con amoníaco. Las aminas se han investigado como sustitutos del amoníaco, tales como la metilamina, etilamina y dimetilamina. La más atractiva es la metilamina, ya que presenta un calor latente de vaporización alto, buena estabilidad, presión de vapor menor al amoníaco y no requiere rectificación. Su desventaja es la viscosidad a temperatura ambiente.

CAPÍTULO 3. SIMULACIÓN NUMÉRICA DEL SISTEMA

3.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se presentan la simulación del sistema de refrigeración solar con la mezcla Nitrato de litio-amoniaco en su fase de generación. Se presentan los resultados de la simulación con distintas concentraciones de la solución, razones de concentración del CPC y con distintos datos de radiación solar.

3.2 PLANTEAMIENTO DEL MODELO MATEMÁTICO

El modelo es muy similar al efectuado por Rivera (2006), sin embargo contempla algunos parámetros, tales como: obtener el calor útil del tubo receptor de aluminio, asociar la generación de amoniaco en función de la temperatura de saturación de la solución en vez de la temperatura de saturación del amoniaco puro y por último la actualización de la masa y la concentración de la solución después de generar amoniaco.

El objetivo del modelo es calcular la masa de vapor de amoniaco al suministrar una cantidad de calor a una solución de nitrato de litio-amoniaco contenida en el interior de un receptor de aluminio. La energía utilizada la aportará un concentrador parabólico compuesto (CPC), mediante radiación solar.

Consideraciones del sistema:

- Las propiedades del material del receptor y del recubrimiento se consideran constantes.
- Las propiedades termofísicas de la solución varían en función de la concentración y la temperatura.
- La temperatura de la solución y del receptor es uniforme y no recibe aportaciones de energía.
- La temperatura de condensación es constante por lo tanto la presión también lo es al estar en función de esta.
- Únicamente se consideran las pérdidas convectivas entre la cubierta, el receptor y el medio ambiente.
- Se consideró un coeficiente convectivo entre la cubierta y el receptor ($h_{c,rc}$) constante de 25 W/m^2 para convección libre recomendado por Kreith y Kreider (1978).

3.3 BALANCE DE ENERGÍA DEL COLECTOR TIPO CPC

El modelo matemático empleado fue desarrollado por Kreith y Kreider (1978) y combina los flujos de calor entre el receptor y la cubierta, los flujos de calor entre la cubierta y el medio ambiente, y el flujo de calor que entra al sistema. Una desventaja de este modelo es que solo aplica para un flujo másico constante y sin cambio de fase, por lo que fue necesario realizar algunas adecuaciones.

En la figura 3.1 se muestra el balance de energía desarrollado por Kreith y Kreider (1978) y en el que se aportan el calor absorbido por el material del receptor (Q_{alu}). El balance de energía esta dado por la siguiente ecuación:

$$Q_u = Q_{abs} - Q_{sal} \tag{J} \tag{3.1}$$

donde Q_{abs} es la energía absorbida por el receptor y Q_{sal} son las pérdidas de calor del sistema.

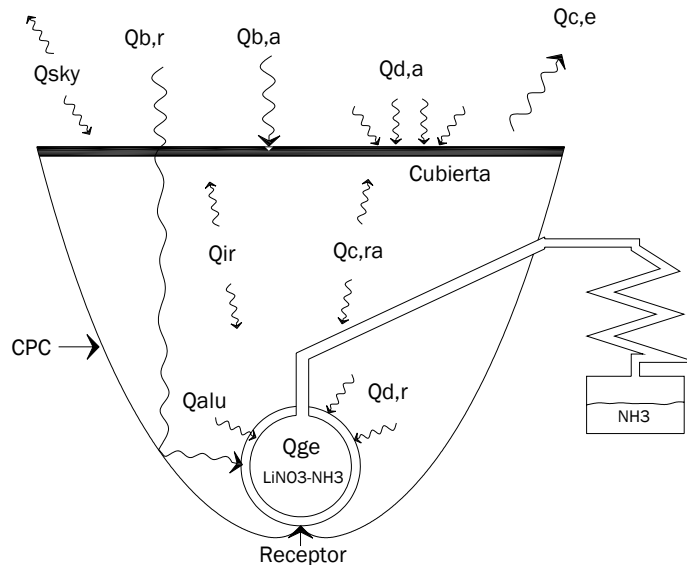


Figura 3.1. Balance de energía en el receptor cilíndrico

La energía que entra al receptor esta dada por la radiación solar directa absorbida por el receptor (Ec. 3.2) y la radiación solar difusa absorbida por el receptor (Ec. 3.3):

$$Q_{b,r} = I_{b,c} \tau_c i(\rho_m)^n \alpha_r (1 + \rho_m^{2n} \rho_r \rho_c) \frac{A_c}{A_r} \tag{W/m^2} \tag{3.2}$$

$$Q_{d,r} = I_{d,c} \bar{\tau}_c \rho_m^n \bar{\alpha}_r \quad (\text{W/m}^2) \quad (3.3)$$

La energía que gana la cubierta de vidrio esta dada por la radiación solar directa absorbida en la cubierta (Ec. 3.4) y la radiación solar difusa absorbida por la cubierta (Ec. 3.5):

$$Q_{b,c} = I_{b,c} [\alpha_c(i) + \tau_c i \rho_m^{2n} \rho_r \bar{\alpha}_c] \frac{A_c}{A_r} \quad (\text{W/m}^2) \quad (3.4)$$

$$Q_{d,c} = I_{d,c} \bar{\alpha}_c \frac{A_c}{A_r} \quad (\text{W/m}^2) \quad (3.5)$$

Las pérdidas radiativas del sistema están dadas por el intercambio radiativo entre la cubierta y el receptor (Ec. 3.6) y el intercambio radiativo entre la cubierta y el medio ambiente (Ec. 3.7):

$$Q_{ir} = \epsilon_{eff} \sigma (T_r^4 - T_c^4) \quad (\text{W/m}^2) \quad (3.6)$$

ϵ_{eff} es la emitancia efectiva ente el receptor y la cubierta y esta dado por la ecuación (3.6a).

$$\epsilon_{eff} = \left(\frac{1 - \epsilon_r}{\epsilon_r} + 1 + \frac{1 - \epsilon_c}{\epsilon_c} \left(\frac{A_r}{A_c} \right) \right)^{-1} \quad (3.6a)$$

$$Q_{sky} = \epsilon_{c,ir} \sigma (T_c^4 - T_{sky}^4) \frac{A_c}{A_r} \quad (\text{W/m}^2) \quad (3.7)$$

Las pérdidas convectivas del sistema están dadas por el intercambio convectivo entre el receptor y la cubierta (Ec. 3.8) y el intercambio convectivo entre la cubierta y el medio ambiente (Ec. 3.9):

$$Q_{c,rc} = h_{c,rc} (T_r - T_c) \quad (\text{W/m}^2) \quad (3.8)$$

$$Q_{c,a} = h_{c,c} (T_c - T_a) \frac{A_c}{A_r} \quad (\text{W/m}^2) \quad (3.9)$$

La generación de amoniaco se lleva a cabo en dos etapas, la etapa de calentamiento sensible (Q_{uS}) en la que se calienta la solución desde una temperatura ambiente a la temperatura de saturación (Ec. 3.10) y la etapa de calentamiento latente (Q_{uL}) en la que se lleva a cavo la evaporación del amoniaco en función de la concentración de la solución (X_{sol}) (Ec. 3.11).

El Q_{uS} depende de la masa (m_{sol}), el Calor específico de la solución (Cp_{sol}) y la diferencia de temperaturas del receptor (ΔT) y de la masa de aluminio (m_{alu}), el Calor específico del aluminio (Cp_{alu}) y la diferencia de temperatura del receptor (ΔT).

El Q_{uL} depende de la masa de amoniaco generado (m_{NH_3}), el calor latente de vaporización (λ_{NH_3}) y de la masa de aluminio (m_{alu}), el Calor específico del aluminio (Cp_{alu}) y la diferencia de temperatura del receptor (ΔT).

$$Q_{uS} = m_{sol} Cp_{sol} \Delta T + m_{alu} Cp_{alu} \Delta T \quad (\text{J}) \quad (3.10)$$

$$Q_{uL} = m_{NH_3} \lambda_{NH_3} + m_{alu} Cp_{alu} \Delta T \quad (\text{J}) \quad (3.11)$$

Separando las pérdidas y las ganancias de calor de acuerdo a la ecuación 3.1, el balance toma la forma de la ecuación 3.12. La parte izquierda de la ecuación es la energía absorbida por el receptor por efecto de la radiación y la parte derecha representa el calor útil de generación más las pérdidas que tiene el sistema con la cubierta de vidrio.

$$Q_{b,r} + Q_{d,r} = Q_u + Q_{c,rc} + Q_{ir} \quad (\text{J}) \quad (3.12)$$

El balance de energía en la cubierta es similar al de la Ecuación 3.13, pero en este caso la cubierta recibe contribuciones de energía por parte del receptor. En la parte izquierda de la Ec 3.13 se tienen la ganancia de calor de la cubierta de vidrio y en la derecha las pérdidas con el ambiente.

$$Q_{b,c} + Q_{d,c} + Q_{ir} + Q_{c,rc} = Q_{sky} + Q_{c,a} \quad (\text{J}) \quad (3.13)$$

Despejando Q_{ir} y $Q_{c,r}$ de la ecuación 3.12 y sustituyéndolo en la ecuación 3.13 se obtiene el balance global del sistema quedando de la siguiente forma:

$$Q_{b,r} + Q_{d,r} + Q_{b,c} + Q_{d,c} = Q_u + Q_{sky} + Q_{c,e} \quad (J) \quad (3.14)$$

3.4 CORRELACIONES EMPÍRICAS

Para poder modelar el sistema se requiere de correlaciones empíricas que nos proporcionen las propiedades del fluido a las condiciones dadas en cada instante, tanto en la fase sensible como en la fase latente. Tales correlaciones se describen a continuación.

El calor específico y la entalpía de la solución de la solución se calcularon con la correlación propuesta por infante (1984) dada en la ecuación 3.15 y 3.16 respectivamente.

$$Cp_{sol} = (a_1 * X * Tr^2 + a_2 * X * Tr + a_3 * Tr + a_4 * X + a_5) \quad (KJ/kg-K) \quad (3.15)$$

$$Tr(^{\circ}C)$$

$$a_1 = 1.18E - 4$$

$$a_2 = 4.793E - 3$$

$$a_3 = 2.198E - 3$$

$$a_4 = 3.382678$$

$$a_5 = 1.15125$$

$$H_{sol} = \left(1570 * (0.54 - X)^2 - 215 + \int_0^T Cp * dT \right) \quad (KJ/kg) \quad (3.16)$$

La temperatura de saturación de la solución se obtuvo despejándola de la ecuación de presión de equilibrio propuesta por infante (1984) en la ecuación 3.17 y está en función de la presión de saturación del amoníaco dada en la ecuación 3.18.

$$T_{sol} = \left(\frac{-2802 - 4192 * (1 - X)^3}{\text{LOG}(P_{NH_3} - 16.29 - 3.859 * (1 - X)^3)} \right) \quad (^{\circ}C) \quad (3.17)$$

$$P_{NH_3} = \text{Exp} \left(- \left(\frac{76156.125}{(T_{co}(K))^2} \right) - \left(\frac{2234.09497}{T_{co}(K)} \right) + 15.26075 \right) * 0.01 \quad (\text{bar}) \quad (3.18)$$

La entalpía de vaporización del amoniaco puro se calculó mediante una correlación obtenida con los datos del amoniaco en saturación utilizados por Skovrup et. al según la ecuación 3.19.

$$H_{fg} = \left(-0.000006 * T_r^4 + 0.0008 * T_r^3 - 0.0346 * T_r^2 - 4.0602 * T_r + 1270.3 \right) \quad (\text{KJ/kg-K}) \quad (3.19)$$

La concentración de amoniaco en la solución se mantiene cambiando constantemente mientras existe generación y esta dada por la ecuación 3.20:

$$X_{sol} = \left(\frac{m_{NH_3} - m_{vap}}{m_{LiNO_3} - m_{vap}} \right) \quad (3.20)$$

y la eficiencia del CPC se calculó con la ecuación siguiente:

$$\eta_{CPC} = \left(\frac{Q_{ge} A_r}{A_d (I_g)} \right) \quad (3.21)$$

3.5 METODOLOGÍA DE RESOLUCIÓN

El desarrollo del modelo siguió una metodología iterativa en lenguaje Quick Basic para obtener el calor útil en el absorbedor (Q_u), la temperatura del receptor (T_r), la temperatura de la cubierta (T_c), la masa de vapor de amoníaco producido (m_{vap}), la concentración de la solución (X_{sol}) y la eficiencia del CPC (η_{CPC}).

Los valores de entrada que se consideraron en el modelo se describen en la tabla 3.1 y corresponden a las características del CPC y del receptor. Se consideran como variables del sistema los valores que van cambiando durante el proceso de simulación por efecto del movimiento del sol y las condiciones atmosféricas; estas variables son la radiación solar directa (I_{dir}), radiación solar difusa (I_{dif}), el ángulo de incidencia (i), la temperatura ambiente (T_{amb}), la temperatura de condensación (T_{co}) y la hora local. Los valores de las variables se introducen al programa de acuerdo al día y hora que se desee simular.

El programa permite introducir las masas iniciales del nitrato de litio (m_{LiNO_3}) y amoníaco (m_{NH_3}), así como la concentración de la solución (X_{sol}).

Se calculó un coeficiente convectivo entre el receptor y la cubierta ($h_{c,rc}$), pero resultó ser bajo y el programa no convergía, por lo se fijó el $h_{c,rc}$ en 25 W/m^2 , y posteriormente se obtuvo el coeficiente entre la cubierta de vidrio y el ambiente ($h_{c,a}$) de 65 W/m^2 .

Tabla 3.1 Características generales del receptor y CPC			
Parámetro	Unidad	Símbolo	Valor
Longitud del receptor	<i>m</i>	<i>L</i>	1.42
Diámetro interior del tubo	<i>m</i>	<i>D_i</i>	0.1524
Diámetro exterior del tubo	<i>m</i>	<i>D_e</i>	0.1685
Área del receptor	<i>m</i> ²	<i>A_r</i>	0.71
Área de la cubierta	<i>m</i> ²	<i>A_c</i>	2.41
Relación de concentración	<i>adim</i>	<i>CR</i>	3.3
Ángulo de aceptación	<i>grados</i>	Θ_{max}	11.54
Transmitancia de la cubierta debida a la radiación directa	<i>adim</i>	τ_a	0.9
Transmitancia de la cubierta debida a la radiación difusa	<i>adim</i>	$\tau_{a,dif}$	0.8
Reflectancia especular del aluminio	<i>adim</i>	ρ_m	0.85
Número promedio de reflexiones *	<i>adim</i>	<i>n</i>	1.285
Absortancia del receptor	<i>adim</i>	α_r	0.87
Absortancia de la cubierta debida a la radiación directa	<i>adim</i>	α_a	0.1
Absortancia de la cubierta debida a la radiación difusa	<i>adim</i>	$\alpha_{a,dif}$	0.1
Reflectancia del receptor	<i>adim</i>	ρ_r	0.13
Reflectancia de la cubierta	<i>adim</i>	ρ_a	0.08
Emitancia del receptor	<i>adim</i>	ϵ_r	0.13
Emitancia de la cubierta	<i>adim</i>	ϵ_a	0.94
Emitancia del receptor debida al intercambio radiativo	<i>adim</i>	ϵ_{air}	0.13
* Véase Kreith y Kreider, 1978.			

3.5.1 Solución numérica

El proceso de solución se lleva a cabo mediante un método iterativo en el que se incluyen los datos de entrada, tanto las variables como los valores constantes. El programa actúa de tal forma que va actualizando las variables según sea el intervalo de tiempo asignado interpolándolos en un rango de una hora. Se incluyen una serie de subrutinas en las que se calculan las propiedades de la solución de nitrato de litio y el amoníaco puro, ya sea en función de la temperatura o la presión.

- Se introducen los datos de entrada (I_{dir} , I_{dif} , I , m_{LiNO_3} , m_{NH_3} , T_{co} , T_{amb} , T_{sky} , etc.) y el intervalo de tiempo al que se quieren obtener los resultados.
- Con los datos de entrada y las variables se calculan los calores que no están en función de las temperaturas T_r y T_c tales como: $Q_{b,r}$, $Q_{d,r}$, $Q_{b,c}$, $Q_{d,c}$.
- Se supone un mapa de temperaturas T_r y T_c .
- Se obtienen los calores Q_{ir} , Q_{sky} , $Q_{c,rc}$, $Q_{c,a}$ y Q_{us} y el C_p de la solución.
- Mediante un balance de energía con las ecuación 3.10, 3.12 y 3.14 se obtienen iterativamente las temperaturas T_r y T_c .
- Se verifica el criterio de convergencia δ y si es menor que el propuesto se asigna la T_r y T_c correctas.
- Se calcula la temperatura de saturación (T_{sat}) y la entalpía de vaporización del amoníaco en función de T_r .
- Si T_r es mayor que T_{sat} , quiere decir que el sistema está comenzando a generar amoníaco por lo tanto se obtiene m_{NH_3} .
- Se calcula la eficiencia del CPC en ese instante.
- Se calcula y actualizar la nueva concentración de la solución.
- Y por último se actualiza la nueva masa de la solución.

En la figura 3.2 se muestra el diagrama de flujo del programa desarrollado para la generación de amoníaco mediante el uso de un CPC.

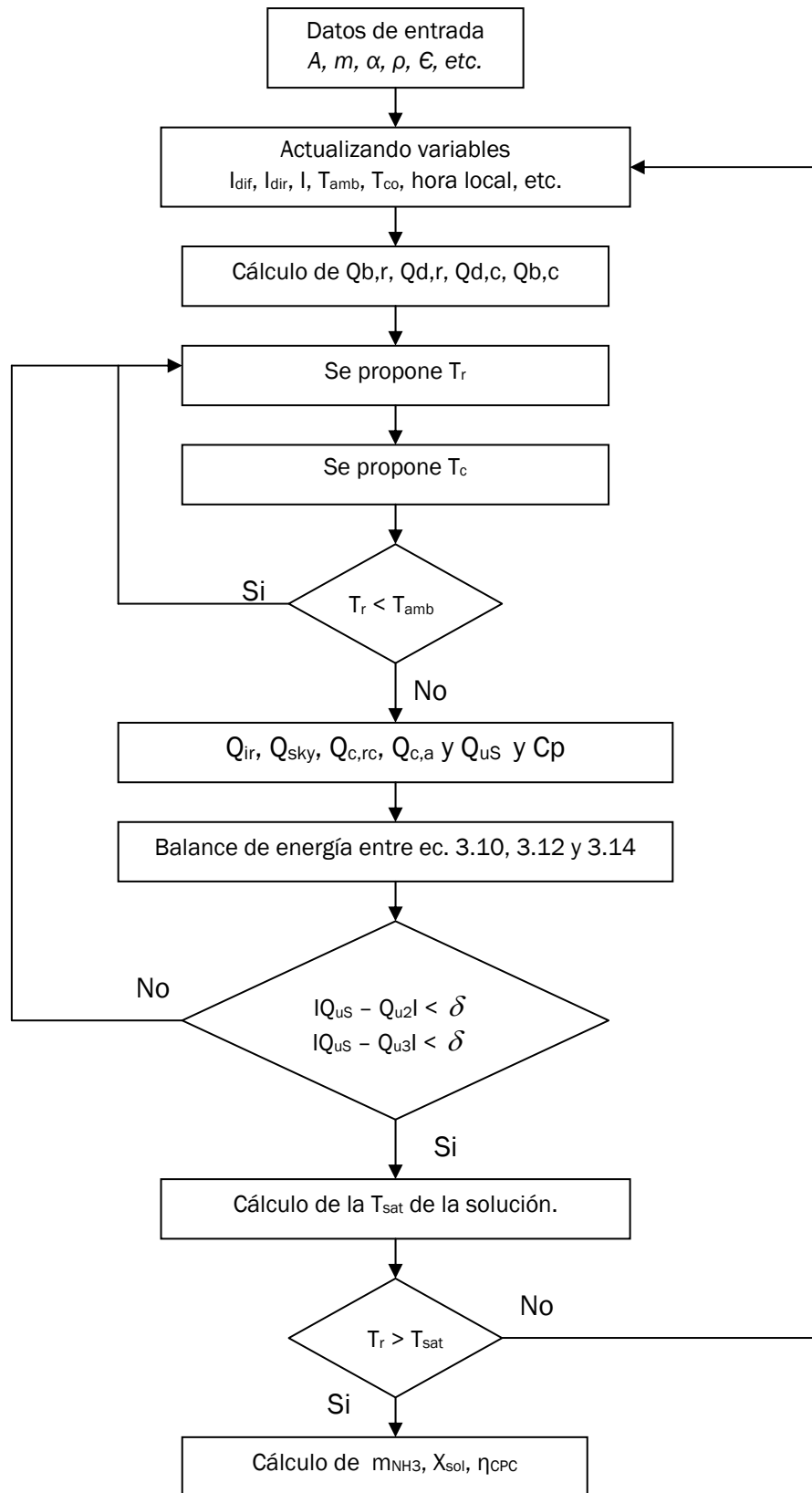


Figura 3.2. Diagrama de flujo del modelo de un CPC como generador de amoníaco.

3.6 RESULTADOS DEL MODELO TEÓRICO

El modelo descrito permite conocer la cantidad de amoniaco producido de un día basándose en las variables de entrada. Para evaluar el modelo teórico se tomaron los mismos datos de los días en los que se llevó a cabo la experimentación del refrigerador solar. Las variables usadas fueron: la temperatura ambiente, la temperatura de condensación, la concentración inicial de la solución, la radiación y el ángulo de incidencia. Los datos de entrada fueron los mismos utilizados por Rivera (2006) a diferencia de los coeficientes convectivos.

3.6.1 Resultados en un día típico

Para simular el comportamiento del generador se fijaron intervalos de tiempo de 6 minutos durante las horas de insolación del día en cuestión. Los datos obtenidos en cada corrida en función del tiempo son: la radiación solar (I_{dir} , I_{dif} , I_g), los calores del sistema ($Q_{b,r}$, $Q_{d,r}$, $Q_{d,c}$, $Q_{b,c}$, Q_{ir} , $Q_{c,rc}$ y Q_u) no dependientes de la temperatura, la temperatura del receptor (T_r), la temperatura de la cubierta (T_c), la temperatura ambiente (T_{amb}), la temperatura de saturación (T_{sat}), la masa de amoniaco generada (m_{vap}), la concentración de la solución actualizada (X_{sol}) y la eficiencia del CPC (η_{CPC}). Para presentar la información obtenida de la simulación se tomó un día soleado con condiciones cercanas a la ideal correspondiente al día 10 de agosto del 2007 a una temperatura de condensación constante de 31 °C.

En la figura 3.3 se muestra la radiación directa, difusa y global que recibe el sistema por unidad de área en KJ/m². Como se puede observar la radiación directa es la que aporta más energía al sistema mientras que la energía difusa es solo una pequeña fracción.

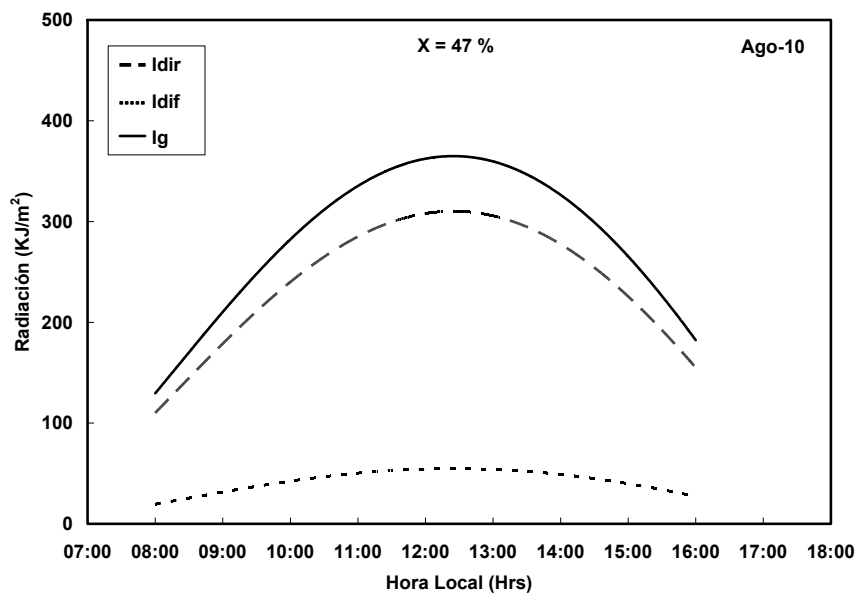


Figura 3.3. Radiación directa, difusa y global.

La cantidad de calor que llega al receptor de acuerdo a la radiación que recibe se puede observar en la figura 3.4. Se observa claramente como el calor absorbido por el receptor (Q_{br}) depende fundamentalmente de la radiación directa mostrada en la figura anterior, también se puede observar que el valor de Q_{br} es superior por efecto de la razón de concentración ($CR = 3.3$). El calor absorbido por efecto de la radiación difusa (Q_{dr}) es muy pequeño. El calor disipado por el intercambio convectivo entre el receptor y la cubierta ($Q_{c,rc}$) se incrementa notablemente desde las 8:00 hasta las 13:00 horas y posteriormente decrece rápidamente, esto es influenciado fuertemente por el coeficiente convectivo elegido (25 W/m^2). Las pérdidas radiativas entre el receptor y la cubierta (Q_{ir}) no son significativas y no afectan en gran parte al sistema.

El calor útil (Q_u) es el calor que gana la solución una vez que se incluyen las pérdidas del sistema, para este caso la mayor cantidad de calor que gana la solución sucede durante las primeras horas entre la 8 y las 12 horas, posteriormente al disminuir la radiación también lo hace el Q_u , ya que al comenzar la generación de amoniaco se va modificando la temperatura de saturación de la solución, esto quiere decir que a mayor amoniaco generado menor concentración y mayor temperatura de saturación, es por eso que después del medio día solar la radiación ya no es suficiente para mantener la solución por encima de la temperatura de saturación, lo que hace imposible generar amoniaco.

Durante la generación el sistema está perdiendo una parte del calor constantemente, pero sin dejar de almacenar el resto. Al finalizar la prueba el calor absorbido se disipa hasta llegar al estado de equilibrio inicial.

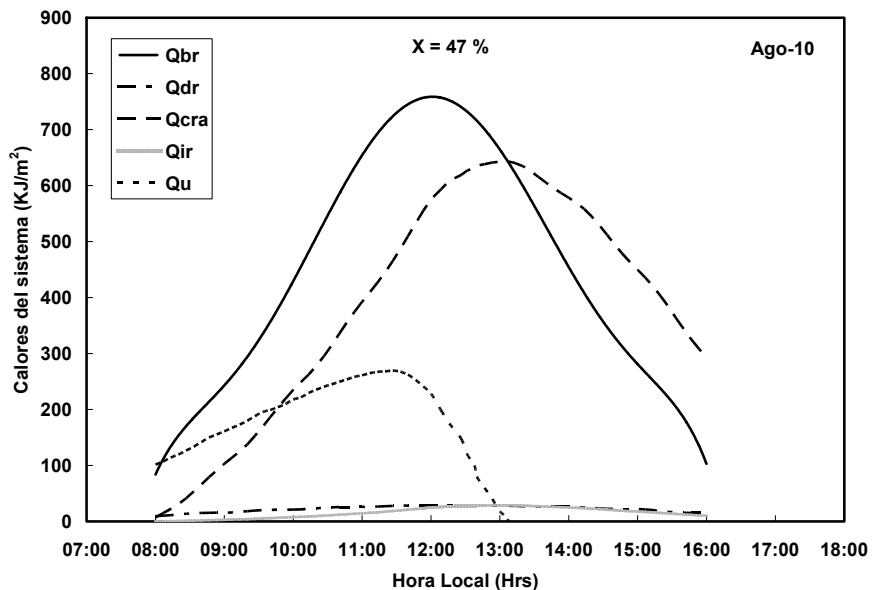


Figura 3.4. Calor absorbido y disipado por el receptor.

Mediante el ciclo iterativo se obtuvo la temperatura de generación (T_r), la masa de amoniaco y la temperatura de saturación de la solución (T_{sat}), esta temperatura se muestra en la gráfica 3.5. El comportamiento en el grupo de temperaturas es el esperado, para el caso de T_r se incrementa constantemente hasta el medio día solar hasta alcanzar temperaturas cercanas a los 120 °C, posteriormente disminuye muy rápidamente. La temperatura de saturación (T_{sat}) únicamente se incrementa al momento en el que la T_r es mayor a T_{sat} , ya que esta es en función de la concentración de la solución, tal y como se muestra en la misma figura. Al cruzarse la curva de T_r con la de T_{sat} y mientras T_r sea superior a T_{sat} solo entonces habrá generación. Una vez alcanzada T_{sat} comienza la generación de amoniaco, esto ocurre cerca de las 11:00 horas y termina a las 13:00 horas con una masa de 3.25 Kg.

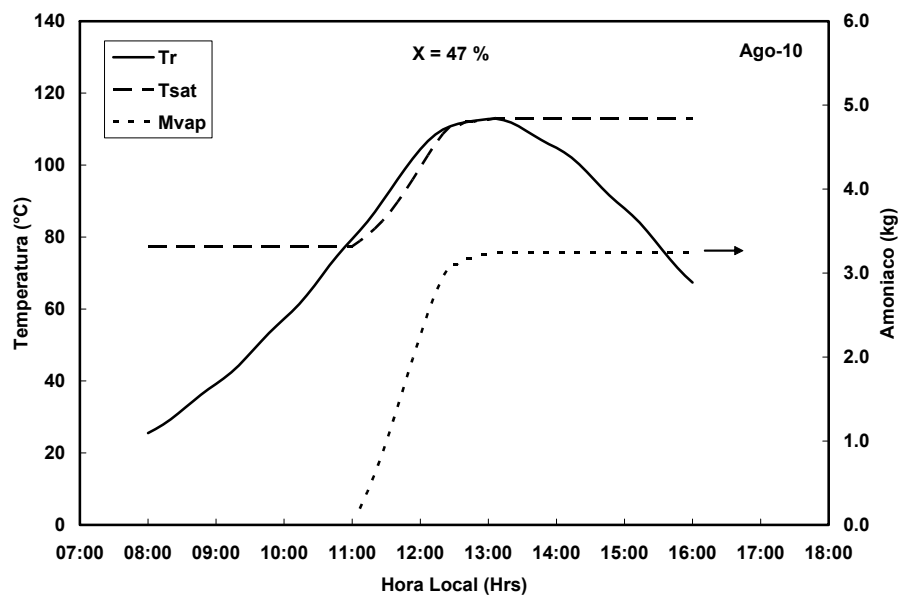


Figura 3.5. Temperaturas en la etapa de generación y masa de amoniaco.

En la figura 3.6 se muestra la masa del vapor generado (m_{vap}), la masa de la solución (m_{sol}) y la concentración de la solución (X_{sol}). Al comenzar la generación de amoniaco, alrededor de las 11:00 horas, la masa de la solución (m_{sol}) y la concentración de la solución disminuyen hasta que deja de haber generación.

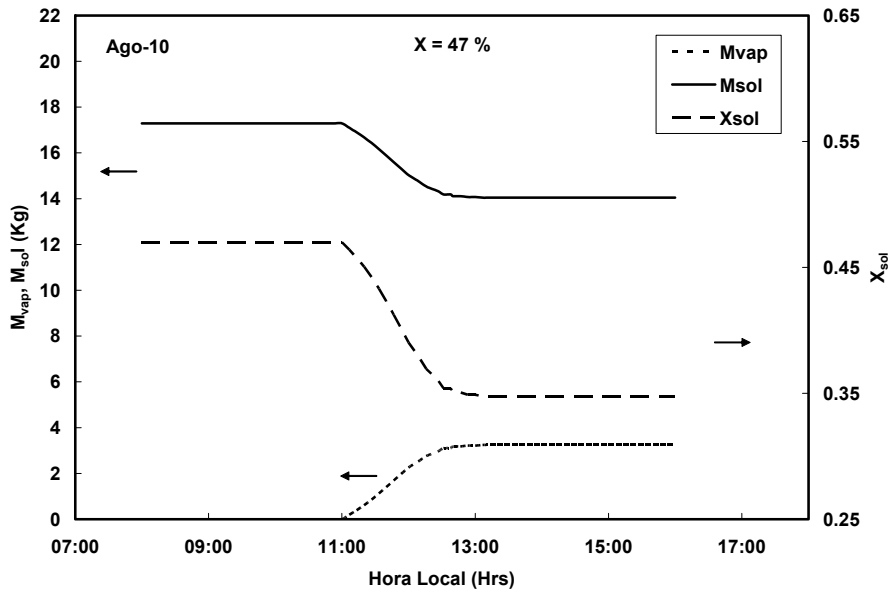


Figura 3.6. Masa de vapor de amoniaco, masa de solución y concentración de la solución durante la generación

En la figura 3.7, se puede ver el comportamiento de la eficiencia del CPC (η_{CPC}) en función del tiempo. En esta gráfica se observa una eficiencia casi constante hasta las 12:00 horas y posteriormente desciende rápidamente. Con la ayuda de la ecuación 3.21 se puede observar que a medida que disminuye el calor útil, también lo hace la eficiencia.

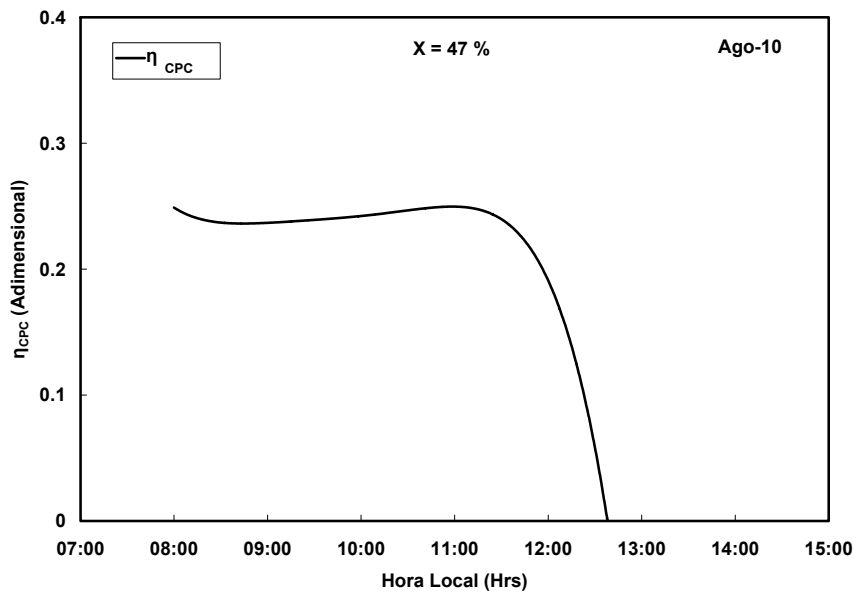


Figura 3.7. Eficiencia del sistema y generación de amoniaco.

En la figura 3.8 se presentan los datos de una simulación con una concentración de la solución del 46 %, con los datos correspondientes a Jun-27, Jul-06 y Ago-01. El Q_u corresponde al calor que se ha recibido desde el principio del día. Se puede observar que hasta el medio día solar se esta ganando calor constantemente, posteriormente el calor útil disminuye rápidamente, esto es debido a que la radiación incidente en el colector ya no es suficiente para seguir incrementando la temperatura de la solución.

La curva de amoniaco deja ver este comportamiento pues al comenzar a descender el Q_u se deja de generar amoniaco. También se puede observar que a mayor Q_u es mayor el amoniaco generado.

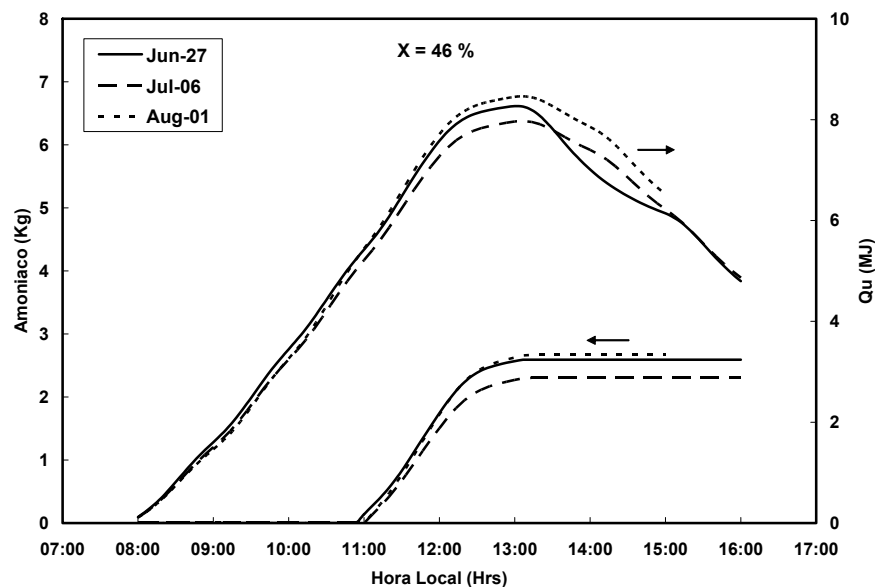


Figura 3.8. Calor de generación y amoniaco generado a una concentración de 46 %.

3.6.2 Variación de los coeficientes convectivos

Para poder evaluar el sistema en base a los coeficientes convectivos, se llevó a cabo una simulación modificando los coeficientes convectivo entre el receptor y la cubierta ($H_{c,rc}$) y el coeficiente convectivo entre la cubierta y el medio ambiente ($H_{c,a}$) cuyos resultados se muestra en la figura 3.9 y 3.10.

En la figura 3.9, se varió $H_{c,rc}$ desde 15 hasta 30 W/m^2 . Como se puede ver el coeficiente convectivo ($H_{c,rc}$) afecta notablemente al calor útil (Q_u) y la generación de amoniaco (m_{vap}). Al aumentar el coeficiente, la m_{vap} y el Q_u disminuyen significativamente. En cuanto a la figura 3.10, se varió $H_{c,a}$ de 25 a 105 W/m^2 y se puede observar que no afecta en gran medida al Q_u ni a m_{vap} por lo que se consideró un coeficiente medio de 65 W/m^2 .

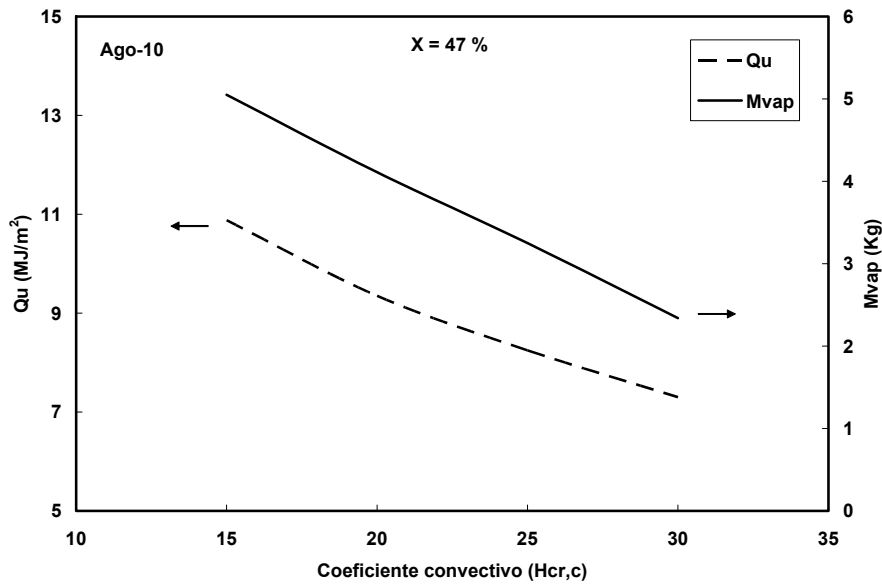


Figura 3.9. Variación del coeficiente convectivo entre el receptor y la cubierta.

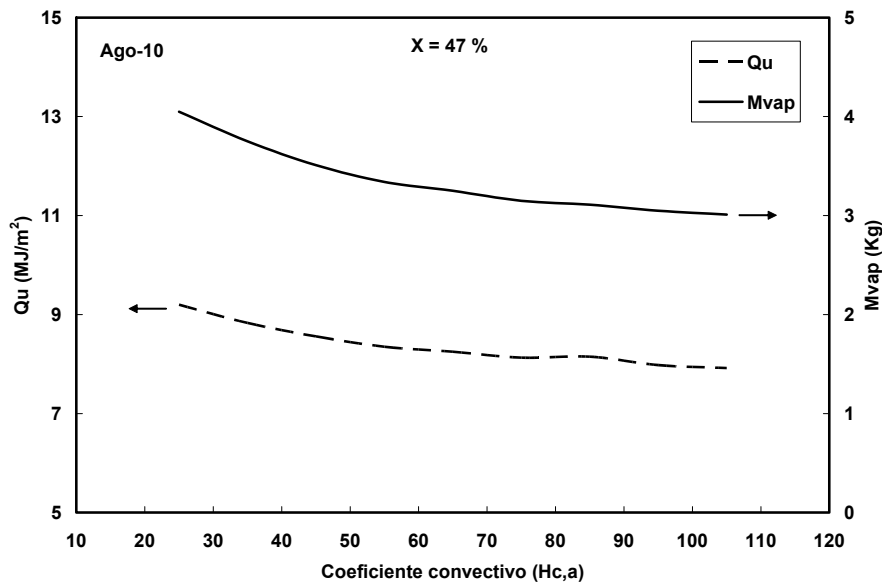


Figura 3.10. Variación del coeficiente convectivo entre la cubierta y el medio ambiente.

Considerando los resultados obtenidos en las figuras 3.9 y 3.10 se seleccionaron los coeficientes $H_{c,r,c}$ de 25 W/m^2 y $H_{c,a}$ de 65 W/m^2 . Para la selección de estos coeficientes se consideró que la temperatura de generación estuviera cercana a la temperatura de generación media experimental ($115 \text{ }^\circ\text{C}$), de tal manera que primero se seleccionó el valor de $H_{c,r,c}$ (afecta más a la temperatura de generación) y posteriormente se seleccionó $H_{c,a}$.

3.6.3 Variación de absorptancia, emitancia y transmitancia.

Es importante determinar los factores ópticos que intervienen en el sistema para en un futuro seleccionar los materiales indicados, tales como pintura selectiva, tipo de cristal y superficie reflectora. En este caso se varió la absorptancia del reflector (α_r), la reflectancia especular (ρ_m) y la transmitancia de la cubierta de vidrio (τ_c). Los resultados de estas simulaciones se describen en las figuras 3.11, 3.12 y 3.13, respectivamente.

En la figura 3.11, se muestra la absorptancia del reflector en un rango de 0.6 a 0.9, podemos ver que a medida que esta aumenta también lo hace el calor útil (Q_u), el cual se tiende a estabilizar en 0.9. Con la masa de vapor (m_{vap}) sucede una situación similar y a medida que aumenta α_r también se incrementa la m_{vap} . El Q_u mejoró de 5.27 a 6.98 MJ y la m_{vap} de 2.02 (3.4 L) a 4.26 (7.17 L) Kg. Se puede observar que el incremento que tiene el calor útil desde una α_r de 0.6 hasta 0.9, es suficiente para elevar la producción de amoníaco en 2.2 kg. Se puede decir entonces, que utilizar materiales con absorptancia superiores a 0.9 no es muy conveniente ya que a partir de este valor el calor útil es casi el mismo y lo mismo pasara con la masa de amoníaco.

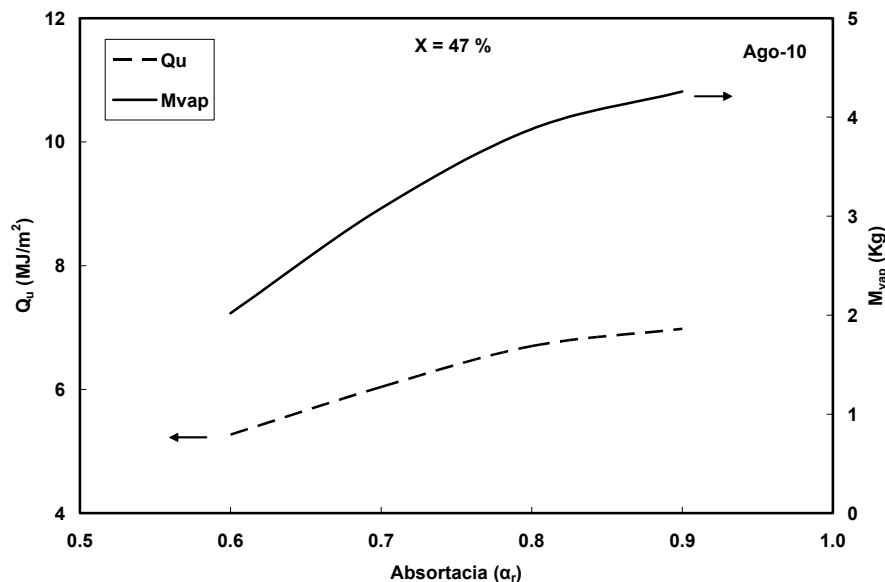


Figura 3.11. Variación de la absorptancia del receptor.

En la figura 3.12 se puede ver como la m_{vap} se incrementa desde 1.48 (2.49 L) hasta 4.86 kg (8.18 L) y Q_u desde 4.89 hasta 7.4 MJ, esto sucede al aumentar la reflectancia especular (ρ_m) en un rango de 0.6 a 0.9. La ρ_m es el más importante de los parámetros ópticos, ya que al mejorar éste se pueden obtener un mejor Q_u y por lo tanto mayores cantidades de amoníaco.

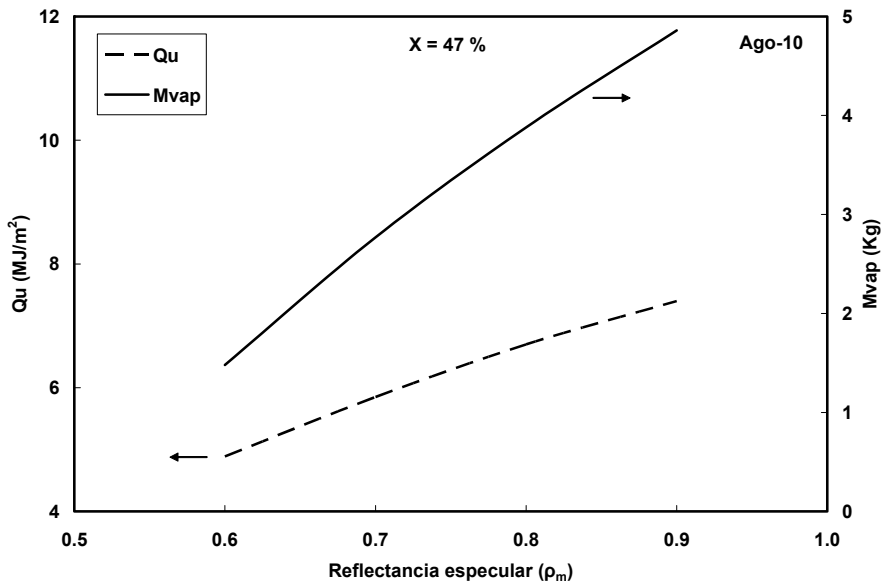


Figura 3.12. Variación de la reflectancia especular del aluminio.

El último parámetro a comparar, es la transmitancia de la cubierta, en este caso se aprecia la misma tendencia, la m_{vap} y el Q_u se incrementan en función de éste parámetro y los valores registrados son muy similares a la absorptancia del receptor.

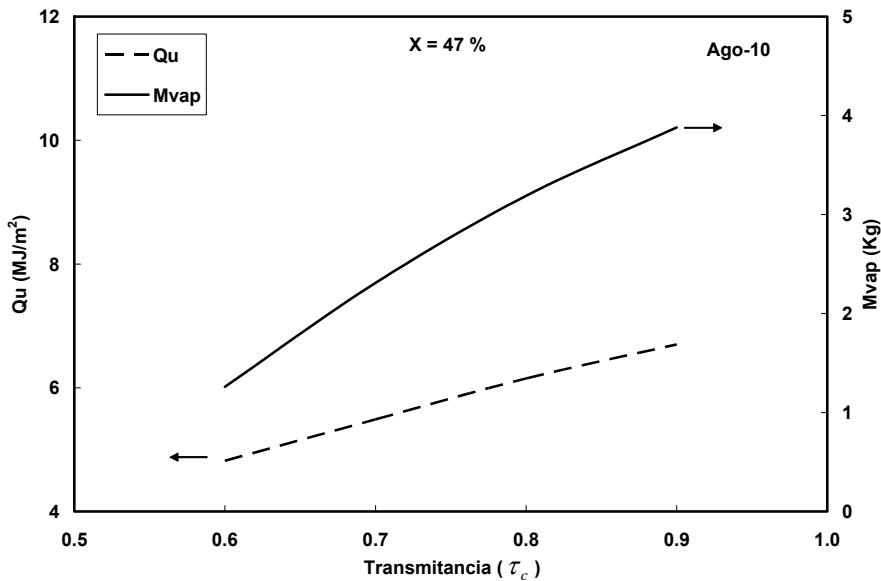


Figura 3.13. Variación de la transmitancia de la cubierta.

El parámetro que más afecta la producción de amoniaco y el calor útil es la reflectancia especular seguido por la transmitancia y absorptancia respectivamente. Por

esta razón la selección de los materiales es de suma importancia para del óptimo desempeño de un CPC, pues de este depende que el aprovechamiento energético sea el adecuado.

3.6.4 Variación de la concentración de la solución y la razón de concentración.

Con el fin de determinar el comportamiento del sistema en función de algunos parámetros de gran importancia en la operación del refrigerador solar, se realizó una simulación con los mismos datos especificados en la tabla 3.1, pero variando la concentración de la solución (X_{sol}) entre 44 % y 50 % y la razón de concentración del CPC (CR) entre 2.4 y 3.6. Para ambos casos la masa de la solución se fijó en 17.3 Kg.

En la figura 3.14, se muestra la cantidad de vapor generado (m_{vap}) en cada instante de tiempo a distintas concentraciones de la solución (X). Aunque el comportamiento es similar, la hora a la que se inicia la generación de amoniaco varia en función de X . También se nota que a menor X la solución tarda más tiempo en alcanzar la temperatura de saturación. La masa de amoniaco se incrementa cerca de 0.55 Kg al aumentar X en un 2 %. Se alcanzan valores de 3.03 kg (5.1 L) de amoniaco para 44 %, 3.53 kg (5.94 L) para 46 %, 4.14 kg (6.97 L) para 48 % y 4.64 (7.81) para 50 %.

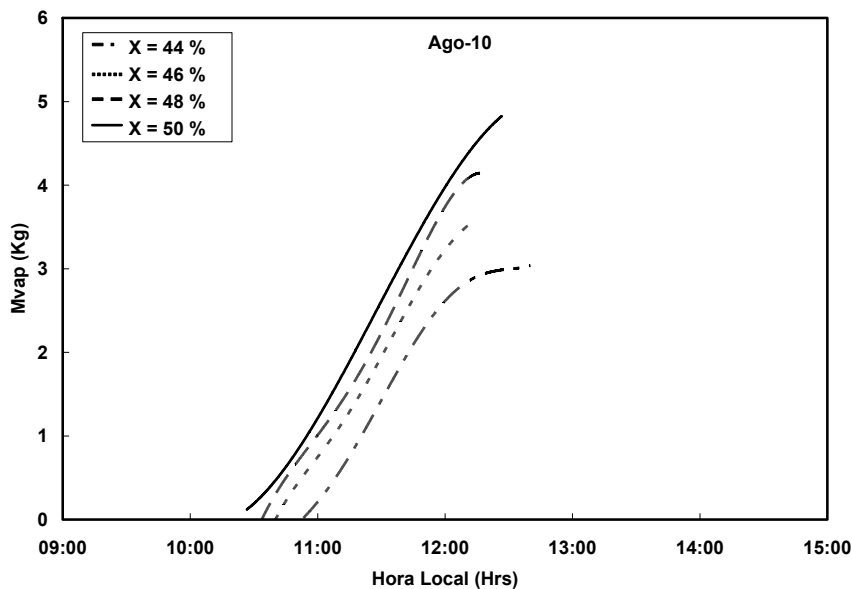


Figura 3.14. Masa de amoniaco generada a distintas concentración de solución.

En la figura 3.15, se muestra la temperatura del receptor (T_r) y la temperatura de saturación (T_{sat}) a distintas concentraciones de la solución. En este caso el valor de la temperatura del receptor (T_r) estuvo cerca de los 121 °C en los 4 casos. La T_{sat} tiene un comportamiento diferente, a la misma hora, se tienen diferentes valores de temperatura. Esto pasa debido a que la T_{sat} esta en función de la concentración de la

solución y se actualiza cada vez que hay generación de amoniaco. De tal manera que a mayor concentración de la solución la temperatura de saturación es menor.

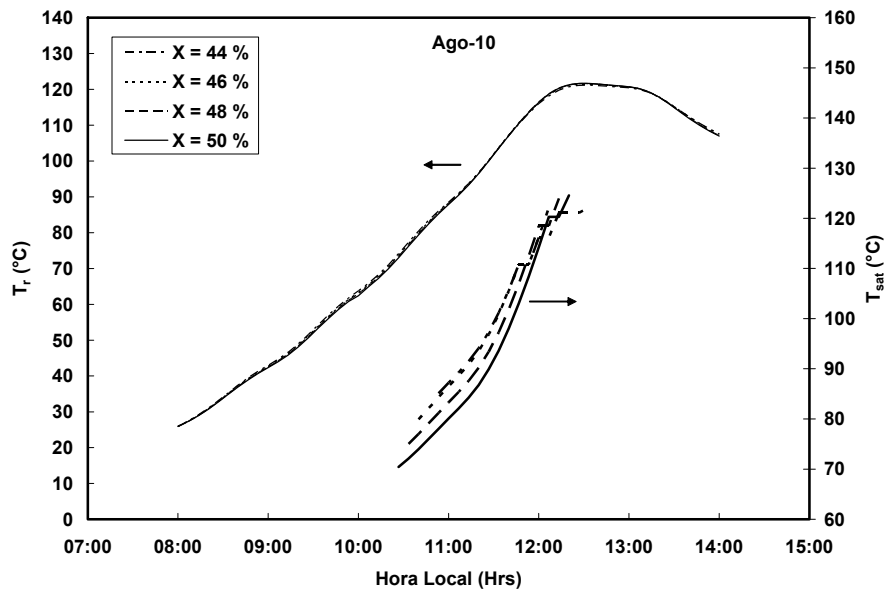


Figura 3.15. Temperatura del receptor a distintas concentración de solución.

La eficiencia del CPC se muestra en la figura 3.16, donde se observa que la curva $X = 44\%$ es la más baja con una eficiencia media de 0.172, mientras que la más alta es para una $X = 50\%$ en la que se tiene una eficiencia de 0.19. En este caso a mayor X se tiene una mejor eficiencia.

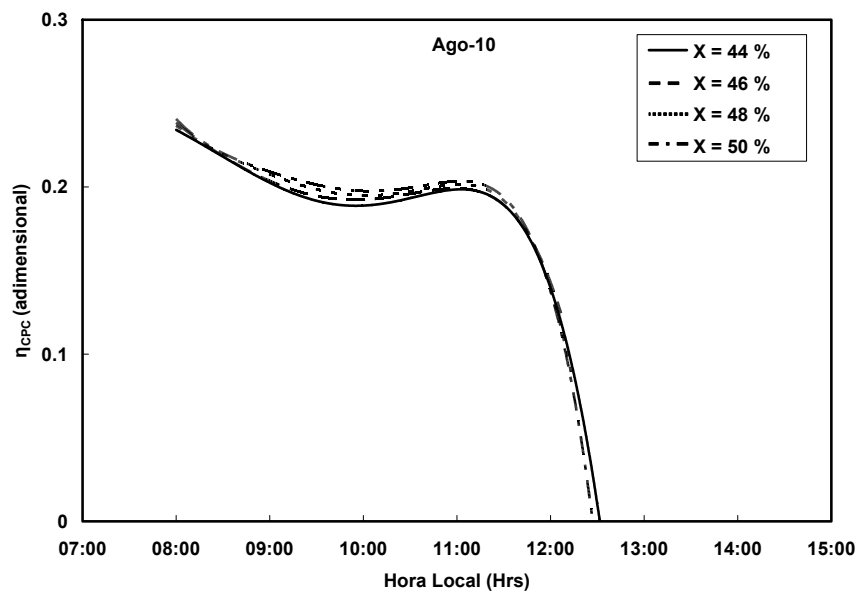


Figura 3.16. Eficiencia del CPC a distintas concentración de solución.

Los resultados obtenidos al variar la razón de concentración del CPC (CR) se presentan en las figuras 3.17, 3.18 y 3.19. La m_{vap} mantuvo un comportamiento adecuado, tal y como se ve en la figura 3.17. Se refleja también un retardo en la generación de amoniaco, pero esta vez se debe que a menor CR se tiene menor temperatura de generación, entonces esta situación provoca que el sistema tarde más en alcanzar la temperatura de saturación. Los valores de m_{vap} obtenidos fueron de 2.08 kg (3.5 L) para CR = 2.4, 3.03 kg (5.1 L) para CR = 2.8, 3.65 kg (6.14 L) para CR = 3.2 y 4.33 Kg (7.3 L) para CR = 3.6.

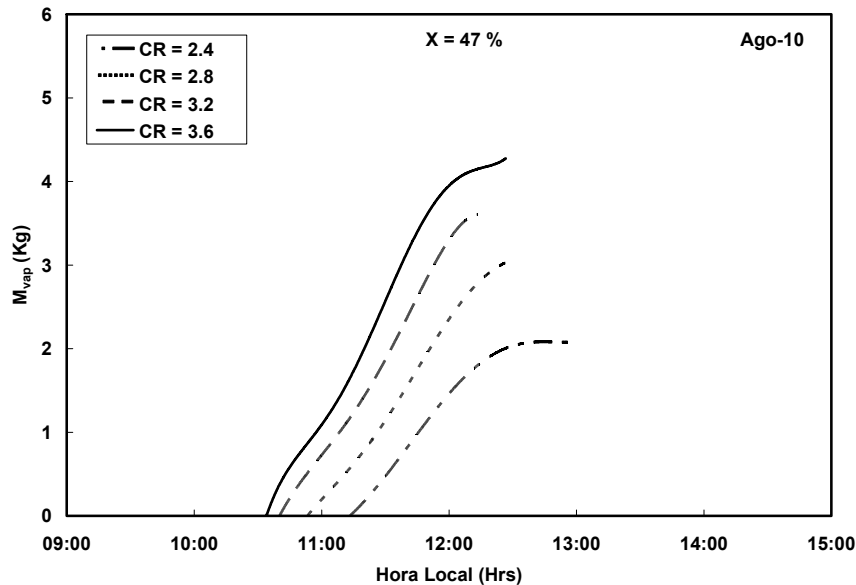


Figura 3.17. Masa de amoniaco generado a distintas razones de concentración.

La figura 3.18 corresponde a la temperatura en el receptor o bien de generación, se puede observar que todas las curvas inician a la misma hora, sin embargo, al pasar el tiempo se observa que existen variaciones hasta que se termina de generar amoniaco. La tendencia debida a la variación de CR permite alcanzar distintas temperaturas de generación y a mayor CR mayor es la temperatura T_r . Las T_r alcanzadas fueron de 99.3 °C para CR = 2.4, 108.9 °C para CR = 2.8, 117.6 °C para CR = 3.2 y 129 °C para CR = 3.6.

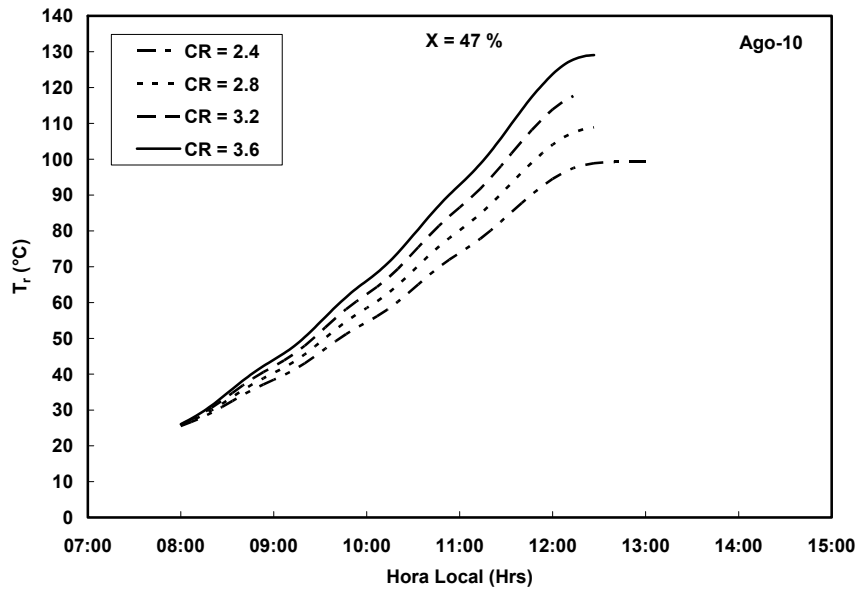


Figura 3.18. Temperatura del receptor a distintas razones de concentración.

En la figura 3.19 se puede observar que las eficiencias oscilan entre 0.18 y 0.25 antes de disminuir hasta 0. También se observa que al aumentar CR la eficiencia del CPC disminuye, esto se debe a que al aumentar la CR también aumenta la temperatura (figura 3.18) y a mayor temperatura los colectores son menos eficientes.

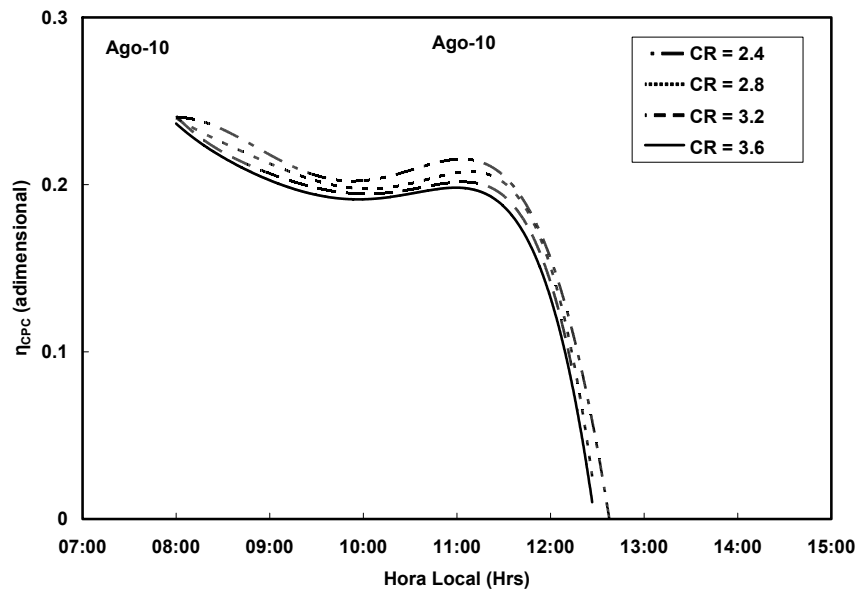


Figura 3.19. Eficiencia del CPC a distintas razones de concentración.

CAPÍTULO 4. DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO EXPERIMENTAL

4.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se presentan los principales componentes que permiten el funcionamiento del sistema de refrigeración solar. Asimismo se presentan las mejoras que se realizaron. En cuanto al diseño, se reemplazó el tubo generador/absorbedor por uno con mejores propiedades para la transferencia de calor y de esta forma acelerar la generación de amoniaco en las primeras horas del día.

Como parte del trabajo se reconfiguró la estructura del sistema de tal manera que se respetaran los espacios entre los dispositivos para brindar mayor movilidad y facilidad en su operación. Se respetaron algunos aspectos del diseño original del sistemas tales como la selección de la válvula de expansión, evaporador, válvulas de control y la distribución de los sistemas de medición a excepción de los que se encuentran en el generador.

Parte importante de esta sección es describir también como se llevó a cabo todo el proceso de ensamblado del sistema, método para la preparación y carga de la solución refrigerante-absorbente, así como la operación del mismo.

4.2 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO

El sistema de refrigeración esta compuesto principalmente por el generador/absorbedor, condensador, tanque de almacenamiento, sistema de expansión, evaporador, tuberías, conexiones, sistemas de control (válvulas), sensores de presión y temperatura y sistema de adquisición de datos.

La operación del sistema solar por absorción se lleva a cabo intermitentemente y se divide en fase de generación y de evaporación. En la primera fase se calienta la solución hasta lograr que el amoniaco se separe de ella, una vez evaporado pasa por diferencia de densidades al condensador, donde cambia a su estado líquido almacenándose en el tanque de condensado a la presión de generación.

Una vez que se tienen una cantidad considerable de amoniaco se pasa a la segunda fase que corresponde a la producción de hielo, donde el amoniaco almacenado en el tanque a alta presión se pasa a través de un tubo capilar, el cual le baja la presión y temperatura considerablemente, produciendo un efecto refrigerante que se aprovecha en el evaporador para retirar el calor del agua hasta llevarla al punto de congelación.

El equipo esta dispuesto en una base de PTR de 1.5" y sus dimensiones son de 2.5 de largo, 1.6 ancho y 1.6 de altura. En la figura 4.1 podemos observar las partes este sistema.

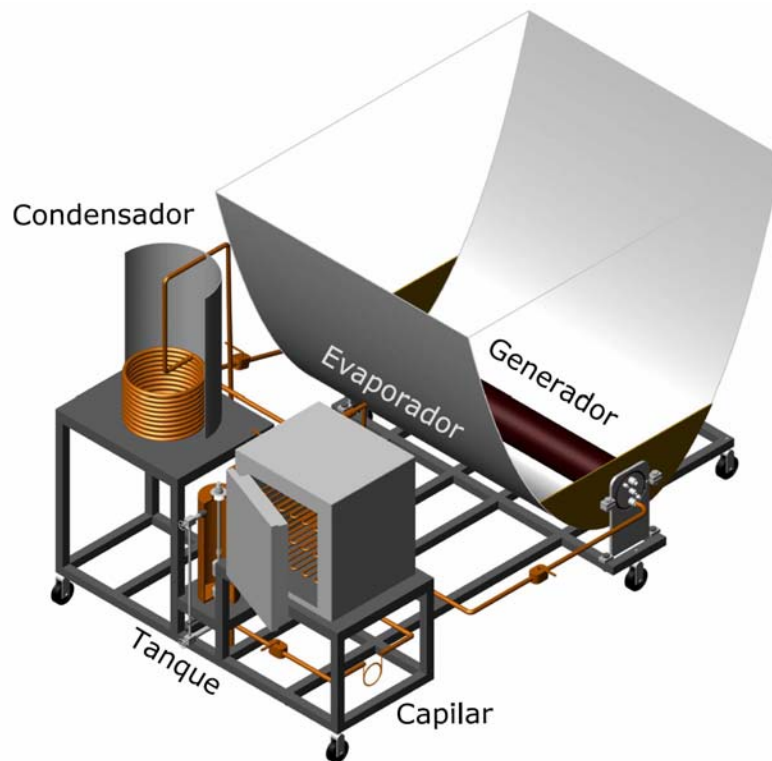


Figura 4.1. Diagrama del Sistema de refrigeración intermitente.

4.2.1 Generador

El generador es una parte esencial del sistema y se hizo mucho hincapié sobre todo en el diseño y los materiales a emplear para su elaboración. El generador está compuesto por el concentrador parabólico compuesto (CPC) y un receptor cilíndrico de aluminio.

4.2.1.1 Concentrador Parabólico Compuesto (CPC)

El CPC fue diseñado a partir de las condiciones de simulación en las que se calculó el calor útil requerido para que el refrigerante contenido en la solución nitrato de litio-amoniaco se evapore. El CPC tiene una relación de concentración (CR) de 3.3 con un diámetro externo en el absorbedor de 168.3 mm (6.625"). El ancho es de 1.74 m por 1.29 m de altura; la longitud total de la curva es de 3.37 m [38].

La superficie reflectora es de aluminio pulido acabado espejo de 1 mm de espesor marca Alanod de fabricación nacional con una reflectancia $\rho = 0.85$ según las especificaciones del fabricante. Para evitar pérdidas convectivas se le colocaron tapas laterales de acrílico de 3 mm de espesor con marco de acero de (12.7 mm) 1/2" x 4.76 mm (3/16"). La figura 4.2 (a) muestra una fotografía del concentrador completo.

4.2.1.2 Receptor

En la versión anterior, el sistema tenía un receptor de acero al carbón, el cual se reemplazó por uno de aluminio aleación 6061-T6 con conductividad térmica de 156 W/m^2 , cerca de 4 veces más que el acero, lo que nos da un mejor desempeño en la transferencia de calor hacia la solución. El nuevo receptor tiene un volumen 26.8 litros con capacidad de almacenamiento de 18.33 kg de solución a una concentración de 50 % y un llenado del 80% para dejarle espacio al vapor de amoniaco. El diseño del receptor se puede observar en la figura 4.2 (b).

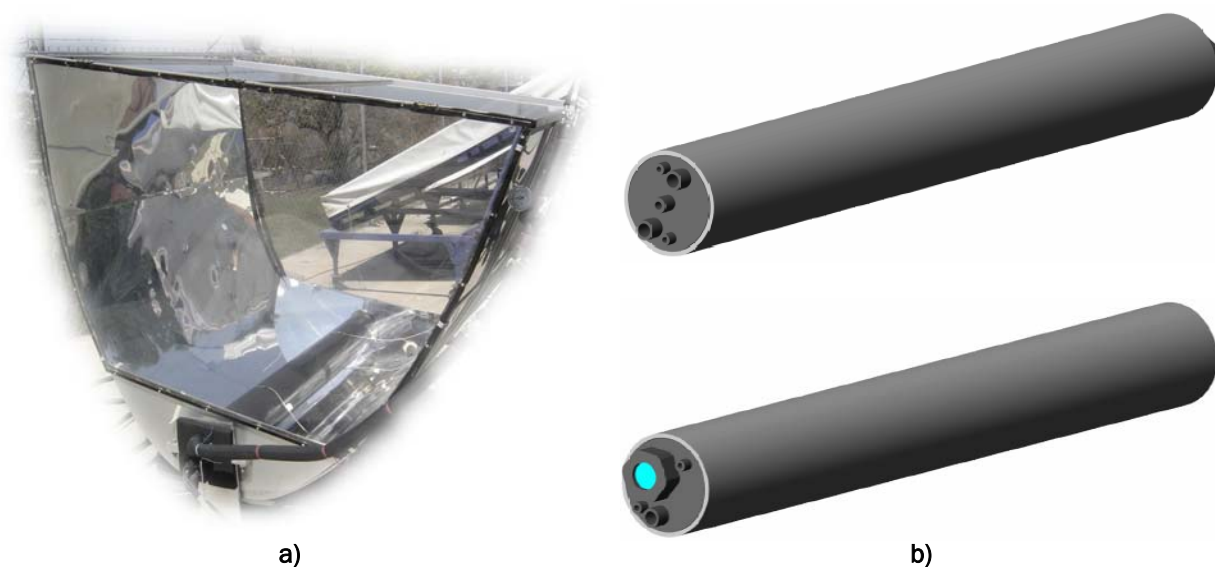


Figura 4.2. a) Imagen del CPC, b) Imagen del generador

Aunque la solución a la que está expuesto el receptor es corrosiva en ambientes ricos en oxígeno el aluminio muestra buena resistencia a ácidos nítricos, acetonas, nitratos y por supuesto al amoniaco [45]. Incluso el amoniaco puro inactiva las reacciones químicas de la superficie del aluminio. El proceso de inactivación limpia la superficie del metal para que esté libre de impurezas y promueve la formación de la capa protectora natural de óxido. Miles de evaporadores Industriales para amoniaco de aluminio han sido instalados y operan de manera exitosa desde 1970 [46].

Se realizaron cálculos teóricos de resistencia mecánica al receptor de acuerdo a un procedimiento del Pressure Vessel Handbook [47], considerando presiones de trabajo de 20 bar y $120 \text{ }^\circ\text{C}$.

Se seleccionó un tubo de aluminio sin costura con un diámetro nominal de 152.4 mm (6.0") y una longitud de 1.44 m. Se le colocaron dos tapas de 15 mm soldadas. Parte de la modificación fue dejar libre el cuerpo del tubo de cualquier conexión para gases o sensores y se optó por colocarlos en las tapas incluyendo una mirilla. Se colocaron 4 conectores de $1/8"$ NPT para sensores de temperatura y 1

conector de $\frac{1}{4}$ " NPT para sensor de presión. Se colocaron dos conectores de $\frac{1}{2}$ " NPT para la entrada y salida de vapor en el receptor. Se soldó un tubo difusor de $\frac{1}{2}$ " IPS al extremo de la entrada del vapor con perforaciones de $\frac{1}{16}$ " para tener mejor distribución del gas de amoníaco en la solución a baja concentración. Por cuestiones de mantenimiento o reparación del receptor se colocó un conector de $\frac{1}{2}$ " para la purgar la solución con mayor facilidad.

El receptor se cubrió con pintura selectiva especial para aplicaciones solares marca *SOLKOTE HI SORB-II* hecha a base de polímero, aplicada en forma de spray. Tiene tolerancia a altas temperaturas ($537\text{ }^{\circ}\text{C}$), excelente resistencia a los rayos ultravioleta, larga durabilidad sin perder la absorptividad, el rango de emisividad (ϵ) es de 0.25 a 0.49 y la absorptividad (α) de 0.88 a 0.94. Se aplicó pintura selectiva al receptor hasta que se cubrió completamente y se dejó secar por 72 horas a la sombra, según las recomendaciones del fabricante.

El receptor cuenta con una mirilla de $2\frac{1}{4}$ " con $1\frac{1}{4}$ " de vista libre, en la que se puede observar el estado de la solución antes o durante la generación- evaporación (ver figura 4.3). La mirilla fue soldada a una de las tapas del receptor y cuenta con una tapa hueca roscada y en su interior una junta de neopreno Garlock para el sellado y un cristal templado de $2\frac{1}{4}$ ".

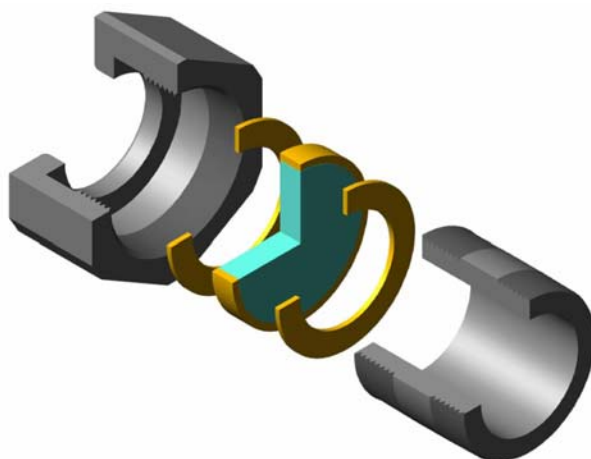


Figura 4.3. Diseño de la mirilla para visualizar la solución en el interior.

4.2.2 Condensador

En este dispositivo se lleva a cabo la condensación el vapor de amoníaco que viene del generador y consiste en un tubo de aluminio flexible de $\frac{3}{8}$ " en forma de serpentín helicoidal con longitud de 10 m. El serpentín se encuentra inmerso en un tanque de agua de 75 litros.

Para ayudar a disipar calor del agua de enfriamiento hacia el ambiente se dispuso una doble pared de aluminio corrugado y de esa forma evitar que la radiación llegue directamente (ver figura 4.4 (a)).

Se reemplazó la tubería del serpentín por una del mismo diámetro y material, cambiando únicamente su ubicación al inferior del tanque. También se le repararon algunos orificios y se pintó el tanque de agua en la pared interior.

En la figura 4.4 b), se puede observar que el serpentín se coloca en la parte inferior del recipiente para aprovechar el agua a menor temperatura.

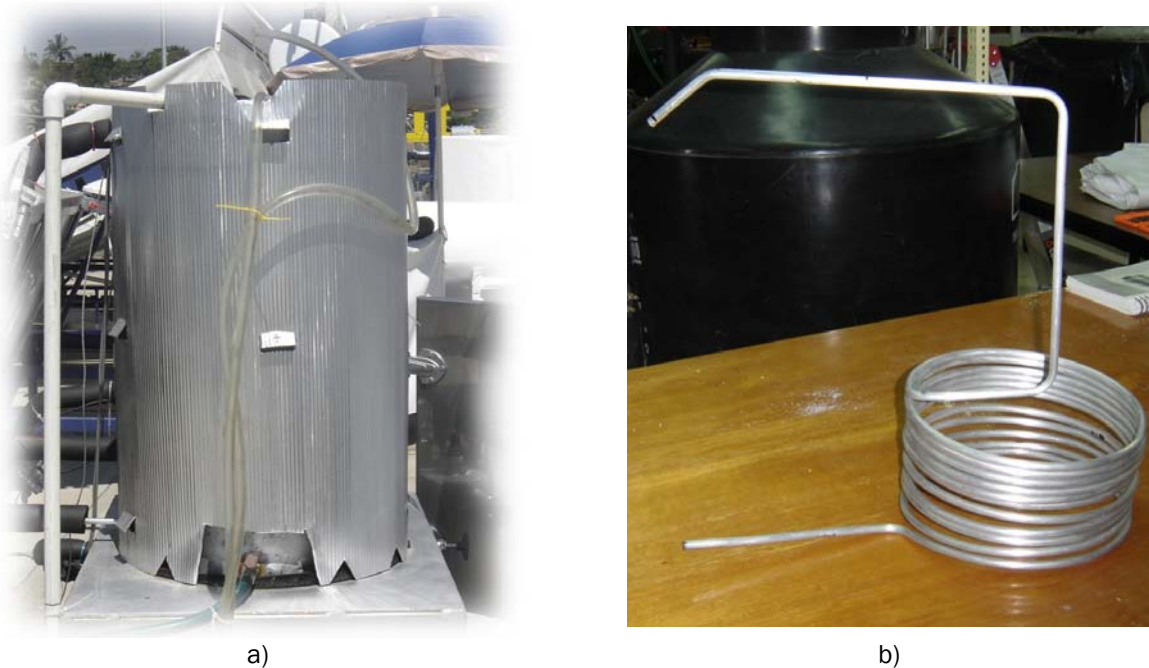


Figura 4.4. a) Imagen del tanque de condensado, b) Imagen del serpentín

Las dimensiones del condensador fueron calculadas por García-Valladares (2000) y se siguieron las siguientes condiciones de entrada [48]:

Presión a la entrada del condensador:	10 - 13 bar
Masa máxima a condensar:	$m_{\text{vapT}} = 3.5 \text{ kg}$
Flujo del vapor de amoníaco:	$m_v = 1 \text{ kg/h}$
Diámetro interno del tubo:	$\Phi_{\text{int}} = 7.72 \text{ mm}$
Diámetro externo del tubo:	$\Phi_{\text{ext}} = 9.5 \text{ mm}$
Material del tubo:	Aluminio
Fluido para enfriar:	Agua a 28°C

4.2.3 Tanque de almacenamiento

El tanque de almacenamiento, es dónde se recolecta el amoníaco generado y da la pauta entre la fase de generación y la de evaporación. Durante la generación retiene al amoníaco condensado a alta presión hasta que la solución alcanza

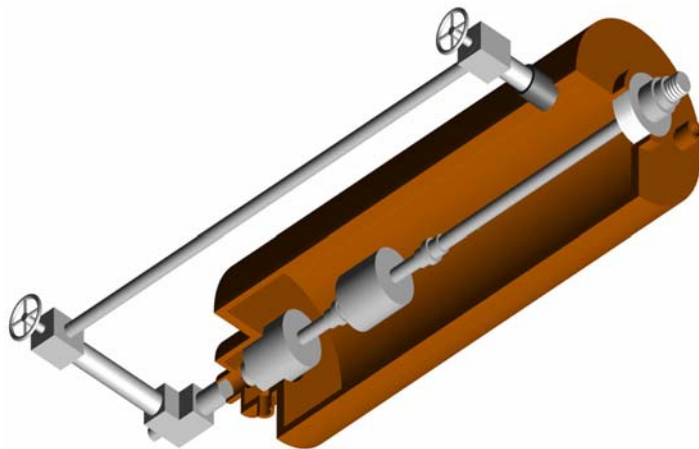
condiciones de equilibrio para la absorción. El tanque de almacenamiento suministra amoníaco líquido a una presión entre 7 y 10 bar al sistema de expansión para llevar a cabo el efecto refrigerante dentro de la caja frigorífica. El tanque puede almacenar hasta 8.5 litros de amoníaco.

Se tiene un tubo de vidrio para visualizar el nivel de amoníaco y de esa forma llevar las anotaciones manualmente de la cantidad de amoníaco que se va almacenando o consumiendo con respecto al tiempo.

En la figura 4.5 (a) se muestra una imagen del tanque de amoníaco y el tubo de nivel y en la figura 4.5 (b) se tiene un dibujo en 3D en el que se observa en su interior el nivel electrónico accionado por un par de flotadores que servirán para controlar el cierre y apertura de la válvula solenoide entre el tanque y el sistema de expansión durante la fase de evaporación.



a)



b)

Figura 4.5. a) Fotografía del tanque de amoníaco, b) Sensor de nivel electrónico

4.2.4 Sistema de expansión

El sistema de expansión consiste en una válvula de tipo aguja de flujo variable manualmente y de un tubo capilar conectados en "bypass". La válvula de expansión se seleccionó siguiendo el criterio descrito por Rivera (2006).

Las dimensiones del tubo capilar se determinaron con el método de volúmenes de control utilizado por García Valladares (2000). Se diseñó para una presión a la entrada entre 7 y 10 bar, una presión a la salida de 2 bar y un flujo másico de de amoníaco 0.5 kg/h. Se seleccionó un tubo capilar marca alltech de acero inoxidable AT™ con diámetro nominal de 1.588 mm (1/16”), un orificio de 0.501 mm (0.020”) y una longitud de 7.6 m. En la figura 4.6 se muestra la fotografía del tubo capilar y la válvula de aguja conectadas en “bypass”.

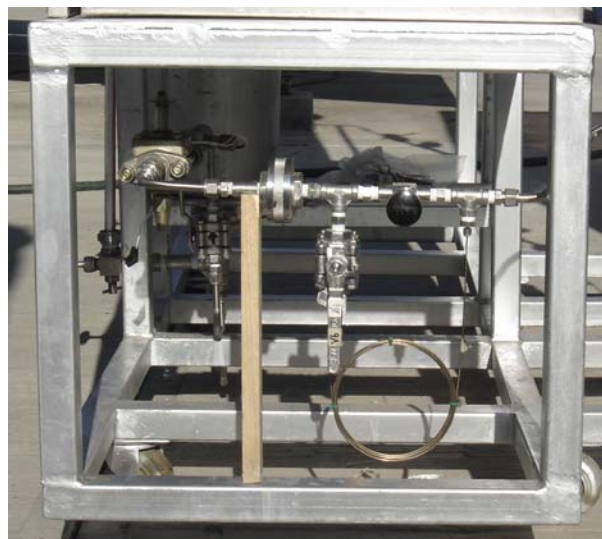


Figura 4.6. Fotografía del tubo capilar y la válvula de tipo aguja.

4.2.5 Evaporador

El evaporador no tuvo modificaciones y se utilizó el mismo diseñado por Rivera (2005). El refrigerador tiene un volumen de 73.5 L (2.59 ft³) y se diseñó para producir 8 kg de hielo.

Se utilizó espuma elastomérica marca Armaflex como aislante con una conductividad baja de 0.038 W/m K a 0 °C, soporta temperaturas de -40 °C a 105 °C. El tubo de aluminio es de 26 m de longitud y se dobló de tal manera que sirviera como soporte para las charolas contenedoras de agua. La caja frigorífica es de doble pared de acero inoxidable 304 de (1/16”) de espesor entre las cuales se coloca el aislante térmico de 57 mm (2.25”) de espesor.

Para evitar ganancias de calor del ambiente hacia el evaporador se aisló exteriormente con Armaflex de 1”. Los datos de entrada considerados por Rivera (2005) fueron los siguientes:

Presión a la salida de la válvula de expansión:	$P_{EV} = 2.0 \text{ bar}$
Temperatura del refrigerante:	$T_{EV} = -20 \text{ °C}$

Diámetro interno del tubo del evaporador:	$\Phi_{\text{int}} = 0.0062 \text{ m}$
Diámetro externo del tubo del evaporador:	$\Phi_{\text{ext}} = 0.0096 \text{ m}$
Material del tubo del evaporador:	Aluminio

En la figura 4.7 (a y b) se tiene una fotografía del evaporador y un dibujo en 3D del serpentín de aluminio respectivamente.



a)



b)

Figura 4.7. a) Fotografía del evaporador, b) Tubo en el interior del evaporador

4.2.6 Estructura del refrigerador solar

El sistema de refrigeración está dispuesto sobre una estructura de PTR de 1.5", la cual se modificó en su mayor parte, para reorganizar todos los dispositivos (tanque de almacenamiento, evaporador, condensador, tubería y sensores). Se diseñaron y fabricaron nuevos soportes para el generador y un banco para colocar los dispositivos. El diseño se llevó a cabo respetando las dimensiones de cada dispositivo, de tal manera que se pueda tener un mejor aprovechamiento del espacio, una mejor vista y que no sombreen al CPC.

Para asentar el generador en la estructura se diseñaron soportes a partir de una placa de acero al carbón de 12.5 mm con abrazaderas para sostener al receptor y permitir que gire libremente para orientarlo. Se colocaron arillos de plástico duro marca Nylamid entre el receptor y el CPC con el propósito principal de evitar pérdidas térmicas a través de las placas y permitir el libre movimiento.

Los soportes y el CPC contienen perforaciones concéntricas para permitir la orientación según la declinación de cada estación. Los soportes van sujetos con tornillos a la estructura del carro y permiten que el tubo absorbedor se pueda remover de su lugar para mantenimiento o reparación.

La estructura cuenta con ruedas de 3" para desplazar el carro cada vez que sea necesario orientarlo o reubicarlo. En la figura 6.6 muestra una imagen de la estructura modificada del refrigerador incluyendo los soportes del generador y el banco de los dispositivos.

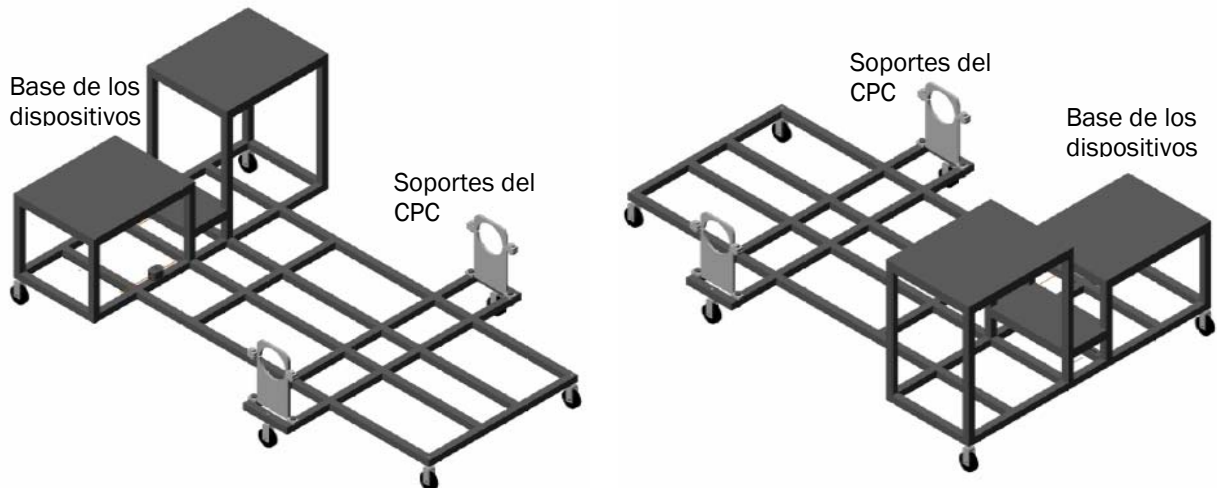


Figura 4.8. Diagrama de la estructura del refrigerador solar

4.2.7 Conexiones y Accesorios

La tubería que se instaló entre los dispositivos fue de tubo sin soldadura acero inoxidable 316, 9.53 mm ($3/8$ ") diámetro externo x 0.9 mm (0,035") de pared. Para la entrada y salida de los gases así como la salida para purga de la solución fueron de conector macho inoxidable $3/8$ " DE a $1/2$ " cuerda NPT. Se usaron conexiones en cruz de acero zincado de $1/4$ " NPT para colocar los sensores de presión y temperatura, con reducciones tipo bushing de $1/4$ " a $1/8$ " NPT.

Para unir de tubo a tubo de $3/8$ " se usaron uniones rectas de acero inoxidable de $3/8$ " DE. Para unir cuerdas de válvulas y de cruces se usaron conectores machos inoxidables para tubing de $3/8$ " a cuerdas de $1/4$ " NPT. En su mayoría todos los conectores son marca a excepción de las cruces y las reducciones bushing.

Las válvulas se colocaron a la entrada y salida de cada componente principal, son de acero inoxidable marca Worcester^{MR}, tienen rosca hembra NPT de 6.35 mm ($1/4$ ") de diámetro nominal con una presión de prueba del fabricante de 103.4 bar (1500 psi) y que resisten temperaturas hasta de 288 °C.

Se siguieron las recomendaciones del fabricante Swagelok^{MR} para el doblado del tubo y las distancias requeridas después de las conexiones. Las tuercas se apretaron $1 \frac{1}{4}$ de vuelta para que las férulas sellaran contra el tubo. Cada rosca se verificó visualmente y se le colocó la cantidad de teflón Garlock^{MR} suficiente con la

precaución de no romperlo. En la figura 4.9 se presentan los accesorios instalados en la tubería del sistema.

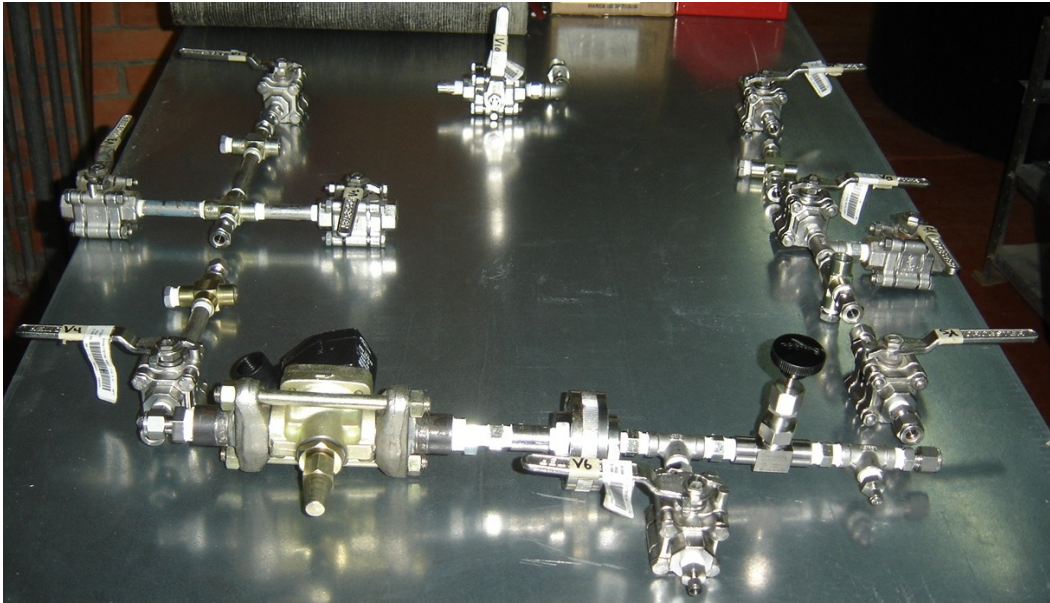


Figura 4.9. Fotografía de los accesorios

4.3 DISPOSITIVOS AUXILIARES

Una vez armado el equipo se requirió de distintos dispositivos para hacerle vacío, preparación y carga de la solución y controlar la temperatura de condensación.

4.3.1 Tanque de carga de solución

El tanque para cargar solución es de acero inoxidable de 6", tiene una capacidad para contener de 5.5 kg (8 lts) de solución. En la parte superior cuenta con una válvula de suministro-purga $\frac{3}{4}$ " para introducir la sal y también purgar el gas de amoníaco mientras se lleva a acabo el mezclado, para esto último se debe colocar una manguera con una reducción de $\frac{3}{4}$ " a conector de $\frac{1}{4}$ " DE.

En la parte inferior se tienen dos válvulas de bola de acero inoxidable con salidas a $\frac{1}{4}$ " NPT. Una de las válvulas tiene conectada una manguera de teflón de $\frac{3}{8}$ " de diámetro con revestimiento de malla de acero inoxidable resistente a la solución de amoníaco-nitrato de litio y hasta 34.5 bar (500 PSI) de presión. La otra válvula es para purgar la tubería cuando se va a cargar amoníaco o solución. Cuenta con un tubo de cristal para visualizar el nivel de solución que se ha preparado y tener un mejor control de la carga. El tanque se lavó en su interior con amoníaco líquido para asegurar que no contenga elementos extraños que puedan alterar el comportamiento de la solución. En la figura 4.10 se tiene una fotografía del tanque de carga y sus principales partes.

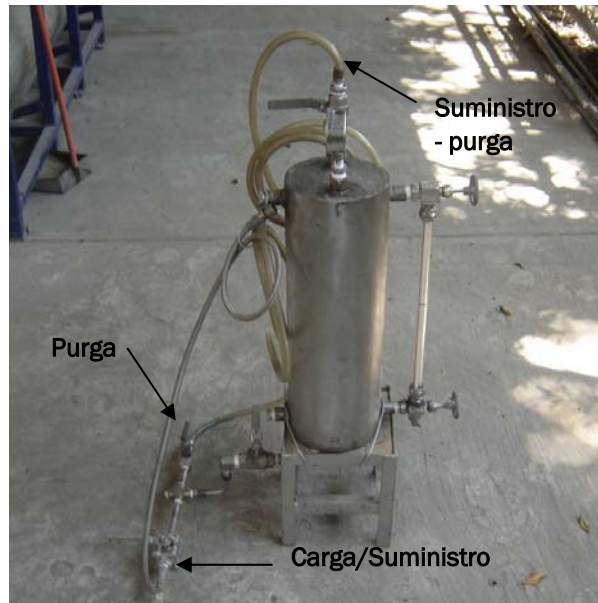


Figura 4.10. Fotografía de tanque de carga de solución.

4.3.2 Tanque de carga del refrigerante

Este tanque se utiliza únicamente para suministrar refrigerante al sistema de refrigeración cuando se requiere aumentar la concentración de amoníaco en la solución. El recipiente es de acero inoxidable con una capacidad de 350 gr. de amoníaco a temperatura ambiente (ver Figura 4.11). Al igual que el tanque de carga de solución cuenta con válvulas tipo bola de $\frac{1}{4}$ ", tubo de nivel, líneas de purga y suministro. Además cuenta con manómetro para verificar la presión del refrigerante.

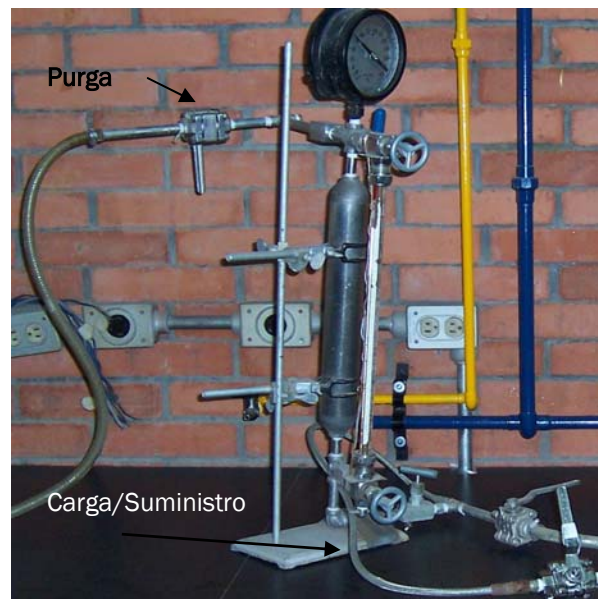


Figura 4.11. Fotografía de Tanque para carga de refrigerante.

4.3.3 Control de temperatura de condensación

Este sistema nos permite fijar una temperatura constante de condensación y de esa forma manipular las características de operación en la fase de generación para evaluar el refrigerador. El sistema consta de un controlador de temperatura, un contactor, sonda de temperatura, bomba y enfriador. Para mantener una temperatura constante se utiliza control de temperatura digital con un rango de 0 a 999 °C, Voltaje 120/220v 50/60 HZ, Termopar Tipo "J", con pantalla y menú, para ver y fijar la temperatura de operación respectivamente con un rango de activación de +/- 1 °C.

El actuador es un contactor termo-magnético marca Square D, Voltaje 220 v 50/60 HZ y se activa en el momento que el termopar detecta una temperatura superior a la establecida.

El enfriador es de compresión de vapor con una capacidad de enfriamiento de ½ Tonelada, Voltaje 120/60 HZ, con evaporador de intercambiador helicoidal de tubos concéntricos de un solo paso, por cuyo interior se hace circular el agua del condensador en un ciclo cerrado. La recirculación del agua se mantiene mediante una bomba centrífuga marca Cole Palmer con un controlador de flujo que recircula el agua a razón de 4 LPM. Es importante mantener la recirculación del agua durante todo el período de generación de vapor para mantener uniforme tanto como sea posible la temperatura del agua en el condensador.

En la figura 4.12 a) se muestra con líneas punteadas el diagrama de instalación del control de temperatura del agua y en figura 4.12 b) se observa una fotografía de instalación del sistema de enfriamiento en el equipo experimental.

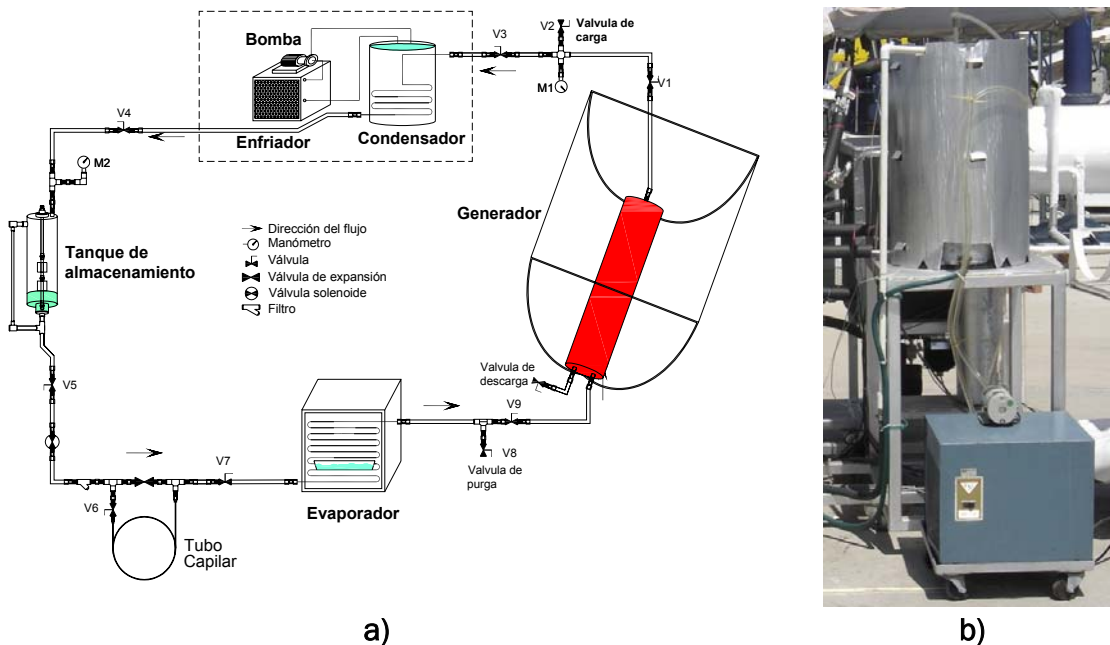


Figura 4.12. a) Se muestra el diagrama y b) una fotografía del control de temperatura de condensación.

4.3.4 Bomba de vacío

En los sistemas de refrigeración es necesario que la tubería este libre de aire y humedad antes de introducir el fluido refrigerante para evitar un mal funcionamiento. En este caso no es la excepción puesto que se trabaja con una solución de amoniaco-nitrato de litio que en contacto en el aire y la humedad puede tener consecuencias graves de corrosión al sistema. La figura 4.13 se muestra la fotografía de la bomba de vacío.



Figura 4.13. Fotografía de la bomba de vacío

4.4 INSTRUMENTACION Y ADQUISICION DE DATOS

Para evaluar el comportamiento del sistema se requirió equipo de instrumentación de precisión tales como termopares, termistores y transductores de presión, que se colocaron estratégicamente en todo el sistema.

Se colocaron termistores y transductores entre cada dispositivo para tener valores de entrada y salida. El receptor en el interior cuenta con 2 termistores para la solución, 2 para el vapor de amoniaco, 1 transductor de presión y 4 termopares para la superficie exterior del tubo. El tanque de condensado tiene 3 termistores en su interior para medir la estratificación del agua. En el tanque de amoniaco se colocó un termistor para medir la temperatura del refrigerante. En el interior del evaporador se colocaron 2 termistores para medir la temperatura del agua y la temperatura de la caja frigorífica. También se colocaron manómetros a la salida del generador y en el tanque de almacenamiento de amoniaco para una previa supervisión del equipo. Para medir la radiación global se instaló un piranómetro a la misma inclinación del CPC.

Cada instrumento se debe preparar antes de conectarse al equipo de adquisición de datos. Fue necesario soldar algunas extensiones de distintas longitudes, según el sensor a usar. Para los transductores de presión, se requirió de una fuente de alimentación de 12 V. Es recomendable preparar cada sensor para que

se use el mismo cable durante la calibración y la experimentación. En la figura 4.14 tiene un diagrama esquemático en donde se muestran los sensores de presión y temperatura instalados en el sistema.

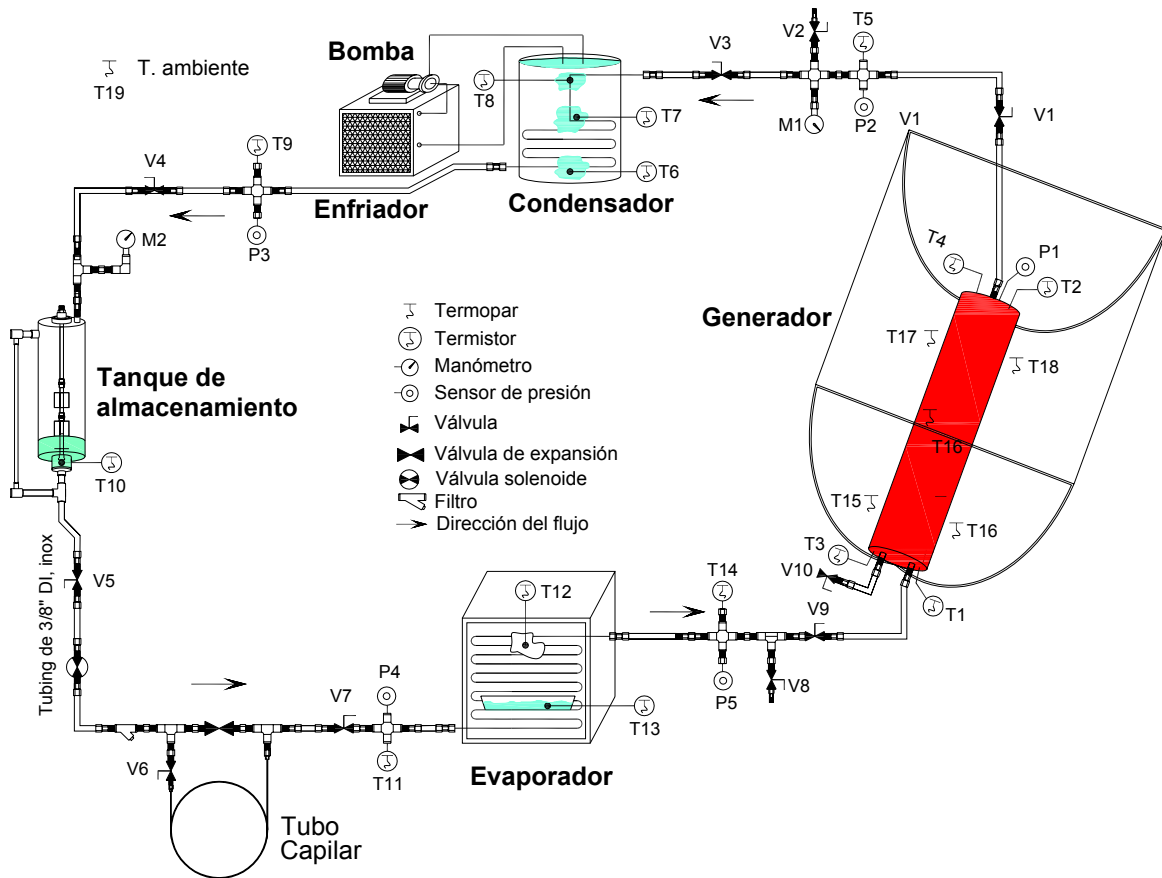


Figura 4.14. Diagrama esquemático de los sensores de temperatura, presión y radiación.

4.4.1 Programa de adquisición

Se hizo un programa de adquisición con el software HP VEE de Hewlet Packard, versión 5.0 con las variables de entrada que se necesitaban. Este programa presenta cada valor de temperatura, presión y radiación en pequeñas ventanas visuales. La información se almacena cada 5 segundos en una base de datos de archivos DAT exportables a una hoja de cálculo como EXCEL. El programa software permite introducir las ecuaciones de calibración de cada Instrumento y observar gráficas de las variable medidas, entre otras funciones.

En total se tienen 19 variables de temperatura, 5 de presión y 1 de radiación solar. Una vez elaborado el programa, se procede a conectar cada instrumento a su correspondiente canal. La figura 4.15 muestra una imagen del programa de adquisición.

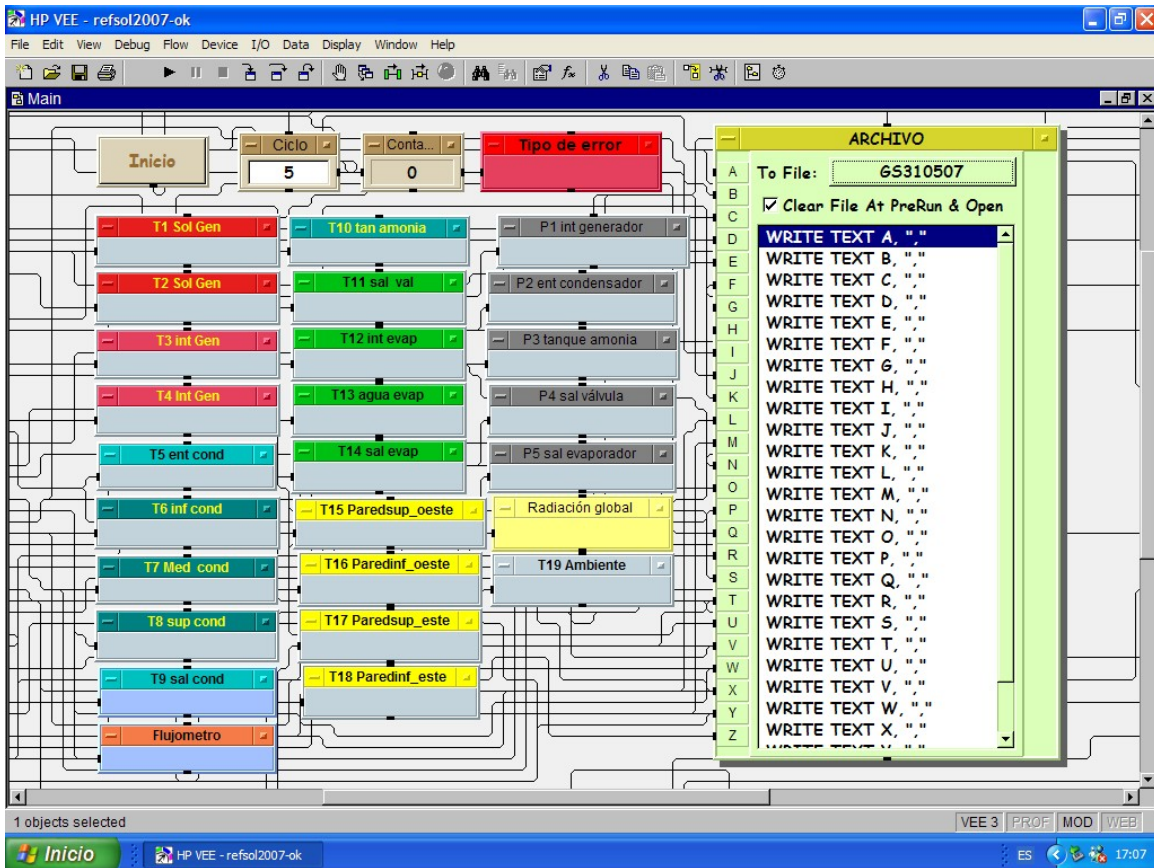


Figura 4.15. Imagen del programa de adquisición.

4.4.2 Equipo de adquisición

Los instrumentos de medición se instalaron a un sistema de adquisición de datos marca HP modelo 34970A con 2 tarjetas lectoras, cada una con 20 canales de lectura que conectado a una computadora almacena la información en tiempo real.

Se debe tener cuidado al momento de conectar los cables positivo y negativo en sus correspondientes posiciones, verificar que los cables estén bien distribuidos en el interior de la tarjeta y evitar que tengan contacto entre ellos. Una vez llevadas a cabo todas las conexiones se procede a insertar las tarjetas en el adquisidor y probar el programa de adquisición de datos.

Se debe verificar que cada uno de los instrumentos este marcando y guardando el valor de cada variable. En la figura 4.16 se tiene una fotografía de la computadora, el software y el equipo de adquisición de datos.



Figura 4.16. Fotografía del equipo de adquisición

4.4.3 Calibración de los sensores de temperatura.

La medición de temperatura se realizó con termopares de pared tipo “J” con aletas de acero inoxidable y un rango de operación de 0 a 500°C. Se utilizaron termistores de temperatura marca YSI de 4” y 1” de largo con un rango de temperatura entre -40 y 150°C, exactitud de +/- 0.1°C, con cuerpo hermético de acero inoxidable.

Para calibrar los termopares y los termistores se utilizó la metodología propuesta por Gómez (2000) [49]. Se usó un equipo de calibración que consiste en una tina con agua y un controlador electrónico de alta precisión marca Cole Parmer, con un sistema de calentamiento, recirculación y un control para fijar la temperatura a la cual puede calentar el agua (ver figura 4.17).



Figura 4.17. Fotografía del equipo de calibración para sensores de

Temperatura.

Procedimiento de calibración:

La calibración se realizó en dos etapas, primero se calibraron los termistores y posteriormente los termopares tipo “J”.

1. Se hizo un programa de adquisición en HP VEE 5.0 con las variables a medir incluyendo un sensor de referencia (Patrón), se conectaron los sensores a los canales de la tarjeta multiplexora y se identificó previamente cada sensor con numeración.
2. Se lleno la tina del calibrador con agua fría hasta que el nivel permitió sumergir los sensores y se colocaron en el interior de la tina cuidando que no hagan contacto entre ellos.
3. Se encendió el calibrador y con el setup se fijo una temperatura de 0°C y se espero 1 minuto a que se uniformizara la temperatura del agua en la tina, una vez estabilizada se tomaron 20 mediciones cada segundo a esa temperatura.
4. Para obtener las otras mediciones se incrementó cada 10 °C la temperatura de agua, hasta llegar a 70 °C, repitiendo el paso anterior.

Al finalizar las mediciones se procede a manipular la información en una hoja de cálculo para obtener la ecuación de calibración y agregarla al programa de adquisición para ajustar los valores a la salida del adquisidor.

En la figura 4.18 se observa en el eje de las “Y” el sensor de referencia usado y en el eje “X” el sensor a calibrar, así como su ecuación de calibración.

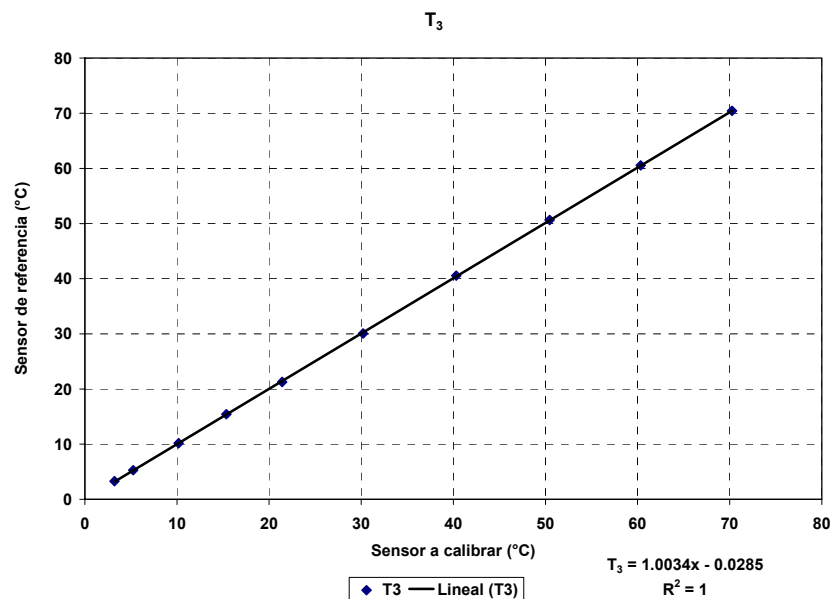


Figura 4.18. Gráfica de calibración de un sensor de temperatura.

4.4.4 Calibración de los sensores de presión

Los transductores de presión son de la marca Cole Parmer tienen un rango de operación de 0 a 20.68 bar (0 a 300 PSI) y salida de 4 mA a 20 mA, requieren de alimentación de 12 VDC. Se habilitó el cabezal de calibración que consta de tubería de 12.7 mm ($\frac{1}{2}$ ") en acero al carbón conectado por medio de uniones "T" para montar los transductores, dos válvulas de control y un manómetro previamente calibrado (figura 4.19). Se utilizó la metodología propuesta por Gómez (2000).

Para llevar a cabo la calibración de este instrumento se requiere el siguiente equipo:

- Cabezal de calibración con sensor de referencia
- Tanque de nitrógeno con regulador de presión
- Fuente de 12 VDC
- Software HP VEE 5.0 para lectura de los valores registrados
- Sistema de adquisición de datos



Figura 4.19. Fotografía del equipo de calibración de los sensores de presión.

Procedimiento de calibración

Para la calibración se utilizó un sensor de referencia electrónico marca Endress + Hauser modelo Cerabar S, con un rango de presión de 0 a 40 bar +/- **0.1** bar.

1. Se hizo un programa de adquisición en HP VEE 5.0 con las variables a medir incluyendo un sensor de referencia (Patrón), se conectaron los sensores a los canales de la tarjeta multiplexora y se identificó previamente cada sensor con numeración.

2. Se preparo la conexión eléctrica de 12 VDC para alimentar los 5 transductores a calibrar y se conectaron a los canales de la tarjeta multiplexora.
3. Se colocaron los transductores en el cabezal de calibración y se sometieron a presiones de 0 a 13.8 bar_{man} (0 a 300 PSI) con rangos de 1.7 bar (25 en 25 PSI) tomando 20 valores cada segundo con el adquirente de datos.

Ya finalizadas las mediciones se procedió a procesar la información en una hoja de cálculo para obtener la ecuación de calibración y agregarla al programa de adquisición para ajustar los valores a la salida del adquirente.

En la figura 4.20 se observa en el eje de las "Y" el sensor de referencia usado y en el eje "X" el Transductor a calibrar, así como su ecuación de calibración. La figura 4.19 muestra una fotografía del sistema de calibración de los transductores de presión. Se observan los manómetros patrón y los transductores a calibrar.

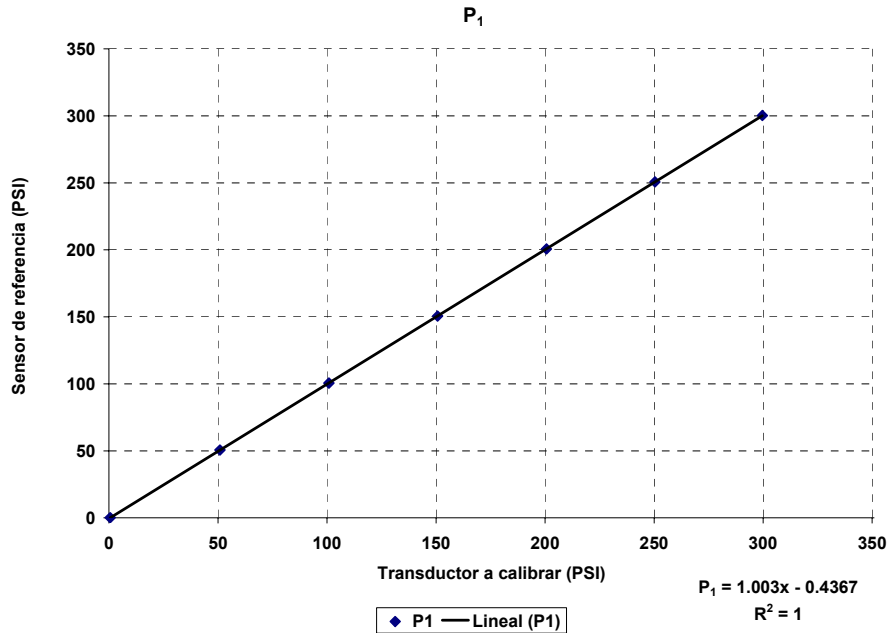


Figura 4.20. Curva de calibración de un sensor de presión

4.4.5 Medición de la radiación solar.

Para la medición de la radiación solar global se instaló un piranómetro a la misma inclinación del colector, marca Kipp and Zonen modelo CM11. Tiene un tiempo de respuesta menor a 15 s, con una desviación estándar de respuesta a 500 W/m² de +/- 0.6 % con cambio en la irradiancia en un rango de 100 a 1000 W/m².

4.5 ENSAMBLE DEL SISTEMA

El ensamble del sistema de refrigeración, se llevó a cabo una vez que se tenían todos los componentes (tubería, tubo capilar, serpentín del condensador, tanque de almacenamiento, control de temperatura y sistema de adquisición) y tomando en cuenta el diseño hecho en Autocad.

Se llevó la base a la plataforma y se comenzó el ensamble colocando primeramente los soportes del CPC, el condensador, tanque de almacenamiento y el evaporador en su sitio. Se procedió a la instalación de la tubería con el apoyo de un doblador de tubo de 3/8" colocando simultáneamente las conexiones para los sensores, las válvulas y tubo capilar en el lugar elegido. A todas las conexiones se les aplicó cinta teflón y silicón de vacío para evitar fugas.

Para colocar los sensores y tubería en el generador se tuvo mucho cuidado de no dañar las cuerdas y se apretó con suavidad para no dañar los conectores de aluminio. Para terminar el ensamble se hizo un repaso de todos los accesorios de acuerdo al diagrama de instalación de la figura 4.14.

Para la prueba de fugas se comenzó a presurizar el equipo con un poco de amoniaco y nitrógeno desde 10 kg/cm², a esa presión se detectó fuga en la válvula superior del tubo de nivel, con espuma de jabón y con mechas de azufre. Se purgó el equipo para sacar el vapor de amoniaco y se reparó la fuga. Se volvió a presurizar y esta vez se encontró fuga en el serpentín del condensador mismo que fue reemplazado en su totalidad. Una vez reparadas las fugas se presurizó a 20 bar durante una semana realizando una prueba de calentamiento sin tener problemas de fugas.

El vacío se efectuó tanto en la parte de alta como de baja presión, se usó una bomba marca Cole Parmer con capacidad de 1.33×10^{-5} bar, motor de $\frac{3}{4}$ HP y Voltaje 120/60Hz. Se conectó durante 2 minutos en cada sección, para lograr extraer el aire del sistema y se dejó unas horas para verificar que mantuviera el vacío. En la figura 4.21 se muestran dos fotografías del equipo totalmente ensamblado.



Figura 4.21. Fotografías del equipo ensamblado

4.6 PREPARACIÓN Y CARGA DE LA SOLUCIÓN AL GENERADOR

En base a la experimentación realizada por Rivera (2006) se determinó la concentración a la cual puede operar el sistema de refrigeración con la mezcla Amoniaco-Nitrato de litio.

Para estimar la carga de solución del sistema nos basamos en las propiedades de la solución a una X_{\max} de 50 %, temperatura de 110 °C, en base a estos valores se calculó la densidad (ρ_{sol}) con la correlación de Infante Ferreira (1984):

$$\rho_{\text{Sol}} = -1409.653 * \sqrt{X} + 2046.222 - 1.3463 * T - 0.0039 * T^2 \quad (\text{Kg/m}^3) \quad (\text{Ec. 4.1})$$

Donde X es la concentración del refrigerante de amoniaco en la solución (adimensional), T es la temperatura a la que esta expuesta de la solución en °C y ρ_{sol} es la densidad de la solución en kg/m³. Para obtener la masa que se necesita para el sistema se usó la siguiente relación:

$$M_{\text{NiLO}_3} = \rho_{\text{Sol}} * V_{\text{Gen}} \quad (\text{Kg}) \quad (\text{Ec. 4.2})$$

donde M_{LiNO_3} es la masa del nitrato de litio en kg y V_{gen} es el volumen disponible del generador en m³.

Utilizando la ecuación de concentración se mantiene constante la M_{LiNO_3} y se despeja M_{NH_3} para obtener masa de amoniaco a la concentración X_{\min} que se quiera cargar el sistema inicialmente y así ir aumentando la concentración paulatinamente.

$$M_{\text{NH}_3} = \frac{(X_{\min} * M_{\text{NiLO}_3})}{(1 - X_{\min})} \quad (\text{Kg}) \quad (\text{Ec. 4.3})$$

donde M_{NH_3} es la masa requerida de amoniaco en Kg a la concentración X_{\min} dada.

En la tabla 1 se tienen los valores de la cantidad de solución que cargaron al sistema inicialmente. Como se puede ver la masa de nitrato de litio permanece constante y lo único que cambia es la cantidad de amoniaco que contiene la solución a cada concentración calculada.

Tabla 1. Masa a distintas concentraciones					
X_1	ρ_{sol}	M_{LiNO_3}	M_{NH_3}	M_{sol}	V_{sol}
	kg/m ³	Kg	Kg	Kg	litros
0.50	854.2	9.16	9.16	18.33	21.46
0.49	864.2	9.16	8.80	17.97	20.79
0.48	874.3	9.16	8.46	17.62	20.16
0.47*	884.5	9.16	8.13	17.29	19.55
0.46*	894.9	9.16	7.81	16.97	18.96
0.45*	905.3	9.16	7.50	16.66	18.40
0.44*	915.9	9.16	7.20	16.36	17.87
0.43	926.6	9.16	6.91	16.08	17.35
0.42	937.4	9.16	6.64	15.80	16.86
* Experimentación.					

Una vez determinada la cantidad necesaria de nitrato de litio-amoniaco, se procede a la preparación de la solución. Este proceso es de suma importancia ya que se debe tener un control muy preciso del peso de la sal y el amoniaco para no afectar la concentración de diseño.

En la preparación de la solución se tienen factores que no se deben pasar por alto para no afectar su rendimiento; una de ellas es el secado de la sal. Con este proceso se minimiza la cantidad de agua que absorbió la sal durante el período de almacenamiento, si omitiéramos éste paso el agua que contiene la sal se evaporaría junto con el amoniaco afectando el ciclo de refrigeración.

4.6.1 Deshidratación del nitrato de litio

Fue necesario realizar algunas pruebas para estimar el tiempo que se debería secar el nitrato de litio en el horno, así mismo se utilizó el procedimiento realizado por Rivera (2006). Mediante estas pruebas se estimó un tiempo de secado de 2 horas a una temperatura de 100 °C. La temperatura se fijó en base a las propiedades de la sal especificadas por el fabricante FMLithium, considerando que el punto de ebullición es de 109 °C a 1 ATM.

Con el fin de evaluar la conveniencia de secar el nitrato se tomó una muestra de 100 gramos y se le retiró el 2.8 % de la humedad que contenía. La prueba consistió en dejar la sal expuesta al ambiente por varias horas. Después de casi 7 horas la sal ganó más humedad de la que tenía antes de secarse. Si no se secará la sal la humedad que tendría sería aún mayor, por lo que si es conveniente searla. En la Figura 4.22 se muestra este comportamiento con mayor claridad.

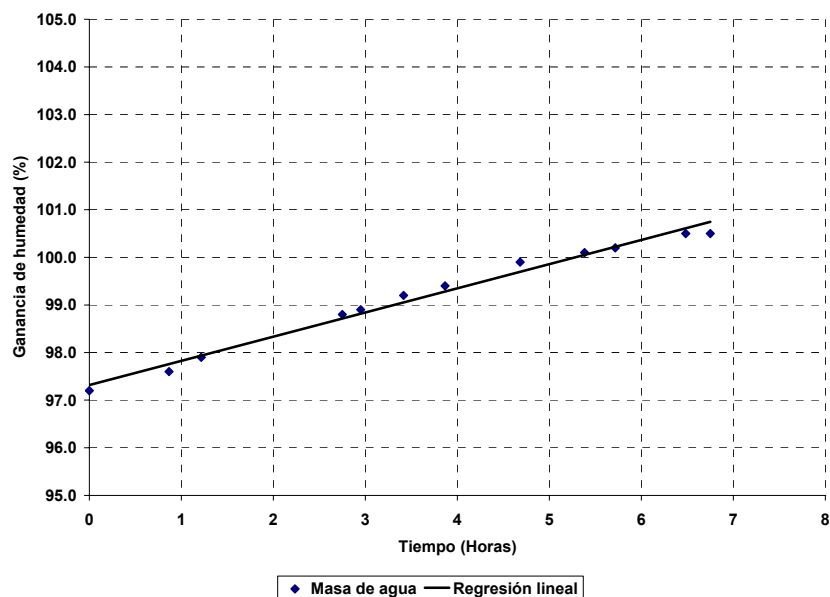


Figura 4.22. Humedad que retiene la sal con respecto al tiempo.

El equipo y material utilizado para la deshidratación de la sal fue: horno de secado con control de temperatura, balanza de precisión, ventilador, tanque de carga de solución, guantes, embudo, papel aluminio, recipiente de cristal y cronómetro. La figura 4.23 presenta una imagen del equipo.



Figura 4.23 Fotografía del equipo para deshidratar el LiNO_3 .

El LiNO_3 viene en un tanque especial cubierto por dos bolsas de plástico amarradas que evitan que la sal se humedezca demasiado. Aún con la protección el

LiNO_3 se encontraba duro en la superficie, lo que implicó usar herramienta para golpearlo y poder extraerlo del recipiente.

Procedimiento de deshidratación de la sal:

1. Se coloca el ventilador a la salida del aire caliente y se precalienta el horno a $100\text{ }^\circ\text{C}$ por 30 minutos antes de colocar el LiNO_3 . Mientras tanto se comienza a pesar el LiNO_3 que se va a introducir al horno.
2. En charolas de papel aluminio sobre la balanza de precisión se coloca la sal hasta tener 600 gramos en cada una para no exceder la carga del horno y también para evitar que haya demasiado vapor de agua en el interior. Es recomendable pesar cantidades pequeñas en las charolas para no tardar mucho tiempo con el recipiente de LiNO_3 destapado y evitar que absorba nuevamente humedad.
3. Ya pesado el LiNO_3 y después de los 30 minutos se introducen las charolas en los paneles del horno por 2 horas. A la primera hora del proceso se extrae el LiNO_3 y se desgranula hasta dejarlo como polvo, se observará una consistencia algo dura pero se romperá con facilidad. Después de 2 horas finalmente se retira el LiNO_3 , se pesa y se vuelve a desgranular para que quede un polvo fino como sal de casa. Posteriormente se coloca en un recipiente vidrio bien seco y se tapa. Es recomendable que este paso lleve a cabo en un espacio cerrado para evitar que la sal vuelva a humedecerse.
4. Una vez finalizada la deshidratación, se coloca el tanque en la balanza de precisión, se tara y se introduce poco a poco el LiNO_3 en el recipiente de carga de solución a través de la válvula de suministro con el apoyo de un embudo. Al terminar de introducir la sal de debe cerrar las válvula de suministro.

Cada proceso de secado solo permite 1.8 kg de LiNO_3 , si se requiere cantidades mayores se deberán repetir los pasos del 2 al 4, hasta tener la cantidad de sal suficiente. Se debe considerar que este proceso se toma aproximadamente 5 horas para secar 3.5 kg de sal por lo que no se recomienda excederse de ese tiempo debido a la afinidad que tiene la sal hacia la humedad (ver figura 4.22).

4.6.2 Preparación de la solución

En este procedimiento se debe llevar a cabo con el equipo de seguridad requerido (guantes, máscara y bata) sobre todo al momento de cargar el amoniaco líquido ya que el tanque de suministro se encuentra presurizado a 8 bar. Así mismo se deben verificar que las válvulas a abrir sean las adecuadas y las mangueras estén en su sitio para evitar derrames.

Procedimiento de preparación de la solución:

1. Se coloca el tanque de carga de solución en la balanza de precisión, se conecta la manguera de teflón revestido con malla de acero inoxidable del tanque de carga/suministro al tanque estacionario de amoníaco, se colocan las mangueras de purga en un recipiente con agua. Posteriormente se debe extraer el aire contenido en la manguera utilizando la válvula de purga del tanque principal o del tanque de carga y se tara la balanza.
2. Se cierra la válvula de purga y se abre la válvula de carga del tanque de solución, en ese momento se comienza a congelar la manguera indicando que el amoníaco líquido comenzó a pasar. Al hacer contacto el amoníaco con el LiNO_3 se eleva la temperatura y presión a más de 8 bar, en esta parte se debe abrir la válvula de purga ubicada en la parte superior del tanque de suministro de solución para mantener controlada la presión a no más de 8 bar. Si no se hace lo anterior la solución se pasaría por diferencia de presión al tanque de suministro.
3. Mientras se suministra el amoníaco se debe observar simultáneamente el tubo de nivel y el incremento de masa que hay en la balanza hasta alcanzar la masa de acuerdo a la concentración de diseño.
4. Una vez que pasó todo el refrigerante, se cierran válvulas y se purga el amoníaco remanente en las líneas, finalmente el tanque se agita homogenizar la solución.

Se comprueba a través del medidor de nivel que la solución es homogénea y se almacena por un tiempo aproximado de una hora hasta que la solución se mantenga a temperatura ambiente para posteriormente ser cargada al sistema. En la figura 4.24 se tiene una imagen el proceso de preparación de la solución.

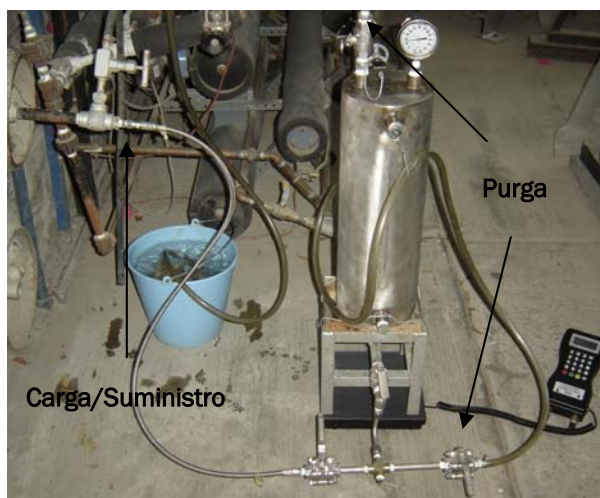


Figura 4.24. Fotografía de la preparación de la solución.

4.6.3 Carga del sistema

La carga se realiza después de preparar la solución para que el tanque tenga una presión que permita que la solución pase con facilidad al generador. Los pasos para la carga se describen a continuación:

1. Se conecta la manguera de carga/suministro del tanque de carga de solución a una conexión ubicada entre el generador y el condensador verificando previamente que las válvulas estén cerradas. El tanque de debe colocar en una parte elevada para que el vaciado de la solución se facilite.
2. Con la ayuda de la bomba de vacío se retira el aire de la tubería del tanque de carga y se comienza a pasar la solución lentamente, verificando el nivel de la solución y la presión. Es normal que la presión del generador aumente hasta estar en equilibrio con la del tanque de carga.
3. Se pesa el tanque para ver si se vació toda la solución. Si esto no sucede se le puede agregar vapor de amoníaco al tanque de carga mediante el tanque de suministro de refrigerante para terminar de vaciar la solución.
4. Para finalizar se cierra la válvula de carga del equipo, se purga la línea y desconecta el tanque. Es importante realizar la purga del equipo con una manguera a un recipiente de agua para neutralizar la solución remanente en la línea.

Es necesario repetir este procedimiento hasta haber introducido el total de la solución requerida para el equipo. No se debe olvidar llevar el control del peso del recipiente para comprobar que la solución ha sido vaciada en su totalidad. En la figura 4.25 se muestra una fotografía en la que se lleva a cabo la carga del equipo.



Figura 4.25. Fotografía de la carga de solución al sistema.

4.6.4 Recuperación de la solución

La recuperación es importante debido a que permite reutilizar la solución del sistema en caso de llevar a cabo alguna reparación o modificación del mismo, sin necesidad de desperdiciar producto.

Procedimiento para recuperar la solución:

1. Preparar un recipiente para recuperar la solución, pesarlo, limpiarlo, hacerle vacío y conectarlo a la válvula de purga del generador.
2. Precalentar el generador hasta alcanzar una presión suficiente para garantizar que toda la solución salga del generador (aproximadamente entre 9 y 10 bar).
3. Cuando la presión este entre 9 y 10 bar, se inclina el generador completo con ayuda de un gato mecánico para alcanzar una pendiente suficiente para vaciar completamente la solución y se inclina el recipiente (ver figura 4.26 (a y b)).
4. Se abren lentamente las válvulas de purga y del recipiente hasta que se escuche un burbujeo, que nos indica que la solución se ha vaciado por completo, de cualquier manera se debe pesar el tanque para verificar que se ha retirado toda la solución.
5. Purgar la tubería para despresurizar la línea, después desconectar el recipiente de recuperación y quitar el gato.
6. Almacenar la solución en un sitio seguro.



Figura 4.26. a) Inclinación del refrigerador, b) Recuperación de la solución.

4.7 OPERACIÓN DEL SISTEMA

Debido a que el sistema es de ciclo intermitente se llevan a cabo dos procesos distintos, generación de amoníaco y evaporación. Como recomendación se debe verificar que al inicio y al final de cada proceso todas las válvulas estén cerradas para evitar una posible circulación indebida de solución al evaporador.

Proceso de generación:

Para la generación se debe destapar el equipo lo mas temprano posible, aunque no reciba radiación directa lo importante es que energía extra. La generación de amoníaco comienza alrededor de las 11:00 hrs cuando alcanza temperaturas entre 80 y 90 °C y presiones entre 11 y 13 bar.

1. Antes de descubrir el equipo verificar que todas las válvulas estén completamente cerradas, sobre todo a la salida del evaporador, ya que este descuido puede provocar que pase solución al evaporador.
2. Llenar el tanque de condensado para aprovechar que el agua de la toma esta a una temperatura baja.
3. Encender el equipo de adquisición para checar que todos los sensores estén funcionando a la perfección.
4. Descubrir el equipo y esperar a que llegue a la temperatura y presión de generación. Comúnmente el tanque de almacenamiento se encuentra a una presión arriba de 10 bar, por el vapor remanente del proceso de evaporación del día anterior.
5. Cuando llega a una presión cercana a la del tanque de condensación y a una temperatura de 80 °C se abren las válvulas que comunican al generador con el tanque para permitir que el amoníaco pase al condensador y se almacene en el tanque.
6. Durante la generación se llevan anotaciones de la cantidad de amoníaco líquido que se va acumulando en el tanque en intervalos de tiempo entre 15 y 30 minutos.
7. Al terminar la generación se cierran las válvulas a la salida del generador y se deja abierta la válvula entre el tanque y el condensador para que el vapor saturado del serpentín se condense y pase al tanque.
8. Guardar los datos en la computadora, cerrar el programa y apagar el sistema de adquisición y el regulador.

En caso de que no se use el equipo de adquisición se omiten los pasos 3 y 8, y en el paso 5 se verifica que la presión del generador sea similar a la presión del tanque conforme lo indiquen los manómetros instalados.

Proceso de evaporación:

Una vez que se tiene almacenado el amoníaco en el tanque de condensado, se deja enfriar el generador hasta que alcance la temperatura ambiente y una presión baja al interior del generador. Se recomienda iniciar la prueba de evaporación en la madrugada o muy temprano por la mañana, ya que las condiciones climáticas a estas horas favorecen el proceso.

1. Encender el equipo de adquisición para checar que todos los sensores estén funcionando a la perfección y verificar que la presión del generador este por debajo de 1 bar.
2. Abrir la válvula a la entrada y salida del evaporador y asegurarse que estén cerradas las de entrada y salida del condensador.
3. Pesar la cantidad de agua que se desea congelar, llenar las charolas y colocarlas en el interior del evaporador.
4. Abrir la válvula a la entrada del tubo capilar o la válvula de aguja, según la que se vaya a utilizar, verificar que la presión y temperatura a la salida del tubo capilar sea la adecuada.
5. Tomar manualmente la cantidad de amoníaco que se va consumiendo en intervalos de tiempo entre 15 y 30 minutos.
6. Cuando la temperatura del refrigerante sea igual o menor a la temperatura del hielo, se procede a sacar el hielo, se pesa rápidamente y se regresa al interior del evaporador para seguir con la evaporación hasta que se absorba todo el amoníaco líquido. De lo contrario el hielo se descongelara en el interior.
7. Ya que se terminó el amoníaco del tanque se cierran las válvulas a la entrada y salida del evaporador.
8. Guardar los datos en la computadora, cerrar el programa y apagar el sistema de adquisición.

Terminando este proceso se puede volver a comenzar nuevamente el proceso de generación de amoníaco.

CAPÍTULO 5. RESULTADOS EXPERIMENTALES

5.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos de la experimentación con el refrigerador solar intermitente durante del período de mayo a agosto del 2007. Los resultados consistieron en evaluar el refrigerador solar en su etapa de generación y evaporación. Se obtuvieron eficiencias del colector parabólico compuesto (CPC), el coeficiente de operación (COP), calor útil de generación y el calor útil de evaporación y también se presenta un estudio paramétrico de las variables que más afectan al sistema.

5.2 RESULTADOS EXPERIMENTALES DE LA ETAPA DE GENERACIÓN Y EVAPORACIÓN

Se realizaron 22 pruebas experimentales con el sistema de refrigeración solar intermitente, que consistieron en 22 de generación y 22 de evaporación entre los meses de abril y agosto del 2007 en el Centro de Investigación en Energía, sin embargo, no todas las pruebas fueron exitosas debido a inclemencias del tiempo y de algunas fugas de amoniaco en el generador. El sistema se opero según el procedimiento descrito en la sección 4.7 y los parámetros a controlar fueron la temperatura del agua de condensación y la concentración de la solución (X_{sol}). La temperatura del agua de condensación se mantuvo en circulación constante a 4.5 l/min en todas las pruebas para impedir que la presión de trabajo del generador se incrementara demasiado.

Se inició con una masa de solución de 16.36 kg a una $X_{inicial}$ de 44%. Posteriormente se fue agregando amoniaco líquido para aumentar la concentración en un 1%, hasta alcanzar una concentración del 47 %. Para cada valor de concentración de la solución establecida se hicieron 3 pruebas con temperaturas de condensación de 29, 31 y 33°C. La información necesaria para evaluar el sistema se obtuvo mediante el uso de adquisitor de datos conectado a una PC, descrito en la sección 4.4. Las mediciones del nivel de amoniaco, se llevaron a cabo manualmente, para la etapa de generación y evaporación. Las variables más importantes de la experimentación se presentan en la tabla 5.1.

Variable	Símbolo	Unidad
Temperatura de generación	T_{ge}	°C
Temperatura de la solución en el interior del generador	T_{sol}	°C
Temperatura del vapor de amoniaco	T_{vap}	°C
Temperatura a la entrada del condensador	T_{eco}	°C
Temperatura a la salida del condensador	T_{sco}	°C
Temperatura del agua de condensación	T_{aco}	°C
Temperatura de evaporación	T_{ev}	°C
Temperatura de la caja fría	T_{cf}	°C
Temperatura del agua fría	T_{af}	°C

Temperatura de absorción	T_{ab}	°C
Nivel de amoniaco	NH ₃	Litros
Presión de generación	P_{ge}	bar
Presión de absorción	P_{ab}	bar
Presión de evaporación	P_{ev}	bar
Radiación global	I	W/m ²
Concentración de la solución	X_{sol}	%

En la tabla 5.2, se muestran un resumen de los resultados de cada prueba realizada para la evaluación del equipo, tanto para generación como para evaporación. Se pueden ver los valores mínimos y máximos de la temperatura de generación (T_{ge}), la temperatura ambiente (T_{amb}), la temperatura de evaporación (T_{ev}), la presión de generación (P_{ge}), la presión de absorción (P_{ab}), la presión del tanque (P_{tan}) y el coeficiente de operación entre otros.

X_{sol}	%	44			45			46			47		Min	Max	Media
T_{aco}	°C	29	31	33	29	31	33	29	31	33	29	31			
Procesos de Generación															
		May-15	May-28	May-30	Jun-07	Jun-12	Jun-22	Jun-27	Jul-06	Ago-01	Ago-08	Ago-10			
I	MJ/m ²	22.0	18.7	14.7	23.6	23.1	19.3	23.3	22.6	19.6	22.3	22.9	14.7	23.6	21.1
Q_{ge}	MJ	5.8	5.8	4.9	7.1	6.7	8.5	7.4	8.8	9.0	8.9	8.7	4.9	9.0	7.4
η_{CPC}	adim.	0.08	0.09	0.10	0.09	0.09	0.13	0.09	0.11	0.14	0.12	0.11	0.08	0.14	0.10
V_{NH_3}	L	2.80	2.40	1.65	3.35	3.10	4.10	3.75	4.50	4.60	4.55	4.90	1.7	4.9	3.6
\dot{m}	kg/h	0.82	0.54	0.63	0.66	0.65	1.00	0.86	0.78	1.05	0.88	0.84	0.5	1.1	0.8
t	hrs	3.4	4.5	2.6	5.1	4.7	3.6	4.4	5.7	4.4	5.2	5.8	2.6	5.8	4.5
T_{ge_min}	°C	90.9	84.7	88.0	85.5	88.7	89.0	81.5	80.0	84.0	81.0	80.7	80.0	90.9	84.9
T_{ge_max}	°C	119.8	115.0	104.0	116.0	115.5	119.0	112.0	118.7	118.6	111.5	114.7	104.0	119.8	115.0
T_{amb_min}	°C	26.1	23.5	25.4	23.3	23.7	21.8	20.6	22.5	24.0	22.5	24.5	20.6	26.1	23.4
T_{amb_max}	°C	35.6	35.5	31.5	34.8	33.6	32.4	33.3	32.9	32.7	31.4	32.2	31.4	35.6	33.3
T_{amb_prom}	°C	31.7	30.1	30.2	30.4	30.0	28.5	28.8	28.9	28.9	27.1	29.1	27.1	31.7	29.4
T_{eco_min}	°C	32.1	27.0	25.4	29.7	30.0	27.7	27.0	25.8	34.2	29	31.1	25.4	34.2	29.0
T_{eco_max}	°C	69.2	68.9	67.6	72.9	69.2	71.4	72.3	73.3	75.6	75	72.7	67.6	75.6	71.6
P_{ge_min}	Bar	11.5	10.7	11.7	10.6	11.4	11.1	10.9	10.2	10.9	10.0	11.2	10.0	11.7	10.9
P_{ge_max}	Bar	13.2	12.7	12.6	12.3	12.1	12.4	11.8	11.8	12.5	11.5	11.8	11.5	13.2	12.2
X_{final}	adim.	0.377	0.386	0.404	0.376	0.382	0.356	0.378	0.359	0.357	0.372	0.363	0.356	0.404	0.374
A_a	m ²	2.41													
Procesos de Evaporación															
		May-16	May-29	Jun-01	Jun-08	Jun-14	Jun-26	Jun-29	Jul-11	Ago-04	Ago-09	Ago-11	Min	Max	\bar{X}
Q_{eva}	MJ	1.52	1.34	0.95	1.88	1.37	2.28	2.36	2.51	2.21	2.41	2.64	1.0	2.6	2.0
COP	adim.	0.029	0.030	0.027	0.033	0.025	0.049	0.042	0.046	0.047	0.045	0.048	0.025	0.049	0.038
\dot{m}	kg/h	0.72	0.66	0.90	0.69	0.72	0.69	0.75	0.78	0.57	0.66	0.77	0.6	0.9	0.7
t	hrs	3.9	3.6	1.8	4.9	3.7	5.9	5.0	5.9	6.9	6.5	6.4	1.8	6.9	5.0
T_{ev_min}	°C	-29.9	-31.4	-34.1	-31.7	-25.5	-35.2	-32.3	-37.2	-36.8	-35.2	-34.9	-37.2	-25.5	-33.1
T_{ev_max}	°C	4.6	4.6	-2.4	4.8	5.6	9.2	9.1	11.3	9.7	9.4	12.9	-2.4	12.9	7.2
T_{cf_min}	°C	-8.2	-7.3	-8.5	-7.7	-1.8	-8.6	-6.5	-9.5	-8.4	-9.2	-7.1	-9.5	-1.8	-7.5
T_{cf_max}	°C	8.3	4.6	-2.2	4.8	4.5	8.2	9.4	10.7	10.0	12.0	12.9	-2.2	12.9	7.6
T_{amb_min}	°C	21.3	19.6	26.0	17.7	22.9	18.7	19.6	17.0	17.2	16.2	19.0	16.2	26.0	19.6
T_{amb_max}	°C	31.0	29.1	18.8	27.7	30.0	29.6	28.2	29.8	29.5	30.0	29.9	18.8	31.0	28.5
T_{amb_prom}	°C	26.8	24.5	22.4	22.7	26.7	24.3	24.3	24.8	23.8	23.9	24.6	22.4	26.8	24.4
P_{tan_min}	Bar	8.6	8.0	7.6	7.6	8.7	7.6	7.8	7.4	7.4	7.4	7.8	7.4	8.7	7.8
P_{tan_max}	Bar	10.6	9.8	8.5	9.1	9.7	9.4	9.6	10.0	9.8	9.5	9.7	8.5	10.6	9.6
P_{ab_min}	Bar	0.2	0.2	0.0	0.1	0.4	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.4	0.1
P_{ab_max}	Bar	5.0	4.3	2.9	4.5	4.5	4.9	5.0	5.4	5.1	5.2	5.4	2.9	5.4	4.7
M_h	Kg	0.4	0.3	0.5	0.6	0.0	0.6	0.6	0.7	1.1	0.8	0.8	0.0	1.1	0.6

En la figura 5.1, se observan las variables de la etapa de generación medidas en el equipo experimental a una concentración inicial del 44 % en Mayo-15; esta prueba fue una de las primeras que se realizaron y en la cual se obtuvieron buenos resultados considerando que se tenía una baja concentración de amoniaco.

Este prueba se inició antes de las 9:00 horas y en aproximadamente 2.5 horas se alcanzó una temperatura de generación (T_{ge}) de 90 °C. Se logró generar 2.8 L (1.7 kg) de amoniaco en un período de 3.4 horas con un flujo másico promedio (\dot{m}_{NH_3}) de 0.82 Kg/hr. Se alcanzó una temperatura T_{ge} de 120 °C y posteriormente disminuyó hasta 100 °C.

La presión de generación (P_{ge}) mínima fue de 11.5 y la máxima de 13.2 bar a una temperatura de agua de condensación (T_{aco}) de 29 °C. Durante la generación la temperatura a la entrada del condensador (T_{eco}) se mantuvo por encima de la temperatura a la salida del condensador (T_{sco}), esto se debe a que se tiene amoniaco sobrecalentado a la entrada y a la salida se tiene líquido saturado, es por eso que se igualan cuando ya no se genera amoniaco.

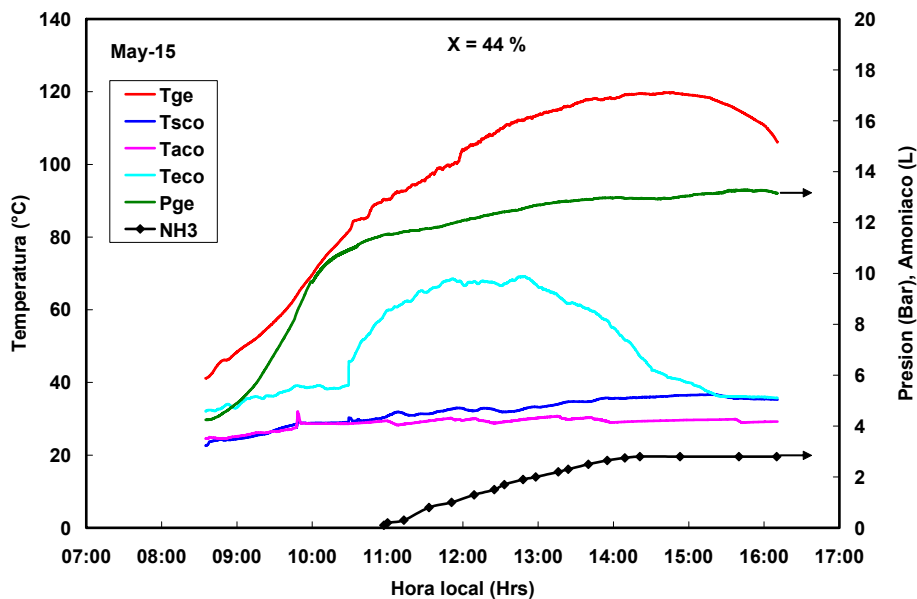


Figura 5.1. Gráfica del proceso de generación a una concentración de 44 % en Mayo 15

En la figura 5.2, se presenta la curva de radiación (I) de esta prueba experimental en la que se alcanzaron valores de hasta 1000 W/m² al medio día solar. Se muestran también, las temperaturas de generación (T_{gen}) que se mide en el seno de la solución y (T_{vap}), la cual solo esta en contacto del vapor de amoniaco. El comportamiento de ambas temperaturas es muy similar antes de comenzar la generación y durante la generación T_{sol} aumenta por encima de la temperatura T_{vap} . Esto se debe a que en el interior del generador hay un fluido bifásico en ebullición y el

vapor de amoniaco está en la parte superior, donde recibe menos radiación y además se transfiere calor porque constantemente se esta condensando amoniaco.

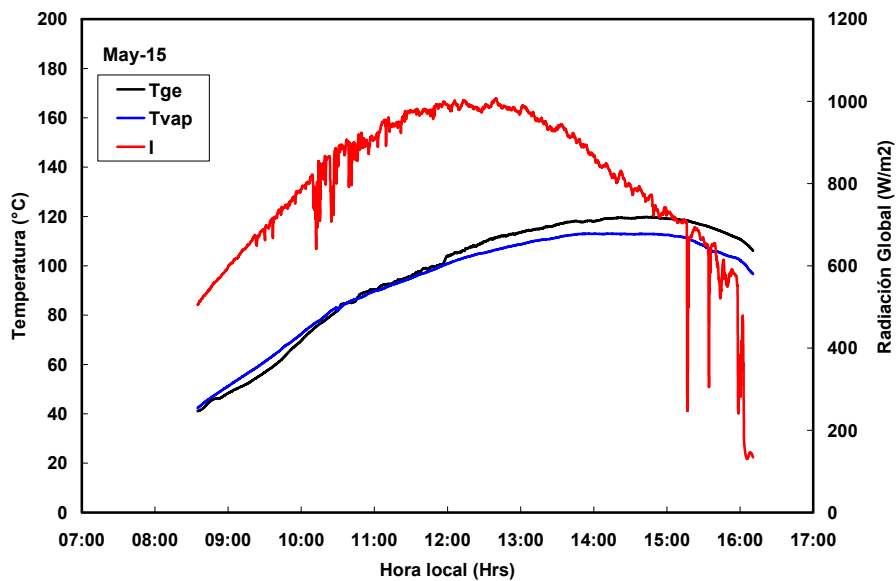


Figura 5.2. Gráfica de la radiación global, temperatura de la solución y temperatura del vapor de amoniaco en Mayo 15.

Antes de iniciar la experimentación en la etapa de evaporación se llevaron a cabo dos pruebas de evaporación, una con la válvula de expansión tipo aguja y otra con el tubo capilar, siendo con este último la mejor opción para evaluar el sistema. El tubo capilar que se utilizó en las primeras pruebas fue de 3.8 metros de longitud y se aumento hasta 7.6 m al final de las mismas.

Se trató de realizar las pruebas de evaporación lo más temprano posible para alcanzar temperaturas de evaporación (T_{ev}) bajas y para evitar perdidas en el evaporador por efecto de la radiación. Aunque lo recomendable para este equipo es realizar el proceso de evaporación en la noche, no se llevo a cabo, debido a que el medidor de flujo con el que se cuenta no logra detectar flujos tan pequeños (menos de 1 kg/hr) y se tuvo la necesidad de llevar este dato manualmente. La desventaja de esto fue que cuando se prolonga demasiado la evaporación (6 horas) se hace evidente la ganancia de calor del ambiente.

En la figura 5.3 a y b, se tienen los resultados de la prueba de evaporación en Mayo-16 a una concentración de 0.337 % la cual tuvo 4 horas de duración. Junto con la prueba de generación de Mayo-15 (figura 5.1) se cierra un ciclo de refrigeración intermitente. Al inicio de la prueba la solución se encuentra en condiciones de equilibrio y la presión de absorción (P_{ab}) es muy baja, esto facilita la evaporación del amoniaco para alcanzar menores temperaturas de evaporación (T_{ev}). En cuanto se abre la válvula para dejar pasar el amoniaco a través del tubo capilar la presión descende de 8.6 bar en el tanque de amoniaco (P_{tan}) a la presión de absorción (P_{ab})

cerca de los 0 bar manométricos, sin embargo, esta se incrementa constantemente hasta terminar la prueba y llega a una presión de 5 bar.

La temperatura (T_{ev}) que se mide a la salida del tubo capilar, comienza a descender muy rápidamente hasta alcanzar una temperatura de -29°C , posteriormente se va incrementando hasta llegar a 9°C . La temperatura de la cámara fría (T_{cf}) que se mide en aire al interior, desciende a -8°C posteriormente sigue un comportamiento similar la temperatura T_{ev} .

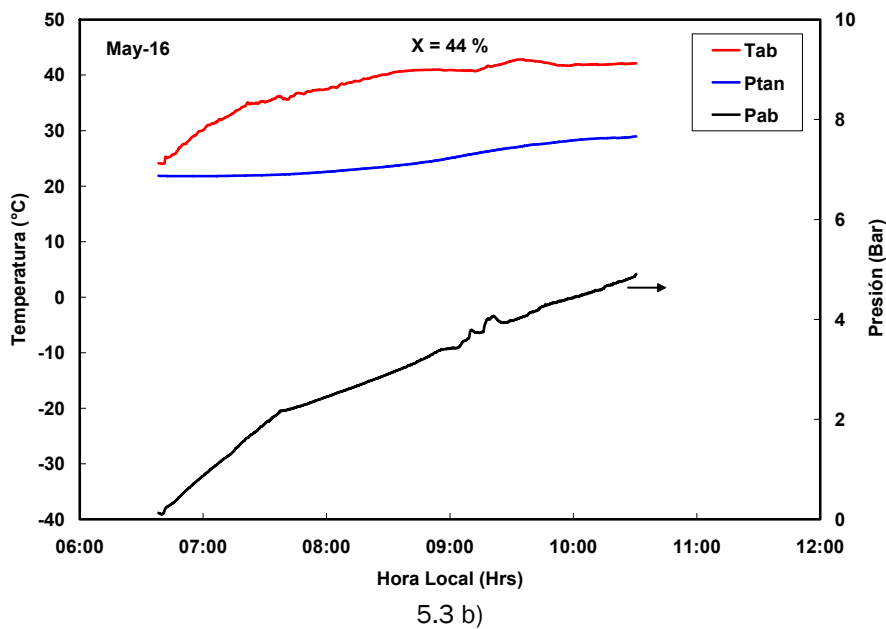
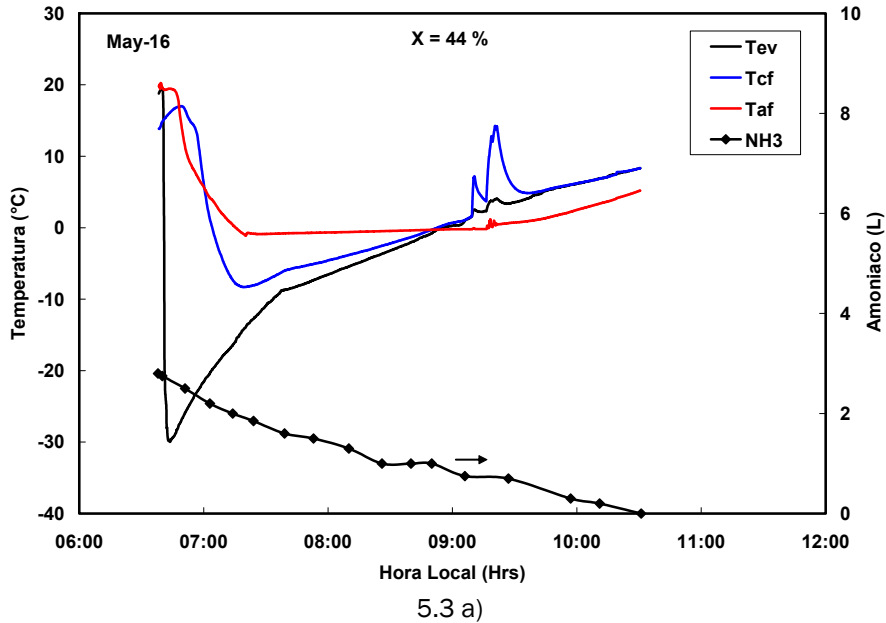


Figura 5.3. a) y b). Gráfica del proceso de evaporación a una concentración de 44 % en Mayo 16

La temperatura del agua fría (T_{af}), medida en las charolas con agua, baja de 19 °C a poco menos de 0 °C y así se mantiene por dos horas. Cuando las curvas de T_{ev} , T_{cf} y T_{af} se cruzan, se extraen las charolas para evitar que el hielo se descongele y se pesa. En esta prueba se evaporó 2.8 litros de amoníaco durante 3.9 horas con un flujo másico (\dot{m}_{NH_3}) de 0.72 kg/hr. Se puede observar como la temperatura de absorción inicia en 24 °C y finaliza en 42 °C liberando cerca de 0.9 MJ de calor. En la figura 5.4 se pueden observar los 400 gramos del hielo formado en este proceso de evaporación.



Figura 5.4. Fotografía del hielo producido en Mayo 16

En la figura 5.5 se observan las variables de la etapa de generación obtenidas del equipo experimental correspondiente a Agosto-08, pero esta vez a una concentración de amoníaco de 47 %. En esta prueba es evidente que al aumentar la cantidad de amoníaco en la solución (NH_3) se logra una mayor generación. Para llegar a la concentración de 47 % a partir de una de 44 % se agregó 0.93 kg de amoníaco. Al igual que en la prueba de Mayo 15 se inició la operación del equipo antes de las 9:00 horas y en 3 horas la temperatura de generación (T_{ge}) llegó a 81 °C.

En esta ocasión se logró generar 4.6 litros (2.7 kg) de amoníaco en el tanque de condensado en un período de 5.2 horas con un flujo másico promedio (\dot{m}_{NH_3}) de 0.88 kg/hr y se alcanzó una temperatura máxima de generación (T_{ge}) de 112 °C. La presión de generación (P_{ge}) osciló entre 10 y 11.5 bar, más baja que en mayo 15 considerando incluso una temperatura de agua de condensación (T_{aco}) de 29 °C en ambos casos. La temperatura a la entrada del condensador (T_{eco}) sigue estando por encima de la temperatura a la salida del condensador (T_{sco}) durante la fase de generación.

En todos los casos de la etapa de generación las variables siguen un comportamiento similar al descrito anteriormente, dependiendo de las condiciones climáticas. En la figura 5.6, se presenta una curva de radiación (I), temperaturas de la solución (T_{sol}) y temperaturas del vapor (T_{vap}) y a diferencia de Mayo 15 en esta ocasión la radiación (I) no fue tan buena y lo mismo fue para la temperatura (T_{sol}) y

(T_{vap}), sin embargo, la generación de amoniaco (NH_3) no se vio tan afectada y el equipo respondió bien a estas condiciones de radiación, lo que no se lograba en la primera fase de experimentación, ya que se contaba con un generador de acero al carbón. Al igual que Mayo 15 la temperatura T_{vap} esta por debajo de T_{sol} , por las mismas razones.

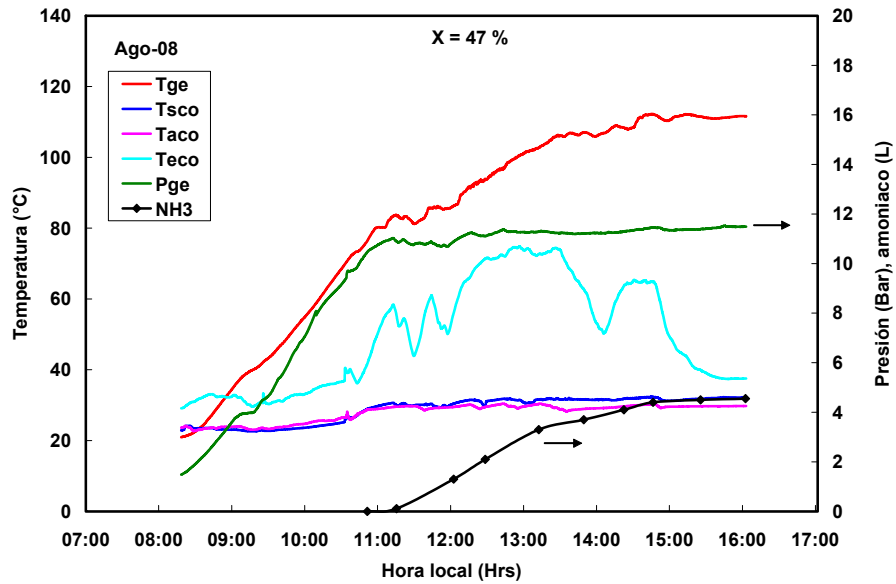


Figura 5.5. Gráfica del proceso de generación a una concentración del 47 % en Agosto 08.

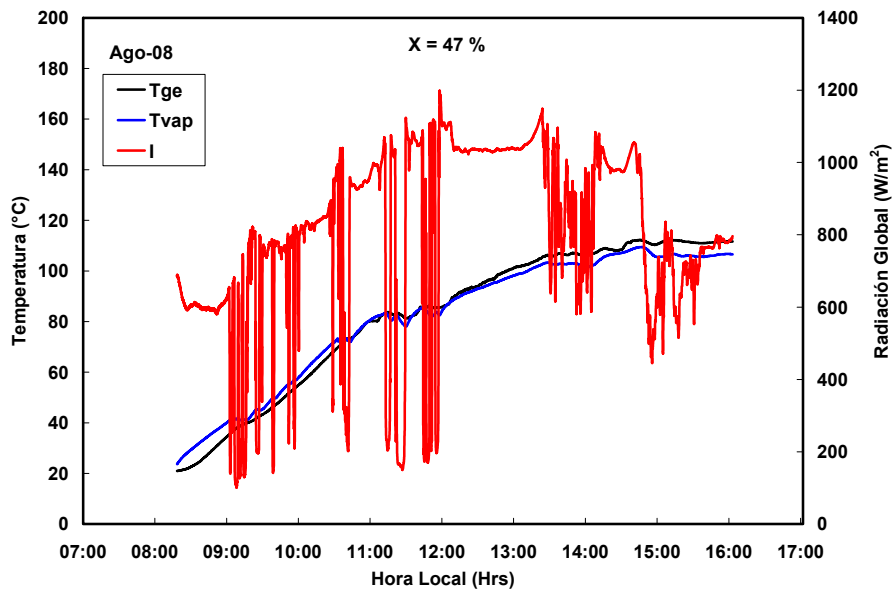
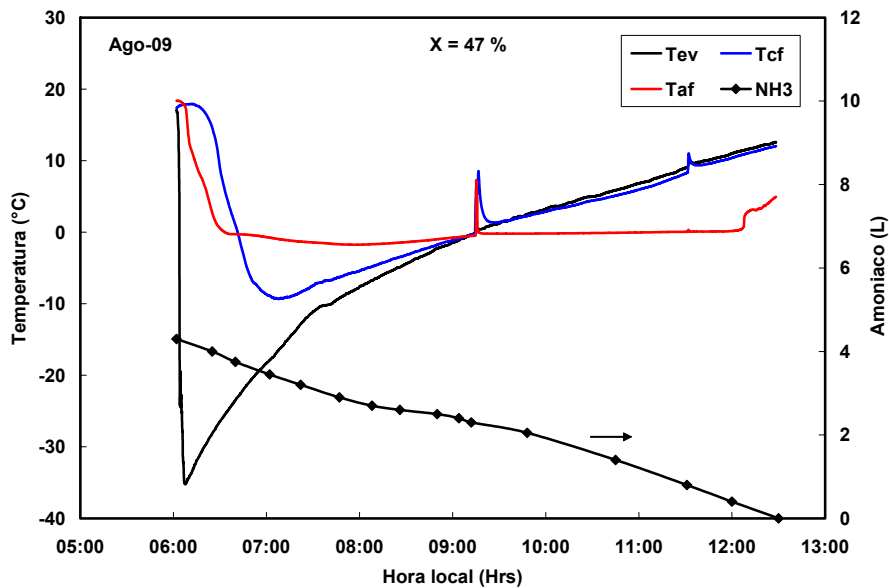


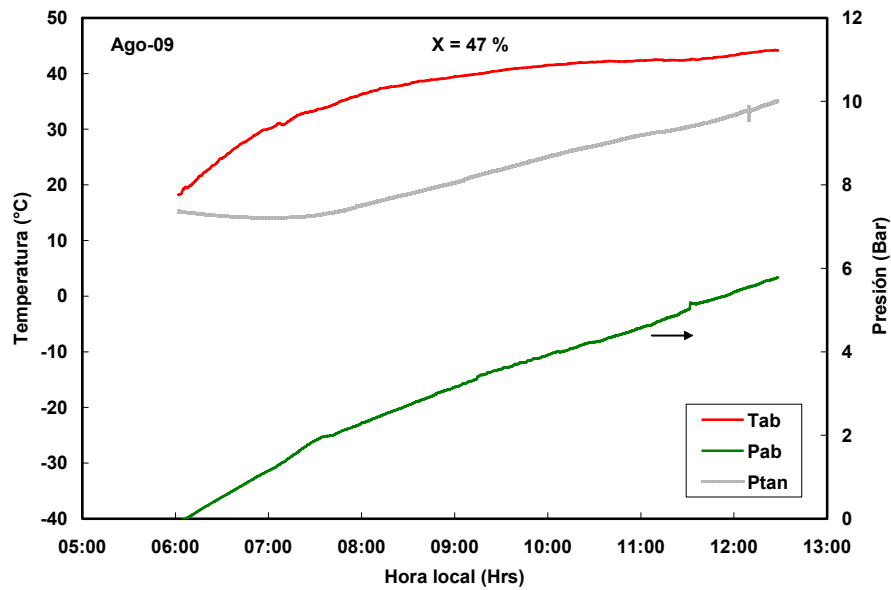
Figura 5.6. Gráfica de la radiación global, temperatura de la solución y temperatura del vapor de amoniaco en Agosto 08.

En las figuras 5.7 a) y b), se presentan los resultados de la prueba de evaporación efectuada en Agosto 09 a una concentración de 47 % con una duración de 6.5 horas. Al inicio de la prueba todas las temperaturas parten desde la temperatura ambiente y a una presión de absorción (P_{ab}) que está ligeramente por debajo del 0 bar manométricos. Esta prueba de evaporación se llevo a cabo con un tubo capilar de 7.6 m de longitud. Vemos entonces que cuanto se abre la válvula para dejar pasar el amoniaco a través del tubo capilar, la presión desciende de 7.4 bar en el tanque de amoniaco (P_{tan}) a la presión de absorción (P_{ab}), permitiendo evaporarse y alcanzar una temperatura (T_{ev}) de -35.2°C . Incluso esta 6.2°C por debajo de la prueba realizada de Mayo 16. La T_{ev} se incrementa hasta los 12°C . La temperatura de la caja frigorífica (T_{cf}) desciende a -9.3°C y sigue un comportamiento similar a la temperatura T_{ev} .

La temperatura del agua fría (T_{af}) baja rápidamente de 18.5°C a 0°C y llega hasta -1.7°C , manteniéndose casi constante durante dos horas y media. Los picos de temperaturas T_{ev} y T_{cf} cerca de las 9:00 horas corresponden al momento en que se pesó el hielo y en cuanto se cierra la cámara fría recuperan su tendencia normal. En esta prueba se evaporaron 4.3 litros de amoniaco durante 6.5 horas con un flujo másico (\dot{m}_{NH_3}) de 0.66 Kg/hr. Se puede observar como la temperatura de absorción inicia en 19°C y finaliza en 45°C ganando cerca de 1.4 MJ de calor que no se disipan al ambiente. En la figura 5.8 se puede observar parte de los 800 gramos de hielo obtenidos en este proceso de evaporación. El hielo tiene mayor grosor y se puede tomar fácilmente sin que se rompa.



5.7 a)



5.7 b)

Figura 5.7. a) y b). Gráfica del Proceso de evaporación a una concentración del 47 % en Agosto 09.



Figura 5.8. Fotografía del hielo producido en Agosto 09.

En la figura 5.9 se tiene un grupo de curvas de temperaturas T_{ev} a distintas concentraciones de solución entre 44 y 47 % que nos muestran la ventaja de incrementar la longitud del tubo capilar. Las líneas en negro representan la curva de temperaturas T_{ev} alcanzadas con un tubo capilar de 3.8 metros de longitud y las rojas con uno de 7.6 m. Lo que se pretende demostrar en esta gráfica es que al aumentar la longitud del tubo capilar se obtienen menores temperaturas T_{ev} . El grupo de gráficas sigue un patrón similar a inicio de las pruebas. Las líneas rojas (tubo capilar de 7.6 m) muestran una temperatura más baja con respecto a las negras, entre 0 y 1200 segundos (3 horas) que es la parte más importante para la producción de hielo, ya que

esta zona siempre esta por debajo de los 0 °C. De manera que si se aumenta la longitud del tubo capilar, se podrá mantener una baja temperatura T_{ev} por un período más largo de tiempo.

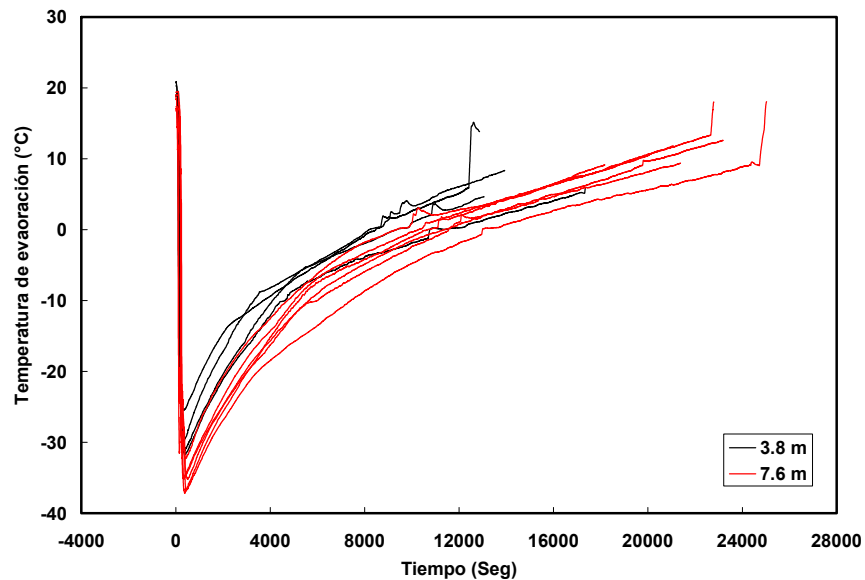


Figura 5.9. Gráfica de la temperatura de evaporación de todas las pruebas

En la figura 5.10 se tienen 4 curvas del amoniaco generado a distintas concentraciones con una insolación similar que varía entre 22.7 y 23.8 MJ/m². Se observa que en todos los casos la generación inicia entre las 10:30 y 11:00 horas. Se puede ver que al final de la prueba la generación de amoniaco es cada vez menor hasta que no cambia el flujo de amoniaco. Durante la etapa de generación el sistema inicia a una concentración inicial de 44, 45, 46 ó 47 % (según sea el caso de la prueba) y va disminuyendo conforme se extrae el amoniaco hasta llegar a una concentración mínima de 36 % aproximadamente, esto último pasa en todas las pruebas, debido a que es la concentración límite a la que puede trabajar el sistema. Se puede ver claramente que la generación de amoniaco a condiciones de insolación casi constantes esta fuertemente relacionada con la concentración de la solución, siendo la mayor producción a 47 % y la menor a 44%.

La figura 5.11 muestra la insolación por m² y el amoniaco generado para todas las corridas experimentales. Se puede ver que la insolación es prácticamente constante y solo para Mayo 30 es baja a causa de un nublado. En el caso del amoniaco generado la situación es diferente, este si se incrementa gradualmente a lo largo del período de pruebas. Esto se debe que la concentración de la solución de trabajo se fue incrementando desde 44 % hasta 47 %. Sin embargo entre la concentración 46 y 47, casi no hay variación en el amoniaco generado y la insolación.

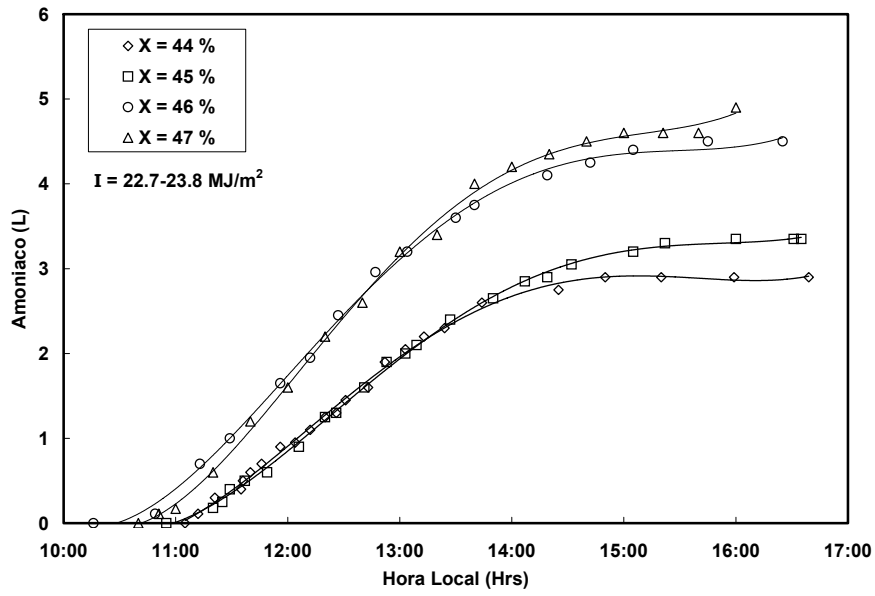


Figura 5. 10. Gráfica del amoniaco generado en función del tiempo y de la concentración.

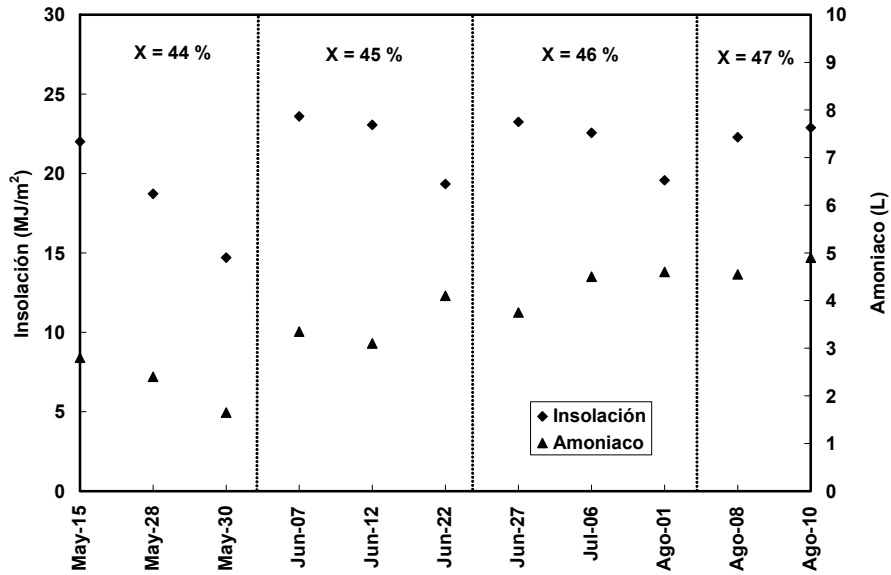


Figura 5. 11. Gráfica de la insolación y amoniaco generado en todas las pruebas.

5.3 EFICIENCIA DEL SISTEMA

Para la evaluación de sistema de refrigeración en la parte de generación se obtuvo el calor absorbido (Q_{ge}) en función del tiempo, con la ecuación 5.1

$$Q_{ge} = Q_{s_{sol}} + Q_{l_{ge}} + Q_{co} \quad (J) \quad (5.1)$$

donde $Q_{s_{sol}}$ es el calor sensible de la solución, $Q_{l_{ge}}$ es el calor latente de generación y Q_{co} es el calor sensible de condensación.

$$Q_{s_{sol}} = m_{sol} C_{p_{sol}} (T_{ge2} - T_{ge1}) \quad (J) \quad (5.2)$$

$$Q_{l_{ge}} = m_{NH_3} \lambda_{NH_3} \quad (J) \quad (5.3)$$

$$Q_{co} = m_{NH_3} C_{p_{NH_3}} (T_{eco} - T_{sat}) \quad (J) \quad (5.4)$$

El calor de evaporación (Q_{ev}) se calculó mediante la ecuación 5.2 a intervalos de 5 segundos.

$$Q_{ev} = Q_{l_{ev}} + Q_{s_{ev}} \quad (J) \quad (5.5)$$

donde $Q_{l_{ev}}$ es el calor latente de vaporización y $Q_{s_{ev}}$ es el calor sensible de vaporización.

$$Q_{l_{ev}} = m_{NH_3} \lambda_{NH_3} \quad (J) \quad (5.6)$$

$$Q_{s_{ev}} = m_{NH_3} C_{p_{NH_3}} (T_{ev2} - T_{ev1}) \quad (J) \quad (5.7)$$

Se obtuvo un COP global del sistema con la ecuación 2.6 del capítulo 2 y para la eficiencia del CPC se tomaron intervalos de 30 minutos usando la siguiente ecuación:

$$\eta_{CPC} = \frac{Q_{ge} A_r}{A_a I_g} \quad (5.8)$$

Debido a que en la experimentación no se contaba con medidor de flujo, fue necesario obtener una correlación del flujo de amoniaco en función del tiempo para la generación y absorción.

En la figura 5.12 se presentan las curvas del calor de generación (Q_{ge}) obtenido con la ecuación 5.1 y la cantidad de amoniaco generado en tres pruebas del mes de junio a una concentración de 45 %. Se puede observar como el Q_{ge} llega a su valor máximo y desciende debido a la disminución de la radiación, misma que no es suficiente para mantener la temperatura de generación; en ese punto la cantidad de amoniaco no varía y se mantiene estable hasta finalizar la prueba.

El calor Q_{ge} obtenido fue de 7.1, 6.74 y 8.49 MJ y el amoniaco generado fue de 3.4, 3.1 y 4.1 litros para Junio 07, Junio 12 y Junio 22 respectivamente. Se observa claramente en esta gráfica, que a mayor cantidad de calor Q_{ge} se obtiene un mayor volumen de amoniaco. La curva correspondiente a Junio 22 termina un poco antes que las otras a causa del paro el equipo, ya que había riesgo de cristalización de la sal.

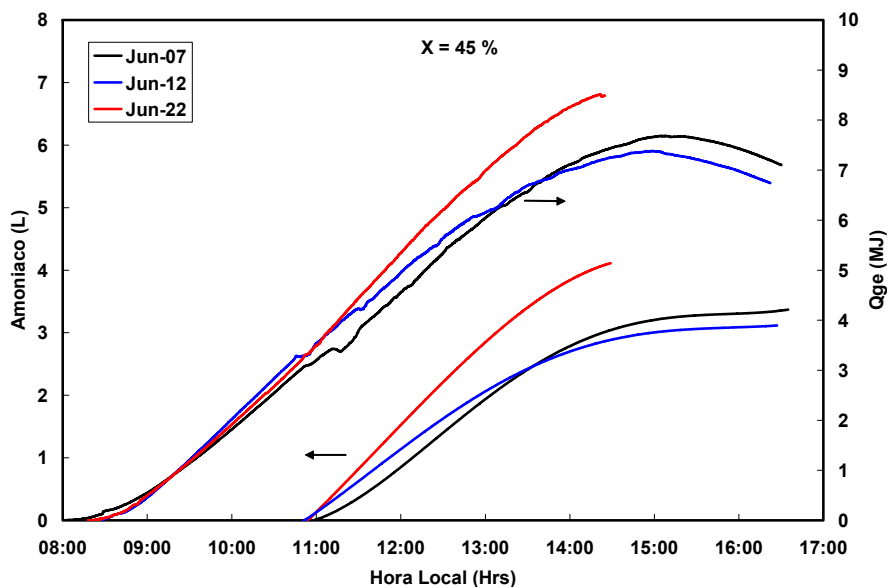


Figura 5.12. Gráfica de calor de generación y amoniaco producido.

La Figura 5.13 contiene los resultados del calor que se extrae de la cámara fría Q_{ev} y el amoniaco absorbido a una concentración de 45 %. En esta gráfica se muestra claramente que durante las 3 primeras horas de la etapa de evaporación es cuando se extrae la mayor parte del calor de la cámara fría y después de este tiempo la curva tiene una pendiente menos pronunciada lo que indica que el calor Q_{ev} es menor. Esta afirmación se corrobora con la información de las figuras 5.3a) y 5.7a), donde se ve que las temperaturas T_{ev} y T_{cf} van aumentando lentamente.

Las curvas correspondientes al amoniaco siguen un comportamiento en forma inversa que el Q_{ev} en la que se pueden ver distintas pendientes a lo largo ellas. El calor

Q_{ev} extraído en estas pruebas fue de 1.88, 1.37 y 2.28 MJ y el amoniaco absorbido fue 3.4, 2.7 y 4.1 litros para Junio 8, Junio 14 y Junio 26 respectivamente.

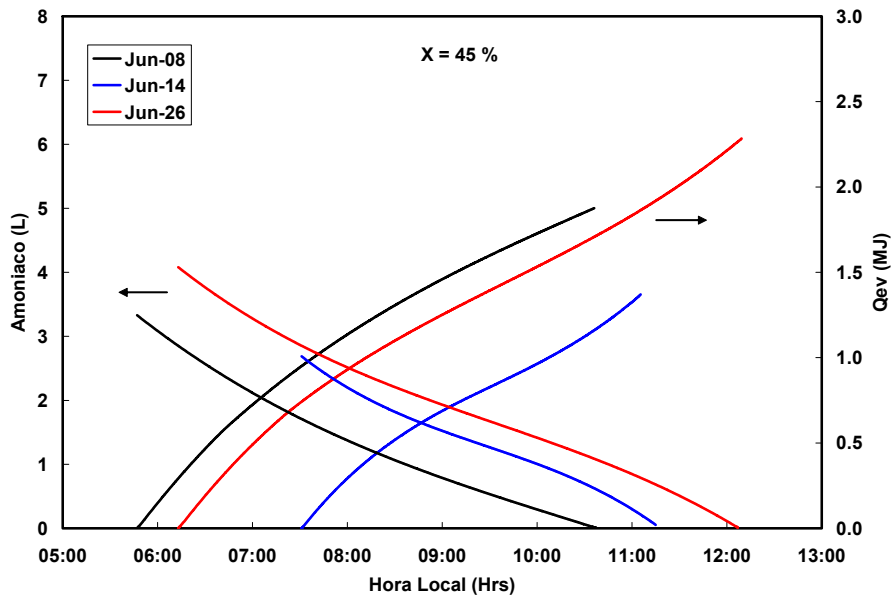


Figura 5.13. Gráfica del calor de evaporación y amoniaco absorbido.

En todo el período de pruebas se obtuvieron calores de generación (Q_{ge}) entre 4.9 y 9 MJ y de evaporación (Q_{ev}) entre 0.95 y 2.64 MJ, tal como se observa en la figura 4.14. Se puede ver que a bajas concentraciones el calor de generación es menor y a altas concentraciones es mayor.

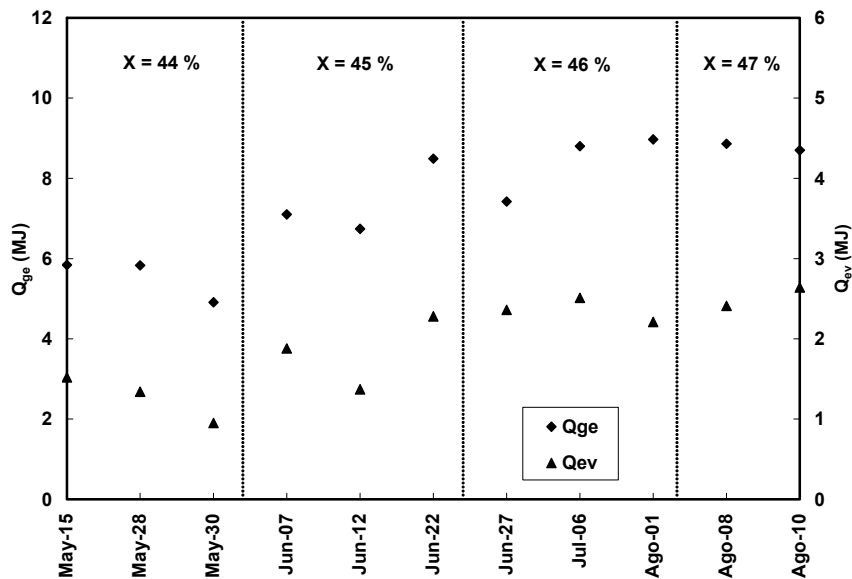


Figura 5. 14. Gráfica de calor de generación y calor de evaporación de todas las pruebas.

En la figura 5.15 se presentan las temperaturas de generación (T_{ge}) en función de la insolación captada por el colector a lo largo del día a cuatro concentraciones diferentes. En esta figura se puede ver como se incrementa la temperatura T_{ge} conforme lo hace la insolación, hasta que llega el punto en el que se mantiene casi constante. Se observa también que a medida que se aumenta la concentración de la solución, la temperatura de generación es menor. Esto se debe a dos razones: 1) al incrementar la concentración de la solución se incrementa también la masa total y a mayor masa es más difícil elevar la temperatura, 2) La temperatura de saturación de la solución, es menor a mayores concentraciones de solución por lo que se alcanza rápidamente.

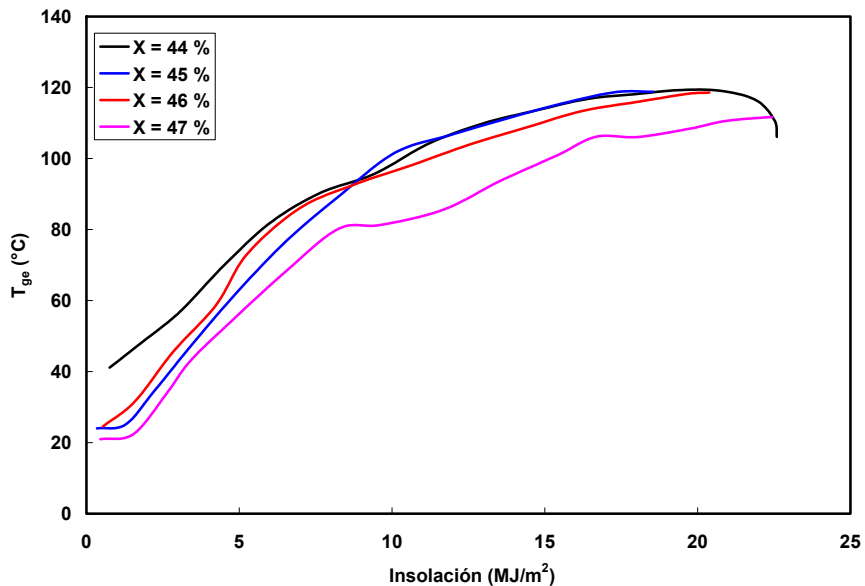


Figura 5.15. Gráfica de la temperatura de generación contra la Insolación.

En la 5.16 se muestra como la eficiencia instantánea del CPC varía en función de la hora del día. La eficiencia se incrementa rápidamente hasta las 9:30 horas, donde se alcanza valores entre 0.11 y 0.23 (dependiendo de la concentración de la solución) y se mantiene con poca variación entre las 9:30 y 13:00 horas y al final decae significativamente en los 4 casos. Para calcular la eficiencia del CPC se utilizó la ec. 5.8 con intervalos de tiempo cada 30 minutos.

Siguiendo con la figura 5.16, se puede ver que la mejor eficiencia se tiene entre las 9:00 y las 13:00 horas y con base a las ecuaciones 5.1 y 5.5 es cuando se aprovecha mayor parte de la energía solar.

La eficiencia global del CPC y el COP del sistema, se pueden ver en la figura 5.17, donde se tienen resultados de las pruebas hechas de Mayo 15 a Agosto 10 del 2007. Cada fecha corresponde a una prueba de generación y en cuanto a la evaporación se presenta el COP con la misma fecha por fines prácticos ya que de antemano se sabe que la evaporación se lleva a cabo en un tiempo posterior a la

generación (ver tabla 5.2). Tanto la eficiencia del CPC como el COP mantienen un ligero incremento conforme aumenta la concentración de amoniaco en la solución (X_{sol}).

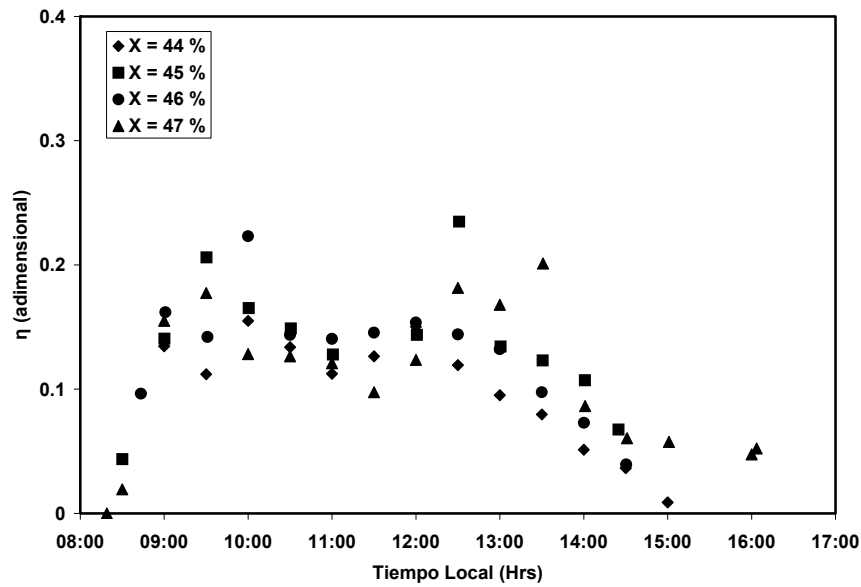


Figura 5.16. Gráfica de la eficiencia instantánea del CPC.

La eficiencia promedio del CPC fue de 0.10 y el COP de 0.038 durante todo el período de pruebas. Estos valores se encuentran por arriba de los reportados por Nolwenn et. al (2007), quienes reportan un COP promedio de 0.031 en 93 días de experimentos con un sistema intermitente de cloruro de bario-amoniaco.

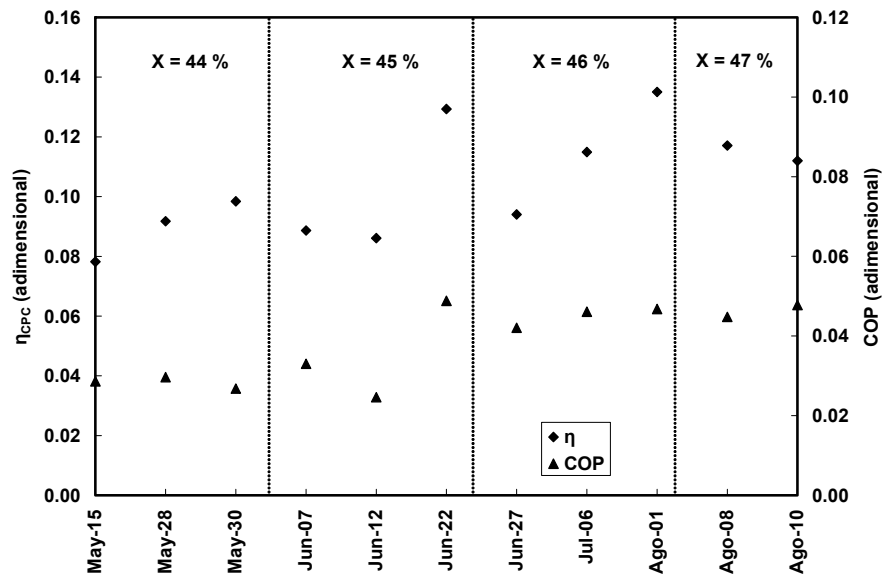


Figura 5.17. Gráfica de la eficiencia instantánea del CPC y COP del sistema.

5.4 ESTUDIO PARAMÉTRICO

Con el propósito de conocer aún más el comportamiento del sistema intermitente, se llevo a cabo un estudio paramétrico. Los parámetros se tomaron de los resultados experimentales seleccionando con cuidado la información correspondiente a cada variable y que fueron asentados en la tabla 5.2, al inicio de este capítulo.

En la figura 5.18 se gráfica la insolación por m^2 contra el amoniaco generado a distintas concentraciones de la solución (X). Se puede notar que la insolación mantiene una variación entre 14.9 y 23.9 MJ/m^2 y se hubiese pensado que ésta variación afectaría en gran parte a la generación de amoniaco, sin embargo, como se puede ver la cantidad de amoniaco producido no solamente depende de la insolación, sino también de la concentración de la solución.

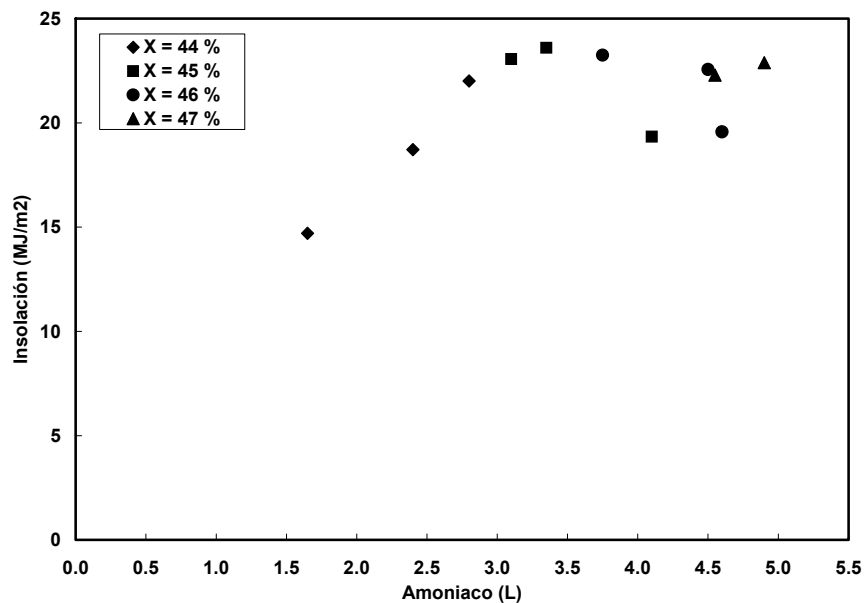


Figura 5.18. Gráfica de insolación contra amoniaco Generado.

Otro parámetro que interviene en la generación de amoniaco es la temperatura del agua de condensación (T_{aco}), para este caso se mantuvo controlada la temperatura de condensación, como se puede ver en la figura 5.19 se tienen 3 grupos de datos entre 29, 31 y 33 $^{\circ}C$, pero en la experimentación estos tres puntos no fueron suficientes para darnos una relación entre la temperatura de condensación y el amoniaco generado, sin embargo, lo que si podemos observar claramente es que la concentración de la solución si influye mucho, como se mencionó en la gráfica anterior. En cuanto a la temperatura de condensación esta nos ayudo a que la presión del generador no se excediera de los 13 bar durante la etapa de generación y así mejorar el proceso de condensación.

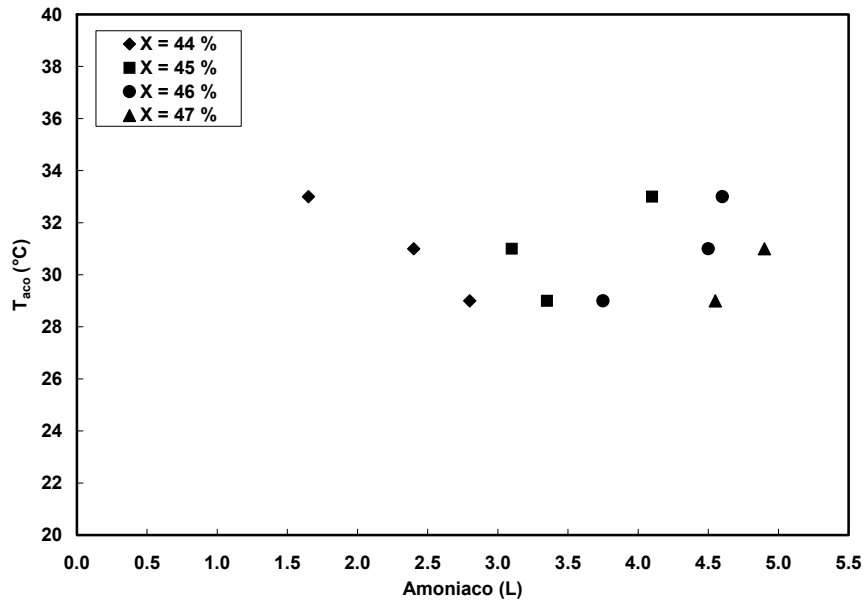


Figura 5.19. Gráfica de temperatura del agua de condensación contra amoniaco Generado.

En la figura 5.20 se puede observar como el COP del sistema se incrementa al aumentar la cantidad de amoníaco condensado. Esto se puede comprobar del modelado si se aumenta la cantidad de amoníaco generado, será mayor la cantidad de frío producido en el evaporador y por consiguiente el coeficiente de operación del sistema.

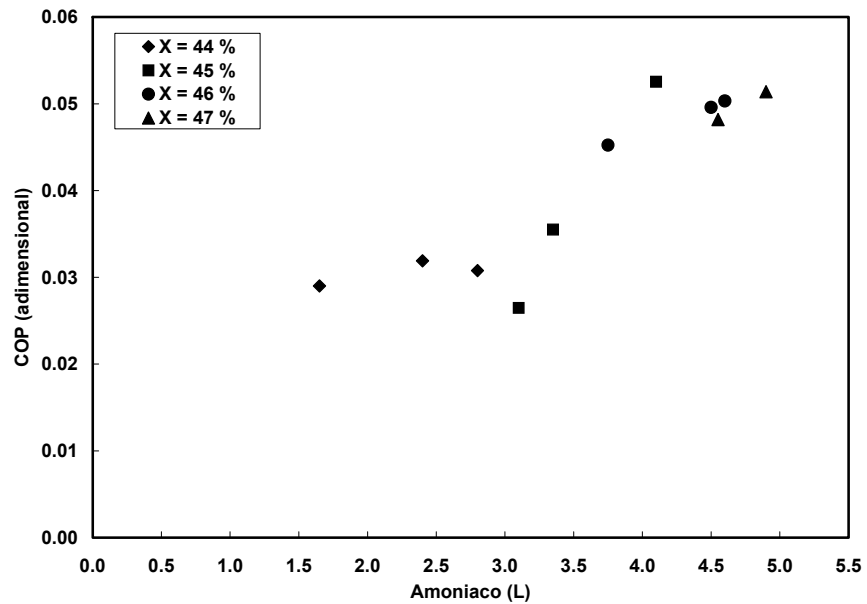


Figura 5.20. Gráfica del coeficiente de operación (COP) contra amoniaco Generado.

Durante las pruebas de evaporación se logró producir hielo en la mayoría de ellas, aunque con valores de COP bajos pero esperados para este tipo de sistemas. Como se puede ver en la gráfica 5.21 existe una relación directa entre la cantidad de hielo producido y el coeficiente de operación del sistema. La máxima producción de hielo fue de 1.12 kg en una prueba.

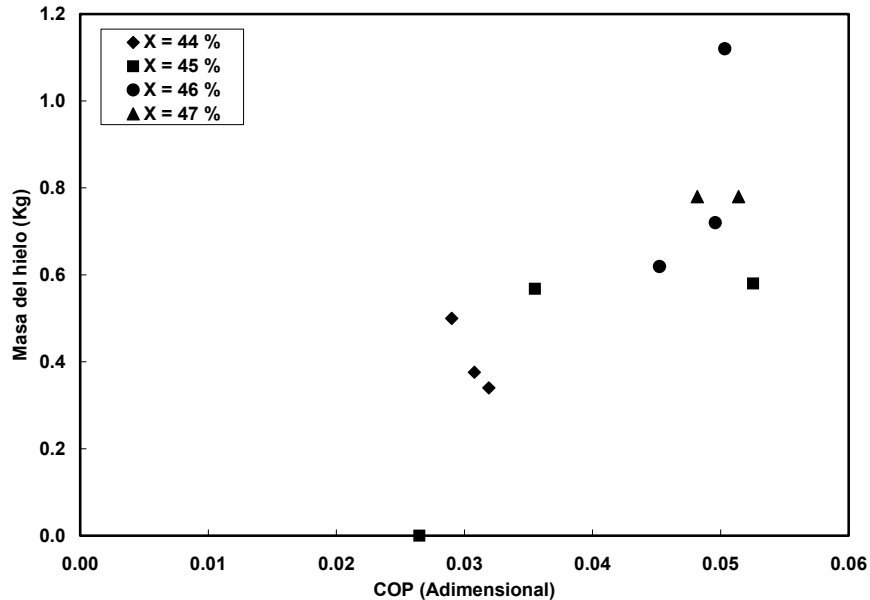


Figura 5.21. Gráfica de la masa de hielo contra el COP del sistema.

En la figura 5.22, se puede ver la temperatura de evaporación (T_{ev}) contra la masa de hielo (m_{hielo}). A menores T_{ev} , la cantidad de hielo producido es mayor y relacionándolo con la grafica 5.21, cuando mayor es la masa de hielo, el COP mejora también. Las temperaturas mínimas alcanzadas en el sistema oscilan entre -25.5 y -37.2 °C, sin embargo, tomando en cuenta la producción de hielo que se tiene hasta ahora, indica que la caja frigorífica es ineficiente para realizar este proceso.

En la figura 5.23, se presenta el COP con respecto al tiempo de evaporación. Se observa que cuando el tiempo de evaporación es mayor, se tiene un mayor valor del COP. Se observan 2 grupos de datos, los datos del grupo A se refieren al uso de un tubo capilar de 3.8 m de longitud y el B al uso de uno de 7.6 m. Al tener una mayor longitud del tubo capilar, el COP mejora considerablemente. Sin embargo, se debe aumentar su longitud teniendo en cuenta que un flujo másico muy pequeño no servirá para remover el calor al interior de la caja frigorífica. El grupo de datos B muestra el mejor COP y el mayor tiempo de evaporación por lo que sería la mejor elección para la futura operación de este equipo.

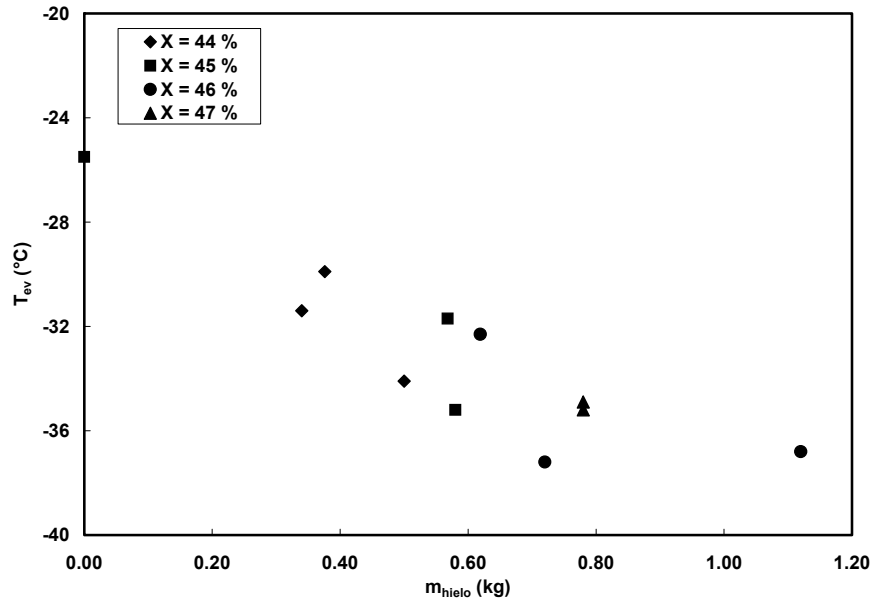


Figura 5.22. Gráfica de la temperatura de evaporación contra la masa del hielo

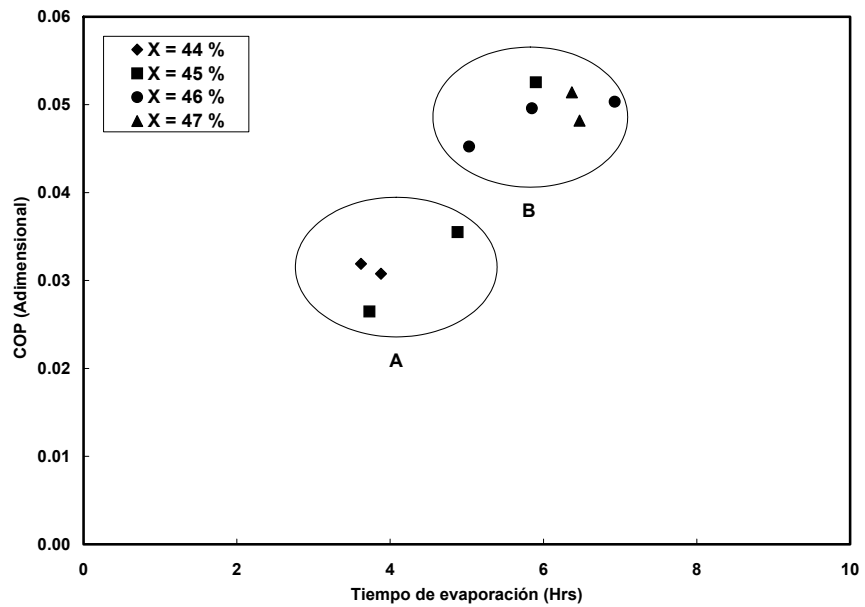


Figura 5.23. Gráfica del COP del sistema contra el tiempo de evaporación.

CAPÍTULO 6. COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS TEÓRICOS Y EXPERIMENTALES

6.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se lleva a cabo la comparación entre los resultados obtenidos con el modelo teórico y los resultados experimentales del sistema. Se muestra el comportamiento de la temperatura de generación, calor útil y amoníaco generado, en función del tiempo para diversos días.

6.2 COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS

Con el propósito de evaluar el modelo desarrollado y presentado en el capítulo 3, y una vez realizado las pruebas experimentales con el equipo, en el presente capítulo se comparan los resultados obtenidos por ambos métodos con el propósito de tener una idea de la confiabilidad del modelo, para ser utilizado posteriormente en nuevos diseños o modificaciones del mismo.

Para la comparación, se tomaron datos correspondientes a los días: Mayo 28, Junio 22, Agosto 01 y Agosto 10. Los parámetros a comparar fueron: la temperatura de generación (T_{ge}), el calor útil (Q_u) y el amoníaco generado.

6.2.1 Temperatura de generación

En las figuras 6.1, 6.2, 6.3 y 6.4, se muestran los resultados teóricos y experimentales de la temperatura de generación a distintas concentraciones de la solución (X) en función del tiempo.

En la figura 6.1, se observa que las curvas de T_{ge} teórica y experimental tienen una tendencia similar. La T_{ge} teórica alcanza su máximo valor a las 13:00 horas, mientras que la T_{ge} experimental aproximadamente a las 14:00 horas. Las temperaturas máximas de generación teórica y experimental fueron 112.4 y 114.3 °C, respectivamente, en Mayo 28.

En la figura 6.2, se presentan las temperaturas de generación a una concentración del 45 % para el día 22 de junio. En este caso se tiene un comportamiento similar al de la figura anterior, sin embargo, la T_{ge} experimental alcanza su valor máximo después de las 14:00 horas. Las temperaturas máximas de generación teórica y experimental fueron 113 y 118.9 °C respectivamente.

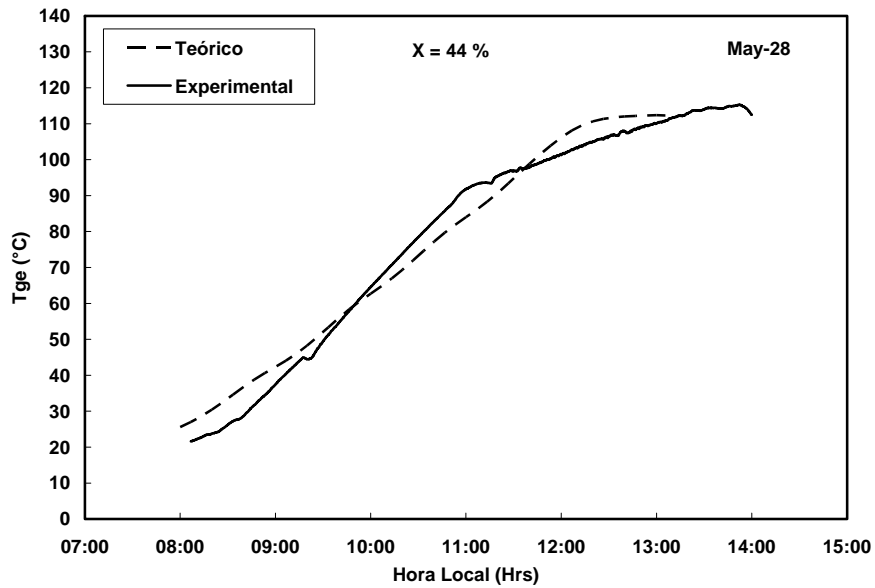


Figura 6.1. Comparación de la temperatura de generación experimental contra la teórica a una concentración de la solución de 44 %.

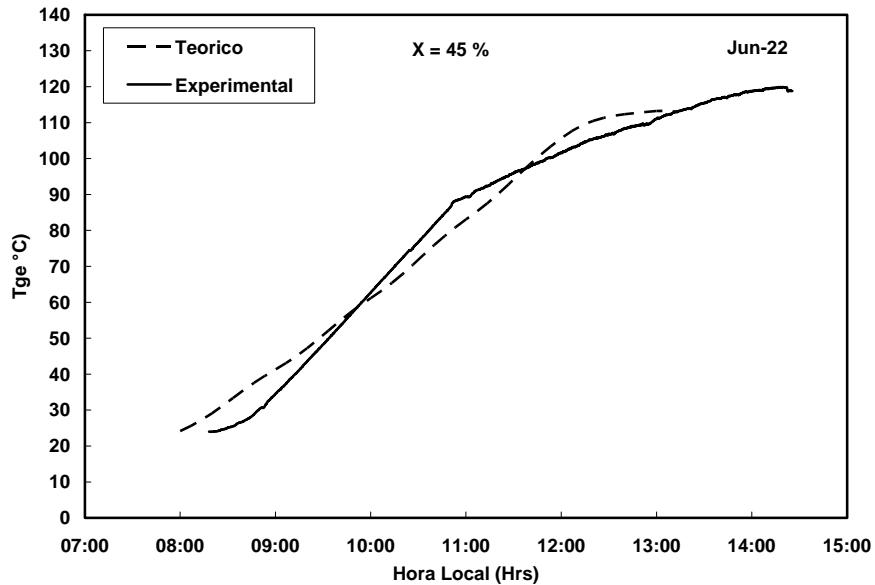


Figura 6.2. Comparación de la temperatura de generación experimental contra la teórica a una concentración de la solución de 45 %.

En la figura 6.3, se tiene la T_{ge} a una concentración de 46 %. Se sigue viendo un comportamiento muy similar en las primeras horas de generación, pero en esta ocasión T_{ge} , experimental alcanza su valor máximo cerca de las 15:00 horas. Al inicio de la prueba T_{ge} teórica comienza primero, pero es por los parámetros fijados en la

simulación. La T_{ge} fue de 114.1 y 118.6°C para la teórica y experimental, respectivamente en Agosto 01.

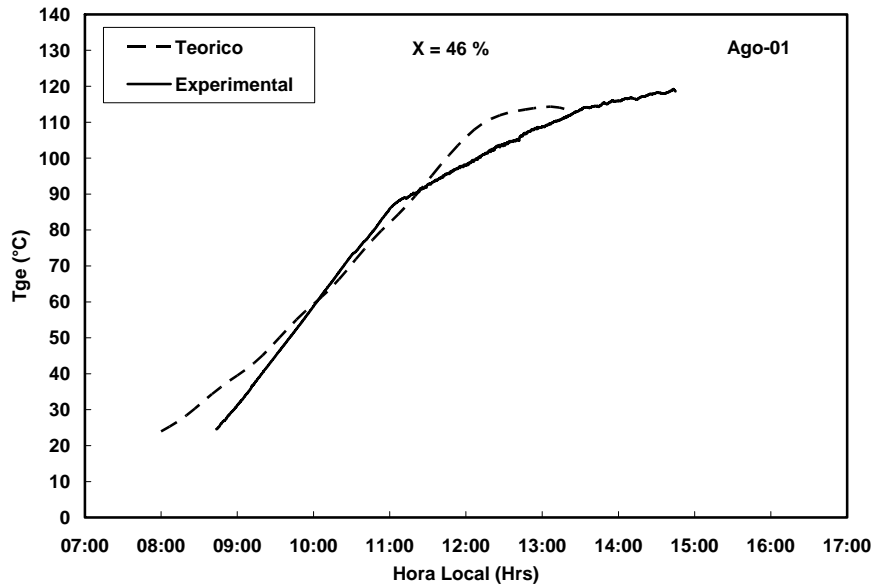


Figura 6.3. Comparación de la temperatura de generación experimental contra la teórica a una concentración de la solución de 46 %.

En la figura 6.4, se muestra la última gráfica de T_{ge} a una concentración de 47 %. Al igual que en las figuras mostradas hasta ahora las curvas teóricas y experimental siguen una trayectoria similar, solo que a esta concentración la temperatura máxima de generación experimental se alcanzó hasta las 16:00 horas, o sea 3 horas después de lo pronosticado con el modelo.

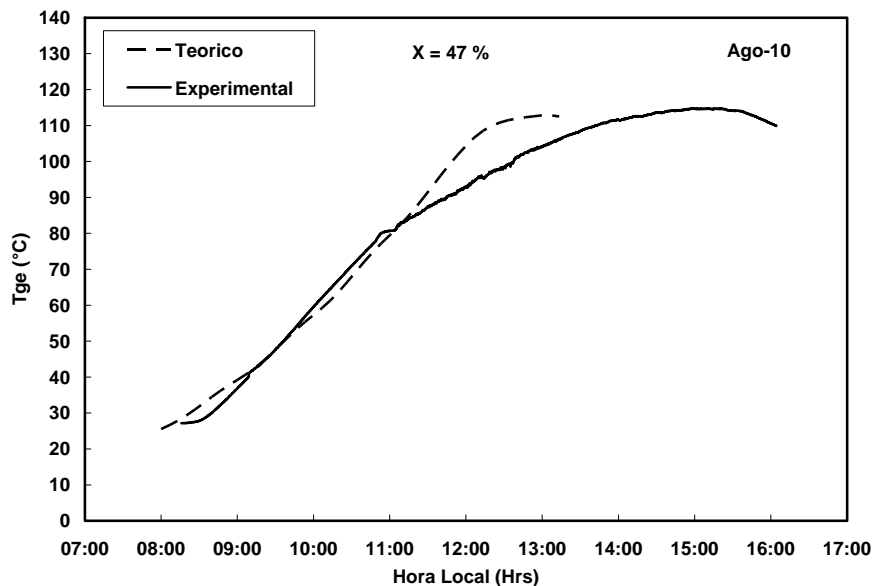


Figura 6.4. Comparación de la temperatura de generación experimental contra la teórica a una concentración de la solución de 47 %.

Como se pudo observa, las curvas de las temperaturas de generación teórico y experimental siguen un comportamiento muy similar, sin embargo, a medida que aumenta la concentración aumenta el tiempo en el que se alcanza la máxima temperatura de generación experimental. En cambio la T_{ge} teórica máxima se alcanza siempre entre las 12 y las 13 horas.

6.2.2 Calor útil de generación.

En las figuras 6.5, 6.6, 6.7 y 6.8, se muestran los resultados teóricos y experimentales del calor útil (Q_u) a distintas concentraciones de solución y en función del tiempo para los mismos días presentados anteriormente.

En la figura 6.5 se tiene el Q_u a una concentración del 44 %. Se puede observar como Q_u teórico se incrementa con mayor rapidez, mientras Q_u experimental lo hace con una pendiente menor. El calor útil teórico termina ligeramente arriba y se estabiliza entre las 12:00 y 13:00 horas. En cambio, Q_u experimental esta desfasado a una hora después. Los valores máximos teóricos y experimental fueron 7.83 MJ y 6.6 MJ, respectivamente en Mayo 28.

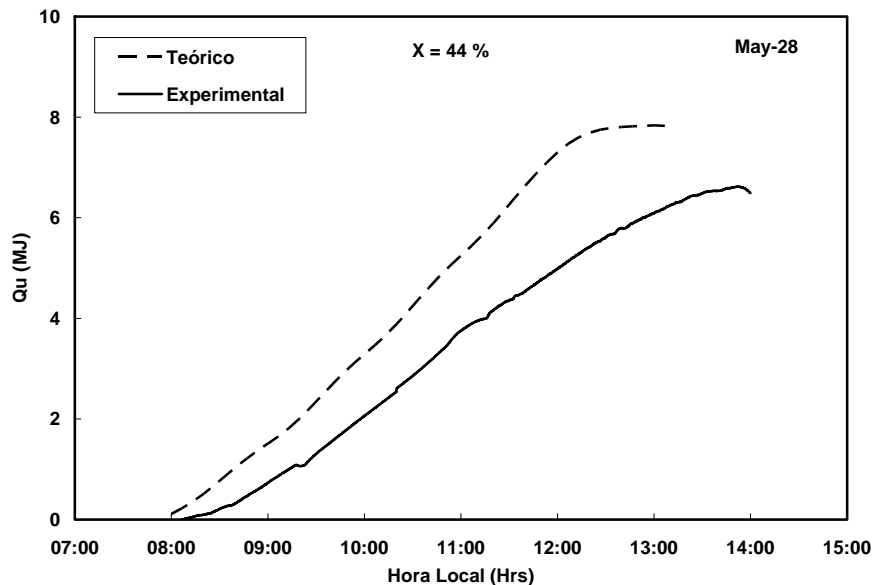


Figura 6.5. Comparación del calor útil experimental contra el teórico a una concentración de la solución de 44 %.

En la figura 6.6 se presenta el Q_u a una concentración de 45 %. Como se puede ver el Q_u teórico inicia primero, por que es un horario establecido para el modelo, pero a través del tiempo la trayectoria de ambas curva es muy parecida. El Q_u teórico se sigue estabilizando entre las 12:00 y 13:00 horas y el Q_u experimental pasando las 14:00 horas. El Q_u fue de 8.2 MJ y 8.48 MJ para la teórica y experimental, respectivamente en Junio 22.

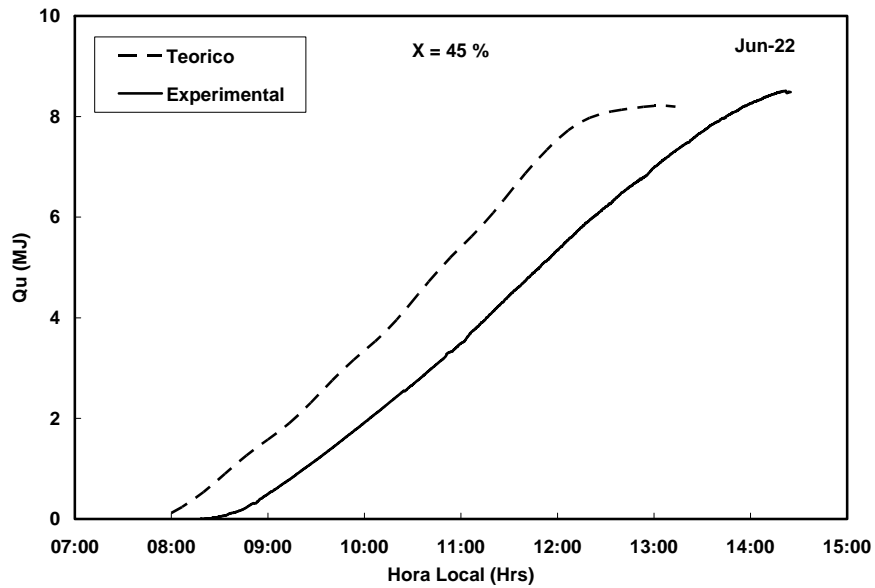


Figura 6.6. Comparación del calor útil experimental contra el teórico a una concentración de la solución de 45 %.

En la figura 6.7 se tiene el Q_u a una concentración del 46 %. En esta ocasión pasa algo similar a la anterior figura. El comportamiento del Q_u de ambas curvas es muy parecido y termina casi en el mismo valor. En esta ocasión Q_u experimental esta por encima y se estabiliza cerca de las 15:00 horas. Los calores útiles teóricos y experimentales par este día fueron 8.44 MJ y 8.9 MJ, respectivamente.

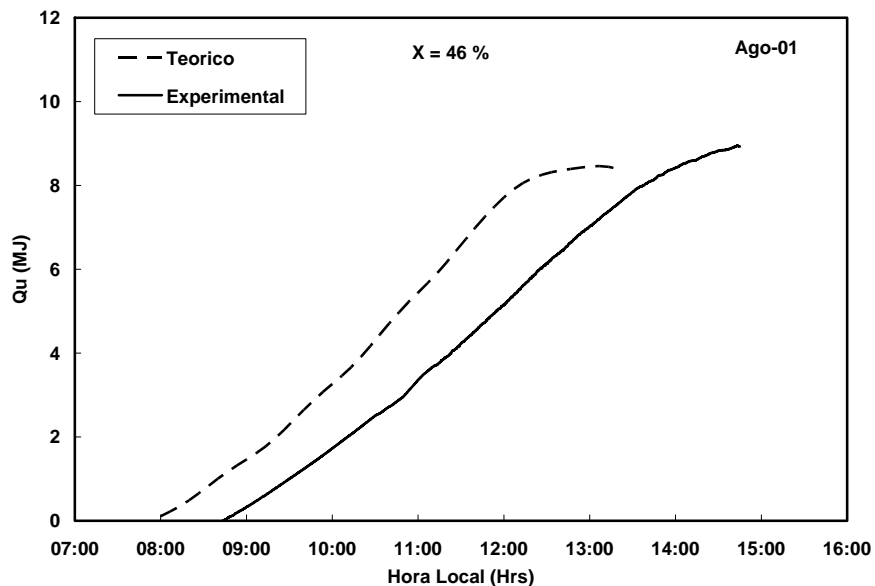


Figura 6.7. Comparación del calor útil experimental contra el teórico a una concentración de la solución de 46 %.

La figura 6.8 muestra el Q_u a una concentración del 47 %, en la cual se observa el mismo patrón que en las figuras anteriores, sin embargo, el desfazamiento entre una y otra es mayor.

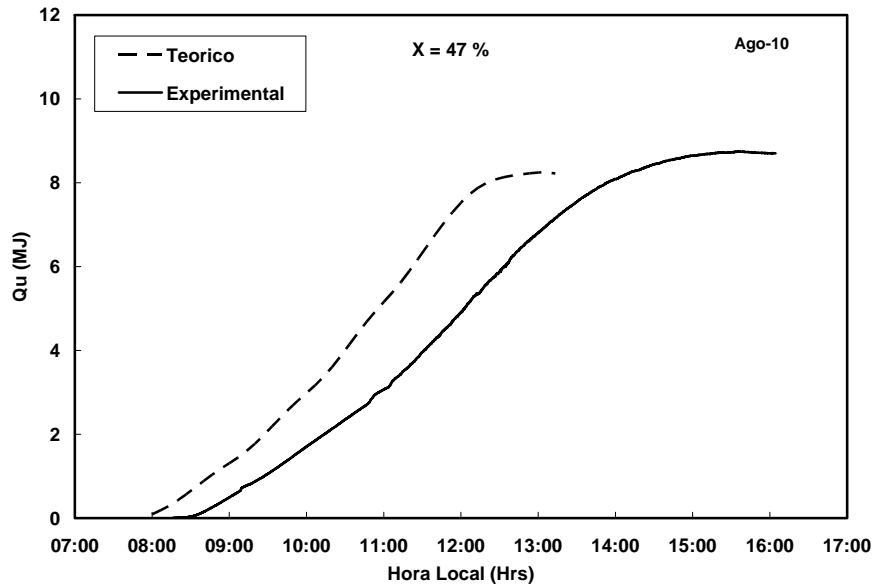


Figura 6.8. Comparación del calor útil experimental contra el teórico a una concentración de la solución de 47 %.

En lo que respecta al Q_u , su variación a diferentes concentraciones de la solución es muy pequeña y solo en Mayo 28 se comporta de manera diferente, por encima del valor experimental. En los 4 casos la tendencia es la misma y el único cambio, es que a mayor concentración de la solución el Q_u experimental tarda más en alcanzar su máximo.

6.2.3 Amoniaco generado.

En las figuras 6.9, 6.10, 6.11 y 6.12 se tienen los resultados teóricos y experimentales del amoniaco generado a distintas concentraciones de la solución en función del tiempo.

En la figura 6.9, se puede observar que la curva de amoniaco experimental inicia al rededor de las 10:30 horas y termina después de las 13:00 horas. La curva de amoniaco teórico inicia al rededor de las 11 horas y se incrementa mucho más rápido que la curva experimental, hasta alcanzar su máximo valor cerca de las 12:00 horas, manteniéndose con poca variación hasta las 13:00 horas. En esta ocasión el amoniaco generado teórico estuvo 1.2 litros por encima del experimental. El amoniaco generado fue de 3.6 L para el teórico y 2.3 L para el experimental en Mayo 28.

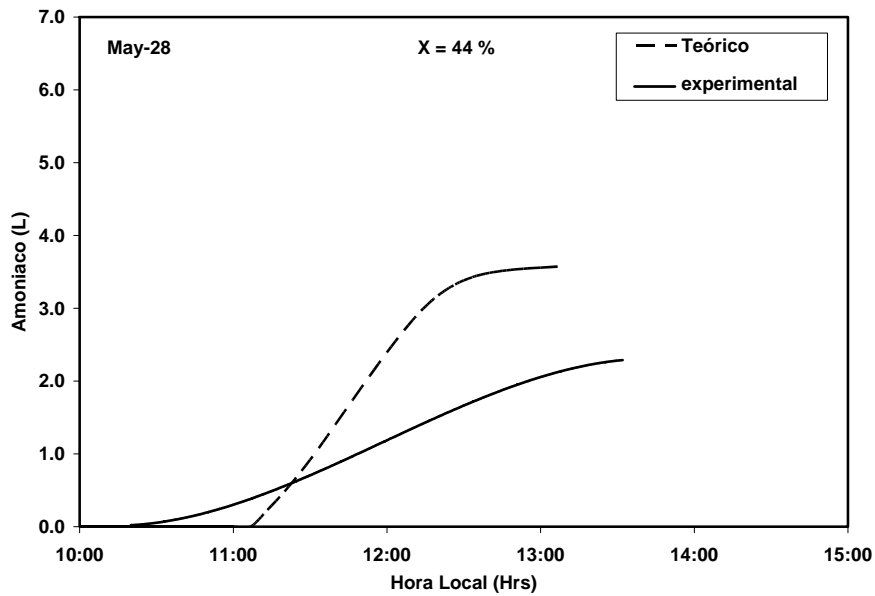


Figura 6.9. Comparación del amoniaco generado experimentalmente contra el teórico a una concentración de la solución de 44 %.

En la figura 6.10, se muestra el amoniaco generado a una concentración de la solución del 45 %. La curva de amoniaco teórico crece mas rápido que la experimental, pero en esta ocasión se obtienen valores muy similares de amoniaco al finalizar las corridas. La curva de amoniaco experimental se extiende hasta pasadas las 14:00 horas. El amoniaco generado fue de 3.9 L para el teórico y 4.1 L para el experimental.

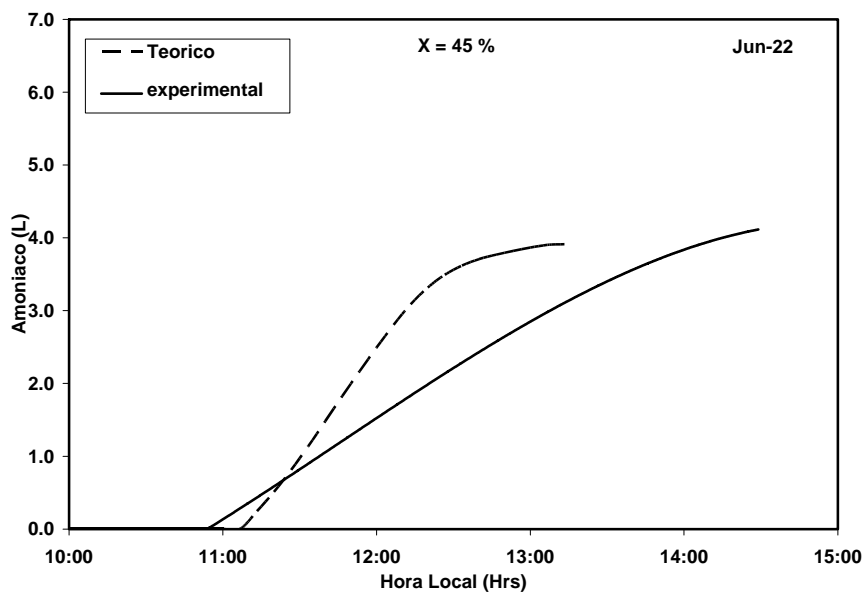


Figura 6.10. Comparación del amoniaco generado experimentalmente contra el teórico a una concentración de la solución de 45 %.

En la figura 6.11, se presentan el amoniaco teórico y experimental obtenido a una concentración de 46 %. Se sigue viendo el mismo comportamiento en ambas curvas que el observado en las figuras previas. La curva de amoniaco experimental se detiene cerca de las 15:00 horas. Se puede ver que los valores máximos de amoniaco generado son muy similares. El amoniaco generado teórico fue de 4.49 L y el experimental de 4.55.

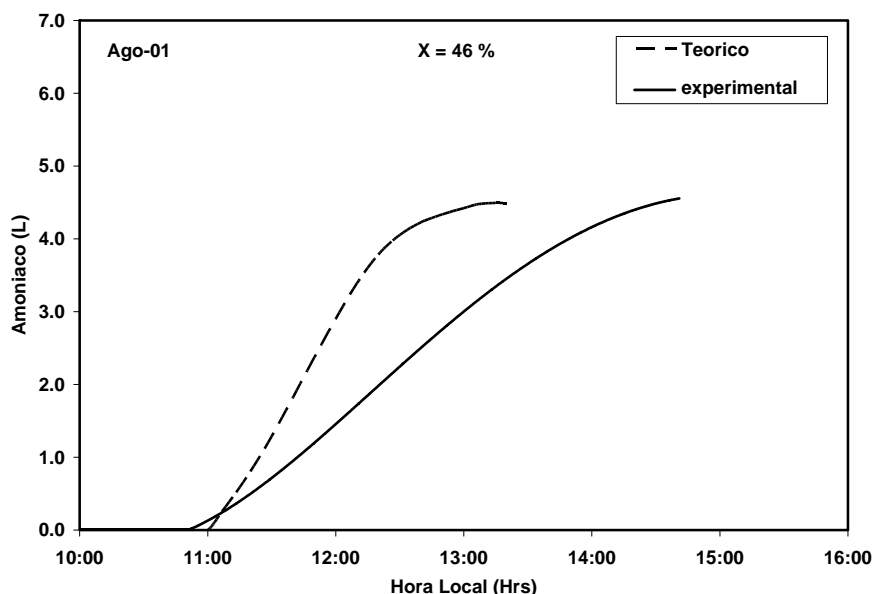


Figura 6.11. Comparación del amoniaco generado experimentalmente contra el teórico a una concentración de la solución de 46 %.

En la figura 6.12, se tienen las curvas del amoniaco generado a una concentración de 47 %. El amoniaco generado teórico se estabilizó entre las 12 y 13:00 horas, al igual que en los anteriores ejemplos y el amoniaco generado experimental se detuvo hasta las 16:00 horas. El amoniaco obtenido fue de 5.5 L y 4.9 L teórico y experimental, respectivamente. En esta ocasión se tuvo una diferencia en la generación de 0.56 litros entre el teórico y el experimental.

En esta comparación, se observa claramente que a mayor concentración de la solución el amoniaco generado es mayor. En cuanto a resultados, el modelo teórico presenta una producción de amoniaco muy similar a la experimental para Junio 22, Agosto 01 y Agosto 10. En cuanto la prueba hecha a una concentración del 44 %, sigue estando un poco por encima de la experimental al igual que T_{ge} y Q_u . Se sigue viendo la misma tendencia en los resultados experimentales con respecto a la concentración y mientras mayor es ésta, también lo es el tiempo para obtener la máxima cantidad de amoniaco.

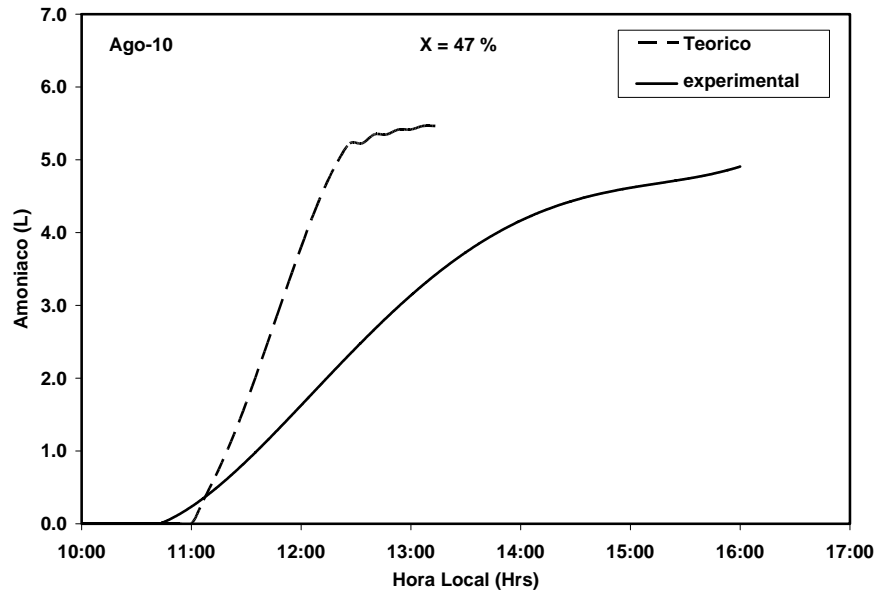


Figura 6.12. Comparación del amoniaco generado experimentalmente contra el teórico a una concentración de la solución de 47 %.

CAPÍTULO 7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 CONCLUSIONES

Se alcanzaron los objetivos planteados en un principio para esta tesis de maestría, mismos que incluyen la optimización y evaluación del refrigerador solar intermitente para la producción de hielo operado con la mezcla Nitrato de litio-Amoniaco, con esto, también se le da continuidad al trabajo de investigación desarrollado previamente por Rivera y Rivera (2006).

En lo que respecta a la simulación numérica, se llevaron a cabo algunas adecuaciones al modelo anterior. Una de las principales fue que el C_p y la temperatura de saturación de la solución variaran a cada instante en función de la concentración de la solución. Se condicionó el modelo para iniciar la generación de amoniaco en función de la temperatura de saturación de la solución, esto ayudo a comenzar a generar amoniaco a menor temperatura. Además se añadieron las ecuaciones concernientes para considerar la influencia de la masa del tubo en los resultados.

Una vez ensamblado el sistema se hizo un análisis de sensibilidad para determinar que parámetros afectaban más a la producción de amoniaco, siendo el coeficiente convectivo entre el receptor y la cubierta y la reflectancia especular los más importantes.

También se hicieron simulaciones modificando la concentración de la solución (X_{sol}) y la razón de concentración del CPC (CR). Al aumentar estos parámetros también se incrementa la generación de amoniaco y las temperaturas de generación. Con la eficiencia pasa una cosa diferente, al aumentar X_{sol} aumenta la eficiencia, pero al aumentar CR la eficiencia disminuye.

En lo que respecta al diseño del refrigerador, se diseñó y fabricó un nuevo generador. El receptor se fabricó de aluminio 6061-T6, para acelerar la transferencia de calor hacia el interior, ya que el aluminio tiene buenas propiedades conductivas. En este diseño se omitió la brida que se tenía anteriormente y en su lugar se colocó una válvula de descarga para mantenimiento o reparación. En cuanto a la transferencia de calor, esta mejoró notablemente pues la temperatura de generación se alcanzó en menor tiempo. También se colocó una brida con mirilla, para observar la solución de nitrato de litio-amoniaco.

Se diseñaron y fabricaron nuevos soportes para el receptor de tipo abrazadera, para mantener fijo el receptor y que el CPC pudiera girar libremente. Se modificó la base del refrigerador, para colocar todos los dispositivos (tanque, condensador y evaporador) hacia la parte norte y no sombrear al colector. Otra razón fue para que no recibieran tanta radiación que reflejaba el CPC en su posición original.

Se le colocó una doble pared con aluminio corrugado al condensador, para evitar que la radiación llegue directamente y así evitar que el agua de condensación se caliente por efecto de la radiación. Se colocó un control de temperatura, para poder fijar la temperatura de condensación según la prueba que se quiere realizar. También se reemplazó el serpentín del condensador, pero esta vez se colocó en la parte inferior del tanque de agua para aprovechar el agua a menor temperatura.

Al CPC se le colocaron tapas de acrílico con marcos de acero para evitar rupturas por el manejo y pérdidas convectivas hacia el ambiente.

En lo que respecta a la parte de evaporación, se colocó un tubo capilar en paralelo con la válvula de expansión, de tal manera que durante el proceso de evaporación se pueda operar de cualquiera de las dos formas.

La tubería de acero inoxidable IPS, se reemplazó por tubing y conectores Swagelok®, para darle mayor confiabilidad y evitar las fugas en las uniones.

En lo que respecta a los resultados experimentales, los cambios hechos al refrigerador dieron buenos resultados, sobre todo la parte del receptor de aluminio. Se alcanzaron temperaturas en la solución 10 °C más altas y la generación de amoníaco se registró más temprano, alrededor de las 11:00 horas, mientras que con el receptor anterior (de acero al carbón) se alcanzaba a las 12:30 horas. De esta manera se aprovecha mayor tiempo la radiación solar y por ende, se tuvo una mayor producción de amoníaco. Las temperaturas máximas de generación oscilaron entre 104 y 119 °C y la cantidad de amoníaco generado varió entre 1.7 y 4.9 L, la eficiencia del CPC estuvo entre 0.08 y 0.14.

Durante la condensación el amoníaco entraba como vapor sobrecalentado alcanzando temperaturas de hasta 76 °C y salía como líquido subenfriado a una temperatura de entre 29 y 33 °C. El control de temperatura colocado en el condensador permitió evaluar el generador en condiciones de presión más controladas, alrededor de los 13 bares como máximo.

En lo que respecta a la evaporación, se alcanzaron temperaturas mínimas entre -25.5 y -37.2 °C, más bajas que con el anterior sistema. También se mejoró la cantidad de hielo producido, prácticamente en todas las ocasiones se logró obtener hielo, aunque cabe señalar, que en este aspecto se tiene que mejorar, pues esta por abajo de las condiciones de diseño.

La temperatura en el interior de la cámara fría no se pudo mantener constante en el transcurso de las pruebas y osciló entre -9.5 y 12.9 °C, aunque cabe señalar, que estas temperaturas pueden mejorar, si se realiza la evaporación durante la madrugada.

En las pruebas reportadas se utilizó siempre el tubo capilar en vez de la válvula de aguja, por la estabilidad que presentó en el flujo de amoníaco. Se trabajó primero con una longitud de 3.6 m y posteriormente se alargó a 7 m. Mediante este cambio se

registraron distintos tiempos promedios en la duración de cada prueba de evaporación, siendo de 4 horas para menores concentraciones de solución (44 - 45 %) y 6 horas a mayores (46 - 47 %). Otro efecto que se logró al incrementar el tubo capilar es alcanzar menores temperaturas en la evaporación de hasta -37.2 °C.

Una de las principales desventajas en la etapa de evaporación, fue la dificultad para mantener una baja presión de absorción registrándose presiones desde 0 hasta 6 bares en una misma prueba. El principal motivo se debe a que conforme se absorbe el vapor de amoníaco, la solución al interior del generador libera calor por la naturaleza de la reacción, lo que causa que la temperatura de absorción aumente hasta cerca de los 45 °C. Para evitar este comportamiento, es necesario colocar un dispositivo que disipe este calor con mayor rapidez hacia el ambiente, para mantener una presión baja en la absorción.

El COP obtenido en el sistema varió entre 0.026 y 0.056 y se ve influenciado principalmente por la insolación, la cantidad de amoníaco generado y la concentración de la solución.

En lo que respecta a los resultados de la simulación, fueron adecuados y tienen un comportamiento parecido a los resultados experimentales. Una de las principales observaciones, es que el modelo teórico siempre alcanza los valores máximos entre las 12 y 13:00 horas y en los resultados experimentales el tiempo depende principalmente de la concentración de la solución.

Los resultados promedios teóricos, mínimos y máximos estuvieron entre 7.8 y 8.5 MJ para el calor útil, 3.6 L y 5.5 L para el amoníaco generado y entre 112.3 °C y 114.3 °C para las temperatura de generación. Los resultados promedios experimentales entre 5.8 y 9 MJ para el calor útil, 2.4 L y 4.9 L para el amoníaco generado y entre 114.7 y 119 °C para la temperatura de generación.

Como resultado de la evaluación del equipo de refrigeración solar intermitente se logró la publicación del artículo titulado: "A solar absorption refrigeration system operating with the mixture ammonia-lithium nitrate" en la 2nd international conference of solar air-conditioning, organizado en Tarragona España del 18 al 19 de octubre del 2007 y la colaboración en varios reportajes de difusión.

7.2 RECOMENDACIONES

Se plantean algunas recomendaciones necesarias para que en un futuro se pueda mejorar la operación y eficiencia del sistema:

Generación-condensación:

- Establecer una concentración de amoniaco en la solución de 47 % o mayor, para obtener los 3.5 Kg necesarios para almacenar 8 kg de hielo, según el diseño original.
- Reemplazar las láminas reflectoras por unas nuevas, para tener mejor aprovechamiento de la radiación solar.
- Construir otro condensador de mayor capacidad y cambiar el material del serpentín, ya que el aluminio no resiste la sal que contiene el agua y se perfora.

Evaporación-absorción:

- Colocar un intercambiador en calor al interior del generador-absorbedor para disipar el calor que se genera por la absorción del refrigerante y así mantener una presión de evaporación baja.
- Incrementar la longitud del tubo capilar para alcanzar temperaturas de evaporación más bajas y prologar el tiempo de evaporación.
- Diseñar y construir una cámara fría con un mejor aislamiento, otros materiales resistentes y con conductividades más bajas, ya que el diseño actual aunque es muy resistente no es el adecuado para la producción de hielo. Tomar en cuenta que uso final tendrá, si es para producción de hielo ó conservación de productos.
- Considerar la posibilidad de convertir este prototipo en un sistema fijo, con dos generadores-absorbedores y usar uno a la vez.
- Colocar un medidor de flujo que permita medir menos de 1 kg/hr, para poder automatizar la fase de evaporación y realizar corridas continuas en la madrugada.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] World Energy Prospects and Challenges (2005), Dr. Fatih Birol, Chief Economist, International Energy Agency.
- [2] International Energy Outlook (2007). Energy Information Administration (EIA).
- [3] Alternative Fuels: An Energy Technology Perspective (2005), Dolf Gielen, Fridtjof Unander. Office of Energy Technology and R&D, International Energy Agency.
- [4] IEA energías renovables.
- [5] Asociación Mexicana para la Energía y el Desarrollo Sustentable A.C. Congreso Anual 2007. Reunión anual Secretaría de Energía.
- [6] Francisco Torres Roldán. Emanuel Gómez Morales. Energías Renovables para el Desarrollo Sustentable en México. SENER. 2006.
- [7] Sustentabilidad y Pesca Responsable en México Evaluación y Manejo (2006). Instituto Nacional de la Pesca. SAGARPA. México.
- [8] E. A. Farber Professor, F. M. Flanigan Associate Professor, L. Lopez Graduate Assistant and R. W. Polifka Graduate Assistant (1966). Operation and performance of the University of Florida solar air-conditioning system. Solar Energy. Vol 10, Issue 2, Pag 91-95.
- [9] F. Gutiérrez (1988). Behavior of a household absorption-diffusion refrigerator adapted to autonomous solar operation. Solar Energy, Vol 40, Issue 1, Pages 17-23.
- [10] Pilatowsky, Geffroy, Oscos, De la Torre y Hernández (1984). *Evaluación de un prototipo experimental de un refrigerador intermitente por absorción amoniac-agua*. ANES. Memorias de la VIII Reunión de Energía Solar, Cd. Madero, Tams.
- [11] Ericksson, D. (1988). *Intermittent solar ammonia absorption cycle refrigerator (ISAAC)*. United States Patent number 4,744,224.
- [12] Erickson, D. (1990). *Intermittent solar ammonia absorption cycle (ISAAC) refrigeration for lesser developed countries*. Technical Report DOE/CE/15325-T4, Energy Concepts, Co. Annapolis, MD, USA.
- [13] Erhard A. and Hahne E. (1997). *Test and simulation of a solar-powered absorption cooling machine*. Solar Energy Vol. 59, Nos. 4-6, pp. 155 162.
- [14] Hammad M. y Zurigat Y. (1998). *Performance of a second generation solar cooling unit*. Solar energy, Vol 62, No 2, pp.79-84.
- [15] Fernández-Llebrez F., Pilatowsky I., y Hernández V. R. (1998). *Programa de Ensayos de una Planta de Enfriamiento Solar para el Acondicionamiento de Aire*. Instituto Andaluz de Energías Renovables, Universidad de Sevilla.
- [16] A. De Francisco, R. Illanes, J.L. Torres, M. Castillo, M. De Blas, E. Prieto, A. García. (2002). *Development and testing of a prototype of low power water-ammonia absorption equipment for solar energy applications*. Renewable Energy 25, pp. 537-544.
- [17] G.A. Florides, S.A. Kalogirou, S.A. Tassou, L.C. Wrobel. (2003). Design and construction of a LiBr-Water absorption machine. Energy Conversion and Management 44, pp. 2483-2508.
- [18] Jacob U. y Eicker U. (2001). Solar Cooling with difusión absorption principle. University of Applied Sciences Stuttgart. Germany.

- [19] J. C. V. Chinnappa and H. A. Martin (1976). Dual-mode operation by solar energy of an ammonia-water two-stage cycle: A comparative study. *Solar Energy*. Vol 18, Issue 4, Pages 337-342.
- [20] N. K. Ghaddar, M. Shihab and F. Bdeir (1997). *Modeling and simulation of solar absorption system performance in Beirut*. *Renewable Energy*, Vol. 10, No. 4, pp. 539-558, 1997.
- [21] S.O. Enibe, O.C. Iloeje (1997). Transient analysis and performance prediction of a solid absorption solar refrigerator. *Solar Energy*, Vol. 61. No. 1. pp. 43-59.
- [22] Guangming Chen and Eiji Hihara (1999). *A new absorption refrigeration cycle using solar energy*. *Solar Energy*. Vol. 66, No. 6, pp. 479-482.
- [23] S.O. Enibe, O.C. Iloeje (2000). COSSOR - A transient simulation program for a solid absorption solar refrigerator. *Renewable Energy* 19, pp. 413-434.
- [24] D.S. Kim, C.H.M. Machielsen (2002). *Evaluation of air-cooled solar absorption cooling systems*. Proceedings Of the International Sorption Heat Pump Conference. Shanghai, China.
- [25] Hasan A., Goswami D. and Vijayaraghavan S. (2002). *First and second law analysis of a new power and refrigeration thermodynamic cycle using a solar heat source*. *Solar Energy* Vol. 73, No. 5, pp. 385-393.
- [26] G. A. Florides, S. A. Kalogirou , S. A. Tassou and L. C. Wrobel. 2002. *Modelling and simulation of an absorption solar cooling system for Cyprus*. *Solar Energy* Vol. 72, No. 1, pp. 43-51.
- [27] A. Yattara, Y. Zhu, M. Mosa Ali (2003). Comparison between solar single-effect and single-effect double-lift absorption machines (Part I). *Applied Thermal Engineering* 23, pp. 1981-1992.
- [28] Ezzine N., Barhoumi N., Mejbri Kh., Chemkhi S, Bellagi A. (2004). *Solar cooling with the absorption principle: First and Second Law analysis of an ammonia-water double-generator absorption chiller*. *Desalination* 168, pp. 137-144.
- [29] Assilzadeha F., Kalogiroub S.A., Alia Y., Sopian K. (2005). *Simulation and optimization of a LiBr solar absorption cooling system with evacuated tube collectors*. *Renewable Energy* 30, pp. 1143-1159.
- [30] Antonopoulos, K. y Rogdakis, E. (1996). *Performance of solar-driven ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate absorption systems operating as coolers or heat pumps in Athens*. *Applied Thermal Engineering* 16, 2, 127-147.
- [31] Ayala R., Heard C. L. and Holland F. A. (1997). *Ammonia/lithium nitrate absorption/compression refrigeration cycle. Part I. Simulation*. *Applied Thermal Engineering* Vol. 17, No. 3, pp. 223-233.
- [32] Ayala R., Heard C. L. and Holland F. A. (1998). *Ammonia/lithium nitrate absorption/compression refrigeration cycle. Part II. Experimental*. *Applied Thermal Engineering* Vol. 18, No. 8, pp. 661-670.
- [33] Da-Wen S. (1998). Comparison of the performances of NH₃-H₂O, NH₃-LiNO₃ and NH₃-NaScN absorption refrigeration systems. *Energy Conversion Management* Vol. 39, No. 5/6, pp. 357-368.
- [34] M. Venegas, M. Izquierdo, P. Rodríguez A. Lecuona, (2003). *Heat and mass transfer during absorption of ammonia vapour by LiNO₃-NH₃ solution droplets*. *Energy Conversion and Management* 44, pp. 2483-2508.

- [35] M. Venegas, P. Rodríguez, A. Lecuona, M. Izquierdo. (2005). Spray absorbers in absorption systems using $\text{LiNO}_3\text{-NH}_3$ solution. *International Journal of Refrigeration* 28, pp. 554–564.
- [36] N. L. Pierrès, M. Nathali, D. Stitou (2007). Experimental results of a solar powered cooling systems at low temperature. *International Journal of Refrigeration* 30, pp. 1050-1058.
- [37] C.O. Rivera, W. Rivera. (2003). Modeling of an intermittent solar absorption refrigeration system operating with ammonia–lithium nitrate mixture. *Solar Energy Materials & Solar Cells* 76, pp. 417–427.
- [38] C.O. Rivera (2006). *Simulación, diseño y evaluación de un refrigerador solar intermitente usando un CPC como generador-absorbedor*. Tesis de doctorado. Centro de Investigación en Energía.
- [39] Pilatowsky et. al (1993). Métodos de producción de frío. Universidad nacional autónoma de México.
- [40] Yunus A. Cengel et. Al (2003). *Termodinámica*. Cuarta edición. McGraw-Hill Interamericana. Capítulo 10.
- [41] Sayigh et. al (1992). *Solar air conditioning and refrigeration*. Pergamon press.
- [42] TriGeMed. Absorption cooling. Tri-Generation solution for the mediterranean (TriGeMed). www.trigemed.com.
- [43] W. Rivera (1991). Estudio teórico de transformadores de calor por absorción operando con la mezcla bromuro de litio-agua. Tesis de Maestría. Laboratorio de energía solar.
- [44] Kreith, F. and Kreider, Jan F. (1978). *Principles of Solar Engineering*. McGraw-Hill Book Company. Capítulo 4.
- [45] Alu-stock.com. Comportamiento del aluminio frente a sustancias inorgánicas. Datos técnicos. www.alu-stock.es/tecnica/inorganicas.html.
- [46] B. I. Nelson. Los beneficios del aluminio. *Revista Refrigeración Industrial Punto Com*. www.refrigeracionindustrial.com.
- [47] Eugene F. Megyesy (2001). *Pressure vessel Handbook* 12^a Ed. Pressure vessel Publishing Ing. Pp 13-30.
- [48] García Valladares, O. *Simulación numérica y validación experimental de evaporadores, condensadores y tubos capilares. Integración en sistemas de refrigeración por compresión*. Tesis Doctoral, Centro Tecnológico de Transferencia de Calor, Universidad Politécnica de Cataluña. España. 2000.
- [49] Gómez, V. *Selección, adecuación y calibración de los instrumentos de medición para el refrigerador continuo de absorción de amoniaco-agua del Centro de investigación en Energía*. Tesis de Licenciatura, Universidad Autónoma del Estado de Morelos, Cuernavaca, Morelos. 2000.