



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE
MÉXICO**

**PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN
INGENIERÍA**

CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN ENERGÍA

**EVALUACIÓN DE UN REFRIGERADOR
SOLAR INTERMITENTE PARA
PRODUCCIÓN DE HIELO, USANDO
DIVERSOS EVAPORADORES.**

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE

MAESTRO EN INGENIERÍA

ENERGÍA - SOLAR FOTOTÉRMICA

P R E S E N T A:

CARLOS SOLORIO QUINTANA

DIRECTOR DE TESIS:

DR. WILFRIDO RIVERA GÓMEZ-FRANCO



2012



Universidad Nacional
Autónoma de México



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. Isaac Pilatowsky Figueroa
Secretario: Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco
Vocal: Dr. Victor Hugo Gomez Espinoza
1^{er} Suplente: Dr. Carlos Octavio Rivera Blanco
2^{do} Suplente: Dr. Armando Huicochea Rodríguez

LUGAR DONDE SE REALIZÓ LA TESIS:

CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN ENERGÍA (CIE), UNAM
Temixco, Morelos

TUTOR DE TESIS

Dr. Wilfrido Rivera Gómez-Franco

FIRMA

A Dios ...

A mi madre ...

A mis hermanos ...

Agradecimientos

A mi asesor por su gran apoyo y guía durante la realización del presente trabajo.

A PROMEP por la beca otorgada para la realización de la maestría.

Al Lic. Genaro, abogado general de la UTCGG por su gran apoyo y motivación al decidir realizar los estudios de maestría.

A la Lic. Olga, Secretaria académica de la UTCGG durante mis estudios de maestría, hoy rectora, agradezco las facilidades proporcionadas para la conclusión del presente trabajo.

Al Dr. Víctor Gómez por sus consejos y apoyo en el desarrollo del trabajo experimental.

Al Dr. Pilatowsky por sus consejos durante el desarrollo de mi maestría.

Al Dr. Jorge Hernández por sus consejos y apoyo en aspectos técnicos de mi proyecto.

A Guadalupe por guiarme al inicio de mi trabajo experimental en el refrigerador solar y por sus apoyo durante el desarrollo del proyecto.

A Onésimo, Jorge, Cristian, Raúl por su apoyo y consejos que fueron muy valiosos para la culminación de mi tesis.

Armando y Geydy que me orientaron en temas relacionados y me ayudaron en aspectos técnicos de mi proyecto.

A mis compañeros de generación, "Físico", Saúl, "Chiapas", "Arqui", Colín, Bianca, Zarco, Gonzalo, Joel, por su amistad y por hacer agradable mi estancia en el CIE.

Índice general

Nomenclatura	8
Resumen	13
1 Introducción	15
1.1 Situación energética mundial	15
1.2 Situación energética del país	17
1.3 Las energías renovables	18
1.3.1 Situación de las energías renovables en México	20
1.4 Antecedentes	20
1.5 Revisión bibliográfica	22
1.5.1 Trabajos teóricos	22
1.5.2 Trabajos experimentales	23
1.5.3 Trabajos relacionados realizados en el CIE	24
1.6 Justificación	24
1.7 Objetivos	25
1.7.1 Objetivo general	25
1.7.2 Objetivos específicos	25
1.8 Metodología	25
2 Marco teórico	27
2.1 Fundamentos de la refrigeración	27
2.2 Ciclo de Carnot inverso	28
2.3 Ciclo de Refrigeración por compresión	30
2.3.1 Fluidos de trabajo	32
2.4 Ciclos de refrigeración por absorción	32
2.4.1 Ciclo de refrigeración por absorción continuo	34
2.4.2 Ciclos de refrigeración por absorción intermitentes	34
2.4.3 Fluidos de trabajo en los refrigeradores por absorción	36

3 Descripción del refrigerador solar	37
3.1 Descripción del sistema	37
3.2 Colector parabólico compuesto (CPC)	38
3.2.1 Receptor	39
3.3 Condensador	40
3.4 Tanque de almacenamiento	41
3.5 Dispositivos de expansión	42
3.6 Evaporador	42
3.7 Accesorios	43
3.7.1 Sensores	43
3.7.2 Instrumentación del sistema	44
3.7.3 Calibración de los sensores	46
3.8 Descripción de la operación	47
3.8.1 Etapa de generación	47
3.8.2 Etapa de evaporación	48
3.9 Preparación del sistema	49
4 Evaporadores para la producción de hielo	51
4.1 Función de los evaporadores	51
4.1.1 Correlaciones empíricas para la transferencia de calor en la evaporación	52
4.1.2 Clasificación de los evaporadores	53
4.1.3 Evaporadores de serpentín	53
4.1.4 Evaporadores de tubo y coraza	54
4.1.5 Evaporadores de placas	56
5 Diseño y construcción de los evaporadores	59
5.1 Planteamiento del diseño de los evaporadores	59
5.1.1 Evaporador I	60
5.1.2 Evaporador II	61
5.1.3 Evaporador III	64
6 Evaluación Experimental	67
6.1 Descripción de las pruebas realizadas	67
6.1.1 Parámetros medidos	67
6.1.2 Selección del capilar para las pruebas experimentales . . .	69
6.1.3 Resultados de las pruebas experimentales	71
6.2 Análisis de los resultados	77
6.2.1 Comparación de Parámetros	80

ÍNDICE GENERAL	3
Conclusiones y recomendaciones	83
Anexos	85
A Procedimiento de carga de la solución al refrigerador	87
B Procedimiento de descarga de la solución del refrigerador	93
C Resultados de las pruebas realizadas	95
D Análisis estadístico	97
E Valores críticos de la t de Student	103

Índice de figuras

1.1	Energía primaria en el mundo.	16
1.2	Consumo final de la energía en México.	18
1.3	Radiación solar mundial	19
2.1	Esquema de un refrigerador	28
2.2	Ciclo de Carnot	29
2.3	Ciclo de Carnot inverso	30
2.4	Ciclo de refrigeración por compresión	31
2.5	Representación del ciclo de compresión	31
2.6	Ciclo continuo de refrigeración por absorción	33
2.7	Ciclo intermitente de refrigeración por absorción	35
3.1	Diagrama de flujo del refrigerador solar intermitente	38
3.2	CPC, receptor y válvula de seguridad del refrigerador solar	39
3.3	Condensador	40
3.4	Tanque de NH ₃ condensado y evaporador	41
3.5	Distribución de los sensores del sistema de refrigeración	45
3.6	Elementos de adquisición de datos	45
3.7	Refrigerador solar	49
3.8	Equipo usado para la preparación de la solución de LiNO ₃	50
4.1	Evaporador de serpentín	54
4.2	Evaporador inundado	55
4.3	Evaporador de expansión directa	56
4.4	Evaporador de placa plana	56
5.1	Serpentín del evaporador I	61
5.2	Serpentín del evaporador II	62
5.3	Comparación del serpentín de los evaporadores E-I y E-II	63
5.4	Diseño de las charolas para el agua	63

5.5 Propuesta de diseño del evaporador III	65
5.6 Evaporador III y hielo producido	66
6.1 Prueba comparativa de la presión del absorbedor	69
6.2 Prueba comparativa de la temperatura del absorbedor	71
6.3 Temperatura y presión de la prueba 111031 de generación	72
6.4 Radiación global en la prueba 111031 de generación	73
6.5 Prueba 111102 utilizando el evaporador I	74
6.6 Prueba 111121 utilizando el evaporador II	74
6.7 Prueba 111102 utilizando el evaporador I	76
6.8 Prueba 111121 utilizando el evaporador II	76
6.9 Hielo producido en las pruebas experimentales	77
6.10 Resultados de las pruebas de evaporación	78
6.11 Comparación de los resultados promedios de los EI y EII	79
6.12 Comparación de resultados de los EI y EII	80
6.13 Flujo de NH ₃ vs eficiencia del evaporador	81
6.14 Presión inicial del generador vs eficiencia del evaporador	81
6.15 Caída de presión en el capilar vs eficiencia del evaporador	82
6.16 Temperatura ambiente vs eficiencia del evaporador	82

Índice de tablas

1.1	Energía primaria en México.	17
3.1	Ecuaciones de calibración de los sensores	47
3.2	Propiedades físicas del LiNO_3	50
5.1	Condiciones de diseño del refrigerador solar	59
5.2	Características del tubo de aluminio del evaporador	62
6.1	Flujo de amoniaco en función del diámetro del tubo capilar	69
6.2	Distribución de la temperatura en las charolas	75
6.3	Resultados promedios de los evaporadores I y II	77
6.4	Resultados de la prueba de significancia	78

Nomenclatura

A_a	Área de apertura del CPC (m^2)
A_i	Área de transferencia interna (m^2)
A_o	Área de transferencia externa (m^2)
Bo	Número de ebullición
C_p	Calor específico ($kJ/kg\ ^\circ C$)
Co	Número convectivo
COP	Coefficiente de operación
COP_s	Coefficiente de operación de un refrigerador solar
$COP_{abs,rev}$	Coefficiente de operación de un refrigerador por absorción reversible
COP_{abs}	Coefficiente de operación en sistemas por absorción
CPC	Colector parabólico compuesto
DE	Diámetro externo
DI	Diámetro interno
E_{ev}	Eficiencia de evaporación
E	Evaporador
f	factor de fricción
Fr_l	Número de Froude para líquido
G	Radiación global (W/m^2)
h_{if}	Calor latente de congelación (kJ/kg)
H_0	Hipótesis nula
H_1	Hipótesis alterna
L	Longitud (m)
\dot{m}	Flujo másico (kg/h)

m	masa (kg)
Nu	Número de Nusselt
P_E	Presión a la salida del evaporador(bar)
P_G	Presión en el generador (bar)
P_T	Presión del tanque de amoníaco (bar)
P_V	Presión a la salida de la válvula (bar)
P_{Ab}	Presión en el absorbedor (bar)
Pr	Número de Prandtl
\dot{Q}_{fl}	Calor transferido al fluido diferente al refrigerante (kJ/h)
\dot{Q}_{re}	Calor transferido al refrigerante (kJ/h)
Q_l	Calor latente de evaporación del amoníaco (kJ)
Q_r	Energía solar incidida sobre el CPC (MJ)
Q_s	Calor sensible de la solución (kJ)
Q_{co}	Calor liberado en el condensador (kJ)
Q_{ev}	Calor absorbido en el evaporador (kJ)
Q_{gen}	Calor de generación (kJ)
Q_{sc}	Calor sensible del vapor de amoníaco (kJ)
Q_W	Calor retirado del agua a congelar (MJ)
R_0	Resistencia eléctrica a 0 °C (ohm)
R_t	Resistencia eléctrica (ohm)
R_{cw}	Relación de congelación del evaporador(kg hielo/kg NH ₃)
Re	Número de Reynolds
T	Temperatura (°C)
T_E	Temperatura a la salida del evaporador(°C)
t_E	Duración de la prueba (h)
T_P	Temperatura de pared del receptor (°C)
T_T	Temperatura del tanque de amoníaco (°C)
T_V	Temperatura a la salida de la válvula(°C)
T_W	Temperatura del agua a congelar (°C)

T_{am}	Temperatura ambiente (°C)
T_{co}	Temperatura del condensador (° C)
T_{ev}	Temperatura del evaporador (° C)
T_{Gs}	Temperatura de la solución del generador(°C)
T_{Gv}	Temperatura del vapor del generador (°C)
T_{sc}	Temperatura a la salida del condensador(°C)
T_{gen}	Temperatura de generación
T_{iE}	Temperatura del interior del evaporador (°C)
U_0	Coefficiente global de transferencia de calor (W/m ² K)
V	Volumen (m ³)
W_b	Trabajo de la bomba (kJ)
W_{neto}	Trabajo neto suministrado (kJ)

Símbolos Griegos

α	Coefficiente convectivo de transferencia de calor (W/m ² K)
α_l	Coefficiente convectivo de transferencia de calor para el líquido (W/m ² K)
α_o	Coefficiente convectivo externo de transferencia de calor (W/m ² K)
α_i	Coefficiente convectivo interno de transferencia de calor (W/m ² K)
η	Eficiencia del CPC
$\eta_{ter,rev}$	Eficiencia de una máquina térmica reversible
λ	Conductividad térmica(W/m K)
ψ_{bs}	Correlación para la zona de ebullición de supresión de burbujas
ψ_{nb}	Correlación para la zona de ebullición nucleada
ψ_{nc}	Correlación para la zona de ebullición convectiva
ρ	Densidad (kg/m ³)
ρ	Reflectancia
α	Absortibilidad
ε	Emisividad

RESUMEN

El constante aumento de la demanda de energía para satisfacer mayores cotas de bienestar está provocando un gran deterioro ambiental, según expertos en este campo. Por otra parte la producción de petróleo a nivel mundial empieza a decaer provocando preocupación en el abastecimiento de energéticos.

Así, muchas de las investigaciones actuales están enfocadas a buscar alternativas de solución al problema energético y a su vez a mitigar el deterioro al medio ambiente.

El presente trabajo es continuación del desarrollo de un refrigerador solar intermitente para la producción de hielo, realizado en el Centro de Investigación en Energía (CIE). Está diseñado para una producción de 8 kg de hielo por día y para que funcione de manera autónoma usando la energía solar como única fuente de energía, ideal para usarse en lugares sin suministro eléctrico.

El refrigerador es un sistema de absorción intermitente que está formado por un CPC que capta la energía solar y cuyo receptor funciona como generador y absorbedor, un condensador, un tanque de almacenamiento del amoníaco condensado, dos dispositivos de expansión (válvula de aguja y tubo capilar) y un evaporador de serpentín con charolas para congelar el agua.

El sistema funciona con el par $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ a una relación de concentración de 50%-50%, donde el amoníaco es el refrigerante y el nitrato de litio es el absorbente.

En el presente trabajo, se construyó un CPC con receptor de acero inoxidable, con el propósito de que la operación tenga mayor seguridad. Se modificó el evaporador y las charolas de congelación del agua para lograr mayor eficiencia en el evaporador.

La evaluación se realizó entre los meses de octubre y diciembre de 2011. La eficiencia promedio del CPC fue de 0.135 y el COP_s promedio fue de 0.0325 con eficiencia del evaporación de 0.422 en el evaporador I y 0.478 en el evaporador II, con relaciones de hielo producido con respecto al amoníaco utilizado de 0.68 para el evaporador I y 0.85 para el evaporador II. Alcanzando ambos evaporadores temperaturas de aproximadamente $-20\text{ }^\circ\text{C}$, con presión inicial en promedio de 0.94 bar manométricos.

La operación del sistema se dio con generación promedio de 2.55 litros por día (1.51 kg/día) y consumo promedio en la evaporación de 2.52 litros por día (1.52 kg/día).

INTRODUCCIÓN

En este capítulo se presentan aspectos generales de la situación energética a nivel mundial y nacional, así como la importancia que tienen las energías renovables, su potencial y situación actual. Además se exponen los antecedentes de los sistemas de refrigeración por absorción que utilizan la energía solar térmica. Se presentan también los objetivos, justificación y la metodología.

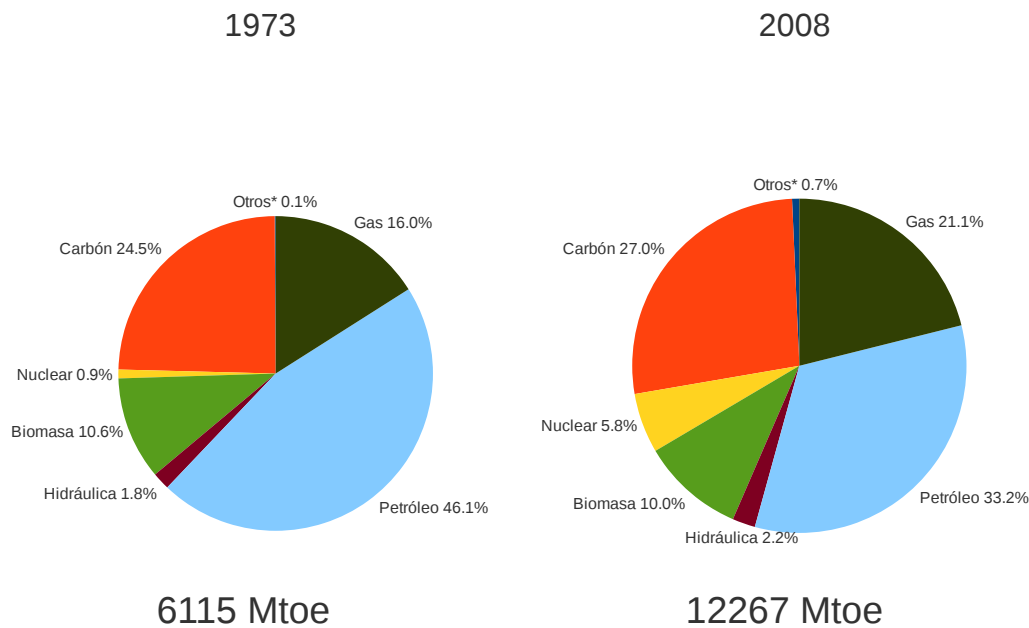
1.1 Situación energética mundial

El creciente consumo de energía a nivel mundial, está directamente vinculada al crecimiento de la población como una consecuencia del aumento de la demanda de vivienda, transporte y todo tipo de servicios. Esta demanda de confort por parte de las sociedades modernas unido al desarrollo tecnológico y la gran industrialización que existe actualmente, han llevado a un crecimiento constante del consumo energético, conduciendo a problemas ambientales y al agotamiento de las reservas petroleras.

Las reservas probadas mundiales de petróleo hasta el 31 de diciembre de 2008, de acuerdo a cifras de BP Statical Review of World Energy son de 1,258 miles de millones de barriles. Y el 59.9% de dichas reservas se localizan en Medio Oriente, 11.3% en Europa y Euro-Asia, 10.0% en África, 9.8% en Centro y Sudamérica, 5.6% en Norteamérica y el 3.3% restante en la región Asia Pacífico(of World Energy, 2008).

De acuerdo con información de British Petroleum, en 2008 la producción mundial de crudo promedió 81.8 millones de barriles diarios, donde Arabia Saudita fue el principal productor, aportando el 13.3% de la producción mundial de petróleo. El segundo lugar lo ocupa Rusia, seguido por Estados Unidos e Irán. Por otra parte la demanda mundial de petróleo en el mismo año fue de 84.5 millones de barriles diarios. La región Asia Pacífico demanda 30.0% del petróleo, seguido por Norteamérica, con una participación de 28.1%. (SENER, 2010)

Esta gran demanda de petróleo en el mundo está relacionada con la dependencia muy alta hacia los hidrocarburos derivados de este. La generación de energía primaria a nivel mundial se obtiene principalmente del petróleo con una aportación de 33.2%, seguido del carbón con 27.0%, el gas natural 21.1% y la energía nuclear aporta un 5.8%. Con energías renovables se generan en conjunto 12.9%, donde la mayor aportación la tienen los combustibles renovables y los desechos con un 10%, la hidráulica con 2.2%, y las otras energías



*Incluye geotérmica, solar, viento y mareas
Fuente: IEA 2008

Fig. 1.1: Energía primaria en el mundo.

renovables(incluidas la solar, viento, geotérmica, olas, mareas, etc.) apenas aportan 0.7% .

El consumo mundial de energía ha presentado un crecimiento muy marcado en la segunda mitad del siglo XX. La figura (1.1) nos muestra el gran salto energético entre 1973 y 2008, duplicando la producción de la energía primaria mundial. Aun cuando se observa una disminución pasando de 86.6% a 81.3% del total, los combustibles fósiles siguen siendo la base de esta energía primaria. La utilización del gas natural y del carbón está desplazando la utilización del petróleo como fuente de energía primaria. Los problemas ambientales y la inseguridad energética por las crisis petroleras han impulsado la búsqueda de alternativas de fuentes renovables. Pero no se ha logrado el despegue de estas tecnologías y actualmente cubren un campo muy pequeño en la demanda mundial de energía.(EIA, 2010)

De acuerdo con las proyecciones de **World Energy Technology Outlook 2050**, el consumo de combustibles fósiles seguirá siendo la principal fuente de energía por lo menos para las siguientes cuatro décadas, y se espera que para el año 2050 los combustibles fósiles aporten 70% del total, donde el carbón contribuya con el 26%, al igual que el petróleo, el gas natural con un 18% y las fuentes no fósiles 30%; dividiendo la cuota en partes iguales entre las energías renovables y la nuclear.

Aun cuando los consumos energéticos se han elevado en el transcurso del siglo pasado, actualmente arriba del 20% de la población mundial no tiene acceso

a la energía eléctrica y aproximadamente el 40% dependen actualmente del uso tradicional de biomasa para cocinar.(Biol, 2009)

1.2 Situación energética del país

El desarrollo económico de México está basado en la energía proporcionada por el petróleo, estableciéndose una dependencia casi total hacia los hidrocarburos durante los últimos años, con una aportación del 90.5% del total de la energía primaria producida en el 2009. El resto esta compuesto con 6.2% de Energías Renovables, 2.2% de carbón y 1.1% de energía nuclear, como se muestra en la tabla (1.1)

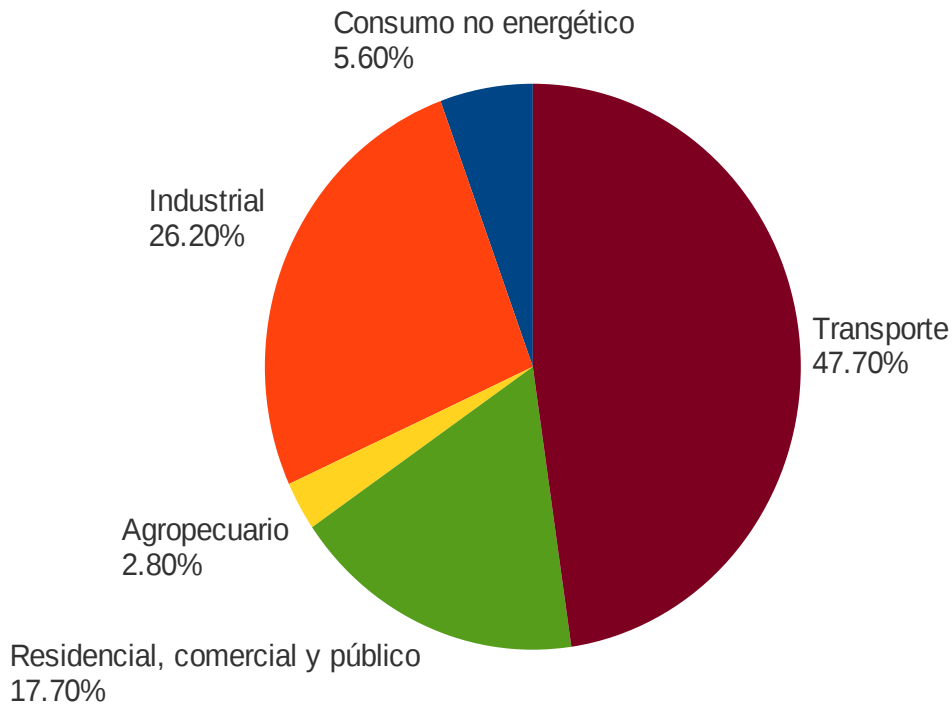
Tabla 1.1: Energía primaria en México.

	Año		Variación	Porcentaje	
	2008 (Petajoules)	2009 (Petajoules)		2008 %	2009 %
Total	10,284.55	9,852.92	-4.2	100.0	100.0
Carbón	229.30	212.00	-7.5	2.2	2.2
Hidrocarburos	9,278.03	8,920.38	-3.9	90.20	90.5
Petróleo crudo	6,520.85	6,058.73	-7.1	63.4	61.5
Condensados	91.45	86.08	-5.9	0.9	0.9
Gas natural	2,665.74	2,775.57	4.1	25.9	28.2
Nucleoenergía	106.64	112.65	5.7	1.0	1.1
Renovables	670.58	607.80	-9.4	6.5	6.2
Hidroenergía	140.01	95.20	-32.0	1.4	1.0
Geenergía	162.82	155.53	-4.5	1.6	1.6
Energía solar	5.62	6.75	20.2	0.1	0.1
Energía eólica	0.94	0.91	-2.2	0.0	0.0
Biomasa	361.18	349.40	-3.3	3.5	3.5
Bagazo de caña	99.13	88.73	-10.5	1.0	0.9
Leña	262.05	260.68	-0.5	2.5	2.6

Fuente:Balance nacional de energía 2009

También se puede observar que la producción de energía primaria registra una disminución con respecto a 2008. Esta disminución fue resultado de la menor producción de combustibles fósiles, debido principalmente a la declinación de la producción en Cantarell y en menor medida a la disminución de la producción de carbón. En cambio la producción de energía nuclear se incrementó de 2008 a 2009. Las energías renovables disminuyen su producción debido a causas ambientales como las sequías que afecta la producción hidroeléctrica. Las energía eólica no figura ya que su aportación es muy poca comparado con la aportación de los hidrocarburos. Por otra parte el uso de la biomasa disminuye debido a la menor producción de bagazo de caña.(SENER, 2010)

En la figura (1.2) podemos ver que el consumo energético de los mexicanos es principalmente en el transporte, con 47.7%, seguido del industrial con 26.2% y el residencial con 17.7%.



Fuente:SENER 2008

Fig. 1.2: Consumo final de la energía en México.

1.3 Las energías renovables

Se denomina energía renovable a la energía que se obtiene de fuentes naturales virtualmente inagotables, unas por la inmensa cantidad de energía que contienen y otras porque son capaces de regenerarse por medios naturales. También llamadas energías limpias. A continuación se describen algunas de ellas.

- Energía hidráulica es la energía que se obtiene del aprovechamiento de las energías cinética y potencial de la corriente del agua, saltos de agua o mareas y que puede ser transformada en energía eléctrica.
- La energía eólica es la energía obtenida de la fuerza del viento, es decir, mediante la utilización de la energía cinética generada por las corrientes de aire.
- Energía solar, es la radiación emitida por el sol que captada de forma adecuada puede transformarse en otras formas de energía, tal como energía térmica o energía eléctrica utilizando paneles solares.
- La Biomasa es la energía almacenada en el proceso fotosintético de las plantas y que puede ser posteriormente transformada en energía térmica, eléctrica o carburantes de origen vegetal, liberando de nuevo el dióxido de carbono almacenado.

- La energía geotérmica es aquella energía que puede ser obtenida por el hombre mediante el aprovechamiento del calor del interior de la Tierra.
- La energía mareomotriz es la energía debido a las fuerzas gravitatorias entre la Luna, la Tierra y el Sol, que originan las mareas, es decir, la diferencia de altura media de los mares según la posición relativa entre estos tres astros. Esta diferencia de alturas puede aprovecharse en lugares estratégicos como golfos, bahías o estuarios utilizando turbinas hidráulicas que se interponen en el movimiento natural de las aguas.

Actualmente se promueve el desarrollo de tecnologías para el aprovechamiento de este tipo de energías, debido a que el total mundial de emisiones de gases de efecto invernadero ha aumentado en un 70% entre 1970 y 2004. Las concentraciones de N_2O en la atmósfera sobrepasan actualmente con mucho a los valores de la era preindustrial a lo largo de miles de millones de años y los de CH_4 y CO_2 excede por mucho a los valores naturales existente en los últimos 650 mil años.(IPPC, 2007)

Sin embargo, se espera que haya una disminución de las emisiones contaminantes al promover normas de eficiencia energética y de regulación ambiental, además de la creciente preocupación por sustituir el consumo de energéticos más contaminantes por aquellos que representan una alternativa ecológicamente más sustentable.

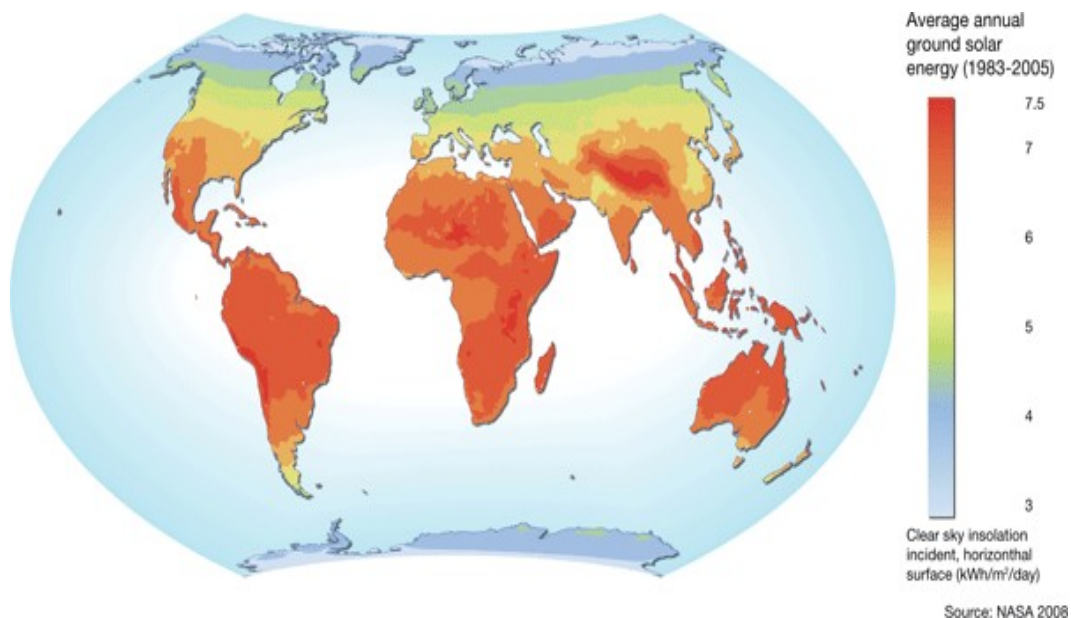


Fig. 1.3: Radiación solar mundial

Las energías renovables podrían mitigar muchos de los problemas ambientales, como el cambio climático, los residuos radiactivos, las lluvias ácidas y

la contaminación atmosférica. Las energías renovables podrían cubrir un tercio del consumo de electricidad y reducir las emisiones de dióxido de carbono.

La biomasa y la hidráulica son las que tiene mayor aplicación de acuerdo con la figura (1.1). En un estudio de la Universidad de Stanford, en el 2009 clasifica a los sistemas de energía de acuerdo a su impacto en el calentamiento global y las mejores opciones de generación de energía fueron la eólica, la solar, la geotérmica, de olas e hidroeléctrica. En este aspecto la energía solar tiene un gran potencial de desarrollo, por ser una fuente libre de emisiones contaminantes y por encontrarse disponible en la mayor parte del mundo, como se puede ver en la figura (1.3).

Tomando en cuenta que el mundo camina hacia el agotamiento de las reservas petroleras, es necesario establecer alternativas energéticas que proporcionen seguridad y sean amigables con el ambiente en el proceso de la transformación de la energía.

1.3.1 Situación de las energías renovables en México

Actualmente las fuentes de energías renovables de mayor aplicación en el país son la biomasa por el uso de la leña y del bagazo de caña, la hidráulica, la geoenergía y recientemente surge la eólica, como se muestra la tabla (1.1).

El senado de la republica ratifica la Estrategia Nacional Energía con una visión al 2024, en la que se proponen lograr las metas en los Ejes Rectores de Seguridad Energética, Eficiencia Económica y Productiva, y Sustentabilidad Ambiental. En los que se resaltan los objetivos de diversificación de la disponibilidad energética, mejorar la eficiencia y la reducción de los impactos ambientales tanto en la producción como en el uso de la energía. Con base en esto podemos, esperar que haya un mayor impulso a la energías renovables en los próximos años.(SENER, 2010)

1.4 Antecedentes

Los sistemas de enfriamiento y refrigeración han llegado a tener una gran importancia en las sociedades modernas por la demanda de bienestar, ya sea en el acondicionamiento de espacios o en la conservación de alimentos. Sin embargo los grandes consumos de energía eléctrica, los problemas ambientales y la inseguridad energética, hace voltear la mirada hacia las fuentes de energías renovables. Específicamente hacia la energía solar, que con los avances logrados en los sistemas de captación solar, pueden integrarse de manera relativamente sencilla a los sistemas de absorción.

La producción de frío puede darse a través de procesos naturales y artificiales. Dentro de los procesos naturales cabe mencionar el enfriamiento radiativo debido al intercambio de calor por radiación entre la tierra y la atmósfera y el enfriamiento evaporativo en donde un sistema abierto absorbe calor para provocar la evaporación de un líquido, produciéndose así el efecto refrigerante.

La evaporación espontánea de un líquido se realiza por absorción de calor proporcionado por el medio lo rodea, provocando la pérdida térmica del medio.

Este principio de evaporación por absorción de calor es el que se aprovecha para el diseño de los diversos sistemas de refrigeración. Y a través de la historia han logrado una gran evolución. La primera máquina de refrigeración fue patentada en 1834 por Jacob Perkins. Se trataba de una máquina de absorción que utilizaba éter. Así pues, esta sustancia tendría el privilegio de ser el primer refrigerante industrial. En 1850, Edmond Carré patentó la primera máquina de absorción que funcionaba con agua como refrigerante y ácido sulfúrico como absorbente. Su hermano, Ferdinand, comercializó en 1859 una máquina de absorción con amoníaco (NH_3) como refrigerante y agua como absorbente.

En 1867 se utiliza el dióxido de carbono (CO_2) como refrigerante en la compresión de vapor y en 1873 se hace lo mismo con el amoníaco. Con el descubrimiento de los fluorocarbonos, refrigerantes no tóxicos, no inflamables se impulsa el desarrollo y comercialización de los sistemas por compresión de vapor.

Pero con las actividades humanas en particular las destinadas a la combustión de combustibles fósiles, que producen gases de efecto invernadero y aerosoles que afectan la composición de la atmósfera. Y con el conocimiento de que la emisión de clorofluorocarbonos (CFC) y otros compuestos de cloro y bromo han llevado al agotamiento de la capa de ozono estratosférico. (IPCC, 2001) Ha surgido la preocupación por el calentamiento global, que en el último siglo alcanzó alrededor de 0.6 K, según cifras de IPCC sobre cambio climático, que también advierte que el incremento de la temperatura para el 2100 será de entre 1.4 y 4.5 K. Con base en esto, la comunidad mundial decide enfrentar la situación y uno de tales esfuerzos es el Protocolo de Kioto, en el cual los países industrializados tienen que reducir sus emisiones de gases de efecto invernadero 5.2% , comparado con las emisiones de 1990. La industria de la refrigeración es de las más afectadas por este protocolo, por sus altos consumos de electricidad.

Sin embargo conjugando la prohibición de los refrigerantes fluorados con la búsqueda de alternativas para disminuir los consumos eléctricos, encontramos una gran oportunidad para impulsar la refrigeración solar. Considerando que la demanda de enfriamiento se incrementa cuando aumenta la radiación solar.

A partir de los años 70, con la crisis petrolera, se realizaron diversos trabajos en el campo de la refrigeración solar. Se han realizado algunos estudios en sistemas de refrigeración solar eléctrico, acoplando sistemas fotovoltaicos a un ciclo de compresión de vapor, pero los costos de los paneles fotovoltaicos y la baja eficiencia de éstos disminuye su competitividad. Otras investigaciones se enfocan a la refrigeración termo solar, ya sea acoplando un refrigerador a una máquina térmica o acoplando los sistemas de absorción a sistemas de calentamiento por energía solar. Estos últimos son los que ofrecen mayor atractivo y son los que han logrado mayor desarrollo. (Kim and Infante-Ferreira, 2008)

Actualmente, los retos de la refrigeración solar consisten en aumentar eficien-

cia de conversión energética y desde un punto de vista económico hacerlos competitivos con los sistemas convencionales de compresión de vapor y en áreas donde no se cuenta con energía eléctrica, los sistemas solares de refrigeración pueden satisfacer los requerimientos de refrigeración.(Enibe, 1997)

1.5 Revisión bibliográfica

Se realiza una revisión bibliográfica relacionada con los sistemas de refrigeración por absorción que utilizan la energía solar, pero debido a la gran cantidad de investigaciones en esta área, la revisión se acota a sistemas que usen la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-NH}_3$ y a sistemas de absorción intermitentes. Se realiza la descripción clasificándolos en tres categorías, teóricos, experimentales y trabajos relacionados.

1.5.1 Trabajos teóricos

Antonopoulos realiza la simulación de un sistema de absorción que funciona con energía solar, para los pares $\text{LiNO}_3\text{-NH}_3$ y tiocianato de sodio- NH_3 , proponiendo la operación del sistema como sistema de refrigeración en verano y como bomba de calor en invierno. Concluyendo que para la propuesta de enfriamiento (verano) el máximo valor teórico del coeficiente de operación fue de 90% y la potencia de enfriamiento de 355 W/m^2 . Para la propuesta de calentamiento el máximo valor teórico del factor de ganancia de calor fue de 210% y la energía térmica útil de 344 W/m^2 . (Antonopoulos and Rogdakis, 1996)

En 1997 Enibe discute la aplicación de los sistemas de refrigeración en lugares rurales donde no tienen suministro de electricidad. Realiza un análisis de las restricciones tecnológicas y económicas para los sistemas de absorción intermitentes y continuos, así como de los sistemas de adsorción y los refrigeradores por compresión con paneles fotovoltaicos.(Enibe, 1997)

Masloumi et al, realizan la simulación de un sistema solar de refrigeración por absorción de una etapa, de bromuro de litio-agua con un colector cilíndrico parabólico. La energía solar se absorbe en un colector cilíndrico parabólico con orientación horizontal N-S y almacenado en un tanque térmico de almacenamiento aislado. El sistema se diseña para suministrar una carga de refrigeración para un hogar típico de aproximadamente 17.5 kW (5 ton de refrigeración). Los resultados muestran que el flujo másico no tiene efecto sobre el área requerida del colector, pero tiene un efecto significativo sobre la capacidad del tanque de almacenamiento. Se obtiene un área mínima del colector de 57.6 m^2 para suministrar la carga de refrigeración para las horas de sol de acuerdo al diseño.(Mauzlomi et al., 2008)

En 2008, Abdulateef realiza la comparación por simulación del funcionamiento de un refrigerador solar por absorción con los pares absorbente-refrigerante $\text{H}_2\text{O-NH}_3$, $\text{LiNO}_3\text{-NH}_3$ y Tiocinatao de sodio- NH_3 . Usando para las propiedades termodinámicas ecuaciones polinomiales. Los resultados muestran que los pares de $\text{LiNO}_3\text{-NH}_3$ y Tiocianato de sodio- NH_3 ofrecen los mejores resultados

del COP con la ventaja de no requerir rectificación. Sin embargo con el par tiocinato de sodio-NH₃ el evaporador no debe operar a temperaturas menores de -10°C por posible cristalización.(Abdulateef et al., 2008)

1.5.2 Trabajos experimentales

Chinnappa en 1961, realiza la investigación de los ciclos de refrigeración por absorción empleando la combinación de absorbente-refrigerante H₂O-NH₃ y LiNO₃-NH₃. Describe la diferencia entre el coeficiente del refrigerador por absorción y el ciclo teórico.(Chinnappa, 1961)

Uppal en 1986, construyó un sistema de refrigeración por absorción con el par H₂O-NH₃. Se construyó sin partes móviles y operado con energía solar con el propósito de almacenar medicinas en lugares remotos. El diseño consiste de un ciclo de refrigeración por absorción convencional acoplado a un sistema de calentamiento con energía solar. El área total del captación es de 6 m² y calientan un aceite que circula por el enchaquetado del tubo generador de amoníaco. Se obtienen temperaturas por encima de los 120°C para el generador durante aproximadamente 6 horas de operación, con un máximo en 143 °C. La temperatura mínima obtenida en el evaporador es de -15.4 °C cuando en el ambiente se tiene una temperatura de 30 °C(Uppal et al., 1986)

En 1986 Staicovici desarrolló un sistema de refrigeración solar intermitente de una etapa de H₂O-NH₃, completamente autónomo para la producción de hielo en zonas pesqueras. Obteniendo un COP de entre 0.25 y 0.30, con temperaturas de generación y condensación de 80 y 24.3 °C. La superficie de colección esta formada por 15 módulos de colectores solares evacuados, equivalentes a un área de 26.9 m². Para las condiciones de diseño de 90°C en el generador y un rango de -17 a -12°C en el evaporador. (Staicovici, 1986)

Pilatowsky et al, evalúan un prototipo experimental que consiste en un refrigerador por absorción con la mezcla H₂O-NH₃ con una capacidad de enfriamiento de diseño de 7.94 MJ por ciclo utilizando colectores solares planos de alto rendimiento. Para la generación se usa aceite a temperaturas entre 129-139°C y una temperatura en la solución entre 80 y 90°C, suficientes para calentar y evaporar el refrigerante. El rango de temperaturas en la evaporación estuvo entre -33 y -15°C y la temperatura de entrada al absorbedor fue de 28°C. La concentración de la solución fue de 0.5 kg de NH₃/kg de solución . El coeficiente de operación fue de 0.305 y se obtuvo una capacidad de enfriamiento de 5.9 MJ por ciclo. (Pilatowsky et al.,)

En 1997, Da-Wen-Sun realiza el análisis termodinámico de la operación de los ciclos con las mezclas H₂O-NH₃, LiNO₃-NH₃ y NaSCN-NH₃. Encontrando que las mezclas LiNO₃-NH₃ y NaSCN-NH₃ son las alternativas más convenientes. Y en el funcionamiento, el ciclo de NaSCN-NH₃ es ligeramente mejor que el de LiNO₃-NH₃.(Sun, 1997)

Florides diseña y construye una maquina de absorción de bromuro de litio y agua, donde presenta un método para evaluar las características y operación de un sistema simple. Tambien realiza la comparación de los resultados teóricos con los obtenidos de la experimentación con una pequeña unidad de

capacidad nominal de 1 kW y realiza un análisis de costos para este enfriador.(Florides et al., 2003)

En 2005 estudia el método de absorción del amoníaco en solución de nitrato de litio, obteniendo un coeficiente de transferencia de masa de $Km = 18.6 \times 10^{-5} \text{ m s}^{-1}$.(Venegas et al., 2005)

En 2007 Libotean presenta determina datos del equilibrio liquido-vapor en soluciones $\text{LiNO}_3\text{-NH}_3$ y $\text{LiNO}_3\text{-H}_2\text{O-NH}_3$ en un rango de temperaturas de 293.15 a 353.15 K y de fracciones masicas de 0.2 a 0.6. correlacionando los datos experimentales de presión de vapor con la temperatura y la composición con una ecuación polinomial.(Libotean et al., 2007)

Rivera realiza la evaluación de un sistema de refrigeración solar intermitente para la producción de hielo que funciona con la mezcla amoníaco-nitrato de litio, desarrollado en el Centro de Investigación en Energía de la Universidad Nacional Autónoma de México. La capacidad nominal del sistema es de 8 kg de hielo por día, obteniendose temperaturas inferiores a -11°C y coeficientes de operación (COP) superiores a 0.08. (Rivera et al., 2011)

1.5.3 Trabajos relacionados realizados en el CIE

Rivera en su tesis de doctorado realiza la simulación, el diseño y evaluación de un refrigerador solar intermitente usando un CPC como generador/absorbedor, en el que se alcanzó temperaturas de evaporación de -20°C , con la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-NH}_3$.(Rivera, 2006)

Martínez en su tesis de maestría en el Centro de Investigación en Energía(CIE), realiza la optimización de un sistema de refrigeración solar para la producción de hielo. Obteniendo temperaturas en el generador entre 112.3 y 114.3 °C y entre -25.5 y -37.5 °C en el evaporador alcanzando un COP entre 0.026 y 0.056.(Martinez, 2008)

Moreno en su tesis de maestría en el Centro de Investigación en Energía(CIE), realiza la evaluación del funcionamiento del sistema solar intermitente para la producción de hielo, usando diferentes concentraciones en el generador de mezclas $\text{LiNO}_3\text{-NH}_3$ y de la mezcla ternaria $\text{LiNO}_3\text{-H}_2\text{O-NH}_3$.(Moreno, 2010)

1.6 Justificación

Los problemas ecológicos y las crisis petroleras, así como la necesidad de implementar sistemas sustentable de energía, han hecho de las energías renovables una alternativa importante a nivel mundial, de las cuales se puede resaltar la energía solar, que es un recurso de gran disponibilidad en la mayor parte del mundo ofreciendo un amplio potencial para su aplicación, ya sea para calentamiento de agua o para generación de electricidad.

Investigaciones recientes se han enfocado a cubrir las necesidades de las comunidades rurales aisladas que no cuentan con redes de suministro eléctrico y por lo tanto no cuentan con sistemas para conservar sus alimentos y

medicinas. Una posible opción para ellos es el uso de sistemas térmicos de refrigeración autónomos, de bajo costo y mantenimiento, para cubrir con las necesidades básicas en estos lugares.

En el Centro de Investigación en energía se busca la optimización del refrigerador solar intermitente que utiliza el par absorbente-refrigerante $\text{LiNO}_3\text{-NH}_3$, diseñado para una capacidad de 8 kg de hielo por día. El diseño se realiza para cubrir las necesidades de refrigeración en lugares remotos, que no cuenten con suministro eléctrico.

Antes de una posible transferencia al mercado se plantea mejorar su funcionamiento para alcanzar la capacidad de diseño. El evaporador es una de las partes fundamentales del sistema de refrigeración y su buen funcionamiento determinará en gran medida alcanzar la capacidad de diseño.

Así, el presente trabajo se enfoca a mejorar la etapa de evaporación del refrigerador solar intermitente evaluando diferentes diseños de evaporadores, buscando la mayor eficiencia del proceso de enfriamiento y lograr la capacidad de diseño del refrigerador.

La justificación del presente trabajo se establece como un proceso de mejora que tiene un producto nuevo antes de transferirlo para su fabricación comercial.

1.7 Objetivos

1.7.1 Objetivo general

Evaluar el funcionamiento de un refrigerador solar intermitente para la producción de hielo, con diversos evaporadores usando el par refrigerante-absorbente $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$.

1.7.2 Objetivos específicos

1. Construcción del absorbedor y sistema de captación solar del refrigerador solar y puesta en operación.
2. Diseñar y Evaluar el funcionamiento de los evaporadores del refrigerador solar.

1.8 Metodología

La metodología que se seguirá para lograr los objetivos propuestos, se describen a continuación, como una serie de actividades que se realizarán en el Centro de Investigación en Energía.

- Revisión bibliográfica de los trabajos relacionados con el presente proyecto.

- Construcción del CPC para la captación solar.
- Diseño y construcción de los evaporadores para el sistema de refrigeración.
- Armado y puesta a punto del sistema de refrigeración, para realizar las pruebas experimentales.
- Realizar las pruebas experimentales comparativas con los diferentes evaporadores y evaluación del refrigerador.
- Análisis de resultados y conclusiones.

MARCO TEÓRICO

En el presente capítulo se describen los principios termodinámicos de refrigeración, se explican sus diagramas, se revisan los ciclos por compresión, los ciclos de absorción continuos y los ciclos de absorción intermitentes.

2.1 Fundamentos de la refrigeración

En general la refrigeración puede definirse simplemente como el proceso de remoción de energía en forma de calor bajo condiciones controladas. El frío es meramente un término relativo a un nivel bajo de energía. Tal que, para producir frío, parte de la energía de un cuerpo o sustancia debe ser removido en forma de calor, ya sea por medios mecánicos, no mecánicos o por uso de hielo. La refrigeración en términos de la preservación de alimentos es solamente una de las muchas principales aplicaciones, también es usada para proveer condiciones de confort y para producir materias primas y producto terminado, ya sea en la industria o en la investigación.(Olivo, 1990)

Los sistemas de refrigeración tienen el propósito de transferir calor de una zona de baja temperatura a una de alta temperatura. Con base en la segunda ley de la Termodinámica esto se cumple solamente adicionando trabajo al sistema.

Generalmente el sumidero de alta temperatura es el aire del medio ambiente o agua de enfriamiento y la sustancia para absorber el calor y transferirlo de una temperatura baja a una temperatura alta se le llama refrigerante. El refrigerante debe cambiar de condiciones de presión y temperatura para lograr esta transferencia de calor. Así, en el proceso de refrigeración el refrigerante absorbe calor a presión y temperatura bajas y cede el calor al elevar su temperatura por encima de la del medioambiente, por lo general este aumento de temperatura se logra ejerciendo trabajo sobre el refrigerante. Una representación esquemática de un refrigerador se presenta en la figura (2.1), donde se puede ver que el refrigerante absorbe calor Q_{ev} a una temperatura T_{ev} inferior a la del ambiente y cede calor Q_{co} a una temperatura T_{co} mayor que la del ambiente, para lo cual recibe el trabajo mecánico necesario W_{neto} .

Con base en la primera ley de la termodinámica obtenemos que para un proceso de refrigeración, el balance de energía se expresa con la siguiente ecuación.

$$Q_{co} = Q_{ev} + W_{neto} \quad (2.1.1)$$

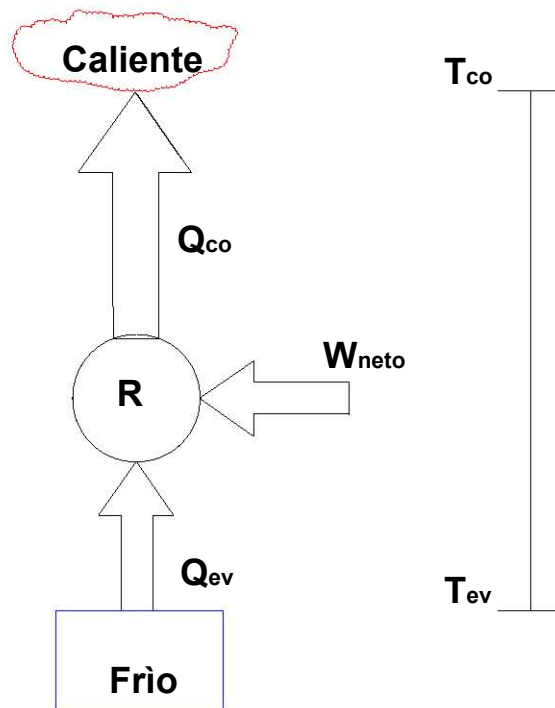


Fig. 2.1: Esquema de un refrigerador

El desempeño del refrigerador está expresado por el coeficiente de operación (COP), el cual se expresa en función su objetivo es decir en función del calor retirado por el refrigerante en el espacio refrigerado y del trabajo suministrado permitiendo comparar sistemas desde el punto de vista operacional.

$$COP = \frac{Q_{ev}}{W_{neto}} \quad (2.1.2)$$

Este coeficiente puede tomar valores mayores a la unidad y su límite termodinámico máximo para ciertas condiciones es el COP del ciclo inverso de Carnot, que representa un valor ideal.

2.2 Ciclo de Carnot inverso

El ciclo de Carnot es un ciclo totalmente reversible que se compone de dos procesos isotérmicos reversibles y de dos procesos isentrópicos, como se aprecia en la figura(2.2). Tiene la máxima eficiencia térmica para determinados límites de temperatura y sirve como un estándar contra el cual se comparan los ciclos de potencia reales.

Puesto que es un ciclo reversible, los cuatro procesos que comprende el ciclo de Carnot pueden invertirse. Al hacerlo también se invertirán las direcciones de cualquier interacción de calor y de trabajo.

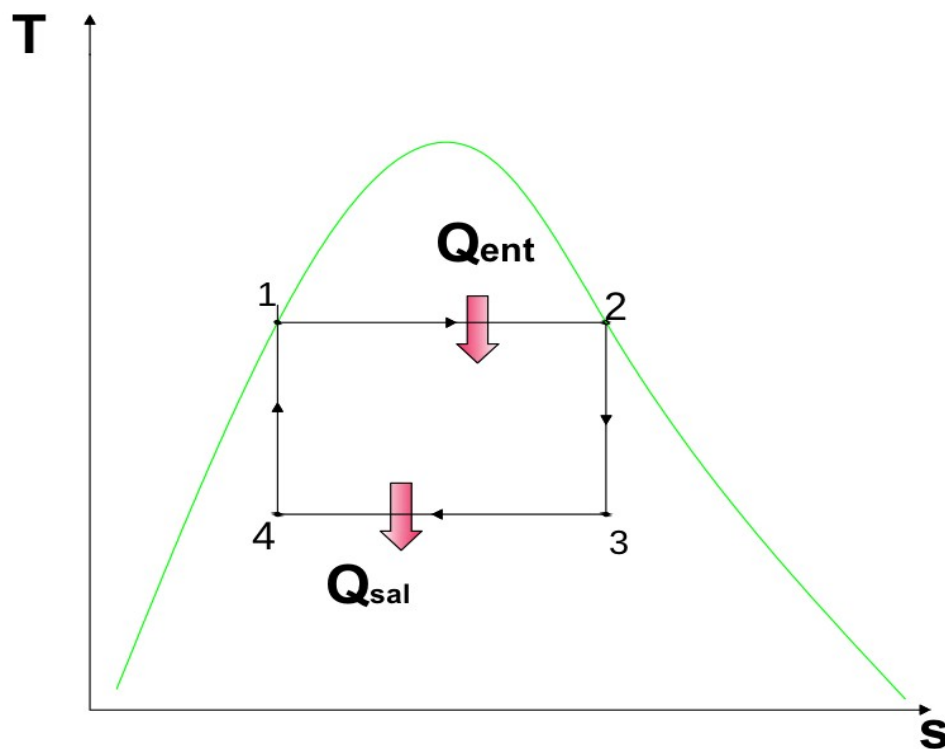


Fig. 2.2: Ciclo de Carnot

El resultado es un ciclo que opera en dirección contraria a las manecillas del reloj en el diagrama T-s, que se llama el ciclo invertido de Carnot.

En la figura (2.3) se representa el ciclo inverso de Carnot bajo la curva de saturación. El refrigerante absorbe calor Q_{ev} isotérmicamente de una fuente de baja temperatura a T_{ev} , después se comprime isentrópicamente hasta que la temperatura se eleva a T_{co} , para rechazar calor Q_{co} isotérmicamente en el sumidero de alta temperatura y por último se expande isentrópicamente hasta que la temperatura descende a T_{ev} , completándose el ciclo con los estados 1-2-3-4 en la figura referida. (Pilatosky et al., 1993)

El coeficiente de desempeño para el ciclo inverso de Carnot, está dado por ecuación (2.1.2) y con base en las características del ciclo, de ser reversible y tenerse dos procesos isentrópicos, el COP se puede expresar en función de sus temperaturas.

$$COP = \frac{T_{ev}}{T_{co} - T_{ev}} \quad (2.2.1)$$

El ciclo de Carnot invertido es el ciclo de refrigeración más eficiente que opera entre dos niveles específicos de temperatura y a pesar de ser un modelo impráctico se considera como un estándar de referencia. (Cengel and Boles, 2006)

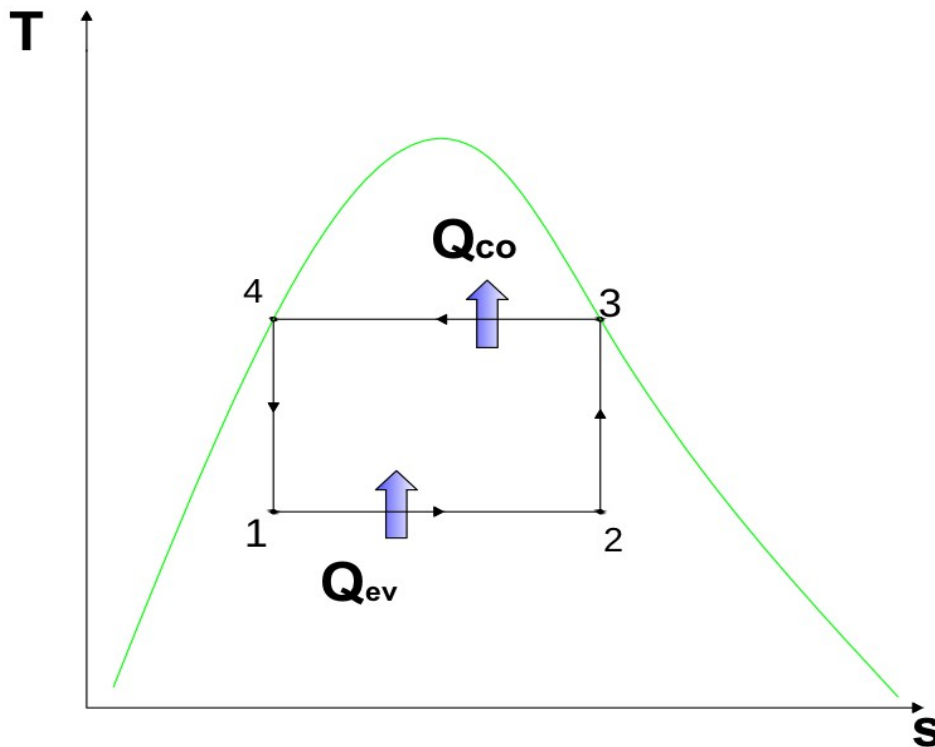


Fig. 2.3: Ciclo de Carnot inverso

2.3 Ciclo de Refrigeración por compresión

El más común de los refrigeradores es el sistema de compresión mecánica de vapor. Está compuesto por dos intercambiadores de calor, un compresor y una válvula de expansión como se muestra en la figura (2.4) y funciona usando un gas condensable como refrigerante, que exhibe propiedades específicas a diferentes presiones y temperaturas.

El ciclo ideal por compresión consiste de cuatro procesos termodinámicos:

- (1-2) Compresión isentrópica
- (2-3) Rechazo de calor a presión constante en el condensador.
- (3-4) Estrangulamiento isoentálpico en una válvula de expansión.
- (4-1) Absorción de calor a presión constante

El refrigerante entra al compresor como vapor saturado a una temperatura T_{ev} , se comprime y es enfriado hasta líquido saturado en el condensador, cediendo una cantidad de calor Q_{co} . El refrigerante condensado se expande hasta la presión del evaporador, donde se vaporiza absorbiendo calor Q_{ev} del espacio refrigerado y de esta forma completando el ciclo.

El ciclo se puede representar ya sea en un diagrama P-h o en uno T-s, como los podemos ver en la figura (2.5). Este ciclo surge por la necesidad de evitar

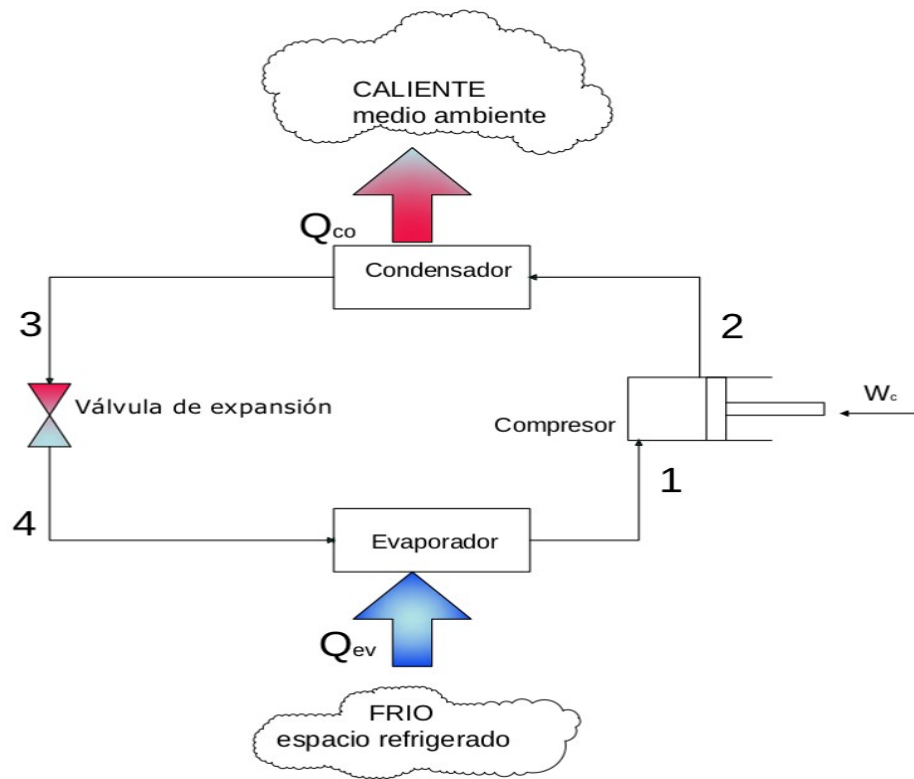
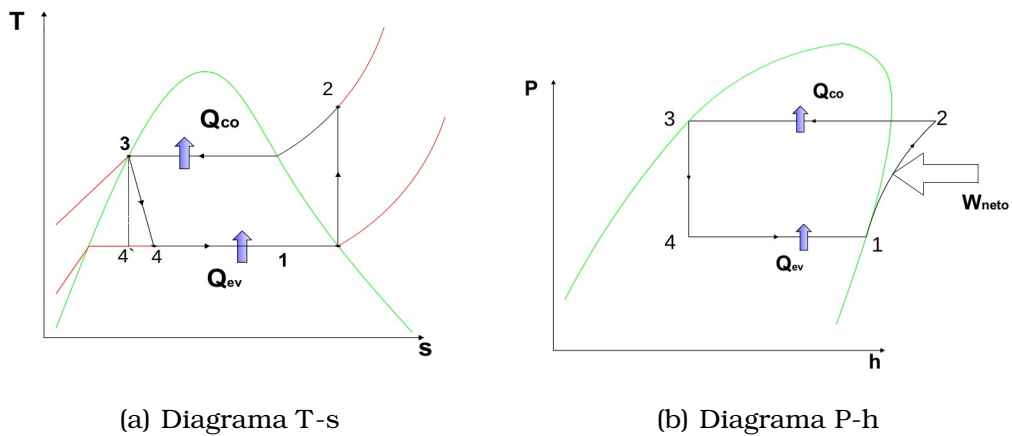


Fig. 2.4: Ciclo de refrigeración por compresión



(a) Diagrama T-s

(b) Diagrama P-h

Fig. 2.5: Representación del ciclo de compresión

las situaciones imprácticas del ciclo inverso de Carnot, evaporando completamente el refrigerante antes de entrar al compresor y sustituir la turbina isentrópica representada por la línea 3-4' en la figura 2.5(a) por un dispositivo de expansión isoentálpico, línea 3-4.

El COP de un ciclo ideal de compresión de vapor, considerando compresión adiabática se representa por la siguiente acuación

$$COP = \frac{Q_{ev}}{W_{neto}} \quad (2.3.1)$$

o bien en función de las diferencias de entalpías

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.3.2)$$

En un ciclo de refrigeración real el diseño se realiza para asegurar que el vapor entre por encima del punto de saturación, ya que es difícil controlar que sea vapor saturado. Así la diferencias entre un ciclo de refrigeración real y el ideal principalmente son debido a la transferencia de calor hacia o desde los alrededores y a las caídas de presión asociadas con el flujo.

2.3.1 Fluidos de trabajo

Las características de los refrigerantes de los sistemas de compresión de vapor son las siguientes:

1. Gran calor latente de vaporización.
2. No corrosivo, no tóxico, no inflamable.
3. El rango de trabajo debe estar entre el punto triple y el punto crítico del fluido.
4. Compatibilidad con materiales de construcción y con otros materiales del sistema.
5. Presión de trabajo conveniente, no demasiado alto y preferiblemente no inferior a la presión atmosférica.
6. Bajo costo.
7. De fácil detección de fugas.

2.4 Ciclos de refrigeración por absorción

Una forma diferente de refrigeración que es económicamente atractiva cuando se tiene una fuente de energía calorífica barata, en un rango de temperaturas de 100 a 200°C, es la refrigeración por absorción. Estos sistemas aprovechan la atracción física o química entre pares de sustancias para producir el efecto refrigerante, usa una solución y un refrigerante contenida en la solución como medios de trabajo.(Kakac et al., 2003)

El término absorción se utiliza para clasificar a los ciclos de refrigeración que tienen relación con los procesos físicos y químicos que ocurren al entrar en contacto gases y líquidos o gases y sólidos.

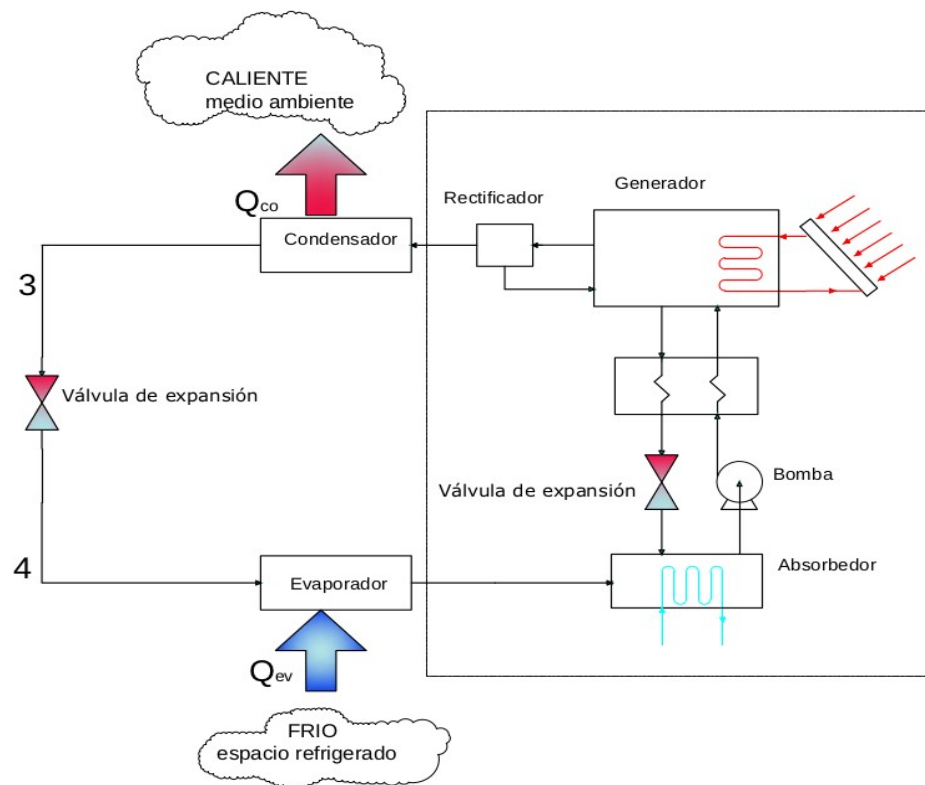


Fig. 2.6: Ciclo continuo de refrigeración por absorción

Utilizan el principio básico de la refrigeración, el cual observa que una sustancia líquida que tiene afinidad con un gas, al momento que entran en contacto, el líquido absorbe al gas disminuyendo la presión. Otro aspecto importante es que un refrigerante en estado de líquido saturado, al expandirse absorbe su calor latente del medio para convertirse en vapor saturado.

Una característica sobresaliente de los sistemas de refrigeración por absorción es que tienen la capacidad de transformar la energía térmica suministrada en forma de calor, directamente en energía de enfriamiento. Por otra parte el principal interés en estos sistemas está en que se pueden acoplar fácilmente a un sistema de captación solar para el suministro de energía.

En un sistema de refrigeración por absorción, la condensación, expansión y evaporación del fluido de trabajo es similar a un sistema de compresión, sin embargo el compresor se sustituye por un circuito secundario donde se absorbe el refrigerante a presión baja y posteriormente se realiza la compresión térmica del refrigerante, vaporizando el refrigerante de la solución. En la figura (2.7) podemos ver las partes de un sistema de refrigeración por absorción, divididas en dos secciones: el sistema de refrigeración y el sistema de termocompresión. Por lo que de manera termodinámica el refrigerador por absorción equivale a una maquina térmica acoplada a un refrigerador por compresión.

El COP para un sistema de refrigeración por absorción esta dado por la relación

entre el calor de refrigeración y la energía total adicionado al sistema.

$$COP_{abs} = \frac{Q_{ev}}{Q_{gen} + W_b} \quad (2.4.1)$$

El COP máximo de los sistemas de refrigeración por absorción, se determina suponiendo que el ciclo es totalmente reversible. Esto es posible al suponer que el calor se suministra a la máquina de Carnot y el trabajo obtenido se suministra a un refrigerador de Carnot para extraer calor de un espacio refrigerado. Considerando insignificante la energía suministrada por la bomba, el COP total del refrigerador por absorción en condiciones reversible es:

$$COP_{abs,rev} = \eta_{ter,rev} COP_{ref,rev} = \left(1 - \frac{T_{am}}{T_{gen}}\right) \left(\frac{T_{ev}}{T_{am} - T_{ev}}\right) \quad (2.4.2)$$

Los sistemas de refrigeración de absorción podemos clasificarlos de manera general de acuerdo al régimen de operación en:

1. . Sistemas de absorción continuos
2. . Sistemas de absorción intermitentes

2.4.1 Ciclo de refrigeración por absorción continuo

La característica principal de los sistemas de refrigeración por absorción continuos es que la generación y la absorción se realizan sin interrupciones y de manera simultánea. Su funcionamiento es el siguiente, el refrigerante disuelto en el absorbente formando una solución concentrada, es separado al aplicarle calor en el generador, diluyendo la solución. El vapor obtenido pasa al condensador, donde se enfría cediendo calor en un intercambiador, posteriormente pasando en forma de líquido por la válvula de expansión convirtiéndose en una mezcla saturada y al pasar por el evaporador todo el refrigerante se convierte en vapor. El vapor proveniente del evaporador pasa al absorbedor estableciendo contacto con la solución diluida proveniente del generador, formando otra vez la solución concentrada que se envía al generador.

La compresión del refrigerante se realiza en el conjunto absorbedor y generador para lo cual es necesario de una bomba para enviar la solución concentrada del absorbedor de baja presión, al generador de alta presión y de una válvula de expansión para regresar la solución diluida del generador al absorbedor, manteniendo la alta y la baja presión en ambos lados del el sistema.

2.4.2 Ciclos de refrigeración por absorción intermitentes

Los ciclos de refrigeración intermitentes son ciclos sencillos en su construcción, ya que funcionan en dos etapas: generación y evaporación (compresión y expansión). El sistema se compone básicamente de un generador/absorbedor,

un evaporador, el condensador y la válvula de expansión, eliminando dos componentes de sistema continuo. Al tener el generador una doble función se elimina el absorbedor y la bomba que comunica ambos en el sistema continuo, pero se adiciona un tanque para almacenar el refrigerante entre una etapa y otra.

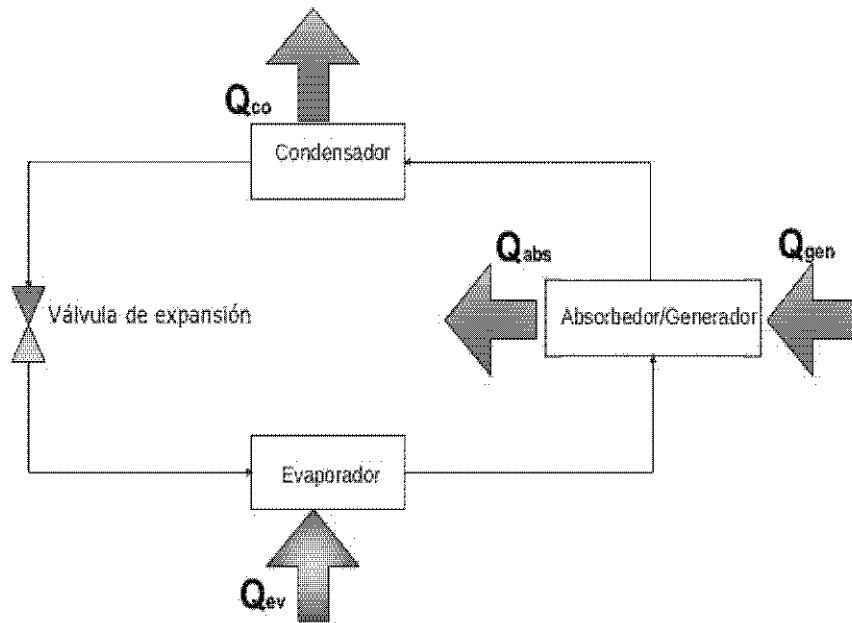


Fig. 2.7: Ciclo intermitente de refrigeración por absorción

Su funcionamiento es muy sencillo, la etapa de generación empieza en el generador/absorbedor que contiene la solución absorbente/refrigerante. La desorción del refrigerante de la solución se realiza adicionando calor, lo que provocará su vaporización y elevación de la presión en el lado de alta presión, este vapor es impulsado hacia el condensador, donde se retira el calor latente y posteriormente se almacena en el tanque en forma líquida, el flujo se mantiene mientras haya una diferencia de presión.

La etapa de evaporación se inicia al abrir la válvula de expansión que conecta el tanque que almacena el refrigerante líquido a alta presión y al evaporador. El refrigerante pasa a través del evaporador absorbiendo calor y evaporándose a una presión baja, siendo posteriormente absorbido en el generador/absorbedor por la solución.

La gran ventaja que ofrecen estos sistemas de absorción es que pueden funcionar, exclusivamente con una fuente de calor, es decir no requiere de ninguna otra fuente de energía, ya que no tiene ninguna parte móvil.

El COP de estos sistemas de absorción se obtiene para un ciclo completo (generación y evaporación) con la siguiente ecuación.

$$COP_{abs} = \frac{Q_{ev}}{Q_{gen}} \quad (2.4.3)$$

2.4.3 Fluidos de trabajo en los refrigeradores por absorción

Las mezclas de elección para los ciclos de absorción son usualmente LiBr-H₂O y H₂O-NH₃. Estos fluidos exhiben las mejores combinaciones de propiedades para muchas aplicaciones. Sin embargo, la elección estos fluidos de trabajo limitan el diseño de los sistema en varias alternativas. Las características limitantes de la mezcla LiBr-H₂O incluyen a la temperatura de evaporación que debe estar por encima de 0°C para evitar el congelamiento del agua. Se requieren presiones de operación bajas y la corrosión es un factor que se acentúa a temperaturas arriba de 177°C.

Para la mezcla NH₃-H₂O, las características limitantes son la toxicidad, sus altas presiones de vapor y la necesidad de rectificación del vapor del refrigerante en la desorción. (ASH, 1994)

Actualmente se han considerado muchas alternativas de fluidos de trabajo, las soluciones de sales de nitratos ofrecen buenas propiedades para los sistemas de absorción, entre las que sobresalen tenemos al LiNO₃-NH₃.

Dentro de las principales ventajas en los sistemas de refrigeración que utilizan el par LiNO₃-NH₃, es que no requieren un rectificador para remover el absorbente de la corriente del vapor que sale del generador y la temperatura de desorción es más baja que la requerida para los sistemas de H₂O-NH₃.

Entre las desventajas de usar el par refrigerante LiNO₃-NH₃ esta la relacionada con la alta viscosidad de la solución que afecta el proceso de transferencia de calor y masa en el generador/absorbedor. (Kim and Infante-Ferreira, 2008)

DESCRIPCIÓN DEL REFRIGERADOR SOLAR

En el presente capítulo se describe la función que tiene cada componente del refrigerador solar intermitente.

Se hace mención del trabajo realizado en la modificación del CPC y el armado de todos los componentes del refrigerador solar, así como el diseño y construcción de diferentes evaporadores que serán evaluados.

3.1 Descripción del sistema

Las pruebas experimentales se realizaron en un refrigerador solar intermitente, diseñado para producir 8 kg de hielo por ciclo, usando la energía solar como única fuente de energía. La captación de esta energía se realiza con un colector Parabólico compuesto (CPC) que tiene la ventaja de que el receptor puede utilizarse como generador/absorbedor, ya que durante el día mientras el sol calienta hace las veces de generador y por las noches se puede enfriar lo suficiente para que actúe como absorbedor, usando como refrigerante-absorbente el par $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$. Por razones de seguridad se modificó el material de construcción del CPC y se realiza la evaluación del refrigerador para un receptor de acero inoxidable.

Los componentes del refrigerador son un colector parabólico compuesto (CPC) que funciona como generador y absorbedor, un condensador, un tanque de amoníaco, el evaporador, una válvula de alivio, tuberías y válvulas de control, un adquisidor de datos, así como los sensores de radiación, temperatura, presión la válvula de expansión de tipo aguja y un tubo capilar, eligiendo en cada prueba el dispositivo a usar. Algunos de estos componentes se pueden ver en el diagrama de la figura(3.1).

Al tener el tubo receptor del CPC dos funciones diferentes, la operación se realiza en dos etapas: generación y evaporación.

La etapa de generación consiste en separar el amoníaco de la solución residente en el generador por medio de la energía solar, de esta forma el amoníaco vaporizado fluye hacia el condensador por diferencia de presión, donde es condensado retirando su calor latente y llega al tanque de almacenamiento en forma líquida. Las operaciones realizadas hasta esta etapa se realizan en el lado de alta presión. Este proceso finaliza al decaer la irradiación con valores

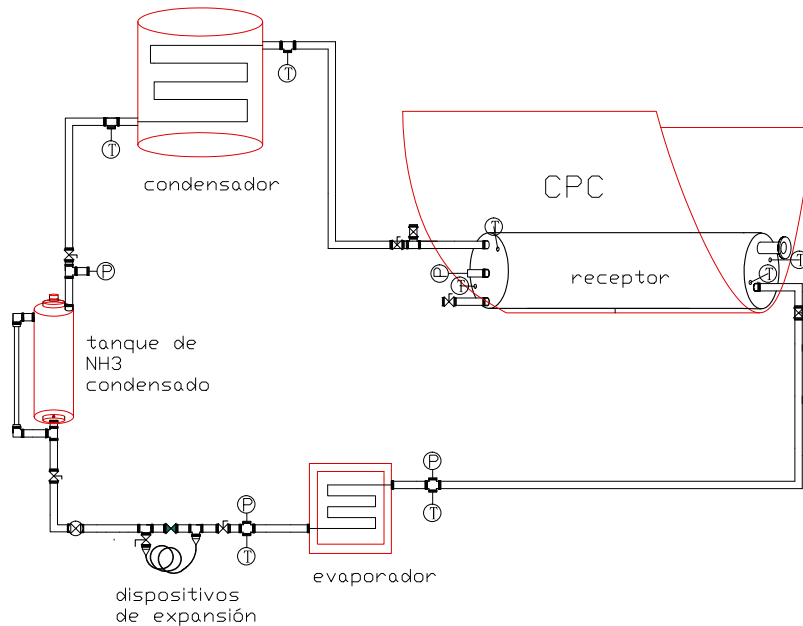


Fig. 3.1: Diagrama de flujo del refrigerador solar intermitente

abajo de 700 W/m^2 y cuando en el generador se alcanzan ciertas temperaturas que aseguran que la concentración de amoníaco no es menor al 30% en la solución, para evitar la cristalización del LiNO_3 .

La etapa de evaporación se lleva a cabo a baja presión, iniciando cuando se abre el dispositivo de expansión que reduce la presión del refrigerante y lo envía hacia el evaporador. El amoníaco como mezcla de líquido-vapor a presión y temperatura bajas, entra al evaporador y absorbe calor para vaporizarse completamente y su vez provocar el enfriamiento del medio. El vapor obtenido en el evaporador fluye hacia el CPC cuyo receptor que contiene el nitrato de litio funciona como absorbedor. Esta etapa finaliza cuando todo el amoníaco ha fluido al absorbedor.

3.2 Colector parabólico compuesto (CPC)

El CPC es la parte del sistema que capta la energía solar y la transfiere a la solución, activando el funcionamiento del refrigerador. Su área de apertura es de 2.45 m^2 , diseñado para una concentración de 3.4 y un semiángulo de apertura de 11.54° . La estructura se construyó de acero, con una tapa de vidrio transparente en la parte superior y como superficie reflectora se usó lámina de aluminio de 1 mm de espesor de la marca Alanod con reflectancia de $\rho = 0.85$, colocadas sobre un guía para facilitar la reposición cuando la lámina se dañe. El receptor cilíndrico del CPC es un tubo de acero inoxidable de 152.4

mm (6") de diámetro nominal, con una longitud de 1.5 m. La parte lateral del CPC esta cubierto por láminas transparentes de acrílico que disminuyen las perdidas por convección.



Fig. 3.2: CPC, receptor y válvula de seguridad del refrigerador solar

Esta parte del refrigerador se reconstruyó basado en las características del diseño anterior, con pequeñas modificaciones en las tapas laterales de acrílico que actualmente van atornillada al igual que la cubierta superior de vidrio, para poder removerlas con facilidad al darle mantenimiento.

3.2.1 Receptor

El receptor consiste de un tubo de 152.4 mm (6") de diámetro, fabricado en acero inoxidable, con un diámetro externo de 168.3 mm, longitud de 1.50 m, con tapas laterales soldadas y un volumen de 33.36 litros, para un llenado del 80%. Cubierto de SOLKOTE HI SORB-II, un recubrimiento especial para aplicaciones térmicas con un rango de absorptividad α de 0.88 y 0.94, y emisividad ε de 0.25 a 0.49, con tolerancia a altas temperaturas (alrededor de 537°C).

En el interior del tanque receptor se ubica un tubo aletado de 12.7 mm (1/2") de diámetro, con perforaciones de 4.7 mm distribuidas a lo largo del tubo. La conductividad térmica del acero inoxidable es 14.4 W/m.K, comparativamente menor que la conductividad del aluminio, que es de 209.3 W/m.K, pero por cuestiones de seguridad se eligió este material.

En las tapas del tubo receptor se colocaron 4 conectores de 6.35 mm (1/4") NPT, para los sensores de temperatura, un conector de 6.35 (1/4") NPT para el sensor de presión, dos conectores de 12.7 mm (1/2") NPT para la entrada y la salida del gas, se colocó una mirilla que permite observar el nivel de la solución y en línea de salida del vapor se coloca una válvula de seguridad que abrirá a 17 bar. La mirilla utiliza un vidrio sellado con anillos de viton.

3.3 Condensador

Para condensar el vapor de amoníaco proveniente del generador, se utiliza un serpentín de aluminio de forma helicoidal, con una longitud lineal de 10 m para intercambio de calor con el agua contenida en un tanque cilíndrico de 75 litros, en el cual se encuentra el serpentín. El tanque tiene una cubierta de lámina de aluminio de 1 mm de espesor, con pequeñas ventilas en la parte inferior para permitir la circulación del aire en el espacio entre esta y la pared del tanque, con el objeto de disminuir el calentamiento por la radiación solar directa.



Fig. 3.3: Condensador

El vapor entra al serpentín en la parte superior y sale por la parte inferior del tanque para favorecer el flujo del amoníaco condensado. El control de la temperatura del agua se lleva a cabo recirculándola al hacer funcionar una pequeña bomba y enfriándola con un sistema de enfriamiento de 1/2 hp. El

serpentín se ubica en el fondo del tanque para aprovechar el agua de menor temperatura, si se diera una estratificación de la temperatura.

3.4 Tanque de almacenamiento

El sistema intermitente de refrigeración requiere de un tanque para almacenar el NH_3 líquido a alta presión que proviene del condensador, para posteriormente poder suministrarlo al sistema de expansión y producir el efecto de refrigeración. El tanque utilizado se construyó de acero al carbón y tiene un volumen de 8.5 litros, está provisto de un tubo transparente que funciona como indicador de nivel y permite cuantificar la cantidad almacenada.

El tanque es parte importante del sistema por que interviene en las dos etapas del proceso al igual que el generador/receptor. Durante la generación, funciona recibiendo todo el amoníaco condensado y durante la evaporación, el amoníaco almacenado fluye hacia la válvula de expansión.



Fig. 3.4: Tanque de NH_3 condensado y evaporador

3.5 Dispositivos de expansión

El refrigerador solar intermitente al igual que cualquier sistema de refrigeración requiere de un dispositivo que separe los dos niveles de presión, la alta de la baja. Los dispositivos que realizan esta función se les llama dispositivos de expansión o de estrangulación y se han instalado dos tipos de ellos en el refrigerador, una válvula de aguja Swagelock de 6.35 mm (1/4") y un tubo capilar de acero inoxidable de la marca Alltech con diámetro nominal 1.588 mm (1/16"), un diámetro interior de 0.501 mm(0.020") y una longitud de 8.5 m.

Su función consiste básicamente, en estrangular el flujo de refrigerante líquido a alta presión que es suministrado del tanque de almacenamiento, el cambio de presión que se da en los extremos del dispositivos, provoca la expansión del líquido, convirtiendo una proporción en vapor saturado a la salida del dispositivo y disminuyendo drásticamente su temperatura.

Solamente se utiliza un dispositivo, al usar la válvula de aguja tiene que regularse el flujo manualmente durante el proceso de evaporación y al utilizar el tubo capilar la regulación se realiza en función de la diferencia de presión pero tiene el inconveniente de que puede taparse con mayor facilidad.

3.6 Evaporador

El evaporador es la parte esencial del sistema refrigeración que cumple el objetivo de refrigerar o enfriar. Este efecto es causado por la evaporación del refrigerante que entra como una mezcla de líquido y vapor, absorbiendo calor para su vaporización completa y salir en forma de vapor.

Esta formado por una caja de doble pared de acero inoxidable, con aislamiento térmico de Armaflex de 57 mm entre ambas, de acuerdo a lo reportado por Martinez(Martinez, 2008), ya que esta parte del evaporador no se modificó.

Uno de los objetivos del proyecto es evaluar comparativamente la operación del refrigerador solar con diferentes evaporadores. Una descripción general de los mismos se hace a continuación:

En el evaporador I, el refrigerante circula a través de un serpentín de tubo de aluminio de 6.35 mm (1/4"), que está en contacto con charolas de aluminio donde se produce el hielo.

El evaporador II es una modificación del A, con la variante de que la distancia entre tubos del serpentín es la mitad, logrando un mayor contacto del tubo con cada una de las charolas, ayudando a una mayor transferencia de calor.

Para el evaporador III se toma como base el concepto de un intercambiador de calor de coraza y tubo y un sistema de evaporación inundado. Consiste de un recipiente cilíndrico de 40 cm de alto y 30.5 cm de diámetro, con tapas soldadas en el fondo y en la parte superior, con la variante en la tapa superior que tiene soldado 6 tubos de 3" que funcionarán como recipientes para

contener el agua/hielo. De esta forma el refrigerante entra en contacto directamente con las paredes del recipiente que contiene el agua. La mejora respecto a los dos evaporadores anteriores es que se evita una pared, logrando mayor área de contacto y como consecuencia mayor transferencia de calor.

3.7 Accesorios

3.7.1 Sensores

RTD

Los detectores de temperatura por resistencia (RTD), miden la temperatura observando la variación en la resistencia eléctrica de un metal a través de cambios de temperatura. Esta resistencia eléctrica aumenta, por lo general, con la temperatura, como se puede apreciar en la siguiente ecuación:

$$R = R_0(1 + \alpha.\Delta T) \quad (3.7.1)$$

Para medir la temperatura, la ecuación relevante es:

$$T = (R_t - R_0)/\alpha.R_0 \quad (3.7.2)$$

Donde R_t es la resistencia a la temperatura en cuestión y R_0 es la resistencia a 0 °C. El valor de α es el coeficiente de resistencia y depende del tipo de metal utilizado. El metal más común para los RTD es el platino (Pt), aunque se utiliza también níquel (70% níquel y 30% hierro), tungsteno y cobre.

Termistores

Los termistores son sensores resistivos de temperaturas, que basan su funcionamiento en la variación de la resistencia que presenta un semiconductor en función de la temperatura. Existen dos tipos de termistores:

1. Con coeficiente de temperatura negativo (NTC)
2. Con coeficiente de temperatura positivo (PTC)

A diferencia de los RTD, la variación de la resistencia con la temperatura es no lineal.

Termopares

Un termopar es un transductor formado por la unión de dos metales distintos que produce un voltaje que es función de la diferencia de temperatura entre uno de los extremos denominado unión caliente y el otro denominado unión

fría. Son económicos, intercambiables y son capaces de medir en un amplio rango de temperaturas. Su principal limitación es la exactitud ya que los errores del sistema inferior a un grado Celsius son difíciles de obtener.

Alguno de los termopares más comunes se presentan a continuación

1. Tipo K elaborado de cromel/Aluminio, con una amplia variedad de aplicaciones. Tiene un rango de temperatura de -200° a 1.372°C y una sensibilidad de $41 \mu\text{V}/^{\circ}\text{C}$ aproximadamente.
2. Tipo E de cromo/constantán, no son magnéticos y gracias a su sensibilidad, son ideales para el uso en bajas temperaturas.
3. Tipo J es un termopar de hierro/constantán, su rango de utilización es de -270 a 1200°C . Debido a sus características se recomienda su uso en atmósferas inertes.
4. Tipo T, es un termopar de cobre/constantán ideales para mediciones entre -200 y 260°C . Resiste atmósfera húmedas, reductoras y oxidantes.

La selección de los alambres termopares se hace de forma que tengan una resistencia adecuada a la corrosión, a la oxidación, reducción y a la cristalización.(Creus, 2010)

Sensores de presión

Los sensores de presión son elementos que transforman la magnitud física de presión o fuerza por unidad de área en una magnitud eléctrica. Están conformados por un medidor electrónico de esfuerzos y un amplificador de señal que se encarga de acondicionar la señal de salida.

3.7.2 Instrumentación del sistema

El sistema está dotado de 4 sensores de presión con rango de 0 a 34.5 bar (0-500 psi), La temperatura se mide con 16 sensores distribuidos de manera estratégica en el sistema, de los cuales 6 son RTD Pt 100, 8 son termistores y 2 termopares.

La figura (3.5) nos muestra la distribución de los sensores.

Se utiliza un adquisidor de datos Agilent modelo 34070A, que consta de dos tarjetas con 20 canales que miden voltaje y dos que miden corriente, además se tiene una tarjeta con dos canales que reciben señales digitales y dos salidas de -12 V hasta 12 V que se utiliza en el control de la operación. Todos los sensores se conectan a las terminales de las tarjetas, ya sea en las que miden voltaje o en las de corriente. De esta forma por medio de un programa en HPVVEE se colectan las mediciones en intervalos de tiempos definidos, guardándolo en un archivo de datos, también se muestran los resultados en forma gráfica en tiempo real .

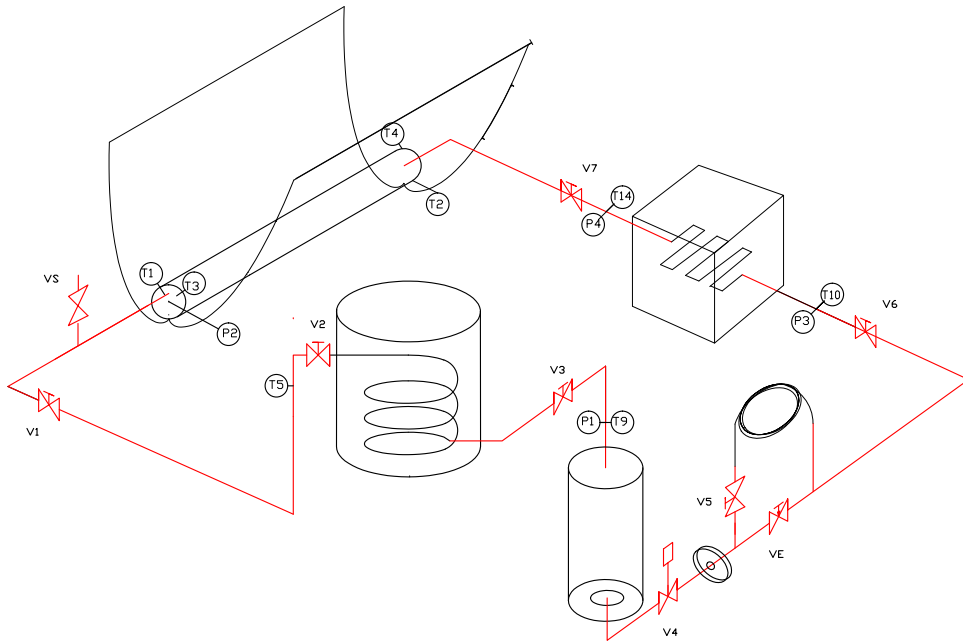


Fig. 3.5: Distribución de los sensores del sistema de refrigeración



(a) Computadora

(b) adquisidor de datos

Fig. 3.6: Elementos de adquisición de datos

Para realizar una operación segura del sistema se instala una válvula de seguridad en la salida del vapor de amoníaco en el generador, calibrada a 17 bar.

3.7.3 Calibración de los sensores

Calibración de los sensores de temperatura

La calibración de los sensores de temperatura, los RTD Pt 100, se sigue la metodología descrita por Martínez en su tesis de maestría. Se usó un equipo de calibración que consiste en una tina de agua y un controlador de alta precisión de la marca Cole Parmer con un sistema de calentamiento, recirculación y control para fijar la temperatura a la que se puede calentar el agua. Se utiliza como patrón un termistor con un rango de temperatura de -40 a 150° C, con exactitud de $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$. El procedimiento de calibración se describe a continuación:

1. Se elaboró un programa de adquisición de datos en HPVEE 5.0 con las variables a medir, incluyendo el sensor de referencia, se conectaron los sensores a los canales de las tarjetas multiplexoras, identificando cada uno con numeración.
2. Se llenó la tina del calibrador con aceite térmico hasta un nivel que 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 se fija la temperatura de medición y se espera a que se uniformice el aceite en la tina, una vez estabilizada se tomaron 20 mediciones a esa temperatura, una cada cinco segundos
4. Para obtener las otras mediciones se incrementa la temperatura a intervalos, hasta llegar a 120° C.

Al finalizar las mediciones se procede al tratamiento de los datos, para obtener las ecuaciones de calibración de cada uno de los sensores, como se muestra en la tabla (3.1).

Calibración de los sensores de presión

Los transductores de presión son de la marca Cole Parmer y tienen un rango de operación de 0 a 34.5 bar (0-500 psi), con salida de 4 mA a 20 mA, requieren de alimentación de 12 VCD. Se habilitó el cabezal de calibración que consta tubo de 12.7 mm(1/2") en acero al carbón, conectado por medio de uniones "T" para montar los transductores, dos válvulas de control y el manómetro de referencia(patrn). Se utilizó el sensor de referencia de la marca Endress Hauser modelo Cerabar S, con un rango de presión de 0 a 40 bar ± 0.1 bar.

El procedimiento que se siguió es el siguiente:

1. Se hizo un programa de adquisición de datos, con las variables a medir incluyendo el sensor de referencia, se conectaron los sensores a las tarjeta multiplexora y se identificó a cada sensor con numeración.

2. Se preparó la conexión eléctrica de 12 VCD para alimentar a los transductores a calibrar y se conectaron a los canales de las tarjeta multiplexora.
3. Se colocaron los transductores en el cabezal de calibración y se sometieron a presiones de 0 a 20 bars manométricos en intervalos de 4 bars, tomando 20 valores para cada presión con el adquirente de datos.

Tabla 3.1: Ecuaciones de calibración de los sensores

Medida	Ubicación	Ecuación
T ₁	Temperatura en el Generador/Absorbedor, solución ,(°C)	$T = 1.0143x - 2.8528$
T ₂	Temperatura en el Generador/Absorbedor, solución ,(°C)	$T = 1.0133x - 2.7527$
T ₃	Temperatura en el Generador/Absorbedor, vapor de NH ₃ ,(°C)	$T = 1.0143x - 2.7697$
T ₄	Temperatura en el Generador/Absorbedor, vapor de NH ₃ ,(°C)	$T = 1.0147x - 2.7697$
T ₅	Temperatura en el Condensador, entrada de vapor,(°C)	$T = 1.0271x - 3.4376$
T ₆	Temperatura del Agua de enfriamiento, parte inferior,(°C)	$T = 1.0105x - 0.1935$
T ₇	Temperatura del Agua de enfriamiento, parte media,(°C)	$T = 1.0128x - 0.3322$
T ₈	Temperatura del Agua de enfriamiento, parte superior, (°C)	$T = 1.0066x - 0.1776$
T ₉	Temperatura del Condensador, salida de NH ₃ líquido,(°C)	$T = 1.0039x - 0.0979$
T ₁₀	Temperatura del Tanque de amoniaco, (°C)	$T = 1.0083x - 0.0687$
T ₁₁	Temperatura a la salida de dispositivo de expansión,(°C)	$T = 1.0086x - 0.2031$
T ₁₂	Temperatura de la Cámara frigorífica, interior, (°C)	$T = 0.9910x + 0.410$
T ₁₃	Temperatura de la Cámara frigorífica, agua,(°C)	$T = 0.9915x + 0.4409$
T ₁₄	Temperatura del Evaporador, salida,(°C)	$T = 1.0268x - 3.4347$
T ₁₅	Temperatura de la Superficie del receptor,(°C)	$T = 0.8786x + 2.0465$
T ₁₆	Temperatura del Ambiente, (°C)	$T = 1.0059x + 0.2069$
P ₁	Presión en el TQ amoniaco, (bar)	$P = 10.0774x - 8.7006$
P ₂	Presión en el generador/absorbedor ,(bar)	$P = 6.7882x - 8.5762$
P ₃	Presión a la salida de la válvula de expansión, (bar)	$P = 6.6721x - 9.1695$
P ₄	Presión a la salida del evaporador ,(bar)	$P = 10.0105x - 8.6269$
G	Radiación global	$G = \frac{x}{0.00000499}$

Ya finalizadas las mediciones se procedió a procesar la información para obtener las ecuaciones de calibración que se utilizarán en el programa de adquisición de datos. Las ecuaciones se muestran en la tabla (3.1)

3.8 Descripción de la operación

Como se ha mencionado anteriormente, la operación del sistema se realiza en dos etapas, durante el día la etapa de generación y durante la noche la etapa de evaporación.

Se recomienda al iniciar y al terminar una prueba se revisen las válvulas que aislen tanto al generador como al tanque de amoniaco, con el fin de evitar flujos indeseados, como el posible regreso del amoniaco al generador o el flujo de solución al evaporador debido a las diferencias de presión.

3.8.1 Etapa de generación

El procedimiento para realizar una prueba experimental de generación es el siguiente:

1. Se alinea el CPC de acuerdo a la declinación solar a las 8:00 de la mañana para que el sistema empiece a calentarse.
2. Se llena el depósito de agua de enfriamiento del condensador.
3. Si el depósito de amoniaco está vacío, se verifica que la válvula de salida del tanque esté cerrada y se abren todas las válvulas que lo comunican con el generador/absorbedor para igualar las presiones.
4. En el caso de tener amoniaco en el tanque de depósito, se calienta el CPC, elevando la presión de la solución hasta que se iguale con la del tanque para poder abrir la válvula que conecta a los dos e iniciar la generación.
5. La generación de amoniaco se lleva a cabo en rango de temperaturas de 60 °C y 130°C, los valores de presión entre 12 y 16 bar .
6. Cuando la radiación es inferior de los 700 W/m², se cubre el CPC y se cierran las válvulas que comunican al generador y al tanque de amoniaco.
7. Se abren las tapas laterales para que haya un enfriamiento más rapido del generador y así poder realizar la evaporación durante la noche.

3.8.2 Etapa de evaporación

La evaporación se realiza durante la noche y se inicia cuando la presión del generador es menor a 1 bar manométrico, para que se puedan alcanzar temperaturas inferiores a -20 °C.

1. Se coloca el agua en las charolas o recipiente del refrigerador.
2. Para iniciar la evaporación es necesario que en el tanque se tenga una cantidad mayor a 2.2 litros de amoniaco, para una capacidad aceptable de enfriamiento.
3. Se prepara el sistema, abriendo las válvulas del evaporador, dejando cerrada solamente la válvula del tanque que se abre con el actuador, para esto la presión del generador debe ser menor a la presión del evaporador.
4. En el software del HPVEE se programa la hora de apertura. La prueba se inician a las 00:00 horas para lograr una presión baja en el generador y la hora de cierre de la válvula es a las 9:00 de la mañana antes de que suba la temperatura del ambiente.
5. El adquisidor de datos toma lecturas cada 10 segundos de temperatura y presión en puntos importante en el proceso de evaporación.
6. Al momento de cerrarse la válvula se pesa el hielo obtenido, mientras se absorbe el amoniaco remanente en el sistema.
7. Absorbido el amoniaco se cierran las válvulas del dispositivo de expansión, evaporador y generador.

8. El amoniaco consumido se cuantifica por diferencia del nivel inicial y final, para obtener la relación por hora con base en el periodo de operación.

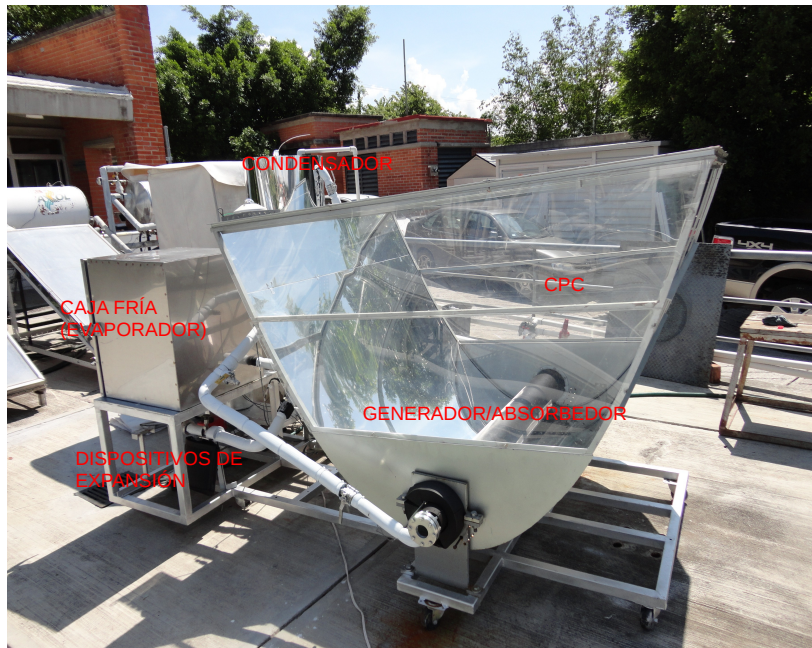


Fig. 3.7: Refrigerador solar

3.9 Preparación del sistema

El sistema de refrigeración funciona con la solución de nitrato de litio y amoniaco en el generador/absorbedor. Al construirse un nuevo sistema de captación solar, es necesario probar y sellar las fugas del sistema antes de llenarlo de la solución. El procedimiento de la preparación y carga de la solución al sistema del refrigerador solar intermitente, se describe en el anexo A del presente trabajo.

Se utiliza una concentración 50-50% de $\text{LiNO}_3\text{-H}_2\text{O}$, basado en estudios anteriores que describen como la relación de concentración que ofrece la mejor eficiencia. La cantidad de solución necesaria para llenar el receptor al 80% de su capacidad es de 20 kg, usando para la preparación 10 kg de amoniaco y 10 kg de nitrato de litio.

El nitrato de litio al ser un material altamente higroscópico, requiere de retirarle el agua antes de mezclarse, la deshidratación se realiza de acuerdo al procedimiento descrito en el anexo A.

El horno usado en la deshidratación y el tanque para prepara la solución se muestran en la figura (3.8).

Tabla 3.2: Propiedades físicas del LiNO_3

Peso molecular	68.95	
Densidad a 20°C	2366	kg/m^3
Punto de fusión	251.4	°C
Temperatura de descomposición	600	°C
Calor específico a 210°C	1620.292	$\text{J/kg } ^\circ\text{C}$
Calor de solución a 18°C	-20.221	kJ/kg
Solubilidad en agua a 20°C	43	%



(a) Horno



(b) Tanque para la solución

Fig. 3.8: Equipo usado para la preparación de la solución de LiNO_3

EVAPORADORES PARA LA PRODUCCIÓN DE HIELO

En el presente capítulo se describen los tipos de evaporadores y su función dentro del sistema de refrigeración.

4.1 Función de los evaporadores

Un evaporador se considera un intercambiador de calor que recibe al refrigerante proveniente de la válvula de expansión a presión y temperaturas bajas. El refrigerante entra al evaporador como una mezcla heterogénea de líquido saturado con pequeñas cantidades de vapor, entre un 5 a 10% y al contacto térmico con el medio a refrigerar absorbe su calor latente, convirtiéndose en vapor seco con una energía interna notablemente mayor debido al aumento de la entalpia. La mezcla heterogénea líquido-vapor que entra al evaporador es más rica en vapor cuanto más se aleja del punto de alimentación, saliendo del evaporador como un vapor seco.

De manera general y en el estado estable la velocidad de transferencia de calor se puede establecer de manera diferencial con tres volúmenes de control, definido el primero en el lado del refrigerante, el segundo por el lado del fluido y el tercero en la interface de la pared.

$$\delta\dot{Q}_{re} = \dot{m}_r dh_r \quad (4.1.1)$$

$$\delta\dot{Q}_{fl} = \dot{m}_f C_P dT_r \quad (4.1.2)$$

$$\delta\dot{Q} = U_0 dA_0 \Delta T \quad (4.1.3)$$

Se puede realizar una aproximación de las ecuaciones anteriores para su solución, asumiendo que el intercambio de calor puede ser definido por características promedio tales como las propiedades y los parámetros, por ejemplo el valor de U_0 , que se puede obtener tratando el flujo de calor entre los dos fluidos como una serie de resistencias térmicas.

$$U_0 = \frac{1}{\frac{A_0}{A_i \alpha_i} + \frac{1}{A_m \lambda} + \frac{1}{\alpha_o}} \quad (4.1.4)$$

4.1.1 Correlaciones empíricas para la transferencia de calor en la evaporación

El cálculo aproximado de los coeficientes convectivos de transferencia de calor se pueden realizar utilizando las correlaciones empíricas, llamados numeros adimensionales. Para la aplicación de estas correlaciones, se deben considerar las características del sistema, dentro de las que se tienen la geometría, el régimen de flujo, la fase y las propiedades de las sustancias.

El coeficiente de transferencia de calor en tuberías lisas y sin cambio de fase, propuesta por Gnielinski en 1976, se ha probado con buenos resultados para los casos en que el $0.6 < Pr < 2000$ y $2000 < Re < 10^6$. (Valladares, 2000) y (Pate, 1991)

Para $Re \geq 2000$

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7\sqrt{f/8}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (4.1.5)$$

Para $Re < 2000$

$$Nu = 3.66 \quad (4.1.6)$$

donde

$$f = (1.82 \log_{10} Re - 1.64)^{-2} \quad (4.1.7)$$

$$\alpha = Nu\lambda/D \quad (4.1.8)$$

En la tesis doctoral de Valladares (Valladares, 2000), se hace referencia a las tres correlaciones desarrolladas por Shah para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección en flujos bifásicos y tuberías horizontales o verticales. Identifica tres zonas de ebullición y determina la correlación de la zona de ebullición nucleada (ψ_{nb}), la correlación para la zona convectiva (ψ_{cb}) y la correlación para la zona de supresión de burbujas (ψ_{bs}). El máximo valor de los tres define valor del coeficiente de transferencia de calor en flujo bifásico de acuerdo a la ecuación (4.1.9).

$$\alpha = \psi_{max}\alpha_l \quad (4.1.9)$$

$$\text{Para } N > 1.0 \left\{ \begin{array}{ll} \psi_{nb} = 230Bo^{0.5} & \text{si } Bo > 0.3 \times 10^{-4} \\ \psi_{nb} = 1.0 + 46Bo^{0.5} & \text{si } Bo < 0.3 \times 10^{-4} \\ \psi_{cb} = \frac{1.8}{N^{0.8}} & \end{array} \right.$$

$$\begin{array}{ll}
 \text{Para } 0.1 < N < 1.0 & \psi_{bs} = FBo^{0.5}e^{2.74N-0.1} \\
 \text{Para } N \leq 0.1 & \psi_{bs} = FBo^{0.5}e^{2.74N-0.15} \\
 \\
 \text{Si } Bo \geq 11 \times 10^{-4} & F = 14.7 \text{ en caso contrario } F = 15.43 \\
 \text{Si } Fr_l \geq 0.04 & N = Co \text{ en caso contrario } N = 0.38Fr_l^{-0.3}Co
 \end{array}$$

El coeficiente de transferencia de calor de la fase líquida (α_l) se obtiene con la ecuación de Dittus Boelter

$$Nu = 0.023Re_l^{0.8}Pr^{0.4} \quad (4.1.10)$$

4.1.2 Clasificación de los evaporadores

Una clasificación de los evaporadores es de acuerdo a si el fluido refrigerante esta por dentro o por fuera de los tubos, aun cuando por consideraciones de flujo por lo general el refrigerante está dentro de los tubos.

De manera general los intercambiadores de calor que tienen aplicación en refrigeración, se pueden clasificar en intercambiadores de tubo y coraza, de serpentín y los de placas.

$$\text{Evaporadores} \left\{ \begin{array}{l} \text{Tipo Serpentín} \\ \text{Tipo coraza y tubos} \left\{ \begin{array}{l} \text{a) Inundado} \\ \text{b) De expansión directa} \end{array} \right. \\ \text{De placas planas} \end{array} \right.$$

4.1.3 Evaporadores de serpentín

Los evaporadores de serpentín o tubos enrollados se utilizan cuando el segundo fluido es el aire, ya sea en circulación natural o forzada y por lo tanto se requiere una gran de superficie de contacto por el lado del aire. Algunas de las característica principales es que el refrigerante fluye por dentro del tubo y el flujo del aire por el exterior de los tubos. Este tipo de evaporadores pueden ser de tubo descubierto cuando el medio que se va a enfriar es líquido o de tubos aletados para lograr una mayor transferencia cuando el medio a enfriar es aire.

Los de tubos aletados usualmente, consisten de tubos que penetran en forma perpendicular una serie de placas planas de aluminio que tienen la función de aletas y proporcionan una distribución uniforme del flujo de aire sobre los tubos y como superficies secundarias absorbedoras de calor. Las aletas sirven como superficies secundarias absorbedoras de calor y tienen por efecto aumentar el área superficial externa del intercambiador de calor.

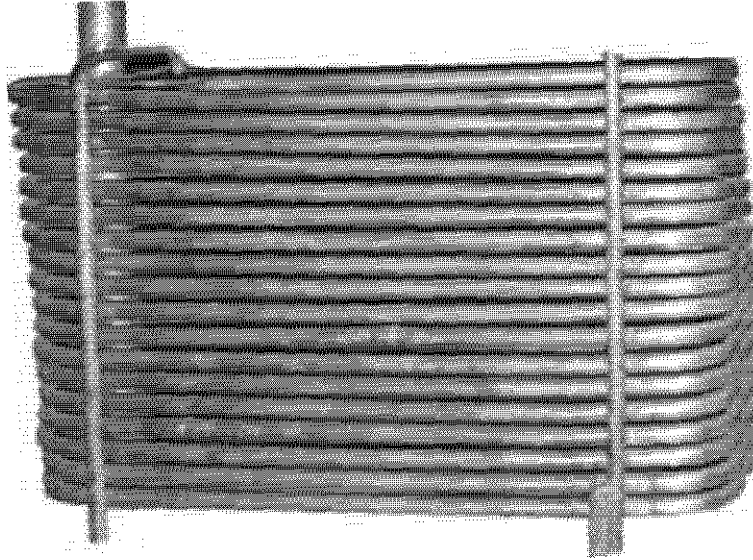


Fig. 4.1: Evaporador de serpiente

Se han sugerido numerosas técnicas para mejorar la transferencia durante la evaporación dentro de los tubos, entre las que se incluyen superficies rugosas, superficies extendidas y varios dispositivos de turbulencia en el flujo. Algunas de estas técnicas no son muy usadas en refrigeración por que provocan una gran caída de presión que puede afectar de forma significativa el coeficiente de operación (COP). Las que han tenido una mayor aplicación son las aletas de alto perfil y las microaletas. De estos dos, los tubos con microaletas son los de mayor uso, esto se debe a que pueden incrementar el coeficiente de transferencia de calor en la evaporación dos o tres veces su valor y el incremento de la caída de presión es insignificante.

4.1.4 Evaporadores de tubo y coraza

Los evaporadores de tubo y coraza se usan cuando el segundo fluido es un líquido y se pueden clasificar en dos tipos: Los evaporadores inundados y los de tubo y coraza de expansión directa. Ambos operan de forma similar con la diferencia que, en los inundados la evaporación del refrigerante se realiza por dentro de la coraza y el fluido a enfriar fluye por dentro de los tubos y en el de expansión directa el proceso de evaporación del refrigerante se da dentro de los tubos.(Pate, 1991)

a) Evaporador inundado

Como se mencionó anteriormente el evaporador de tubo y coraza inundado, enfría el líquido que fluye a través de los tubos transfiriendo el calor al fluido del exterior de los tubos.

El término inundado se refiere al hecho de que los tubos están cubiertos con una mezcla de líquido y vapor saturados en equilibrio, al llenarse por com-

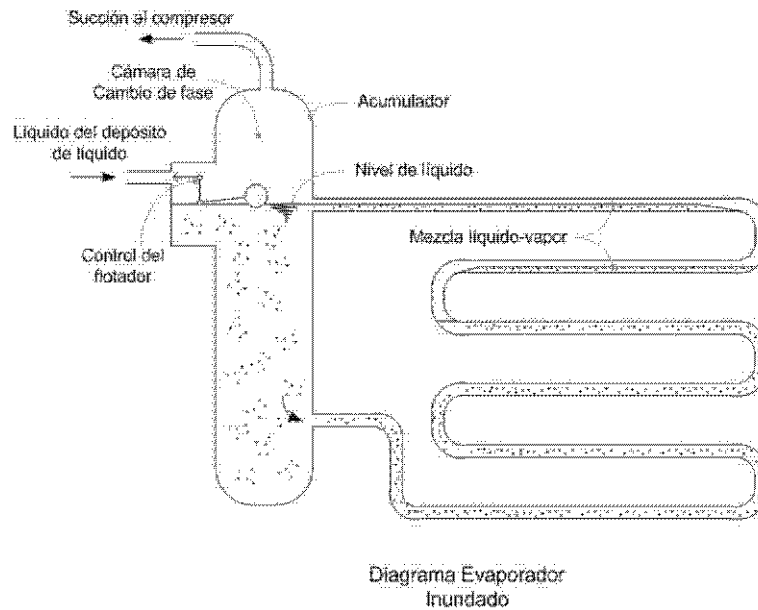


Fig. 4.2: Evaporador inundado

pleto el evaporador a fin de tener humedecida la superficie de intercambio y en consecuencia la mayor razón posible de transferencia de calor. El proceso de enfriamiento ocurre cuando el refrigerante con una calidad baja, entra al recipiente a través de un distribuidor, permitiendo que el refrigerante se distribuya sobre los tubos e inundandolos. Con la ebullición del refrigerante líquido, las burbujas suben y la calidad del refrigerante aumenta a medida que se acerca a la parte superior del recipiente, fluyendo hacia la salida solamente el vapor saturado. La transferencia de calor sobre la superficie exterior de los tubos es una combinación de nucleación y ebullición convectiva.

En este tipo de evaporadores es importante el control del refrigerante alimentado al evaporador, para mantener un nivel constante durante su operación. Su aplicación es preferentemente industrial operando a bajas temperaturas y utilizando amoníaco como refrigerante.

b) Evaporador de expansión directa

Este tipo de enfriador de líquido es un intercambiador de tubos y coraza, difiere del evaporador inundado en que la evaporación del refrigerante se realiza dentro de los tubos. Una de las ventajas de este evaporador es que a la salida se obtiene vapor sobrecalentado, mientras que en el inundado solamente se obtiene vapor saturado.

La evaporación del refrigerante se lleva a cabo a través de su recorrido por el evaporador, encontrándose en estado de mezcla líquido-vapor en la mayor parte del recorrido, pero no son los más apropiados para instalaciones de gran volumen.

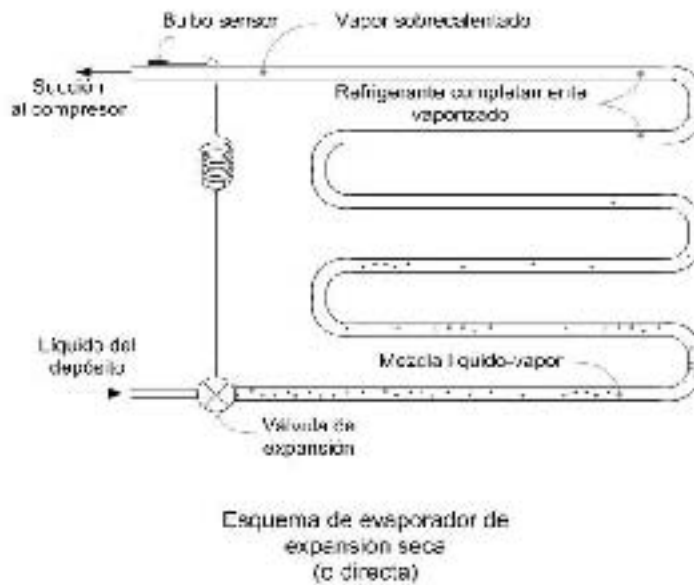


Fig. 4.3: Evaporador de expansión directa

4.1.5 Evaporadores de placas

Los evaporadores de placa son de varios tipos. Algunos son construidos por dos placas de metal acanaladas y asimétricas soldadas o atornilladas unas con otras de tal modo que pueda fluir el refrigerante entre ellas. Los fluidos calientes y fríos se alternan entre cada una de las placas. Este tipo de intercambiador es capaz de transferir mucho más calor que uno de coraza y tubos con flujos semejantes, por que ofrece un mayor área de contacto en cada placa.



Fig. 4.4: Evaporador de placa plana

Otro tipo de evaporadores de placas consiste de tubería doblada entre dos placas metálicas, las cuales están soldadas por sus orillas y para tener un contacto térmico mejor entre las placas soldadas y el tubo que conduce el refrigerante, el espacio entre las placas es llenado con una solución eutéctica o en algunos otros se hace vacío entre ellas para lograr un mayor contacto

entre las placas y la tubería.

Los evaporadores que usan la solución eutéctica son especialmente útiles donde se requiere una gran capacidad diferida de enfriamiento, por ejemplo en algunos camiones refrigerados.

Tienen gran aplicación por su economía y fácil limpieza. Ambos tienen buena respuestas en aplicación de refrigeración y para mantención de productos congelados.(//senaevaporadores.blogspot,)

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LOS EVAPORADORES

En el presente capítulo se describe las consideraciones obtenidas del análisis de refrigerador solar para el diseño y construcción de los evaporadores a evaluar en el refrigerador solar intermitente, describiendo también sus características.

5.1 Planteamiento del diseño de los evaporadores

Las condiciones de diseño para todo los componentes del refrigerador solar de acuerdo a las características del sistema, se describen en la tabla (5.1). Para una capacidad de congelamiento de 8 kg por ciclo.

Tabla 5.1: Condiciones de diseño del refrigerador solar

Temperatura del generador	120 °C
Presión del generador	15 bar
Flujo de amoniaco al condensador	1 kg/hr
Temperatura del agua de enfriamiento	28 °C
Presión del condensador	15 bar
Temperatura a la salida del tubo capilar	-20 °C
Presión alta del capilar	10 bar
Presión baja del capilar	2 bar
Presión del absorbedor	2 bar
Flujo de amoniaco en el evaporador	0.5 kg/hr
Temperatura ambiente	30 °C

El trabajo experimental con el refrigerador solar intermitente, está enfocado a mejorar el proceso de evaporación. Para realizar el diseño de los evaporadores se realiza un análisis del proceso de evaporación para determinar las áreas de oportunidad en esta parte del proceso, también se consideran las observaciones realizadas en trabajos anteriores (Moreno, 2010)(Rivera, 2006).

De acuerdo a lo anterior se definen las siguientes observaciones:

1. Un mayor contacto entre las charolas y el tubo de aluminio que conduce el refrigerante, mejorará la eficiencia del evaporador al incrementar la transferencia por conducción.
2. Buscar un contacto más directo entre el refrigerante y el agua a congelar para mejorar la transferencia de calor.
3. Determinar de forma experimental el flujo óptimo de amoníaco a través del evaporador para mejorar la eficiencia de transferencia de calor.

Para cubrir con los puntos anteriores se plantea el diseño y la construcción de dos evaporadores, para evaluar comparativamente el desempeño de cada uno con respecto al evaporador original del refrigerador solar.

Los evaporadores se identificarán de la siguiente manera: .

1. **Evaporador I.** Es el evaporador original del refrigerador, usado como referencia.
2. **Evaporador II.** Nuevo evaporador modificado a partir del diseño del evaporador I.
3. **Evaporador III.** Nuevo diseño de tubos y coraza.

La descripción de cada uno de ellos se presenta en los siguientes apartados.

5.1.1 Evaporador I

El evaporador I es el evaporador que tenía originalmente el refrigerador, consiste de un serpentín de tubo de aluminio de 6.35 mm(1/4") doblados, formando varios niveles sobre los que se colocan las charolas de aluminio con el agua a congelar. Este serpentín se ubica dentro de una caja frigorífica construida de acero inoxidable de doble pared entre las que tiene el aislamiento térmico de Armaflex. Las dimensiones internas de esta caja son 500 mm de largo, 410 mm de ancho y 420 mm de altura.

En la figura (5.1) se aprecian las dimensiones de una rejilla del serpentín de nueve tubos, con una separación de 40 mm entre ellos. El conjunto de todo el evaporador está compuesto por seis rejillas y cada rejilla forma un nivel.

La circulación del refrigerante es por el interior de los tubos, entrando en la parte inferior y saliendo por la parte superior del serpentín, con el fin de permitir la evaporación completa del refrigerante.

Cada una de las charolas tiene una capacidad de dos litros de agua y se construyeron con placas de aluminio de 1 mm de espesor, por la gran conductividad de este material.

El área de transferencia del evaporador, es el área exterior del tubo del serpentín que equivale a 0.591 m².

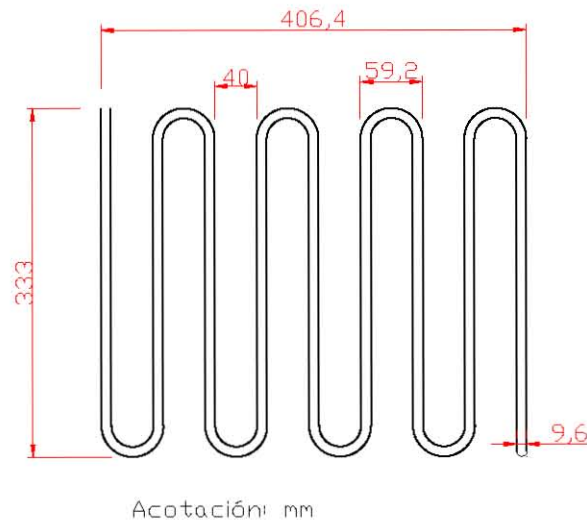


Fig. 5.1: Serpentín del evaporador I

5.1.2 Evaporador II

El diseño del evaporador II, se propone a partir del evaporador de serpentín y charolas de aluminio que se tenía originalmente, tomando como base el hecho de que el amoníaco sale del evaporador como una mezcla líquido-vapor, sin producir el enfriamiento deseado en el agua.

Buscando un mayor contacto entre las charolas y el serpentín que mejore la transferencia de calor por conducción del agua al refrigerante a través de las paredes del metal, se realiza un nuevo diseño partiendo del diseño original y modificándolo.

Para mejorar la transferencia, se incrementa el área de contacto entre las charolas y el tubo de aluminio, construyendo un nuevo serpentín que tenga en cada nivel una parrilla de tubos con espacios más pequeños entre ellos, como se aprecia en los dibujos de la figura (5.2).

El contacto entre la pared de la charola y la pared del tubo es un punto tangencial con respecto a la circunferencia del tubo, estableciéndose un contacto puntual para la transferencia por conducción. De esta forma el contacto puntual contabilizado a lo largo del tubo lo podemos traducir como una distancia lineal. Para aumentar la transferencia por conducción, se aumenta el número de tubos que permanece en contacto con la charola, para lo cual es necesario reducir el espacio entre los tubos, esto nos conduce a vueltas más cerradas en los extremos y el riesgo de que se dañe el tubo al doblarlo. El espacio mínimo

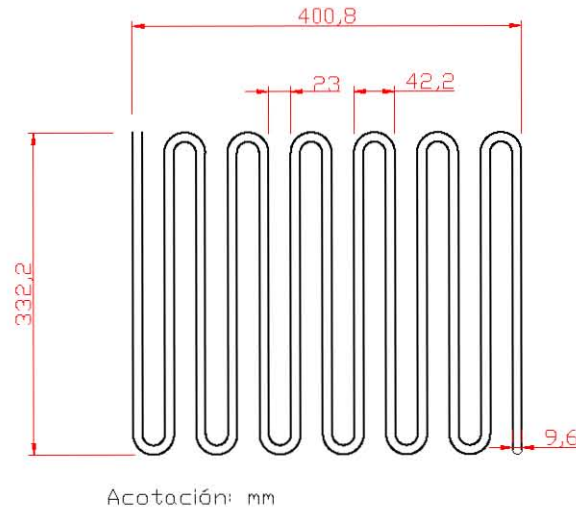


Fig. 5.2: Serpentín del evaporador II

logrado entre los tubos fue de 23 mm, contra 40 mm que tenía originalmente, esto nos aumenta a 13 el número de tubos en cada rejilla y el contacto lineal se incrementa 18% en cada charola. El área de transferencia del serpentín equivale a 0.699 m^2 .

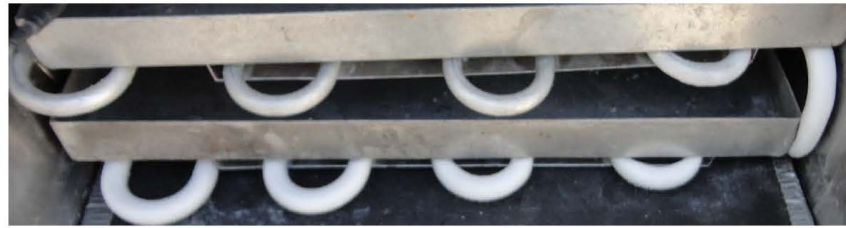
El material usado para la construcción del evaporador fue tubo de aluminio de 6.35 mm (1/4"), por su alta conductividad térmica. Para la construcción del serpentín se tuvieron que soldar tramos de tubos de 6 metros de longitud, al no lograr conseguir tubo de aluminio flexible para construirlo de una sola pieza.

Tabla 5.2: Características del tubo de aluminio del evaporador

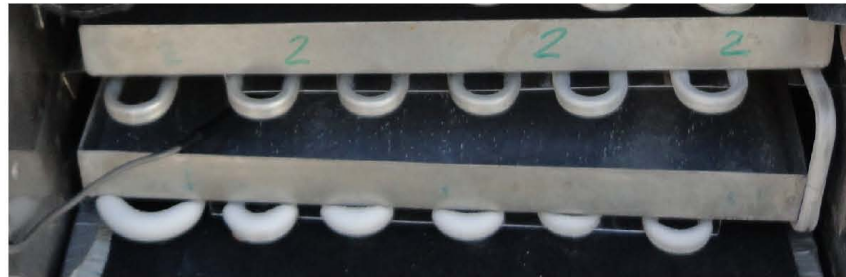
Característica	Valor
DE (mm)	9.6
DI (mm)	6.3
Conductividad térmica (W/K.m)	209.3

En la figura(5.3) se pueden comparar visualmente los dos evaporadores de serpentín usados en las pruebas experimentales, observándose la diferencia de espacio entre los tubos de cada uno.

También se propone que las charolas de aluminio que contienen el agua, tengan contacto uniforme con el tubo, para lo cual es necesario ampliar la cinta de aluminio que fija las charolas al tubo, usando una lámina que cubra la



E-1



E-2

Fig. 5.3: Comparación del serpentín de los evaporadores E-I y E-II

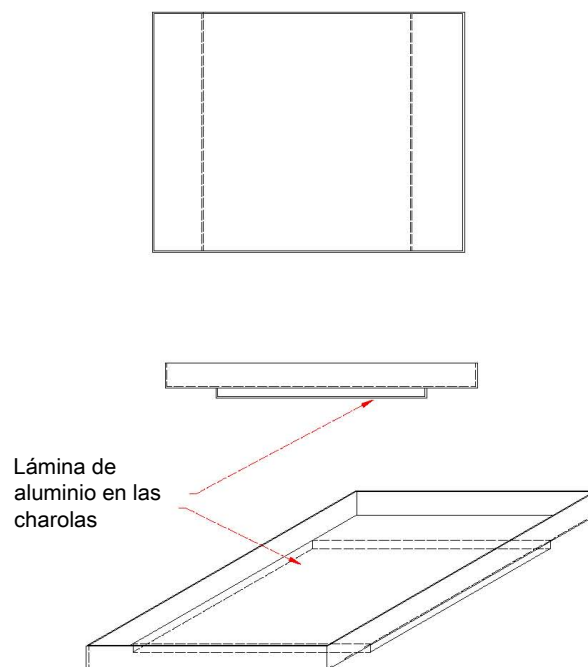


Fig. 5.4: Diseño de las charolas para el agua

mayor parte de la zona posterior de la charola y la oprima contra el tubo, esta láminas se puede observar en la figura (5.4).

5.1.3 Evaporador III

La propuesta del evaporador III es un diseño diferente al de serpentín. Donde se busca mantener un contacto directo del refrigerante sobre las paredes del recipiente que contenga el agua, simplificando el proceso de transferencia de calor y por lo tanto mejorando el enfriamiento e incrementando la producción de hielo. El diseño surge fusionando la idea del evaporador inundado con el principio de un intercambiador de tubos y coraza con características de película ascendente por el exterior de los tubos, pero con la variante de que los tubos del intercambiador de calor funcionen como recipientes para contener el agua a congelar y estén fijos solamente a la tapa superior del recipiente.

El evaporador consiste de un cilindro de 304.8 mm (12") de diámetro con una tapa plana soldada en el fondo del recipiente y otra en la parte superior, con la variante que la tapa plana superior contendrá los cilindros para depósito de agua soldados a ella. Los cilindros se colocarán en orificios de la tapa y se soldaran a ella con el extremo abierto por la parte exterior y el extremo cerrado en la parte interior para que esté suspendido dentro del evaporador. El dibujo del evaporador se puede ver en la figura (5.5).

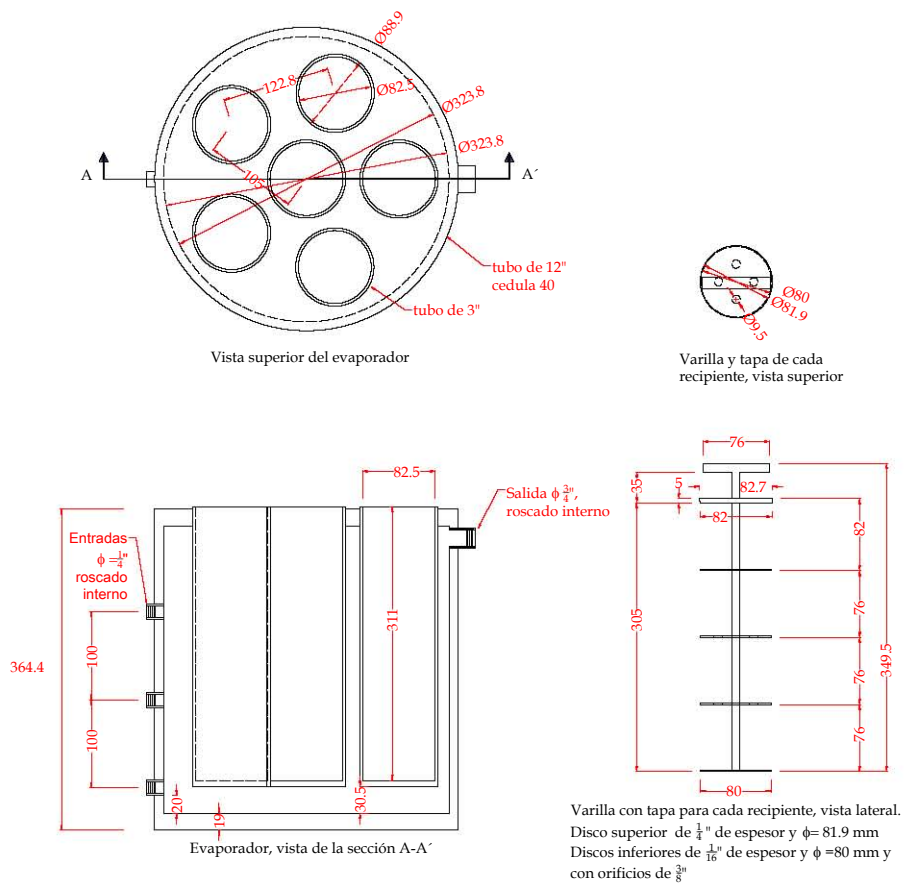
Los recipientes cilíndricos para el agua son tubos de aluminio de 76.2 mm (3") de diámetro abiertos del extremo superior y cerrados del extremo inferior.

Se han dispuesto en el tanque cilíndrico, tres entradas de 6.35 mm (1/4") y una de salida de 9.525 mm (3/8"), para compensar la expansión que sufre el refrigerante en el proceso de evaporación. El tanque cilíndrico del evaporador tiene una altura de 400 mm, un diámetro de 304.8 mm (12") dando un volumen total de recipiente de 30.87 litros. Para cuantificar el volumen neto del recipiente, se debe descontar el volumen de ocupado por los seis tubos que almacenan el agua.

El proceso de enfriamiento en este dispositivo se dará de la siguiente forma: el refrigerante proveniente del dispositivo de expansión entra al recipiente en forma mezcla líquido-vapor, el contacto del refrigerante es directo sobre las paredes del recipiente que contiene el agua, de esta manera se espera una transferencia de calor directa del agua al refrigerante. Este diseño permitirá que se aproveche todo el calor latente del refrigerante, ya que es necesario que se evapore para poder llegar al absorbedor.

Los tres orificios de entrada tienen la finalidad de permitir la alimentación del refrigerante proveniente de la válvula de expansión en tres posiciones. La capacidad neta del recipiente cilíndrico es de 16.71 litros de acuerdo a las dimensiones del dibujo. El área de transferencia del evaporador es de 0.521 m².

Por motivo de tiempo no se realizó la evaluación del este evaporador y su evaluación fue motivo de otra tesis que actualmente están realizando, en la figura (5.6) se puede ver el evaporador construido y el hielo producido en una prueba experimental.



Acot: mm
 Evaporador cilindrico de aluminio para NH3

Fig. 5.5: Propuesta de diseño del evaporador III



(a) Evaporador III



(b) Hielo con el E-III

Fig. 5.6: Evaporador III y hielo producido

EVALUACIÓN EXPERIMENTAL

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos en las pruebas experimentales de los evaporadores evaluados, se describen los procesos de generación y evaporación para cada uno de los evaporadores y se realiza el análisis y tratamiento estadístico de los resultados, para determinar la mejora lograda en la eficiencia del sistema y la eficiencia en el evaporador.

6.1 Descripción de las pruebas realizadas

Los objetivos de las pruebas experimentales son obtener el coeficiente de operación del sistema de refrigeración solar (COP_s) y determinar la eficiencia de evaporación en cada uno de los evaporadores para comparar su funcionamiento.

Para realizar las pruebas experimentales en el refrigerador solar intermitente del presente trabajo, se construye un CPC con receptor de acero inoxidable, se realizan las conexiones de todas las líneas del refrigerador y se sellan las fugas, posteriormente, se realizan pruebas para definir la operación del sistema de refrigeración. El primer paso es decidir cual dispositivo usar para la evaporación, ya sea la válvula de expansión o el tubo capilar.

6.1.1 Parámetros medidos

Se realiza la medición de los parámetros importantes con los sensores distribuidos en el sistema y la colección de datos con el adquisidor, el cual genera un archivo de datos que puede importarse a una hoja de cálculo.

Para determinar el flujo de amoníaco a través del evaporador, se toman lecturas del volumen de amoníaco en el tanque y del tiempo al inicio y al final de la corrida experimental. Con los valores obtenidos se relaciona la cantidad de amoníaco que se suministra por hora. Para la evaluación experimental se utilizaron solamente cuatro charolas con un litro de agua cada una, usando siempre la misma charola en el mismo nivel.

Para la evaluación del funcionamiento del refrigerador solar intermitente se utilizan los siguiente parámetros, el coeficiente de operación solar (COP_s), definido por la relación del calor retirado al agua en el evaporador (Q_w) y la energía recibida de la radiación solar (Q_r). En la evaluación de los evaporadores se utilizan dos relaciones, Eficiencia del evaporador (E_{ev}) y la relación de producción de hielo (R_{cw}).

El coeficiente de operación se determina para un ciclo completo del refrigerador, usando los datos de las etapas de generación y de evaporación.

$$COP_s = \frac{Q_W}{Q_r} \quad (6.1.1)$$

La extracción de calor para el congelamiento del agua se define por dos procesos, extracción del calor sensible de agua al enfriarse desde la temperatura ambiente hasta 0°C y el calor latente de congelación.

$$Q_W = m_{H_2O}(Cp\Delta T + h_{if}) \quad (6.1.2)$$

La energía debido a la radiación solar (Q_r) está representado por la ecuación (6.1.3), que calcula la suma del producto de la radiación global instantánea por el tiempo transcurrido en cada medición por el área de apertura del CPC.

$$Q_r = \Sigma G_i t A_a \quad (6.1.3)$$

La eficiencia de evaporación se consideró como la relación entre el calor retirado del agua (Q_W) y el calor absorbido por el refrigerante (Q_{ev})

$$E_{ev} = \frac{Q_W}{Q_{ev}} \quad (6.1.4)$$

Otro parámetro tomado en cuenta para definir el comportamiento de los evaporadores es la relación de hielo formado con respecto al amoniaco utilizado.

$$R_{cw} = \frac{m_{hielo}}{m_{NH_3}} \quad (6.1.5)$$

La cantidad de hielo se obtiene pesándolo al momento de que termina la prueba y la cantidad de amoniaco gastado con una medición indirecta, determinado el volumen por diferencia de nivel al inicio y al final de la prueba, calculando la masa a la temperatura promedio del tanque de acuerdo con la siguiente ecuación.

$$m_{NH_3} = \rho_{(T_T)}(V_f - V_i) \quad (6.1.6)$$

La eficiencia del CPC se obtiene, relacionando la energía que incide sobre él y la energía aprovechada o calor útil de generación (Q_{ug}), expresado por la siguiente ecuación.

$$\eta = \frac{Q_{ug}}{Q_r} \quad (6.1.7)$$

Donde el calor útil de generación representa el calor absorbido por la solución para lograr la evaporación del amoniaco y está representado por el calor sensible de la solución, más el calor latente de vaporización del amoniaco más el calor sensible de sobrecalentamiento del amoniaco.

$$Q_{ug} = Q_s + Q_l + Q_{sc} \quad (6.1.8)$$

6.1.2 Selección del capilar para las pruebas experimentales

En las pruebas iniciales, el arrastre de suciedad del refrigerante provocó obstrucción en los dispositivos de estrangulamiento, ocasionando problemas para calibrar la válvula de expansión y taponamiento en el tubo capilar. Después de pasar varias veces el refrigerante a través del evaporador y de realizar limpieza de los dispositivos de expansión, se logra mantener una operación estable.

Se decide usar el tubo capilar como dispositivos de expansión en las pruebas comparativas de los diferentes evaporadores, ya que regula el flujo de forma constante durante la operación sin necesidad de ajustarlo, lo que facilita la operación durante la noche con el sistema apertura automática, que programa la apertura de la válvula de salida del tanque de amoníaco. Y en el caso de la válvula de expansión es necesario ajustarla para que regule flujo de forma adecuada.

De acuerdo a la tesis de maestría de Martínez (Martínez, 2008), por simulación numérica se especifica el tubo capilar de diámetro nominal de 1.5875 mm (1/16"), diámetro interno de 0.501 mm (0.020") y una longitud de 7.6 metros, para las condiciones de 10 bars de presión en la succión, 2 bar en la descarga y un flujo de 0.5 kg/hr.

Tabla 6.1: Flujo de amoníaco en función del diámetro del tubo capilar

Prueba	DI del capilar(mm)	L (m)	\dot{m}_{NH_3} (kg/hr)	$\Delta P_{promedio}$
111026	0.762	8	1.58	5.64
111031	0.762	15	0.74	7.05
111102 y 111103	0.501	7.6	0.17	7.34

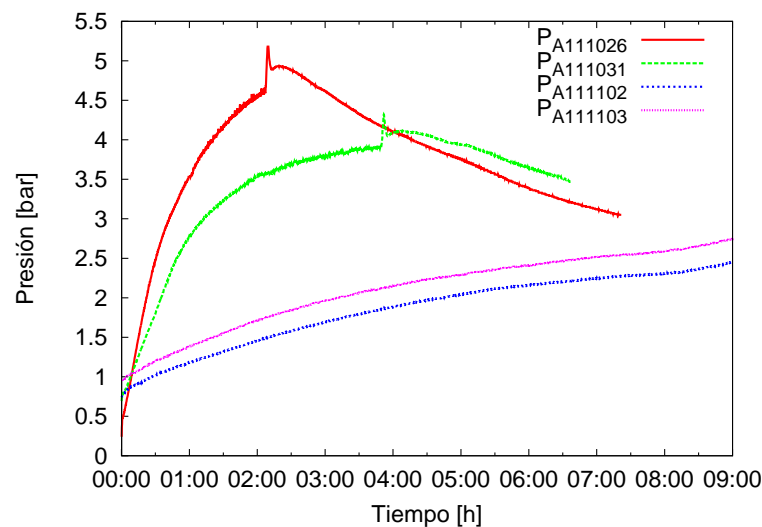


Fig. 6.1: Prueba comparativa de la presión del absorbedor

Para la evaluación de los evaporadores se disponía de tubos capilares con dos diferentes diámetro de orificio, de 0.501 mm(0.02") y 0.762 mm(0.03"). Para elegir el diámetro adecuado, se realizaron algunas pruebas preliminares, centrandose la atención en algunos parámetros, como el flujo promedio de amoniaco y el comportamiento de la presión del generador durante la evaporación. El capilar con diámetro de 0.762 mm (0.030") permite un flujo mayor con valor promedio de 1.58 kg/hr y el enfriamiento en el evaporador es casi uniforme en todo el serpentín, pero con una transferencia de calor baja, no logrando congelar el agua de las charolas en el tiempo de operación. En cambio el tubo capilar de 0.501 mm (0.020") de diámetro interno, ofrece un menor flujo con valores promedio de 0.17 kg/hr, suficiente para congelar parcialmente el agua colocada en las cuatro charolas que están en contacto con el serpentín, pero la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida del serpentín es alta, con un ΔT promedio de aproximadamente 30°C, provocando diferentes temperaturas a lo largo del serpentín, ocasionando que las charolas más cercanas a la entrada del refrigerante se congelen completamente y las ubicadas cerca de la salida se congelen parcialmente o incluso no se congelen.

Con base en observaciones anteriores y a los resultados de la tabla(6.1), se decide que las pruebas de evaluación de los diferentes evaporadores se realicen de manera comparativa usando el capilar de 0.501 mm (0.02"), con una longitud de 8 metros. Ya que el diámetro de 0.762 mm (0.03") implica usar mayor cantidad de amoniaco, aproximadamente 5 litros para 8 horas de operación y la generación diaria es en promedio de 3 litros. Además la presión del generador se eleva muy rápido con un flujo así, como se puede ver en la figura(6.1). Lo que imposibilita al refrigerante cumplir con su función al alcanzar la saturación a temperaturas menores a 0°C.

El comportamiento de las presiones de las pruebas 111102 y 111103, establecen que la presión inicial del absorbedor tiene gran influencia en el comportamiento de la prueba de evaporación, durante toda la operación, marcando dos líneas similares pero manteniendo la diferencia casi constante hasta el final de toda la prueba.

En la gráfica de las figuras (6.1) y (6.2) se representa el comportamiento de las pruebas experimentales que se describen en la tabla(6.1), un aspecto importante que hay que resaltar es que el flujo de amoniaco influye en el resultado de la evaporación y flujos altos incrementan drásticamente la temperatura y la presión del generador/absorbedor.

Un aspecto importante de las pruebas de evaporación es el control de la temperatura del generador/absorbedor, que permita mantener frío el evaporador durante la prueba. La baja conductividad del LiNO_3 y del acero inoxidable en el absorbedor, produce una disipación lenta del calor hacia el medio ambiente, provocando el aumento brusco de temperatura de la solución cuando aumenta el flujo de amoniaco.

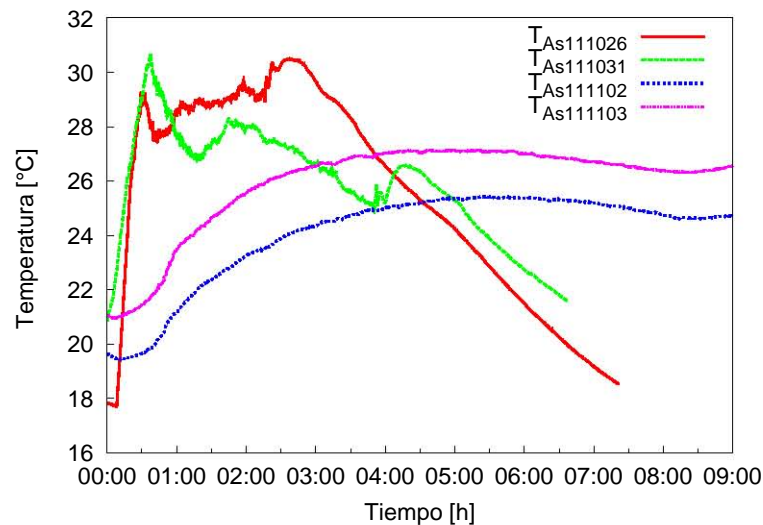


Fig. 6.2: Prueba comparativa de la temperatura del absorbedor

6.1.3 Resultados de las pruebas experimentales

Se realizaron 20 pruebas con el sistema de refrigeración solar intermitente, las primeras 10 pruebas corresponden al evaporador I, que es el evaporador original del refrigerador y la segunda serie de 10 pruebas corresponden al evaporador II, que es un diseño modificado del evaporador original.

Se iniciaron durante el mes de octubre y terminaron en el mes de diciembre del 2011, utilizando una mezcla binaria de Nitrato de Litio y amoniaco en una concentración de amoniaco de 50%. La elección de la concentración se realizó con base en los resultados obtenidos por Moreno (Moreno, 2010) en el que estudia el efecto de la concentración de la solución en el funcionamiento del refrigerador.

Se realizan las mediciones de presión y temperatura por medio del sistema de adquirente de datos. Con el archivo de datos generado, se realiza el tratamiento de las mediciones para calcular los parámetros promedios, las cantidades totales y las eficiencias de cada prueba. Los resultados obtenidos con cada evaporador se comparan para definir la mejora lograda, aplicando la prueba de hipótesis por ser una prueba fuerte y adecuada para muestras de datos pequeñas.

Las pruebas de generación y evaporación se realizan en un día completo, iniciando la prueba de generación a las nueve de la mañana, finalizando cuando la radiación decae en niveles inferiores a 700 W/m^2 , aproximadamente a las 4:00 pm.

Para igualar las condiciones en la evaluación se decide que si la cantidad de amoniaco líquido es superior a los tres litros, entonces se realiza la prueba de evaporación. En caso contrario realiza otra corrida de generación para

completar la cantidad necesaria para realizarla y que la cantidad de amoniaco no sea una variable en el proceso.

Después de generar el volumen de amoniaco suficiente para la corrida de evaporación, se abren las tapas del CPC para ventilar el receptor, enfriar su contenido y poder reducir la presión en el interior a niveles inferiores a 1 bar. Proceso que estará en función de la temperatura ambiente, que en promedio se obtiene este nivel de presión aproximadamente a la media noche. Un nivel de presión así, nos asegura temperaturas iniciales en la válvula de expansión en valores próximas a $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

En la realización de cada prueba se colocaron cuatro charolas de aluminio con un litro de agua en cada una, utilizando los primeros niveles del serpentín, donde se logran las temperaturas más bajas. La carga térmica en el evaporador para cada ciclo de operación es de 1790 kJ.

Etapa de Generación

La etapa de generación produce en promedio 2.6 litros en tiempos promedios de 5.5 horas por día de operación, obteniéndose la máxima de 3.4 litros (2.05 kg) el día 31 de octubre de 2011.

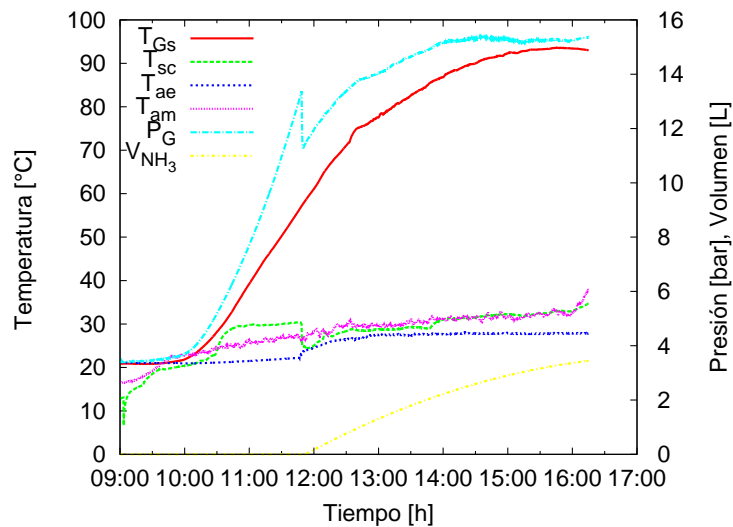


Fig. 6.3: Temperatura y presión de la prueba 111031 de generación

Para la prueba 111031 la temperatura inicial de la solución del generador es de $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ y alcanza un máximo de $95\text{ }^{\circ}\text{C}$, se observa una curva con gran pendiente al inicio, que disminuye cuando empieza la generación a una temperatura de aproximadamente $60\text{ }^{\circ}\text{C}$. La presión inicial en el generador es a 3.4 bar, incrementándose rápidamente hasta el momento en que inicia la generación a una presión de 11.25 bar, alcanzando la presión máxima de 15.42 bar. La prueba inicia a las 9:00 y empezó a generar a las 11:50, terminando a las 16:15 de

la tarde, produciendo 3.4 L de amoniaco. La cantidad de amoniaco generado se contabilizaba cada 30 minutos, obteniéndose un comportamiento con ligera curvatura, el comportamiento de la temperatura de salida del amoniaco del condensador se mantiene casi constante alrededor de los 31°C, con una tendencia similar a la temperatura ambiente.

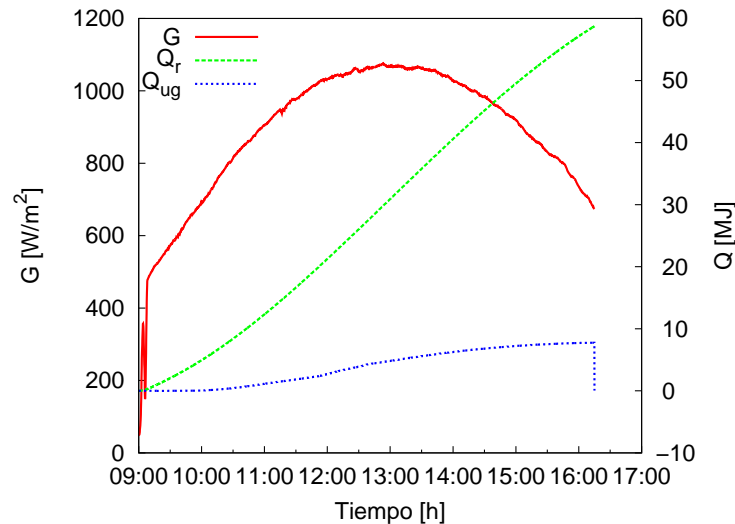


Fig. 6.4: Radiación global en la prueba 111031 de generación

La prueba se realizó con el CPC inclinado un ángulo β de 30° y la radiación global G recibida sobre el área de captación se muestra en la figura (6.5), su comportamiento en el proceso dibuja un campana con un máximo de 110 W/m² a las 13:00 horas. El rango de insolación durante las pruebas fue de 17.1 a 23.7 MJ/m² con valores promedio de 19.6 MJ/m². La energía que incidió (Q_r) sobre el CPC durante el día fue de 56.7 MJ, ofreciendo un comportamiento similar a una recta inclinada. Con los datos obtenidos en las diferentes pruebas, se obtiene un resultado promedio de la eficiencia del CPC de 0.134, es decir un 13.4%.

El calor útil absorbido Q_{ug} por el amoniaco en el generador, se presenta en una curva ligeramente inclinada, alcanzando un valor máximo de 7.8 MJ al final de la prueba de generación.

El receptor de acero inoxidable presenta el inconveniente disipar lentamente el calor hacia el medio ambiente, sobre todo al terminar la prueba de generación cuando se debe enfriar la solución, para poder iniciar la prueba de evaporación.

Etapa de evaporación

Las pruebas experimentales de evaporación están enfocadas a la evaluación de dos evaporadores, con la finalidad de buscar el mejor diseño que permita una

óptima operación. Para realizar las pruebas de evaporación se busca tener un volumen mínimo de 3 litros de amoniaco condensado en el tanque, cuando se utiliza el tubo capilar de 0.020 pulgadas de diámetro. Al usar este capilar, se mantiene un flujo constante de aproximadamente 0.15 kg/h durante el tiempo de prueba de aproximadamente 8 horas.

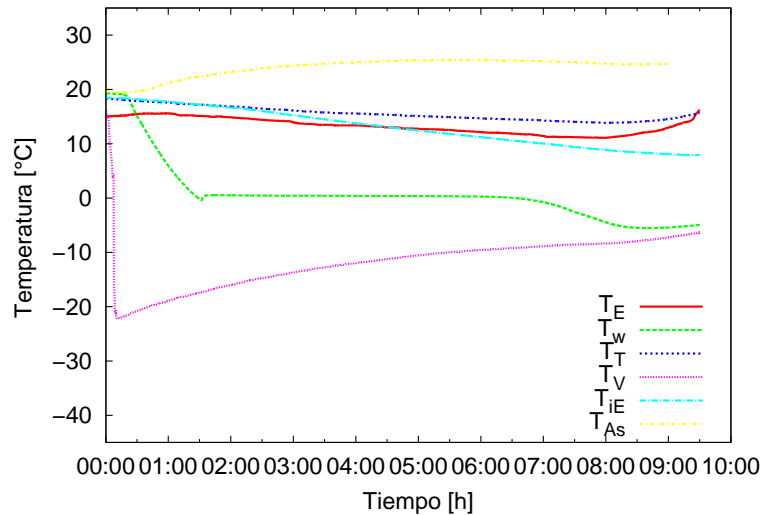


Fig. 6.5: Prueba 111102 utilizando el evaporador I

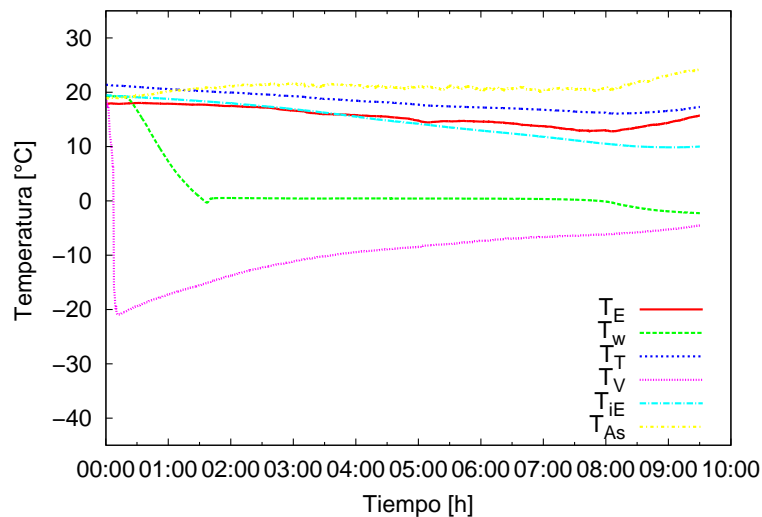


Fig. 6.6: Prueba 111121 utilizando el evaporador II

Las gráficas de las figuras (6.5) y (6.6) representan las temperaturas del proceso de evaporación en las pruebas 111102 y 11121 realizadas con los evaporadores I y II respectivamente, presentando ambos un comportamiento muy

similar. Las gráficas (6.7) y (6.8) muestran el comportamiento de las presiones del proceso de evaporación para ambos evaporadores.

En las pruebas con los diferentes evaporadores, las variables medidas presentan un comportamiento similar. La temperatura del tanque (T_T) esta completamente ligada a la temperatura ambiente (T_{am}). La temperatura de la válvula (T_V) está en función de la presión del absorbedor (P_{Ab}) y al iniciar la prueba se obtiene valores próximos a -20°C , aumentando en el transcurso de ésta hasta aproximadamente -5°C conforme aumenta la presión en el absorbedor. La medición de esta temperatura se realiza a la salida del dispositivo de expansión y antes de la entrada del evaporador.

La temperatura a la salida del evaporador esta representada por (T_E), la variación que tiene esta temperatura es mínima y se observa un comportamiento influenciado por la temperatura ambiente (T_{am}).

La temperatura del agua en el refrigerador tiene un comportamiento representado por (T_W). Iniciando en valores cercanos al medio ambiente para decaer de forma lineal hasta la temperatura de congelación 0°C . Durante la formación del hielo la temperatura permanece constante hasta que se ha congelado totalmente el agua, disminuyendo ligeramente debido al subenfriamiento.

La temperatura (T_{iE}), mide la temperatura del aire dentro de la caja de evaporación, esta temperatura disminuye ligeramente, decayendo unos 10°C durante el proceso. Esto nos indica que hay una baja capacidad de enfriamiento en el serpentín, posiblemente por un bajo flujo de amoniaco.

Tabla 6.2: Distribución de la temperatura en las charolas

Charola	Evaporador I			Evaporador II		
	Mín($^\circ\text{C}$)	Máx($^\circ\text{C}$)	promedio($^\circ\text{C}$)	Mín($^\circ\text{C}$)	Máx($^\circ\text{C}$)	promedio($^\circ\text{C}$)
Ch1	-4.0	0.0	-1.0	-5.8	0.0	-2.1
Ch2	0.0	0.0	0.0	-0.1	2.0	0.4
Ch3	0.0	1.1	0.5	0.0	7.5	3.2
Ch4	0.1	6.6	2.6	0.1	11.9	6.7

Al finalizar las pruebas se mide la temperatura final del agua de las charolas, los datos se presentan en la tabla (6.2), donde se observa el siguiente comportamiento, el evaporador I tiene una distribución de temperaturas más uniforme en todas las charolas, significa que el refrigerante absorbe calor al ir pasando por los diferentes niveles del serpentín, en cambio en el evaporador II se observa que en el primer nivel del serpentín se tiene muy buena absorción de calor, pero en los niveles siguientes el refrigerante disminuye la capacidad de absorber calor y se tiene temperaturas superiores a las del primer nivel.

Las gráficas de las figuras (6.7) y (6.8) nos dan información acerca del comportamiento de la presión durante la evaporación. En el tanque de amoniaco, la presión disminuye ligeramente aproximadamente 2 bars, lo cual puede ser debido a la disminución de la temperatura del ambiente.

Durante la evaporación la presión del absorbedor (P_{Ab}), la del evaporador (P_E) y la presión de la válvula (P_V), se incrementa de manera gradual de 1 a 3

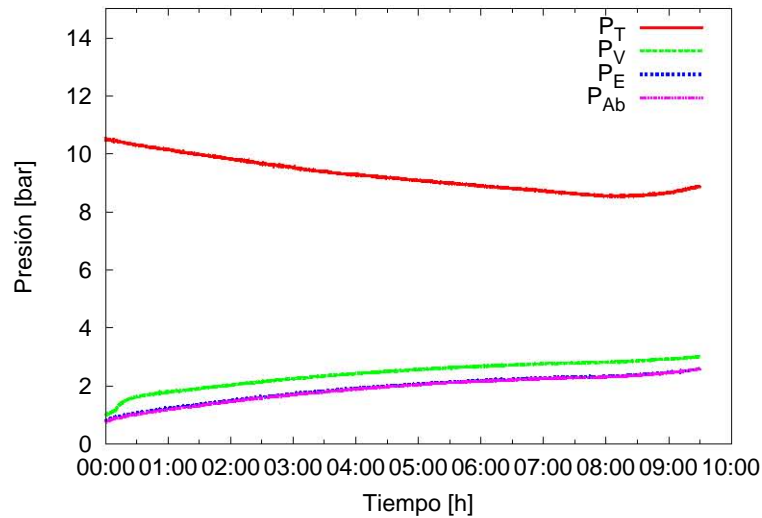


Fig. 6.7: Prueba 111102 utilizando el evaporador I

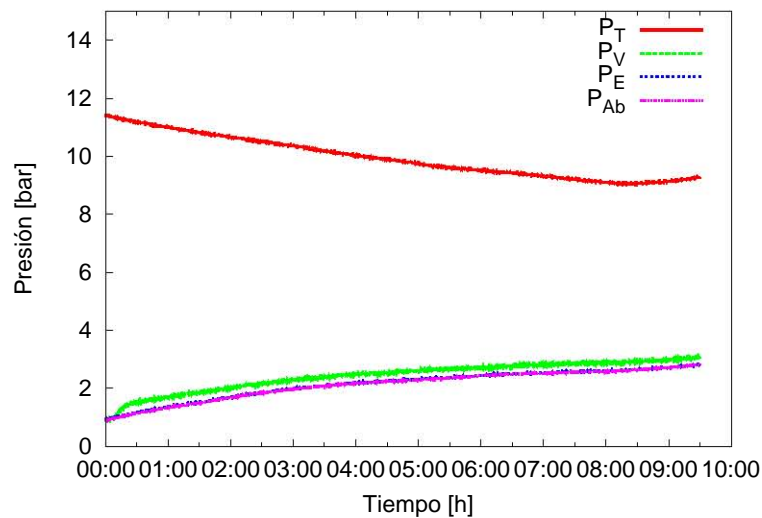


Fig. 6.8: Prueba 111121 utilizando el evaporador II

bars durante las nueve horas del proceso. La presión de la válvula se eleva ligeramente respecto a la presión del evaporador (P_E) y del absorbedor (P_{Ab}).

El resumen de los resultados promedios con los dos evaporadores se presentan en la tabla (6.3), utilizando como parámetro de comparación la relación de kg de hielo obtenido por cada kg de amoníaco utilizado (R_{cw}).



(a)



(b)

Fig. 6.9: Hielo producido en las pruebas experimentales

Tabla 6.3: Resultados promedios de los evaporadores I y II

Evaporador	\dot{m}_{NH_3}	T_V	T_E	T_{Vmin}	P_T	P_V	P_{Ab}	E_{ev}	R_{CW}
I	0.17	-8.61	15.76	-19.32	9.98	2.69	2.26	0.42	0.66
II	0.15	-12.25	14.14	-21.15	8.83	2.20	1.81	0.48	0.85

6.2 Análisis de los resultados

En cada prueba experimental se determinan los parámetros globales, el calor útil de generación, el calor de evaporación, energía solar recibida, que nos permitan poder determinar las eficiencias del sistema.

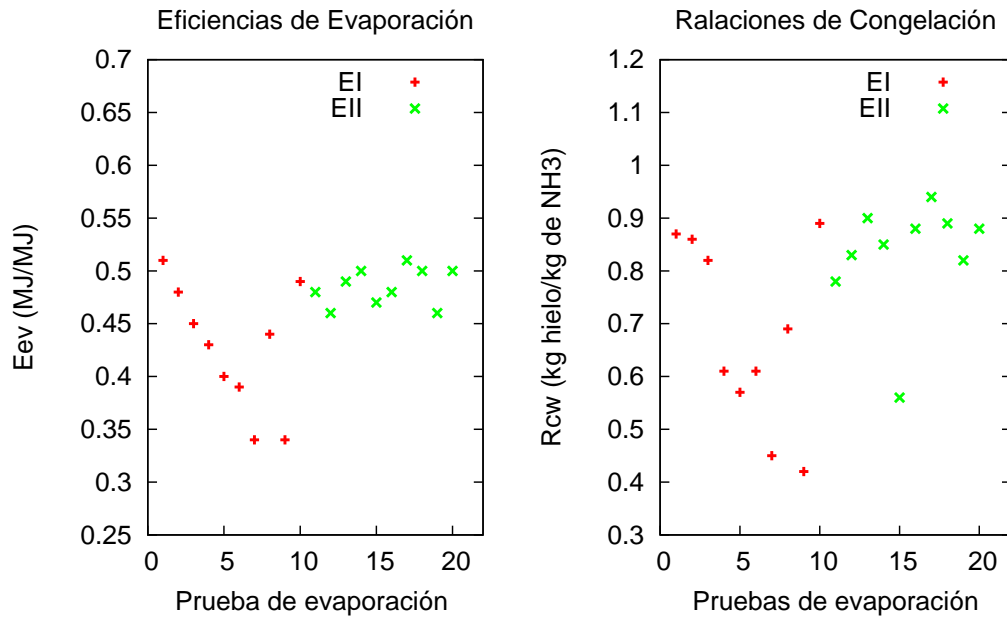


Fig. 6.10: Resultados de las pruebas de evaporación

La prueba de significancia realizada con los dos grupos de datos (Evaporador I y Evaporador II), para comparar las características de las dos muestras. La realización de esta prueba se basa en el planteamiento de dos hipótesis, la hipótesis nula (H_0) y la hipótesis alterna (H_1). Específicamente se aplica la prueba t de Student para dos muestras.

Los resultados de COPs, eficiencias del CPC y de evaporador, son parámetros determinados para cada prueba experimental a partir de las mediciones realizadas.

Tabla 6.4: Resultados de la prueba de significancia

Evaporador I y II	
$R_{CW}(kgHielo/kgNH_3)$	H_1
E_{EV}	H_1
COP_s	H_0
η_{CPC}	H_0

En la figura (6.10) se presentan los resultados de las pruebas realizadas con los dos evaporadores. Las gráficas muestran la eficiencia de evaporación y la relación de congelación para los dos evaporadores, existe una gran dispersión de los datos dificultando la comparación de ambos conjuntos. Para determinar diferencias entre los resultados de los dos evaporadores se realiza un análisis

estadístico, aplicando la prueba de significancia (prueba t) para determinar si hubo mejora con el nuevo evaporador (Evaporador II).

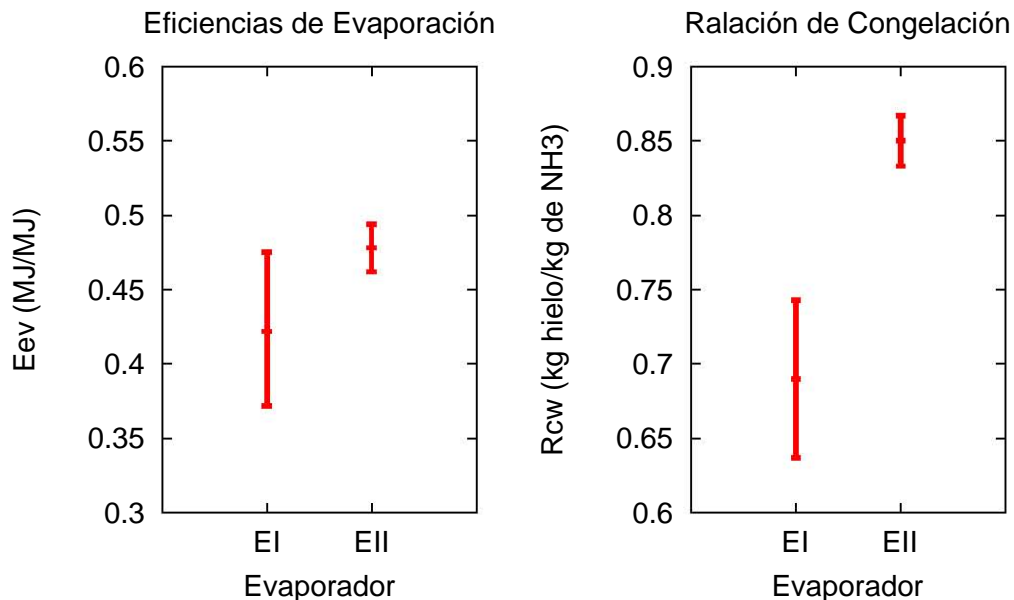


Fig. 6.11: Comparación de los resultados promedios de los EI y EII

Se aplica el análisis estadístico para comparar las medias de las dos muestras con un nivel de confianza de 95%. H_0 representa la hipótesis nula y H_1 la hipótesis alterna. De aceptarse la H_0 indica que las medias de la muestra son iguales con cierto nivel de confianza. La hipótesis alterna indica que las medias de las muestras son estadísticamente diferentes.

Estadísticamente existe diferencia entre las medias de las pruebas con los dos evaporadores en los parámetros de eficiencia del evaporador (E_{ev}) y en la relación de congelamiento del agua (R_{cw}), en cambio no existe evidencia estadística, que los resultados promedios del COP_s con los dos evaporadores sean diferentes.

La figura 6.11 nos muestra la comparación entre las medias de los dos evaporadores de forma gráfica, el punto central representa la media y la extensión el error estándar y en la tabla (6.4) se presentan los resultados de la prueba t .

También se realiza la comparación de las medias de eficiencia del CPC (η_{CPC}) de las dos series de datos obtenidos, comprobándose estadísticamente que son iguales. El promedio general de todas las pruebas es de 0.135, con el receptor de acero inoxidable que resulta ligeramente menor al compararlo con los datos reportado por Moreno en su tesis de maestría, para soluciones al 50-

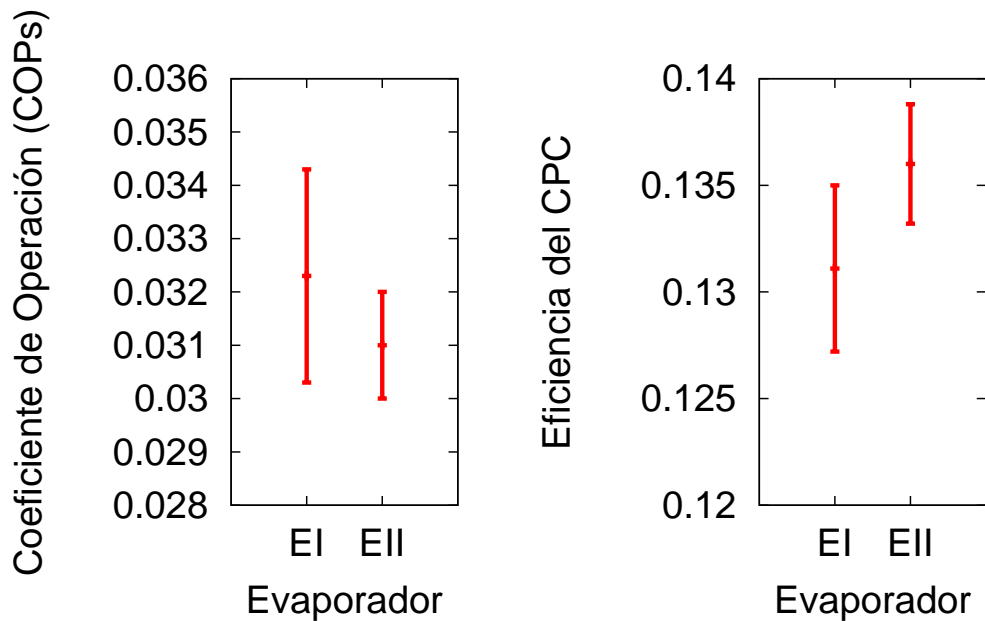


Fig. 6.12: Comparación de resultados de los EI y EII

50% de NH_3 y LiNO_3 y usando un receptor de aluminio, obtuvo valores entre 0.175 y 0.190.

En general, hubo una ligera mejora en la eficiencia de evaporación, con base en el promedio de cada serie de pruebas, la eficiencia del Evaporador II es 13% mayor que la del Evaporador I. En cuanto a la relación de congelación se estimó que la del Evaporador II es 25% mayor respecto al Evaporador I.

6.2.1 Comparación de Parámetros

Para conocer un poco más de la evaluación del refrigerador solar con diferentes evaporadores, se presenta el análisis de la relación de ciertas variables con los resultados obtenidos.

En la figura (6.13) se presenta la gráfica de la eficiencia del evaporador (E_{ev}) contra el flujo promedio de amoníaco durante la prueba (\dot{m}_{NH_3}). Se puede notar que la eficiencia disminuye al aumentar el flujo de amoníaco, un flujo mayor incrementará la velocidad del refrigerante en el serpentín del evaporador absorbiendo el amoníaco menor cantidad de calor del agua. Es un comportamiento que coincide en ambos evaporadores.

Cuando se inicia la prueba de evaporación se tiene la presión más baja en el generador y define directamente la temperatura inicial en la válvula, sin

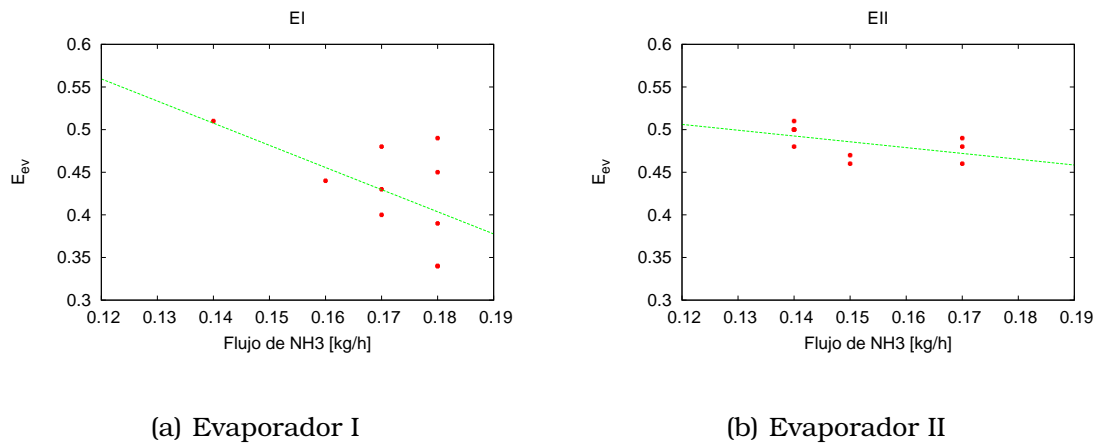
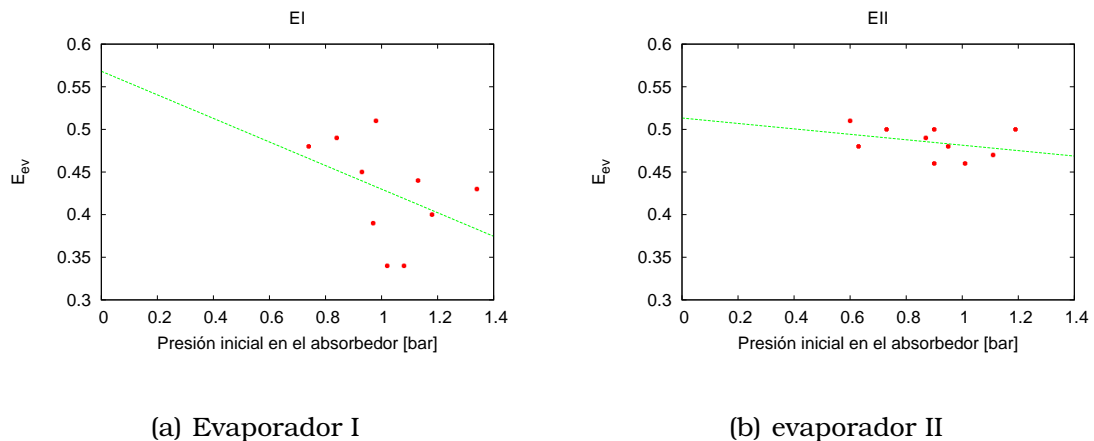
Fig. 6.13: Flujo de NH_3 vs eficiencia del evaporador

Fig. 6.14: Presión inicial del generador vs eficiencia del evaporador

embargo podemos observar en la figura (6.14) que no hay una dependencia entre esta variable y la Eficiencia del evaporador, pero haciendo referencia a lo observado en la figura (6.1), la presión inicial influye en la trayectoria que tendrán los valores de presión durante la prueba.

La diferencia de presión en el capilar durante la prueba, depende de la presión en el tanque de amoniaco y la presión en el absorbedor. Los presión inicial del absorbedor estuvo en un rango de 0.2 a 1.3 bars y presión del tanque entre 7 y 12 bar. Los valores promedios de cada prueba se presentan en la gráfica de la figura (6.15), donde podemos apreciar un comportamiento similar al observado en (6.13), donde se marca una tendencia que a mayor caída de presión, la eficiencia del evaporador disminuye. Y al igual que en las anteriores es más visible esta tendencia en los resultados del evaporador I.

La figura (6.16) muestra el comportamiento que tiene la eficiencia del evaporador en función de la temperatura ambiente. El comportamiento es similar al que tiene con el flujo de amoniaco y con la caída de presión del capilar.

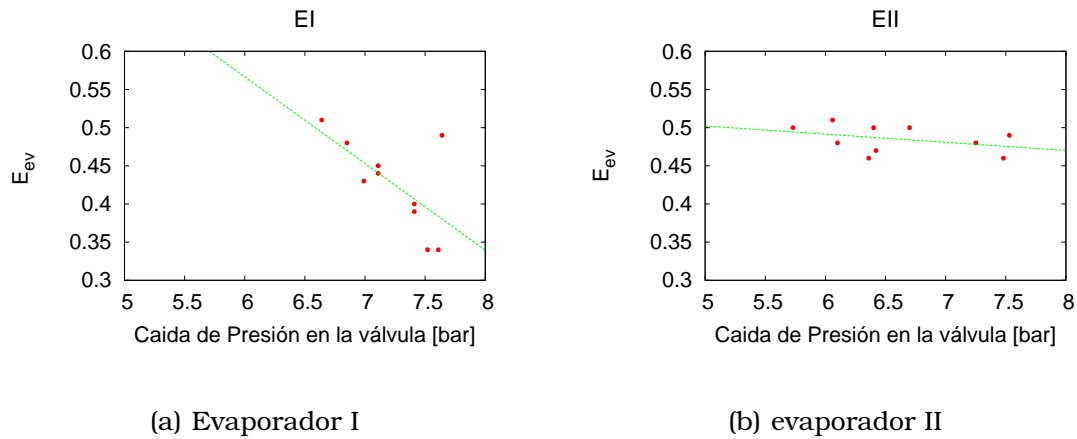


Fig. 6.15: Caída de presión en el capilar vs eficiencia del evaporador

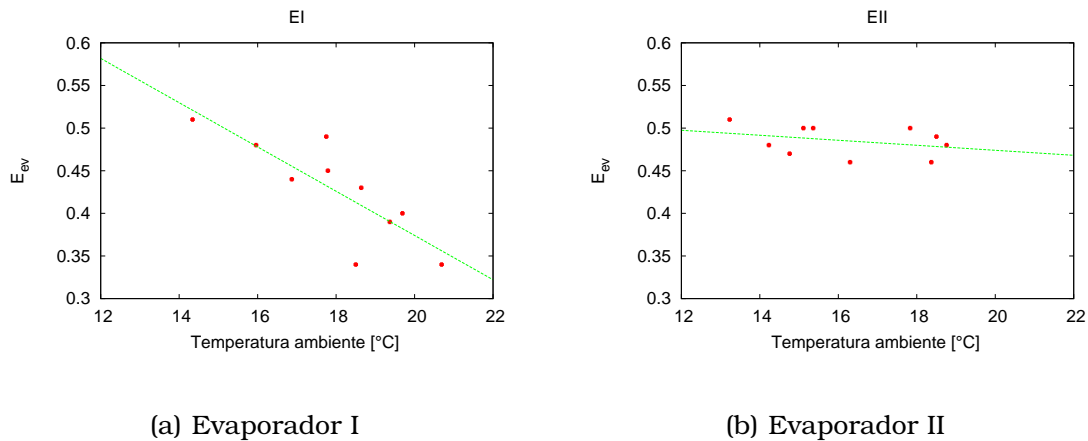


Fig. 6.16: Temperatura ambiente vs eficiencia del evaporador

Hay una ligera tendencia a disminuir la eficiencia del evaporador cuando aumenta la temperatura ambiente. Remarcándose la tendencia con los valores del evaporador I (EI).

Conclusiones y recomendaciones

Conclusiones

Se diseñó y construyó un nuevo generador, con un receptor de acero inoxidable para permitir mayor seguridad durante la operación del refrigerador y se le colocó una válvula de seguridad para evitar una sobrepresión en el generador/absorbedor que puedan ocasionar accidentes. El CPC se construyó con cubiertas laterales de policarbonato transparente atornilladas para desmontarse completamente al momento de la evaporación y permitir mayor ventilación para el enfriamiento del receptor.

Se realizó la conexión de todas las tuberías del sistema usando tubing y conectores rápidos, se reparó el condensador, se probaron fugas y se cargó la solución de LiNO_3 al refrigerador intermitente.

Se diseñaron dos evaporadores para el refrigerador solar, de los cuales solamente se construyó y evaluó un evaporador adicional al que tenía el refrigerador. El segundo diseño queda como una propuesta a futuro.

Se utilizó un capilar de 7.6 m de longitud y un diámetro interno de 0.02 pulgadas para realizar la evaluación, obteniendo flujos promedios en un rango de 0.15 y 0.17 kg/h. Un mayor flujo ofrecerá mayor capacidad de evaporación, pero es necesario determinar un flujo óptimo que no incremente drásticamente la temperatura del absorbedor.

Para la evaluación del refrigerador solar, se realizaron 20 pruebas en total para evaluar dos evaporadores, 10 pruebas con el evaporador de referencia (EI) y 10 pruebas con el nuevo diseño (EII), durante el periodo de octubre a diciembre de 2011.

El parámetro utilizado para la evaluación del refrigerador solar es el Coeficiente de Operación (COP_s) y para la evaluación comparativa de los evaporadores se utiliza la eficiencia de evaporación (E_{EV}) y la relación de producción de hielo (R_{CW}). Otro parámetro que se determina en la evaluación del refrigerador solar es la eficiencia del CPC (η_{CPC}).

Los resultados promedios obtenidos para los dos evaporadores y analizados estadísticamente, muestran que hay una ligera mejora en la eficiencia del evaporador II con respecto al evaporador I. La diferencia con base en el promedio de las muestra se estima de 13%. En el caso de la relación de congelamiento, la mejora del evaporador II con respecto al evaporador I es de 25%.

El coeficiente de operación para el refrigerador solar (COP_s) alcanza valores en un rango de 0.032 a 0.034 y no son afectados al cambiar el evaporador.

La eficiencia de CPC (η_{CPC}) construido con receptor de acero inoxidable, con un área de apertura de 2.45 m y relación de concentración de 3.4, alcanza un valor promedio de 0.135.

Existe una ligera dependencia de la temperatura ambiente, el flujo másico de amoníaco y la caída de presión en el capilar con la eficiencia de evaporación, acentuándose en mayor medida en el evaporador I. La influencia del medio ambiente en la eficiencia de evaporación está relacionadas a fallas en el aislamiento.

Recomendaciones

1. Llevar a cabo la construcción y evaluación del evaporador propuesto en el presente trabajo, diseñado para permitir un contacto más directo entre el refrigerante y el agua a congelar.
2. Ubicar ya sea la válvula de expansión o el tubo capilar más cerca del evaporador y así evitar el pequeño incremento en la presión de la válvula durante la operación del sistema.
3. Optimizar las dimensiones del tubo capilar para el nuevo generador para obtener un flujo que maximice el enfriamiento en el evaporador y el incremento de la temperatura en el absorbedor se mínima.

ANEXOS

PROCEDIMIENTO DE CARGA DE LA SOLUCIÓN AL REFRIGERADOR

Prueba de fugas del sistema

Procedimiento establecido por Moreno en sus tesis de maestría. (Moreno, 2010)

1. Todas las válvulas de comunicación interna del sistema, deben estar abiertas, de tal modo que la presión sea la misma en todos los componentes del sistema.
2. Se introduce aire al interior del sistema con el compresor hasta alcanzar la presión de 7.5 bar. También se introduce con el tanque portátil una pequeña cantidad de amoníaco.
3. Se aísla el evaporador y los dispositivos de expansión, cerrando las válvulas correspondientes para probar el resto del sistema a alta presión.
4. Enseguida se conecta el tanque de Nitrogeno para elevar la presión hasta 15 bar.
5. Se pasan mechas de azufre alrededor del sistema, por encima y por debajo de cada válvula y conexión, el humo de la mecha es incolora y en cuanto tenga contacto con el amoníaco tornará un tono blanco indicando una fuga en el sistema.
6. Se reparan todas las fugas encontradas y se lleva a una presión de 15 bar.
7. La prueba es aprobada hasta que el sistema mantenga la presión de 15 bar por 24 horas .

Determinación de las cantidades a mezclar

1. Se definen la concentración y la temperatura máxima de operación para el sistema (en el caso que se desee evaluar el sistema a diferentes concentraciones) y con base en estos valores se calcula la densidad de de la solución (ρ_{sol}) con la correlación de Infante Ferrerira (Infante-Ferreira, 1984)

$$\rho_{sol} = -1409.653\sqrt{X} + 2046.222 - 1.3463T - 0.0039T^2 \quad (\text{A.0.1})$$

Donde:

X =concentración de NH_3

T =temperatura(C) y

ρ_{sol} = densidad (kg/m^3)

2. Se calcula la masa de la solución en función del volumen del receptor por medio de la siguiente ecuación.

$$m_{sol} = \rho_{sol} V_{Gen} \quad (\text{A.0.2})$$

Donde:

m_{sol} =masa de la solución (kg)

ρ_{sol} = densidad (kg/m^3) y

V_{Gen} =volumen disponible en el generador (m^3)

3. Y utilizando la relacion de concentración se obtiene la cantidad de nitrato de litio y de amoniaco necesario.

$$m_{LiNO_3} = (1 - X)m_{sol} \quad (\text{A.0.3})$$

$$m_{NH_3} = \frac{X m_{LiNO_3}}{(1 - X)} \quad (\text{A.0.4})$$

Si se van a realizar pruebas en diferentes concentraciones se carga la cantidad correspondiente a la concentración mínima y posteriormente se va adicionando el amoniaco necesario para completar la cantidad requerida para cada concentración manteniendo constante la cantidad de Nitrato de litio. Se genera la siguiente tabla con las diferentes cantidades para cada concentración.

X	ρ_{sol}	m_{LiNO_3}	m_{NH_3}	m_{sol}	V_{sol}
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

Determinando la cantidad de cada componente, se procede al pesado de cada uno. Se debe tener cuidado al momento de realizar el pesado para no afectar la concentración del amoniaco.

En la preparación de la solución se tienen factores que no se deben pasar por alto para no afectar su rendimiento; uno de ellos es el secado de la sal. Al realizarlo se minimiza la cantidad de agua que absorbio la sal durante el period almacenamiento, si omitieramos este paso el agua se evaporaria junto con el amoniaco afectando el ciclo de refrigeración.

Deshidratación del Nitrato de litio

Se utiliza el procedimiento utilizado por Rivera (2006) y Martinez(2008). El secado se realiza en un horno a 100°C durante un tiempo de 2 horas. La temperatura se fijó con base en las propiedades de la sal, especificadas por el fabricante FMLithium considerando que el punto de ebullición es de 109°C a 1ATM y el tiempo em base a pruebas realizadas.

Para la deshidratación de la sal se utiliza el siguiente equipo: horno de secado con control de temperatura, balanza de precisión, ventilador, tanque de carga de la solución, guantes, embudo, papel aluminio, charolas de aluminio y cronómetro.

1. Se precalienta el horno a 105°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 200 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 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 1 horas. A la primer media hora 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 1 hora 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 de vidrio bien seco y se tapa. Es recomendable que este paso se 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 se debe cerrar la válvula de suministro.

Cada proceso de secado solo permite 0.6 kg de LiNO_3 , si se requieren 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 kg de sal, por lo que no se recomienda excederse de ese tiempo debido a la afinidad de la sal con la humedad.

Preparación de la solución

Este procedimiento se debe realizar con el equipo de seguridad requerido (guantes, mascara y bata) sobre todo al momento de cargar el amoniaco líquido

ya que el tanque de suministro se encuentra presurizado a 8 bars. Así mismo se deben verificar que las válvulas a abrir sean las adecuadas y las mangueras estén en su sitio para evitar derrames.

1. Se coloca el tanque de carga de la 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 amoniaco, 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 amoniaco líquido comenzó a pasar. Al hacer contacto el amoniaco líquido con el LiNO_3 se eleva la temperatura y la presión a más de 8 bars, en este momento 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 bars. Si no se hace lo anterior la solución se pasaría por diferencia de presión al tanque de suministro.
3. Mientras se suministra el amoniaco se debe observar simultáneamente el tubo de nivel y el incremento de masa que hay en la balanza hasta alcanzar la masa señalada de acuerdo a la concentración de diseño.
4. Una vez que pasa todo el refrigerante, se cierran las válvulas y se purga el amoniaco remanente en las líneas, finalmente el tanque se agita para homogeneizar 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 carga al sistema de refrigeración.

Carga del sistema

La carga se realiza después de preparar la solución para que el tanque tenga una presión que permita que la solución fluya con facilidad al generador.

1. Se conecta la manguera de carga/suministro del tanque de carga de la solución a una conexión ubicada entre el generador y el condensador verificando previamente que las válvulas estén cerradas. El tanque se 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.

PROCEDIMIENTO DE DESCARGA DE LA SOLUCIÓN DEL REFRIGERADOR

La recuperación de la solución de nitrato de litio 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.

1. Preparar un recipiente para recuperar la solución, limpiarlo, pesarlo hacerle vacío y conectarlo a la valvula de purga del generador.
2. Precalentar el generador hasta alcanzar una presión suficiente para garantizar que toda solución de nitrato de litio 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.
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.

RESULTADOS DE LAS PRUEBAS REALIZADAS

Pruebas de Generación

Serie I													
Valores Promedio													
		31-Oct	1-Nov	2-Nov	3-Nov	4-Nov	5-Nov	6-Nov	10-Nov	11-Nov	Media	Min	Max
P_G	bar	11.27	11.63	12.04	12.87	11.87	12.61	12.27	11.72	11.44	10.49	11.27	12.87
P_T	bar	12.15	13.14	13.54	14.05	13.71	13.73	13.54	13.64	12.97	2.88	2.68	2.23
T_{Gs}	°C	63.47	73.56	74.43	77.36	68.07	67.05	65.34	65.23	66.04	69.00	63.47	77.36
T_{Gv}	°C	83.05	95.48	95.28	94.64	94.30	98.91	93.48	89.92	90.71	92.64	83.05	98.91
T_{sc}	°C	29.26	30.15	31.28	32.53	31.64	31.11	30.86	31.30	29.84	30.97	29.26	32.53
Q_r	MJ	58.07	49.22	50.42	55.13	47.84	43.95	41.99	46.57	46.31	48.84	41.99	58.07
η_{CPC}		0.13	0.13	0.13	0.11	0.14	0.15	0.14	0.12	0.13	0.13	0.11	0.15
\dot{m}	kg/h	0.46	0.17	0.18	0.17	0.17	0.18	0.18	0.16	0.16	0.20	0.16	0.46
t_G	h	4.5	6.04	6.18	4.02	6.00	5.50	5.67	6.50	6.17	5.63	4.02	6.50
Q_{ug}	MJ	7.61	6.42	6.68	5.9	6.78	6.42	6.03	5.66	6.03	6.39	5.66	7.61
V_{NH_3}	L	3.4	2.3	2.6	2.3	3.0	2.8	2.6	2.4	2.8	2.7	2.3	3.4

Serie II														
Valores Promedio														
		14-Nov	19-Nov	20-Nov	21-Nov	23-Nov	24-Nov	29-Nov	12-Dic	13-Dic	14-Dic	Media	Min	Max
P_G	bar	12.38	11.55	12.09	11.94	11.07	10.23	9.51	11.03	10.42	10.55	11.14	9.51	12.38
P_T	bar	14.01	13.41	13.61	13.38	13.11	11.87	11.25	12.16	12.08	12.40	12.73	11.25	14.01
T_{Gs}	°C	71.02	68.43	73.19	74.13	71.00	68.91	66.50	73.66	70.98	73.94	71.15	66.50	74.13
T_{Gv}	°C	94.74	88.58	94.29	95.55	96.19	90.29	87.93	95.85	90.10	92.96	92.83	87.93	96.19
T_{sc}	°C	32.04	30.82	31.86	30.86	32.43	29.54	29.79	30.71	29.88	30.58	30.73	29.54	32.04
η_{CPC}		0.13	0.12	0.14	0.14	0.14	0.13	0.15	0.13	0.14	0.14	0.14	0.12	0.15
\dot{m}	kg/h	0.226	0.202	0.262	0.297	0.199	0.228	0.287	0.162	0.302	0.263	0.24	0.162	0.302
t_E	h	6.73	6.63	6.25	6.33	5.27	5.56	5.05	4.08	6.02	6.17	5.89	4.08	6.73
Q_{ug}	MJ	6.38	6.25	6.71	7.13	6.04	6.03	6.68	5.08	7.32	7.12	6.47	5.08	7.32
Q_r	MJ	48.80	49.17	48.46	50.20	42.55	44.83	43.83	40.37	51.18	52.52	47.19	40.37	52.52
V_{NH_3}	L	2.6	2.2	2.6	3.1	1.8	2.2	2.5	1.3	3.0	2.8	2.40	1.3	3.1

Pruebas de Evaporación

Evaporador I

Valores Promedio												Media	Mín	Máx
		1-Nov	2-Nov	3-Nov	4-Nov	5-Nov	6-Nov	7-Nov	10-Nov	11-Nov	12-Nov			
P_T	bar	8.87	9.26	9.72	9.88	10.30	10.11	10.40	11.15	9.67	10.49	9.99	8.87	11.15
P_{Ti}	bar	9.96	10.57	11.16	11.35	12.06	11.56	11.61	12.67	10.70	11.53	11.32	9.96	12.67
P_{Tf}	bar	8.23	8.54	8.94	8.89	9.27	9.31	9.60	10.06	9.18	9.65	9.17	8.23	10.06
P_V	bar	2.23	2.41	2.61	2.89	2.89	2.70	2.88	2.75	2.56	2.88	2.68	2.23	2.89
P_{Vi}	bar	1.24	0.98	1.12	1.43	1.20	0.77	1.07	1.24	1.34	1.22	1.16	0.77	1.43
P_{Vf}	bar	2.67	3.01	3.27	3.41	3.49	3.51	3.77	3.59	3.26	3.62	3.36	2.67	3.77
P_E	bar	1.70	1.91	2.14	2.49	2.49	2.36	2.50	2.36	2.13	2.46	2.26	1.70	2.50
P_G	bar	1.65	1.88	2.13	2.50	2.51	2.36	2.51	2.38	2.11	2.47	2.25	1.65	2.51
P_{Gi}	bar	0.98	0.74	0.93	1.34	1.18	0.97	1.02	1.13	1.13	1.08	1.05	0.74	1.34
P_{Gf}	bar	2.17	2.59	2.87	3.03	3.14	3.18	3.44	2.22	2.86	3.23	2.87	2.17	3.44
T_V	°C	-13.51	-11.78	-9.74	-6.69	-6.65	-7.69	-6.63	-3.01	-9.60	-6.98	-8.22	-13.51	-3.01
T_{Vmin}	°C	-20.52	-22.28	-20.48	-15.94	-16.89	-19.14	-18.44	-17.49	-19.00	-18.87	-18.91	-22.28	-15.94
T_E	°C	12.71	13.27	14.84	15.99	16.86	16.42	16.87	19.74	15.77	16.99	15.95	12.71	19.74
T_{iE}	°C	15.34	12.97	13.23	14.14	14.81	14.41	13.97	17.46	15.12	14.37	14.58	12.97	15.34
T_{am}	°C	14.34	15.96	17.79	18.64	19.69	19.37	20.69	22.04	16.87	18.50	18.39	14.34	22.04
t_E	Hr	7.5	9.5	9.5	9.0	9.5	9.5	9.5	9.0	9.5	9.0	9.3	7.5	9.5
\dot{m}	kg/hr	0.14	0.17	0.18	0.17	0.17	0.18	0.18	0.16	0.16	0.18	0.17	0.14	0.18
Q_{ev}	MJ	1.54	1.61	1.62	1.32	1.41	1.37	1.34	1.35	1.42	1.38	1.44	1.32	1.62
Q_w	MJ	0.64	0.78	0.75	0.62	0.64	0.65	0.56	0.67	0.53	0.81	0.66	0.53	0.81
R_{cw}	kg _H /kg _{NH₃}	0.87	0.86	0.82	0.61	0.57	0.61	0.45	0.35	0.69	0.42	0.62	0.35	0.87
E_{ev}		0.49	0.47	0.44	0.43	0.40	0.39	0.34	0.44	0.34	0.48	0.422	0.34	0.486
COP_s		0.023	0.034	0.034	0.027	0.033	0.038	0.039	0.033	-	-	0.032	0.023	0.039

Evaporador II

Valores Promedio												Media	Mín	Máx
		19-Nov	20-Nov	21-Nov	22-Nov	26-Nov	29-Nov	30-Nov	13-Dic	14-Dic	15-Dic			
P_T	bar	10.18	9.94	9.96	8.96	8.96	7.94	7.75	7.90	8.42	8.26	8.83	7.75	10.18
P_{Ti}	bar	11.71	11.59	11.49	10.26	10.15	9.04	9.04	9.07	9.64	9.61	10.16	9.04	11.71
P_{Tf}	bar	9.19	9.01	9.06	8.31	8.45	7.28	7.04	7.26	7.65	7.60	8.09	7.04	8.31
P_V	bar	2.93	2.46	2.43	2.26	2.34	1.84	1.69	2.17	2.06	1.86	2.20	1.69	2.93
P_{Vi}	bar	1.22	0.98	0.90	1.27	0.83	0.68	0.69	1.01	0.93	0.80	0.93	0.68	1.27
P_{Vf}	bar	3.59	3.18	3.08	2.81	3.08	2.22	2.04	2.57	2.49	2.26	2.73	2.04	3.59
P_E	bar	2.38	2.17	2.15	1.91	2.00	1.49	1.32	1.81	1.74	1.49	1.85	1.32	2.38
P_G	bar	2.35	2.15	2.13	1.89	1.98	1.45	1.23	1.75	1.71	1.44	1.81	1.23	2.35
P_{Gi}	bar	0.95	1.01	0.87	1.19	0.79	0.63	0.60	0.90	0.90	0.73	0.86	0.60	1.19
P_{Gf}	bar	3.01	2.88	2.82	2.50	2.77	1.91	1.63	2.20	2.18	1.91	2.38	1.63	3.01
T_V	°C	-7.62	-9.33	-9.62	-11.52	-10.67	-15.27	-17.31	-12.43	-13.75	-15.62	-12.32	-17.31	-7.62
T_{Vmin}	°C	-18.74	-19.96	-20.95	-18.76	-20.60	-22.95	-24.76	-19.52	-21.57	-23.71	-21.15	-24.76	-18.74
T_E	°C	16.03	15.76	15.52	15.68	16.65	11.86	10.65	12.55	13.75	12.99	14.14	10.65	16.65
T_{iE}	°C	14.64	15.22	14.54	15.75	17.00	13.26	12.26	14.07	14.36	11.15	14.23	11.15	17.00
T_{am}	°C	18.76	18.37	18.50	17.83	18.49	14.23	13.23	15.11	16.30	15.36	16.62	13.23	18.76
t_E	Hr	9.17	9.5	9.5	9.0	9.5	9.67	9.5	9.5	9.5	9.67	9.45	9.00	9.67
\dot{m}	kg/hr	0.17	0.17	0.17	0.14	0.15	0.14	0.14	0.14	0.15	0.14	0.15	0.14	0.17
Q_{ev}	MJ	1.54	1.61	1.62	1.32	1.41	1.37	1.34	1.35	1.42	1.38	1.44	1.32	1.62
Q_w	MJ	0.64	0.78	0.75	0.62	0.64	0.65	0.56	0.67	0.53	0.81	0.66	0.53	0.81
R_{cw}	kg _H /kg _{NH₃}	0.79	0.83	0.90	0.85	0.73	0.88	0.94	0.89	0.82	0.88	0.85	0.73	0.94
E_{ev}		0.481	0.458	0.485	0.497	0.464	0.465	0.487	0.488	0.475	0.500	0.478	0.457	0.500
COP_s		0.032	0.033	0.033	-	-	0.031	0.031	0.027	0.028	0.026	0.030	0.026	0.033

ANÁLISIS ESTADÍSTICO

Con mucha frecuencia en las investigaciones, es necesario comparar un promedio de un conjunto de datos con algún valor hipotético o al promedio de otro conjunto de datos, para determinar si la diferencia observada entre ellos puede deberse a la variabilidad. En estas circunstancias, el criterio para asegurarse de si una diferencia observada es o no real es el determinar la magnitud de la diferencia que pueda deberse a la variabilidad. Si la diferencia es mayor que la que pudiera esperarse de forma aleatoria, se dice que dicha diferencia es estadísticamente significativa. (Infante Gil and Zarate de Lara, 1990)

Básicamente, la finalidad de la utilización de las técnicas estadísticas es determinar si varios conjuntos de datos son diferentes de otros o de uno a varios valores hipotéticos.

Los tres tipos básicos de comparaciones son los siguientes:

1. Entre la media \bar{x} de un conjunto de datos observados y una media hipotética o supuesta.

$$t = \frac{\bar{x} - \mu}{s/\sqrt{n}} \quad (\text{D.0.1})$$

2. Entre la media \bar{x}_1 de un conjunto de datos observados y una media \bar{x}_2 de algún otro.

$$t = \frac{\bar{x}_2 - \bar{x}_1}{\sqrt{s_2^2/n_2 - s_1^2/n_1}} \quad (\text{D.0.2})$$

3. Entre las medias $\bar{x}_1, \bar{x}_2, \bar{x}_3 \dots \bar{x}_k$ de k conjuntos distintos de datos observados.

$$t = \frac{\bar{x}_1 - \bar{x}_2}{s/\sqrt{n}} \quad (\text{D.0.3})$$

n=numero de datos del conjunto

t=estadístico de prueba

\bar{x} =promedio del conjunto de datos

s=desviacion estandar

EFICIENCIA DE EVAPORACION

Prueba F para varianzas de dos muestras

Ho: varianzas iguales

	<i>Evaporador 1</i>	<i>Evaporador 2</i>
Media	0.42193	0.47826
Varianza	0.00277	0.00026
Observaciones	10	10
Grados de libertad	9	9
F	10.72650	
P(F<=f) una cola	0.00079	
Valor crítico para F (una cola)	3.17889	

Se rechaza Ho

Prueba t para dos muestras suponiendo varianzas desiguales

Ho. Medias iguales

	<i>Evaporador 1</i>	<i>Evaporador 2</i>
Media	0.42193	0.47826
Varianza	0.00277	0.00026
Observaciones	10	10
Diferencia hipotética de las medias	0.001	
Grados de libertad	11	
Estadístico t	-3.29199	
P(T<=t) una cola	0.00359	
Valor crítico de t (una cola)	1.79588	
P(T<=t) dos colas	0.00718	
Valor crítico de t (dos colas)	2.20099	

Se rechaza Ho, la medias son diferentes

RELACION DE CONGELACION

Ho: varianzas iguales

Prueba F para varianzas de dos muestras

	<i>Evaporador 1</i>	<i>Evaporador 2</i>
Media	0.67877	0.84996
Varianza	0.03051	0.00375
Observaciones	10	10
Grados de libertad	9	9
F	8.13345	
P(F<=f) una cola	0.00227	
Valor crítico para F (una cola)	3.17889	

Se rechaza Ho: varianzas diferentes

Prueba t para dos muestras suponiendo varianzas desiguales

	<i>Evaporador 1</i>	<i>Evaporador 2</i>
Media	0.67877	0.84996
Varianza	0.03051	0.00375
Observaciones	10	10
Diferencia hipotética de las medias	0.001	
Grados de libertad	11	
Estadístico t	-2.94174	
P(T<=t) una cola	0.00670	
Valor crítico de t (una cola)	1.79588	
P(T<=t) dos colas	0.01341	
Valor crítico de t (dos colas)	2.20099	

Se rechaza H0: medias diferentes

COPs

Prueba F para varianzas de dos muestras

Ho: varianzas iguales

	<i>Variable 1</i>	<i>Variable 2</i>
Media	0.0323392	0.02992755
Varianza	2.8987E-05	7.5984E-06
Observaciones	8	8
Grados de libertad	7	7
F	3.81490528	
P(F<=f) una cola	0.04912978	
Valor crítico para F (una cola)	3.78704354	

Se rechaza Ho: varianzas diferentes

Prueba t para dos muestras suponiendo varianzas desiguales

Ho: medias iguales

	<i>Variable 1</i>	<i>Variable 2</i>
Media	0.0323392	0.02992755
Varianza	2.8987E-05	7.5984E-06
Observaciones	8	8
Diferencia hipotética de las medias	0	
Grados de libertad	10	
Estadístico t	1.12772432	
P(T<=t) una cola	0.1428835	
Valor crítico de t (una cola)	1.8124611	
P(T<=t) dos colas	0.285767	
Valor crítico de t (dos colas)	2.22813884	

Se acepta Ho: las medias son iguales

CPC

Prueba F para varianzas de dos muestras

Ho: varianzas iguales

	<i>Evaporador 1</i>	<i>Evaporador 2</i>
Media	0.13285714	0.136
Varianza	0.00015714	7.1111E-05
Observaciones	7	10
Grados de libertad	6	9
F	2.20982143	
P(F<=f) una cola	0.13717384	
Valor crítico para F (una cola)	3.37375365	

Se acepta Ho.: las varianzas son iguales

Prueba t para dos muestras suponiendo varianzas iguales

Ho: medias iguales

	<i>Evaporador 1</i>	<i>Evaporador 2</i>
Media	0.13285714	0.136
Varianza	0.00015714	7.1111E-05
Observaciones	7	10
Varianza agrupada	0.00010552	
Diferencia hipotética de las medias	0	
Grados de libertad	15	
Estadístico t	-0.6208318	
P(T<=t) una cola	0.27201462	
Valor crítico de t (una cola)	1.75305033	
P(T<=t) dos colas	0.54402923	
Valor crítico de t (dos colas)	2.13144954	

Se acepta Ho: las medias son iguales

VALORES CRÍTICOS DE LA T DE STUDENT

Tabla A1. Valores críticos de la distribución *t* de Student (tomados de la Tabla F del libro de G.C. Canavos, traducido por Urbina Medal y Valencia Ramírez, 1987)

Two-sided CL	60%	80%	90%	95%	98%	99%	99.8%
Two-sided SL	0.40	0.20	0.10	0.05	0.02	0.01	0.002
One-sided CL	80%	90%	95%	97.5%	99%	99.5%	99.9%
One-sided SL	0.20	0.10	0.05	0.025	0.01	0.005	0.001
v (df)	$t_{0.800}$	$t_{0.900}$	$t_{0.950}$	$t_{0.975}$	$t_{0.990}$	$t_{0.995}$	$t_{0.999}$
1	1.376	3.078	6.314	12.706	31.820	63.656	318.294
2	1.061	1.886	2.920	4.303	6.965	9.925	22.327
3	0.978	1.638	2.353	3.182	4.541	5.841	10.214
4	0.941	1.533	2.132	2.776	3.747	4.604	7.173
5	0.920	1.476	2.015	2.571	3.365	4.032	5.893
6	0.906	1.440	1.943	2.447	3.143	3.707	5.208
7	0.896	1.415	1.895	2.365	2.998	3.499	4.785
8	0.889	1.397	1.860	2.306	2.896	3.355	4.501
9	0.883	1.383	1.833	2.262	2.821	3.250	4.297
10	0.879	1.372	1.812	2.228	2.764	3.169	4.144
11	0.876	1.363	1.796	2.201	2.718	3.106	4.025
12	0.873	1.356	1.782	2.179	2.681	3.055	3.930
13	0.870	1.350	1.771	2.160	2.650	3.012	3.852
14	0.868	1.345	1.761	2.145	2.624	2.977	3.787
15	0.866	1.341	1.753	2.131	2.602	2.947	3.733
16	0.865	1.337	1.746	2.120	2.583	2.921	3.686
17	0.863	1.333	1.740	2.110	2.567	2.898	3.646
18	0.862	1.330	1.734	2.101	2.552	2.878	3.610
19	0.861	1.328	1.729	2.093	2.539	2.861	3.579
20	0.860	1.325	1.725	2.086	2.528	2.845	3.552
21	0.859	1.323	1.721	2.080	2.518	2.831	3.527
22	0.858	1.321	1.717	2.074	2.508	2.819	3.505
23	0.858	1.319	1.714	2.069	2.500	2.807	3.485
24	0.857	1.318	1.711	2.064	2.492	2.797	3.467
25	0.856	1.316	1.708	2.060	2.485	2.787	3.450
26	0.856	1.315	1.706	2.056	2.479	2.779	3.435
27	0.855	1.314	1.703	2.052	2.473	2.771	3.421
28	0.855	1.313	1.701	2.048	2.467	2.763	3.408
29	0.854	1.311	1.699	2.045	2.462	2.756	3.396
30	0.854	1.310	1.697	2.042	2.457	2.750	3.385
35	0.852	1.306	1.690	2.030	2.438	2.724	3.340
40	0.851	1.303	1.684	2.021	2.423	2.704	3.307
45	0.850	1.301	1.679	2.014	2.412	2.690	3.281
50	0.849	1.299	1.676	2.009	2.403	2.678	3.261
60	0.848	1.296	1.671	2.000	2.390	2.660	3.232
70	0.847	1.294	1.667	1.994	2.381	2.648	3.211
80	0.846	1.292	1.664	1.990	2.374	2.639	3.195
90	0.846	1.291	1.662	1.987	2.368	2.632	3.183
100	0.845	1.290	1.660	1.984	2.364	2.626	3.174
200	0.843	1.286	1.652	1.972	2.345	2.601	3.131
500	0.842	1.283	1.648	1.965	2.334	2.586	3.107
1000	0.842	1.282	1.646	1.962	2.330	2.581	3.098
∞	0.842	1.282	1.645	1.960	2.326	2.576	---

Bibliografía

- ASH, 1994. (1994). *ASHRAE Refrigeration Handbook*.
- Abdulateef et al., 2008. Abdulateef, J., Sopian, M., and Alghoul, M. A. (2008). Optimum desing for solar absortion refrigeration systems and comparison of performances using ammonia-water, ammonia-lithium nitrate, and ammonia-sodium thiocyanate solutions. *International Journal of mechanical and materials engineering*, 3(1):17–24.
- Antonopoulos and Rogdakis, 1996. Antonopoulos, K. and Rogdakis, E. (1996). Performance of solar-driven ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thyocyanate absortion systems operating as cooler or heat pumps in athens. *Applied Thermal Engineering*, 16(2):127–147.
- Birol, 2009. Birol, F. (2009). World energy prospects and challenges. Technical report, EIA.
- Cengel and Boles, 2006. Cengel, Y. A. and Boles, M. A. (2006). *TERMODINÁMICA*. McGraw Hill.
- Chinnappa, 1961. Chinnappa, J. C. V. (1961). Experimental study of the intermittent vapour absortion refrigeration cycle employing the refrigerant-absorbent systems of ammonia-water and ammonia-lithiu. *Solar energy*, 5(1):1–18.
- Creus, 2010. Creus, A. (2010). *Instrumentación Industrial*. Alfaomega.
- EIA, 2010. EIA (2010). Key world energy statics. Technical report, International Energy Agency.
- Enibe, 1997. Enibe, S. (1997). Solar refrigeration for rural applications. *Renewable Energy*, 12(2):157–167.
- Florides et al., 2003. Florides, G., Kalogirou, S., Tassou, S., and Wrobel, L. (2003). Desing and construction of a libr-water absortion machine. *Energy Conversion and Management*, 44:2483–2508.
- Infante-Ferreira, 1984. Infante-Ferreira, C. (1984). Thermodynamic and phisical property data equations for ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions. *Solar Energy*.
- Infante Gil and Zarate de Lara, 1990. Infante Gil, S. and Zarate de Lara, G. (1990). *Métodos estadísticos, un enfoque interdisciplinario*. Trillas.

- IPCC, 2001. IPCC (2001). The scientific basis. Technical report, IPCC Third Assessment Report.
- IPCC, 2007. IPCC (2007). Cambio climático, informe de síntesis. Technical report, IPCC.
- Kakac et al., 2003. Kakac, S., Smirnov, H., and Avelino, M. (2003). *Low temperature and Cryogenic Refrigeration*. Kluwer Academic Publishers.
- Kim and Infante-Ferreira, 2008. Kim, D. and Infante-Ferreira, C. (2008). Solar refrigeration—a state-of-the-art review. In *International Journal of refrigeration*, volume 31, pages 3–15.
- Libotean et al., 2007. Libotean, S., Salavera, D., Valles, M., Esteves, X., and Coronas, A. (2007). Vapor-liquid equilibrium of ammonia-lithium nitrate-water and ammonia-lithium nitrate solutions from (293.15 to 353.15)K. *Journal Chemical Engineering Data*, (52):1050–1055.
- Martinez, 2008. Martinez, O. J. F. (2008). Optimización de un sistema de refrigeración solar para la producción de hielo. Tesis de maestría, Universidad Nacional Autónoma de México.
- Mauzlomi et al., 2008. Mauzlomi, M., Naghashzadegan, M., and Javaherdeh, K. (2008). Simulation of solar lithium bromide-water absorption cooling system with parabolic trough collector. *Energy Conversion and Management*, 49:2820–2832.
- Moreno, 2010. Moreno, Q. G. (2010). Comparación del funcionamiento de un refrigerador solar para producción de hielo operando con las mezclas $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ y $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3\text{-H}_2\text{O}$. Tesis de maestría, Universidad Nacional Autónoma de México.
- of World Energy, 2008. of World Energy, B. S. R. (2008). Bp statistical review of world energy. Technical report.
- Olivo, 1990. Olivo, C. T. (1990). *Principles of Refrigeration*. Delmar Publisher Inc.
- Pate, 1991. Pate, M. (1991). *Boilers, Evaporators and Condensers*. John Wiley Sons, Inc.
- Pilatowsky et al., . Pilatowsky, Gefroy, Oscos, la Torres, D., and Hernandez. Evaluación de un prototipo experimental de un refrigerador intermitente por absorción amoníaco-agua. In *ANES. Memorias de la VIII Reunión de Energía solar*, Cd. Madero, Tamaulipas.
- Pilatowsky et al., 1993. Pilatowsky, I., Best, R., Valiente, A., Lage, J. C., Quinto, P., Gutiérrez, F., Hernández, J. I., Hieras, J., and Martínez, E. (1993). *MÉTODOS DE PRODUCCIÓN DE FRÍO*. Universidad Nacional Autónoma de México.
- Rivera, 2006. Rivera, B. C. O. (2006). Simulación, diseño y evaluación de un refrigerador solar intermitente usando un cpc como generador-absorbedor. Tesis doctoral, Universidad Autónoma de México.

- Rivera et al., 2011. Rivera, W., Moreno-Quintana, G., Rivera, C., Best, R., and F, M. (2011). Evaluation of solar intermittent refrigeration system for ice production operating with ammonia/lithium nitrate. *Solar Energy*, 85:38–45.
- //senaevaporadores.blogspot, . //senaevaporadores.blogspot.
- SENER, 2010. SENER (2010). Balance nacional de energía 2009. Balance de energía, Secretaría de Energía.
- Staicovici, 1986. Staicovici, M. (1986). An autonomous solar ammonia-water refrigeration system. *Solar Energy*, 36:115–124.
- Sun, 1997. Sun, D.-W. (1997). Thermodynamic design data and optimum design maps for absorption refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*, 17(3).
- Uppal et al., 1986. Uppal, A., Norton, B., and Probert, S. (1986). A low-cost solar-energy stimulated absorption refrigerator for vaccine storage. *Applied Energy*, 25:167–174.
- Valladares, 2000. Valladares, O. (2000). *Simulación numérica y validación experimental de evaporadores, condensadores y tubos capilares. Integración en sistemas de refrigeración por compresión*. Tesis doctoral, Universitat Politècnica de Catalunya.
- Venegas et al., 2005. Venegas, M., Rodríguez, P., Lecuona, A., and Izquierdo, M. (2005). Spray absorbers in absorption systems using lithium nitrate-ammonia solution. *International Journal of Refrigeration*.