



UNIVERSIDAD NACIONAL
AVENIDA DE
MÉXICO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

**PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN
INGENIERÍA**

**CENTRO DE INVESTIGACIÓN
EN ENERGÍA**

**SIMULACIÓN Y DISEÑO DE UN GENERADOR A FUEGO
DIRECTO PARA UN SISTEMA DE ABSORCIÓN
AMONIACO/AGUA**

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:

MAESTRO EN INGENIERÍA

ENERGÍA – SISTEMAS ENERGÉTICOS

P R E S E N T A:

MARIO ALBERTO BARRERA CHAVARRIA



Centro de Investigación
en Energía

DIRECTOR DE TESIS:
DR. ROBERTO BEST Y BROWN

2009



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. Octavio García Valladares
Secretario: Dr. Roberto Best y Brown
Vocal: Dr. Andaverde Arredondo Jorge A.
1^{er.} Suplente: Dr. Víctor Hugo Gómez Espinosa
2^{do.} Suplente: Dr. Adrián Vidal Santo

Lugar donde se realizó la tesis:

CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN ENERGÍA

DIRECTOR DE TESIS:

DR. Roberto Best y Brown

FIRMA

Dedicatorias

A mi madre, Cristina Chavarria Mejía por que gracias a ella he logrado cumplir los objetivos mas grandes en mi vida, por su apoyo, su gran cariño y amor.

A mi esposa Olivia Hernández Chávez por ser un pilar fundamental de este trabajo, por su amor, apoyo y paciencia.

A Enrique González Cerón por ser la gran persona que es, por todo el apoyo brindado durante mis estudios de maestría, por su amistad.

A toda mi familia gracias por apoyarme a ser una mejor persona.

Agradecimientos

Al Dr. Roberto Best y Brown, por ser el tutor de esta tesis, por su gran paciencia y amistad.

Al Dr. Víctor Hugo Gómez Espinoza, por su gran colaboración en el desarrollo de este trabajo, por el apoyo en la compra de materiales, por la ayuda en la desarrollo de la construcción del GFD, por su amistad y tolerancia.

Al Dr. Jorge Alberto Andaverde Arredondo, por su gran amistad, por impulsarme a desarrollarme y muy especialmente por que en el encontré a un gran amigo.

Al Dr. Adrián Vidal Santo, por su apoyo en el desarrollo de este trabajo, por permitirme ser parte de la continuación de su trabajo doctoral ya que fue una gran experiencia para mí y por su gran amistad.

Al Dr. Octavio García Valladares por sus acertados comentarios acerca de este trabajo de maestría.

Al Dr. Ramón Tovar, por su apoyo y amistad.

A mis compañeros de generación y del laboratorio de refrigeración, Mauricio, Carlos, Daniel, Michel, Alejandra, Maricruz, Humberto, José, Miguel, Efraín, Hugo, Alfredo, Vidal, Cesar, Rodrigo, Lupita y Ulises.

A Miguel Ángel Ríos del taller mecánico del CIE-UNAM por su apoyo en la construcción del GFD y amistad.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por la beca proporcionada para mis estudios de maestría.

ÍNDICE GENERAL

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1 Resumen	1
1.2 Antecedentes	2
1.3 Antecedentes en el CIE-UNAM del sistema GAX	3
1.4 Justificación	5
1.5 Objetivo general	5
1.5.1 Objetivos específicos	5
1.6 Metas	6
1.7 Descripción de los capítulos de la tesis	6
1.9 Bibliografía	7

CAPÍTULO 2 ESTUDIO DE SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO POR ABSORCIÓN SIMPLES Y AVANZADOS.

2.1 Resumen	11
2.2 Ciclo de refrigeración por absorción	11
2.3 Mezclas de trabajo en los ciclos de absorción	13
2.4 Tecnología en los sistemas de refrigeración	14
2.4.1 Sistemas de absorción	14
2.4.2 Sistemas de adsorción	15
2.4.3 Eyector de vapor de agua	15
2.5 Sistemas de absorción avanzados GAX	15
2.5.1 Ciclo de absorción Solar-GAX del CIE-UNAM	16
2.6 Descripción operativa del sistema Solar-GAX	17
2.7 Criterios de diseño para sistemas de absorción	20
2.8 La agencia internacional de Energía y la participación del CIE-UNAM como representante de México en el programa “Tarea 38”	21
2.8.1 Subtarea A: Apoyo al desarrollo y prueba de productos de refrigeración solar	22

2.8.2 Subtarea B: Sistemas a la medida para edificios grandes no residenciales y aplicaciones industriales	23
2.8.3 Subtarea C: Modelado y análisis básico en sistemas de refrigeración solar	24
2.8.4. Subtarea D: Actividades de transferencia al mercado	25
2.9 El SRA-GAX y el GFD	26
2.10 El Gas natural y el GFD	26
2.9 Bibliografía	28

CAPÍTULO 3 SIMULACIÓN Y PROPAGACIÓN DE ERRORES PARA EL DISEÑO DEL GFD UTILIZANDO EL PROGRAMA DE COMPUTO SYSFIRE.F90

3.1 Resumen	30
3.2 Ecuaciones Gobernantes para el diseño térmico del programa SYSFIRE.F90	30
3.2.1 Sección de radiación	30
3.2.2 Cálculo de la emisividad del gas	31
3.2.3 Cálculo de la absorptividad del gas	32
3.3 Sección de convección	33
3.4 Transferencia de calor por ebullición de la solución de amoníaco-agua sección del envolvente	34
3.5 Propagación de errores	35
3.5.1 Tipos de errores en datos experimentales	36
3.6 Programa de simulación para propagación de errores (Error_propagation.f90)	36
3.6.1 Descripción del programa error_propagation.f90	37
3.6.2 Diagrama de flujo	38
3.7 Metodología y análisis de resultados	39
3.8 Bibliografía	43

CAPÍTULO 4 DISEÑO MECÁNICO DEL GENERADOR A FUEGO DIRECTO

4.1. Resumen	45
4.2. Dibujos de ingeniería a detalle del GFD	45
4.3. Proceso de Construcción	52
4.4. Materiales de construcción	52
4.4.1 Sección del envolvente	53
4.4.2. Sección de la cámara de combustión	55
4.4.3 Sección de convección	56
4.4.4 Cámara de transición y chimenea	58
4.5. Ensamblado final del GFD	59
4.6 Subsistemas auxiliares del GFD	60
4.6.1 Instalación para suministro de Gas LP	60
4.6.2 Instalación del quemador Azur 30	61
4.7 Instrumentación	63
4.7.1 Selección de los medidores de temperatura	64
4.7.1.1 Descripción del instrumento	64
4.7.2 Selección de los medidores de presión	65
4.7.2.1 Descripción del instrumento	65
4.8 Bibliografía	66

CAPÍTULO 5 ESTADO ACTUAL DEL SISTEMA SOL-GAX EN GENERACIÓN DE AMONIACO

5.1 Introducción	68
5.2 Secuencia para poder operar el sistema Sol-GAX	68
5.2.2 Sistema de adquisición de datos	68
5.2.2 Carga de la solución del sistema Sol-GAX	69
5.2.3 Procedimiento de titulación	70
5.2.3.1 Procedimiento de titulación química	71
5.2.4 Puesta en marcha del sistema Sol-GAX	72

5.2.4.1 Actividades previas al arranque	72
5.2.4.2 Procedimiento de arranque	72
5.3 Características de operación actuales del Sol-GAX	73
5.4 Descripción de pruebas experimentales	74
5.4.1 Descripción de prueba 1	75
5.4.2 Descripción de corrida 2	76
5.4.3 Descripción de la prueba 3	78
5.5 Bibliografía	81
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	82

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1	Esquema básico de un sistema de absorción
Figura 2.2	Diagrama de componentes del ciclo Solar-GAX.
Figura 2.3	Sistema de refrigeración por absorción Solar-GAX
Figura 3.1	Ejemplo de distribución normal
Figura 4.1	Bosquejo del GFD
Figura 4.2	Maqueta a escala del GFD
Figura 4.3	a) Bosquejo general del GFD rediseñado y b) arreglo de tubos aletados para la sección de convección.
Figura 4.4	Dibujos a detalle del la sección del envolvente a) Vista lateral y b) Vista frontal
Figura 4.5	Dibujo a detalle de la tobera en la sección del envolvente
Figura 4.6	Bridas laterales de la sección del envolvente
Figura 4.7	Dibujo a detalle de la cámara de combustion (tubo de radiación), a) vista frontal y b) vista superior
Figura 4.8	Arreglo de tubos aletados para la sección de convección
Figura 4.9	Bridas espejo de la sección de convección
Figura 4.10	Dibujo a detalle del desarrollo de cámara de transición
Figura 4.11	Diseño de ingeniería final del GFD
Figura 4.12	a) Dimensionamiento de la placa de acero inoxidable AISI 304 y b) corte de la placa con plasma en el IEE
Figura 4.13	Placa cortada para la unión de la tobera
Figura 4.14	Construcción del envolvente de la cámara de combustión
Figura 4.15	a) Tubo soldado para la cámara de combustión y b) acoplamiento del tubo a la cámara de combustión.
Figura 4.16	Sección de convección (tubos aletados)
Figura 4.17	a) Soldaduras finales de los tubos aletados, b) boquilla para soldaduras de tipo Tig) y c) arreglo de tubos aletados con arañas para una caída uniforme de la película descendiente
Figura 4.18 (a)	Cámara de transición en la zona de convección

- Figura 4.18 (b) Tanque de entrada de la solución amoniaco-agua y salida de vapor
- Figura 4.19 Accesorios de la chimenea del GFD
- Figura 4.20 Vista frontal del GFD (a) y vista lateral (b)
- Figura 4.21 Instalación de gas para el quemador del GFD
- Figura 4.22 a) Quemador Azur 30 y b) dibujo a detalle del soporte del quemador Azur 30(b)
- Figura 4.23 a) Medidor de temperatura tipo RTD y b) medidor de presión marca Cole Permer
- Figura 5.1 Sistema de adquisición de datos del sistema Sol-GAX
- Figura 5.2 a) Tanque de amoniaco y b) tanque de solución en el absorbedor y nivel de solución
- Figura 5.3 Calor de generación en la prueba 1
- Figura 5.4 Flujo de amoniaco a la entrada del evaporador.
- Figura 5.5 Eficiencia de generación de refrigerante durante la prueba 1.
- Figura 5.6 Histograma de los valores de eficiencia de producción de amoniaco.
- Figura 5.7 Calor de generación a través del tiempo para la prueba 2.
- Figura 5.8 Flujo de amoniaco en la prueba dos
- Figura 5.9 Eficiencia de generación de refrigerante durante la prueba 2
- Figura 5.10 Histograma de los valores de eficiencia de producción de amoniaco durante la prueba 2.
- Figura 5.11 Calor de generación en la prueba 3
- Figura 5.12 Flujo de generación en la prueba 3
- Figura 5.13 Eficiencia de generación de refrigerante en la prueba 3
- Figura 5.14 Histograma de los valores de eficiencia de producción de amoniaco en la prueba 3
- Figura 5.15 COP real externo en la prueba 2

LISTA DE TABLAS

- Tabla 2.1 Condiciones de operación del Sol-GAX
- Tabla 3.1 Datos de entrada para ejecutar el programa Sysfire.f90 en la zona de radiación
- Tabla 3.2 Tabla 3.2. Datos de entrada para ejecutar el programa Sysfire.f90 en la zona de convección
- Tabla 3.3 Cálculo del factor de corrección de la emisividad con un error de 1%
- Tabla 3.4 Cálculo para el CO_2 con un error de 1%
- Tabla 3.5 Cálculo de para el H_2O con un error de 1%
- Tabla 3.6 Resultados reportados por Vidal (2006) producto de la simulación con el programa Sysfire.f90
- Tabla 3.7 Resultados producto de la simulación con el programa Sysfire.f90 y el programa error_propagation.f90
- Tabla 4.1. Material empleado en la construcción de la instalación de gas
- Tabla 4.2 . Características técnicas del quemador AZUR 30.

NOMENCLATURA

A	Área [m^2]
D	Diámetro interno [Pul]
F	Factor de corrección
h	Coefficiente de transferencia de calor [$W / m^2 K$], entalpía específica [kJ/kg]
L	Longitud del haz de flama [m]
Nu	Numero de Nusselt
NTU	Número de unidades de transferencia
Pr	Número de Prandlt
\dot{q}	Flujo de calor [W/m^2]
Re	Número de Reynolds
rA	Relación entre aletas
s	Entropía específica [kJ/kg K]
Q	Rapidez de transferencia de Calor [W, kW]
T	Temperatura [K, °C]
U	Coefficiente global de transferencia de calor [$W / m^2 K$]
W_B	Trabajo de la Bomba de solución [kW]
V	Velocidad [m/s]

Letras griegas

α	Absortividad de los gases
ε	Emisividad de los gases
$\Delta\varepsilon$	Factor de corrección en la emisividad
ρ	Densidad [kg/m^3]
σ	Constante de Stefan Boltzman [W/m^2K^4]
π	pi
μ	Viscosidad dinámica [kg/s m]
ξ	Factor de corrección en la presión parcial de los gas de combustión

Subíndices

A	Absorbedor
C	Capacitancia térmica
co	Condensador
ena	Ebullición nucleada de alberca
E	Evaporador
G	Generador
g	Gas
i	Interno
máx	Máxima
mín	Mínima
rad	Radiación
s	superficie

RESUMEN

Este trabajo trata primordialmente de la importancia de desarrollar investigación básica y aplicada en el desarrollo de tecnologías de enfriamiento y refrigeración por lo que se promueve la utilización de los ciclos de refrigeración por absorción avanzada GAX (**Generador Absorber heat eXchange**). Estos dispositivos pueden operar con fuego directo, calor residual o con energía renovable, disminuyendo los altos costos por facturación eléctrica.

En este trabajo se presenta una descripción sobre los sistemas de absorción y su funcionamiento, mezclas de trabajo utilizadas para estos sistemas y se detalla el funcionamiento del sistema de refrigeración por absorción avanzada GAX.

Se realiza la descripción del programa Sysfire.f90 donde se calculan los parámetros de diseño del generador a fuego directo (GFD), se describe la metodología de propagación de errores aplicada al programa y en base a los datos obtenidos se realiza el diseño de ingeniería del GFD, detallando el proceso de construcción y especificando el tipo de materiales empleados para la construcción de cada uno de los elementos que lo conforman.

Se presentan las bases para poder operar el sistema Sol-GAX y se deja el antecedente de las corridas experimentales que se realizaron operando el sistema con aceite térmico, para posteriormente poder ser comparadas con los datos obtenidos con el acoplamiento del GFD.

SUMMARY

The purpose of this project is to stand out the importance of basic and applied research on the development of refrigeration and cooling technologies. The use of Advanced Absorption Cooling Cycles (Generator Absorber heat eXchange) is encouraged. These equipments can operate either with direct fired, waste heat or renewable energy, highly reducing costs for electricity billing.

A description of the absorption systems, working fluid mixtures and their performance, as well as the operational cycle of the GAX system is reviewed through this paper.

The design parameters of the Gas Fired Generator (GFD) are obtained with the Sysfire.f90 software, which usage is described. The propagation of errors methodology applied in the software is also described. The engineering design of the GFD is carried out using the data obtained from the Sysfire.f90 software. The construction process is detailed and the materials used for the construction of the parts of the system are list.

The basics of operation of the Sol-GAX system are presented. Former experimental tests operated with thermal oil as working fluid will be compared with new data once the GFD is incorporated to the system.

Capítulo 1

Introducción

1.1 Resumen

En la actualidad el agotamiento de los recursos naturales, no sólo en México sino a nivel mundial, ha llevado a optar por hacer más eficientes los equipos y sistemas que actualmente se utilizan. Se busca además remplazar los combustibles fósiles los cuales actualmente producen más del 80% del dióxido de carbono (CO₂) que se emite a la atmósfera (**página web, Crisisenergetica**);. De aquí la importancia de desarrollar sustitutos energéticos más limpios y sustentables, tales como la energía eólica, solar, mareomotriz, entre otras, y optimizar las fuentes de energía tradicionales para un mejor aprovechamiento de las mismas.

Los consumos energéticos en los edificios y en las casas habitación por equipos de aire acondicionado se han incrementado, en forma considerable en México debido a una mayor exigencia de confort, así como al aumento de la carga térmica a causa del uso extensivo de equipos de cómputo e iluminación.

Debido a que la mayoría de equipos de refrigeración operan con energía eléctrica, provocan incrementos en la demanda de energía por lo que se tienen considerables incrementos en la carga de las redes eléctricas.

Ante una perspectiva de crecimiento en la demanda de energía eléctrica para la producción de frío, se vuelve de primordial importancia desarrollar investigación básica y aplicada que lleve al desarrollo de tecnologías de enfriamiento y refrigeración con menos impacto energético y ambiental.

En las últimas dos décadas se ha promovido la utilización de los ciclos de refrigeración por absorción avanzada GAX (Generador Absorber heat eXchange) debido a que pueden

operar con fuego directo, calor residual o con energía renovable, disminuyendo los altos costos por facturación eléctrica en los sistemas de compresión mecánica convencionales, además de usar refrigerantes que no deterioran al ambiente.

Los ciclos de absorción operan bajo los principios de absorción de vapores a baja presión y evaporación de líquidos a alta y baja presión, estos funcionan con energía calorífica y utilizan mezclas líquidas de refrigerante-absorbente, donde el refrigerante absorbe energía del medio, el cual es absorbido y liberado por la otra sustancia llamada absorbente, el cual puede ser un sólido o un líquido (**Best, 1993**).

Los elementos de un ciclo GAX son: generador, rectificador, condensador, absorbedor, evaporador, bomba de solución, válvula de expansión y el pre-enfriador. El ciclo GAX se distingue por la recuperación interna de calor, donde parte del calor del absorbedor se suministra en el generador, lo que reduce el suministro de energía térmica en el generador aumentando la eficiencia del sistema (**Gómez, 2002**).

1.2 Antecedentes

Una serie de avances en el diseño, construcción y simulación numérica de los elementos de dichos ciclos se han realizado con el fin de aumentar la eficiencia de los mismos. **Staicovici (1995)** combinó los ciclos GAX, branched GAX y regenerative GAX con la recuperación de calor trabajando con absorbentes volátiles y no volátiles, con el fin de elevar el coeficiente de operación (COP) definido en el capítulo 2. **Erickson et al. (1996)** acoplaron una bomba entre el absorbedor y el generador, con la finalidad de recuperar más calor del absorbedor y suministrarlo al generador, aumentando el flujo entre los dos elementos y logrando un aumento en el COP. **Kang et al. (1999)** diseñaron el Waste GAX (WGAX) donde una parte del calor requerido para el proceso de generación es obtenido de fuentes de calor residual, reduciendo así el consumo de energía primaria; obteniendo ahorros económicos.

Por su parte, **Cao y Christensen (2000)** propusieron acoplar a un sistema de refrigeración por absorción dos fuentes de calor para operar el generador, la que proviene del sol y la de un quemador a fuego directo, con una mezcla de trabajo bromuro de litio-agua. **Kang y Kashiwagi (2000)** desarrollaron un ciclo GAX para aplicaciones de calefacción, donde se comparó su funcionamiento con un ciclo de absorción de simple efecto con el mismo propósito, se dedujo que el COP total del ciclo GAX es superior a la del simple efecto debido a la recuperación de calor en el interior de la componente GAX; encontraron que la conductividad total tiene efectos más significativos sobre el COP del ciclo GAX. **Priedeman et al. (2001)** realizaron el estudio del funcionamiento de un ciclo GAX con la finalidad de alcanzar un COP de 0.7, por lo que evaluaron los elementos que deben mejorar para lograr dicho fin, logrando obtener un COP de 0.68 debido a las debilidades en el sistema como la baja recuperación de calor en el GAX y la alta caída de presión en el evaporador. **Kim et al. (2003)** desarrollaron una investigación experimental para un absorbedor con flujo a contracorriente, trabajando con una mezcla amoníaco/agua en condiciones de baja velocidad de la solución que es requerida para operar el GAX. **Sabir et al. (2004)** analizaron la eficiencia de un nuevo modelo de refrigeración en donde combinan el vapor de reabsorción y el ciclo GAX.

Los trabajos más recientes sobre el ciclo GAX son los de **Kang et al. (2004)**, que desarrollaron el ciclo hybrid GAX (HGAX) donde se combinaron el ciclo de absorción con el de compresión de vapor, utilizando amoníaco-agua como mezcla de trabajo. **Zheng et al. (2007)** proponen un nuevo método en donde adoptan la calidad de la energía (factor α) como un criterio de evaluación de los sistemas GAX. Por otra parte usan el diagrama α - h como herramienta gráfica para el análisis termodinámico de los procesos que tienen lugar en dicho sistema.

1.3 Antecedentes en el CIE-UNAM del sistema GAX

Velázquez y Best (2002) iniciaron los trabajos de investigación con el diseño y construcción de un sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX en el CIE-UNAM. Se pretende que el generador de este sistema sea de tipo híbrido pues actualmente

su fuente de calor es mediante aceite térmico calentado mediante una resistencia eléctrica, emulando el calentamiento producido por la radiación solar, este sistema posteriormente se acoplará al GFD el cual utilizará gas LP o alguna fuente de calor de desecho. **Gómez (2002)** dio a conocer los criterios para la selección y diseño del condensador y evaporador para el sistema de absorción GAX. **Vidal (2006)** en colaboración con **Gómez (2007)** realizaron la terminación del prototipo GAX operando con aceite térmico, y analizaron la posibilidad de utilizar un generador a fuego directo (GFD) para el calentamiento de una mezcla amoníaco/agua. Por otra parte, **Gómez (2007)** elaboró el análisis teórico y experimental de intercambiadores de calor compactos para condensación y evaporación con la finalidad de integrarlos de manera más eficiente a un sistema de refrigeración por absorción GAX, además de demostrar su potencial para competir en el mercado de la refrigeración.

Actualmente se busca desarrollar sistemas de absorción para el calentamiento y enfriamiento doméstico donde se utilice gas natural o gas licuado (Lp). En el CIE UNAM se pretende la incorporación de un GFD al sistema de refrigeración por absorción Sol-GAX, el cual consta de tres secciones principales; radiación, convección y ebullición de alberca, el calor de radiación es suministrado mediante un quemador, por lo que se realizó un estudio de los trabajos que actualmente se están realizando en este tipo de sistemas y se observó que hoy en día el gas natural y el gas Lp se han convertido en una fuente de energía muy utilizada debido básicamente, a las exigencias y reglamentaciones ecológicas.

Durante la revisión bibliográfica realizada en este trabajo se encontró que las principales líneas de investigación para sistemas que utilizan gas Lp o gas natural se pueden dividir en: diseño de cámaras de combustión (p.e. **Baukal, 2000**), optimización en la producción de energía producida por flamas y la utilización de calor de desecho industrial (p.e. **Huang et al., 1998**), transferencia de calor por choque de flamas (**Baukal y Gebhart, 1996a, b**); transferencia de calor por radiación aplicada a hornos industriales (**Guo et al., 1997**; **Selcuk y Kayakol, 1997**), simulación de transferencia de calor en cámaras de combustión (p.e. **Keramia et al., 2000**; **Sierra et al., 2004**), estudio de emisión de los gases de combustión y su toxicidad (p.e. **Frassoldati et al., 2005**).

De la revisión sintetizada anteriormente se puede resaltar que no se cuenta con modelos numéricos de un generador a fuego directo que haya sido acoplado a un ciclo de refrigeración por absorción GAX por lo que este trabajo sirve como un antecedente para el desarrollo de esta tecnología aplicadas a sistemas de refrigeración.

1.4 Justificación

Para el funcionamiento del sistema Sol-GAX se requiere que el fluido de trabajo sea calentado y vaporizado, para lograr lo anterior se cuenta actualmente con un intercambiador, el cual emplea aceite térmico calentado con resistencias eléctricas, sin embargo, se pretende integrar otro dispositivo que, aunque utilizaría combustibles fósiles, sería una alternativa económicamente viable (**Vidal, 2006**). Este nuevo dispositivo a implementarse se emplearía cuando las condiciones no permitieran utilizar el dispositivo antes mencionado, o de manera híbrida con él. Por otra parte el GFD puede ser diseñado para operar con calor de desecho que se podría aprovechar en la sección de tubos aletados o con biocombustibles generados de un procesamiento de biomasa.

1.5 Objetivo general

Simular, diseñar y construir un GFD para ser acoplado a un sistema de refrigeración por absorción avanzada GAX que opera con la mezcla amoníaco-agua.

1.5.1 Objetivos específicos

- Mejorar el programa de cómputo desarrollado por **Vidal (2006)**.
- Diseñar un generador a fuego directo tomando los resultados de la simulación.
- Construir el GFD y acoplarlo al sistema Sol-GAX.

- Realizar pruebas experimentales con el sistema de refrigeración Sol-GAX operando con aceite térmico y evaluar su desempeño.

1.6 Metas

- Desarrollar un simulador en Fortran 90 para simular los procesos de transferencia de calor en la zona de radiación y la zona de convección del GFD.
- Diseñar un intercambiador de calor en base a los resultados obtenidos en el simulador, el cual tendrá la finalidad de servir como cámara de combustión.
- Construir el GFD, que se encargará de calentar la mezcla de trabajo amoníaco-agua en el sistema de refrigeración por absorción Sol-GAX.
- Realizar pruebas experimentales con el Sol-GAX operando con aceite térmico y realizar un análisis de los datos obtenidos.

1.6 Descripción de los capítulos de la tesis

Capítulo 2. Se da una descripción general de los sistemas de refrigeración por absorción, con los tipos de mezclas de trabajo con que operan, así como, diferentes tipos de sistemas de absorción avanzados. Se da la descripción del sistema de refrigeración por absorción avanzado Sol-GAX que se encuentra en el CIE-UNAM.

Capítulo 3. Se hace el análisis de sensibilidad con el programa Sysfire.f90, dando a conocer bajo qué condiciones el equipo tiene la mejor eficiencia, con los datos obtenidos de este análisis se realizó el diseño mecánico del GFD.

Capítulo 4. Se presenta el diseño mecánico de GFD, se detallan los elementos que lo conforman, el tipo de materiales empleados, los tipos de soldadura, la mezcla de trabajo, la instrumentación del equipo y el acoplamiento con el sistema Sol-GAX.

Capítulo 5. Se hace un análisis de los datos de operación obtenidos con el Sol-GAX operando con aceite térmico y se describe el procedimiento de operación de la unidad experimental.

Conclusiones y recomendaciones.

1.9 Bibliografía

Baukal, C, E. (2000). Heat transfer in industrial combustion, CRC Press, USA.

Baukal, C.E., Gebhart.B. (1996a). A review of empirical flame impingement heat transfer correlations. Heat and Fluid Flow, Vol. 17, No. 386-396.

Baukal, C. E., Gebhart, B. (1996b).A review of semi-analytical solutions for flame impingement heat transfer. Heat Mass Transfer, Vol. 39, No. 14, pp. 2989-3002.

Best, R. (1993), Principios básicos de refrigeración, Métodos de Producción de Frío. UNAM, México 1993.

Cao, J., R.E., Christensen, (2000). Modeling and integral dual solar/gas-fired generator for a water/lithium bromide absorption chiller, Journal of Energy Technology, Vol. 122,pp. 217-223.

Engler, M., Grossman. G., and Hellmann, M. (1997). Comparative simulation and investigation of ammonia/water: absorption cycles for heat pump applications. ELSERVIER Science, Vol. 20, No 7, pp 504-516.

Erickson, D.C., Jingsong T. (1996). Branched GAX cycle gas fired heat pump. IEEE, pp. 1078-1083.

Frassoldati, A., Frigerio, S., Colombo, E., Inzoli, F., Faravelli, T. (2005). Determination of NO_x emissions from strong swirling confined flames with an integrated CFD-based procedure. *Chemical Engineering Science*. Vol. 60, pp. 2851-2869.

Gómez V.H. (2002). Modelado, simulación y diseño de dos intercambiadores de calor con cambio de fase, empleando superficies extendidas. Tesis de maestría, Centro de Investigación en Energía. UNAM, Temixco, Morelos.

Gómez, V.H. (2007). Simulación numérica y validación experimental de intercambiadores de calor de tubos aletados y placas, y su integración a un ciclo de refrigeración por absorción. Tesis de doctorado, Centro de Investigación en Energía. UNAM, Temixco, Morelos.

Guo, H., Ju, Y., Maruta, K., and Niioka, T., (1997). Radiation extinction limit of counterflow premixed lean methane-air flames. *Combustion and Flame*, Vol. 109, pp. 639-646.

Huang, L.Y., Wen, J.X., Karayiannis, T.G., Matthews, R.D. (1998). Numerical prediction of high efficiency boiler heat exchanger performance. *Applied Thermal Engineering*. Vol. 18, pp. 1089-1099.

Kang, Y.T., Akisawa, A., Kashiwagi, T. (1999). An advanced GAX cycle for waste heat recovery: WGAX cycle, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 19, pp. 933-947.

Kang, Y.T, Kashiwagi, T. (2000). An environmentally friendly GAX cycle for panel heating: PGAX cycle, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 23, pp. 378-387.

Kang, Y.T., Hong, H., Park, K.S., (2004). Performance analysis of advanced hybrid GAX cycles: HGAX. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 27, pp. 442-448.

Keramida, E. P. (2000). Radiative heat transfer in natural gas-fired furnaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 43. pp. 1801-1809.

Kim, H.Y., Saha, B.B., Koyama, S. (2003). Development of a Slug flow absorber working with ammonia/water mixture: part I –flow characterization and experimental investigation. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 26, pp. 508-515.

Priedeman, K.D, Garrabrant, M.A., Mathias, J.A., Stout, R.E., Christensen, N.R. (2001). Performance of a residential-Sized GAX Absorption Chiller, Vol. 123, pp. 236-241.

Sabir, H.M., Chretienneau, R., ElHag, Y.B.M. (2004). Analytical study of a novel GAX-R heat driven refrigeration cycle. *Applied Thermal Engineering*. Vol. 24, pp. 2083-2099.

Selcuk, N., Kayakol, N. (1997). Evaluation of discrete ordinates method for radiative transfer in rectangular furnaces, *Heat and mass transfer*, Vol. 40, No. 2, pp. 213-222.

Sierra, F.Z., Kubiak, J., Urquiza, G. (2004). Pressure driven temperature field in a combustion chamber. *Proceedings of ASME TURBO EXPO*. Vienna, Austria, pp. 1-7.

Staicovici, M.D. (1995). Polybranched regenerative GAX cooling cycles. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 18, pp. 318-329.

Tae, Y., Kashiwagi, T. (2004). Performance analysis of advanced hybrid GAX cycles: HGAX, *International Journal of Refrigeration* Vol. 23, pp. 378-387.

Velázquez, N. (2002). Estudio de sistemas de absorción avanzados para operar con gas natural asistido por energía solar. Tesis de doctorado. Facultad de Ingeniería, UNAM, México D.F.

Velázquez, N., Best, R. (2002). Methodology for the energy analysis of an air cooled GAX absorption heat pump operated by natural gas and energy solar. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 22, No. 10, pp. 1089-1103.

Vidal S, A. (2006). Estudio sobre la operación de sistemas de refrigeración por absorción avanzados con fuentes de calor de desecho y renovable. Tesis de doctorado. Centro de Investigación en Energía, UNAM, Temixco Morelos.

Zheng, D., Deng, W., Jin, H., Ji, J., (2007) α -h Diagram and principle of exergy coupling of GAX cycle, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, pp. 1771-1778.

<http://www.crisisenergetica.org/staticpages/index.php?page=20031004175733732>

Capítulo 2

Estudio de sistemas de refrigeración por absorción, simples y avanzados

2.1 Resumen

En el presente capítulo se da una descripción sobre los sistemas de absorción, su funcionamiento, así como un análisis de ventajas y desventajas de diferentes tipos de mezclas de trabajo utilizadas en sistemas de refrigeración por absorción. Se detalla el funcionamiento del ciclo de refrigeración por absorción avanzada (GAX), así como el sistema de absorción avanzada Sol-GAX instalado en el CIE-UNAM. Además, se da a conocer un panorama actual de los trabajos que se están desarrollando a nivel mundial respecto a este tipo de sistemas.

2.2 Ciclo de refrigeración por absorción

Cuando se habla de absorción se refiere a los procesos químicos y físicos que ocurren al entrar en contacto gases y líquidos o gases y sólidos, e incorporarse el gas a la otra sustancia, pudiendo separar el gas mediante el proceso inverso y llegar a la condición inicial. En 1846 el ingeniero francés Ferdinand Carré inventó el ciclo de absorción, con el propósito de producir hielo con una fuente de calor de entrada, se basó en el principio de que la absorción de amoníaco en agua causa que la presión de vapor disminuya.

Un ciclo de absorción puede ser considerado como un ciclo de vapor-compresión, con el compresor sustituido por un generador, absorbedor y bomba de líquido, basado en la propiedad de ciertos disolventes que pueden absorber una gran cantidad de vapor y poder restituirlo cuando se calienta la solución formada en la absorción.

Los ciclos de absorción producen enfriamiento o calefacción con una entrada térmica y un mínimo de electricidad, mediante intercambiadores de calor y masa, bombas y válvulas de expansión. Sus componentes principales son: generador, condensador, absorbedor,

rectificador, evaporador, válvula de expansión y bomba de solución. Otros componentes considerados en algunos sistemas son dos ventiladores para remoción de calor en el condensador y absorbedor, que de lo contrario se requiere de una torre de enfriamiento y el intercambiador de solución (economizador).

En la figura 2.1 se observa el esquema básico de un sistema de refrigeración por absorción, donde a la mezcla de trabajo se le suministra energía térmica en el generador (Q_{GE}), se hace trabajar la bomba (W_{BS}) y el cuerpo o espacio a enfriar cede calor al evaporador (Q_{EV}), mientras el sistema también cede calor en el absorbedor (Q_{AB}) y en el condensador (Q_{CO}), donde realizando el balance de energía nos quedaría como: **Gómez (2007)**

$$Q_{GE} + Q_{EV} + W_{BS} = Q_{AB} + Q_{CO} \quad (2.1)$$

En los sistemas de absorción la eficiencia teórica es medida por el COP_T el cual es obtenido por la relación entre la energía térmica suministrada en el evaporador y la energía suministrada en el generador, esto esta dado por:

$$COP_T = \frac{Q_{EV}}{Q_{GE}} \quad (2.2)$$

La tecnología empleada en los ciclos de absorción puede ser utilizada en refrigeración o en el acondicionamiento de áreas residenciales, comerciales e industriales.

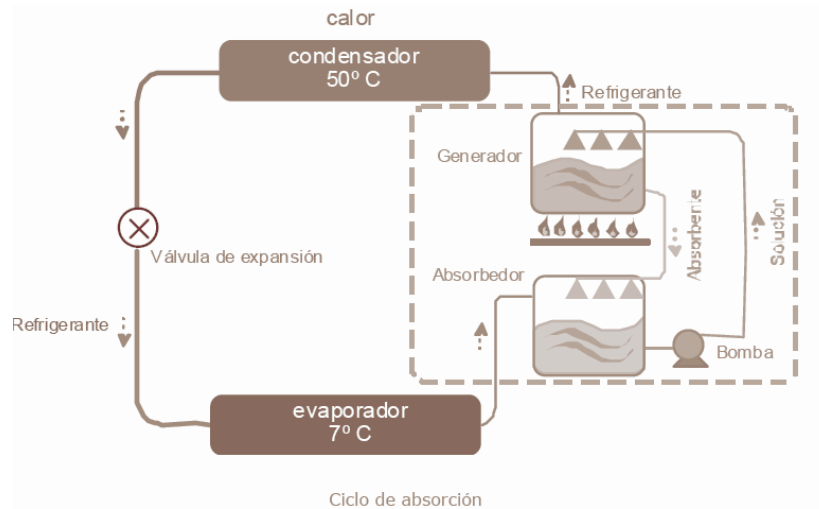


Figura 2.1 Esquema básico de un sistema de absorción

2.3 Mezclas de trabajo en los ciclos de absorción

El incremento de la demanda energética, acompañado con el crecimiento que experimenta la economía mundial en las últimas décadas, obliga a la búsqueda de tecnologías más eficientes que permitan mitigar los efectos negativos sobre el medio ambiente que causa este crecimiento.

En los ciclos de refrigeración por absorción las mezclas más comúnmente utilizadas son: **Gómez (2007), Llamas (2007).**

- **Amoniaco (NH₃)/agua (H₂O);** en esta mezcla el refrigerante es el amoníaco y el absorbente el agua, se caracteriza por no ser dañina al ambiente y puede ser aplicada a temperaturas de -60 °C, sus propiedades de transferencia de calor y masa son muy buenas, su costo es muy bajo; sin embargo las presiones a las que trabaja son relativamente altas, es volátil por lo que debe ser rectificado, es irritante a altas concentraciones, la temperatura para poder separar el amoníaco es alta en comparación con otras mezclas.
- **Agua (H₂O) / Bromuro de Litio (LiBr);** en esta mezcla el refrigerante es el agua y el absorbente es el bromuro de Litio, posee la característica que el refrigerante tiene

una alta capacidad frigorífica, la solución de bromuro de litio no requiere rectificación por no ser volátil, no es tóxica, ni inflamable, pero tiene el inconveniente de no poder enfriar a temperaturas menores a la de la congelación del agua, no se puede disolver gran cantidad de bromuro de litio en agua ya que puede llegar a cristalizarse, además de que el vacío demanda una alta impermeabilidad del sistema.

- **Amoniaco (NH₃)/Nitrato de Litio (LiNO₃);** en esta mezcla el refrigerante es el amoniaco y el absorbente es el nitrato de litio, donde el refrigerante tiene una alta capacidad calorífica, no se requiere rectificación, no es dañino al ambiente y es posible poder generar a temperaturas más bajas que con amoniaca-agua, no cuenta con buenas propiedades de transferencia de calor y masa, puede llegar a cristalizarse a bajas concentraciones, es corrosiva al estar en contacto con el aire, además de que el costo del LiNO₃ es relativamente elevado.

2.4 Tecnología en los sistemas de refrigeración

El enfriamiento asistido por energía solar en los sectores residencial, comercial e industrial en la actualidad ha tenido un gran auge debido al agotamiento y aumento de precio de los combustibles fósiles, por lo que se ha vuelto un punto de gran interés para los grupos de investigación, el desarrollar tecnologías más sustentables, tal es el caso de los sistemas de refrigeración y aire acondicionado, donde se están desarrollando sistemas híbridos que utilicen energía solar como energía primaria y fuentes de energía auxiliar como calor de desecho. La contribución solar para enfriamiento puede variar entre un porcentaje bajo hasta cubrir el total de la energía requerida.

2.4.1 Sistemas de absorción

Anteriormente los sistemas de absorción eran únicamente fabricados para su venta con capacidades de enfriamiento superiores a los 100 kW. El mercado para uso residencial o pequeñas empresas se encontraba exclusivamente conformado por un sistema de simple

efecto japonés llamado Yazaki WFC10 el cual es un sistema con capacidad de 34.9kW de enfriamiento (**Best, 2006**), sin embargo en la actualidad nuevos sistemas de absorción se encuentran disponibles en el mercado con capacidades por debajo de los 25 kW; por lo que resultan de gran interés para el segmento del mercado de enfriamiento de pequeña capacidad.

Las instalaciones hasta ahora utilizan enfriadores de absorción de efecto simple y por lo tanto requieren temperaturas de operación menores a los 100° C, utilizando colectores solares planos o colectores tipo tubo evacuado.

2.4.2 Sistemas de adsorción

El término adsorción se deriva de un proceso general denominado sorción, que describe la transferencia periódica de energía en dos subprocesos, en los cuales un medio sólido adsorbente bajo transferencia de energía adsorbe y desorbe una materia en estado gaseoso. Los dos subprocesos son clasificados en adsorción y desorción. La adsorción es el fenómeno en el cual un cuerpo sólido, bajo la liberación de una determinada cantidad de energía en forma de calor, adsorbe o atrapa en su superficie una cantidad de materia gaseosa, cuyo efecto contrario, o sea, la separación de la materia gaseosa del cuerpo sólido mediante entrega de calor a dicho cuerpo, se reconoce como desorción.

Existen dos maquinas disponibles de origen japonés con una capacidad mínima de 40 kW. Los costos de inversión son altos pero se han instalado en plantas demostrativas donde las temperaturas de operación son bajas y se presentan una gran variedad de temperaturas de agua de enfriamiento. Normalmente utilizan agua-silica gel como material de trabajo. Sin embargo, los sistemas tienen un COP bajo comparados con los sistemas de absorción, los valores típicos son del orden de 0.6. Existen desarrollos en este campo para menores capacidades en el orden de 7 a 10 kW.

2.4.3 Eyector de vapor de agua

Es una tecnología que es usada a escala industrial. En el presente se realizan estudios en centros de investigación que trabajan en la adaptación de este proceso acoplados con concentradores cilíndrico parabólicos y para capacidades del rango de los 20 kW.

2.5 Sistemas absorción avanzados GAX

La principal característica de un ciclo de absorción avanzado GAX, es que la gran diferencia de concentración entre la solución débil y la solución fuerte, trae asociado un traslape parcial de intervalos de temperatura del absorbedor y el generador, lo cual significa que el absorbedor con la temperatura puede calentar la sección del generador con la temperatura mas baja, con lo cual se reduce la cantidad de energía térmica externa requerida en el generador. **(Carmody y Shelton, 1993)**

2.5.1 Ciclo de absorción Solar-GAX del CIE-UNAM

El sistema de refrigeración por absorción avanzado Sol-GAX, se encuentra instalado en el CIE-UNAM, esta diseñado para el acondicionamiento de interiores, se muestra en forma esquemática en la figura 2.2. El equipo opera con la mezcla binaria amoniaco-agua, su capacidad es de 10.6 kW equivalente a 3 toneladas de enfriamiento **(Velázquez y Best 2002)**. El SRA-GAX esta compuesto por un generador, rectificador, condensador, evaporador, dos válvulas de expansión, bomba de solución y un absorbedor.

Para poder reducir costos y tener un equipo más compacto, el rectificador se acopló a la columna del generador formando la columna generador-rectificador y la sección más fría del generador (GAX) se integró al absorbedor con lo que se formó la columna absorbedor-GAX, en la figura 2.2 se puede observar el diagrama de los componente del ciclo. Cabe destacar que el sistema Sol-GAX no requiere de una torre de enfriamiento, ya que utiliza aire como medio de enfriamiento para retirar el calor del absorbedor y condensador.

por medio de aire de enfriamiento y la utilización de la misma solución fría que deja el absorbedor.

La solución acuosa con alto porcentaje de amoníaco en agua (solución fuerte), sale de la columna absorbedor-GAX y entra en la bomba, donde sale a la presión alta del sistema. Luego es introducida de nuevo a la sección media de la columna (AHX), donde enfría o recibe calor del absorbedor, posteriormente entra en la parte más caliente del absorbedor (sección GAX), en donde al recibir calor de absorción de alta calidad, alcanza el punto de saturación e inicia el proceso de cambio de fase (liberación de amoníaco), como una mezcla vapor-líquido. La mezcla de dos fases a alta presión, entra en la cámara de separación de la columna generador - rectificador, en donde la parte líquida (fase líquida) se incorpora al vapor condensado proveniente del rectificador y entran al generador, donde se le agrega calor para terminar de extraer el amoníaco de la solución. El líquido caliente con un bajo porcentaje de amoníaco (solución débil), sale por el fondo de la columna generador-rectificador, posteriormente la solución caliente se introduce de nuevo a la columna para que caliente la sección GHX del generador, luego reduce su presión al pasar por una válvula. La solución acuosa todavía caliente entra después a la columna absorbedor-GAX por la parte superior, en donde se pone en contacto en contra corriente con el vapor de amoníaco a absorber. Regresando al generador, la liberación del amoníaco en forma de vapor se realiza en tres etapas y sale del generador pasando a la cámara de separación en donde se une con la fase vapor proveniente de la columna absorbedor-GAX. La corriente de vapor ascendente, sale de la cámara de separación y entra al rectificador en donde se le retira calor y como se trata de un vapor saturado, se condensa en mayor proporción el componente más pesado (agua), de esta forma se realiza la purificación o rectificación del flujo de vapor, resultando amoníaco de alta pureza ($\approx 99.4\%$). De esta manera se completa la operación del ciclo.

Los resultados teóricos de diseño del Sol-GAX del CIE-UNAM, reportados por (**Velázquez y Best, 2002**) se muestran en la tabla 2.1 y los números entre paréntesis indican la posición que ocupan dentro del ciclo como se observa en la figura 2.3. Algunos de estos valores son empleados en el capítulo 3 y 4 de este trabajo, para la simulación y diseño del GFD. .

Tabla 2.1 Condiciones de operación del Sol-GAX (Velázquez y Best, 2002)

Descripción	Unidades	Valor
Concentración de amoniaco		
Refrigerante (15)	%	99.39
Solución concentrada (23)	%	43.15
Solución diluida (1)	%	99.4
Presión		
Presión del condensador	bar	20.0
Presión del evaporador	bar	5.0
Flujo másico		
Refrigerante (15)	kg/min	0.5558
Aire en el condensador (15)	m ³ /min	84.59
Flujo másico de agua helada (34)	kg/min	25.21
Temperatura de las corrientes		
Temperatura a la salida del GE (15)	°C	70
Temperatura a la salida de la V.E (18)	°C	4
Temperatura de entrada al EV (34)	°C	16
Temperatura de salida del EV (35)	°C	10
Indicadores energéticos		
COP de enfriamiento	adim	0.86
COP de calentamiento	adim	1.86

Las investigaciones sobre los sistemas de refrigeración y acondicionamiento de aire que utilizan fuentes de energía renovable como la energía solar, están siendo realizadas en México por Universidades e Institutos de Investigación, donde los esfuerzos están enfocados en tres vertientes principales:

- 1) El desarrollo de nuevos ciclos de absorción, con mayor recuperación interna de calor.

- 2) El estudio de nuevas mezclas de trabajo, con mejores propiedades termodinámicas y que no dañen el ambiente.
- 3) La implementación de equipos de transferencia de calor más eficientes y compactos.

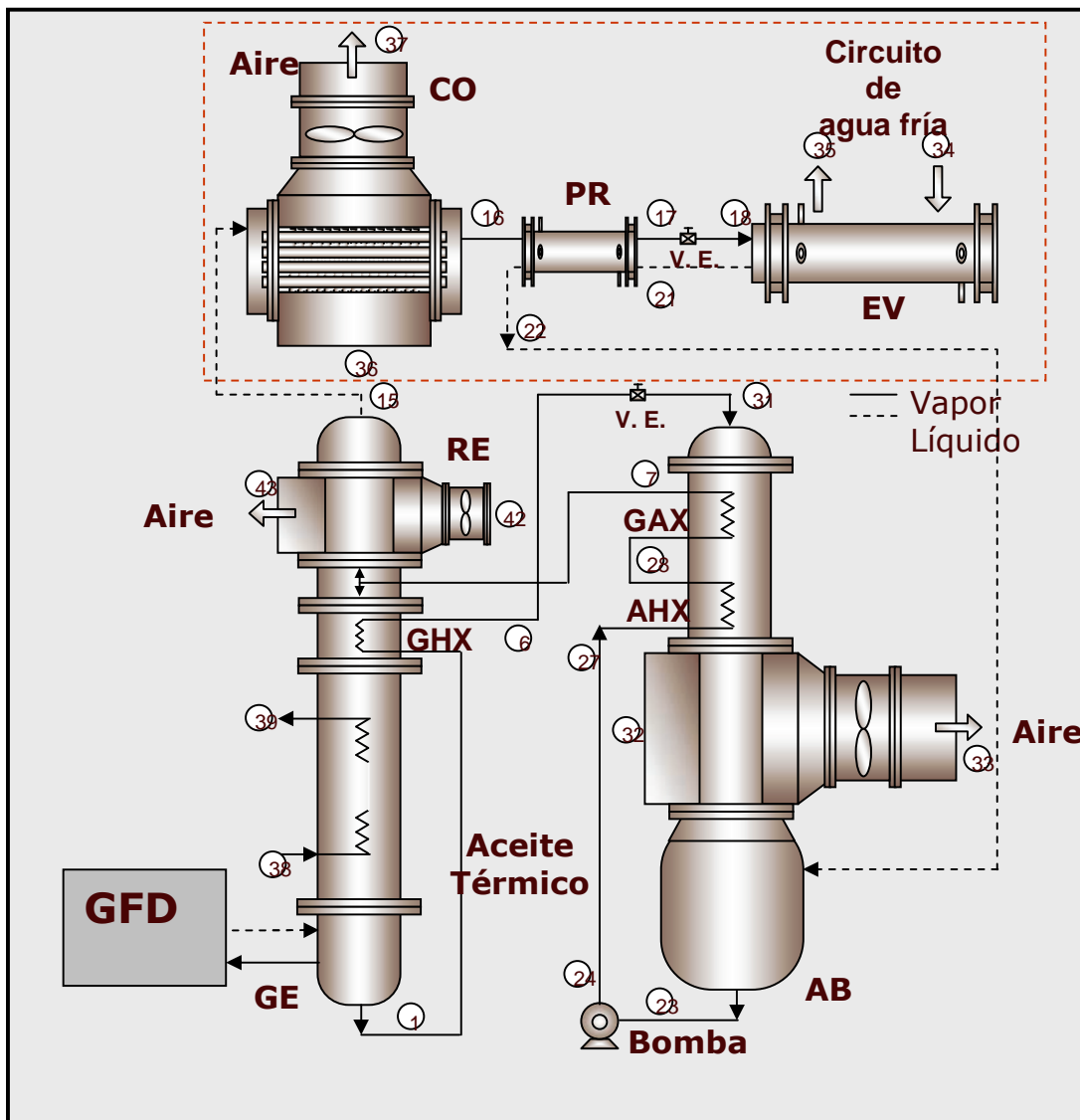


Figura 2.3 Sistema de refrigeración por absorción Solar-GAX

2.7 Criterios de diseño para sistemas de absorción

Se deben establecer las características que determinen la configuración de diseño, dependiendo de la aplicación que vaya a tener el sistema, como pueden ser:

- Sistemas para acondicionamiento de aire: con aplicaciones para confort, procesos industriales, hospitales, etc.
- Sistemas de refrigeración en instalaciones fijas: para conservación y congelación, enfriamiento de sustancias, etc.
- Sistemas en instalaciones móviles.

Además se deben tomar en cuenta factores decisivos para las configuraciones como pueden ser:

- Temperatura de evaporación, conservación donde $T_{EV} > 0$ ó de congelación con $T_{EV} < 0$.
- Propiedades del refrigerante

2.8 La Agencia Internacional de Energía y la participación del CIE-UNAM como representante de México en el programa “Tarea 38”

La Agencia Internacional de Energía (IEA) creó el programa llamado “Task 38” o “Tarea 38”, donde participan países como Australia, Austria, Canadá, Dinamarca, Francia, Alemania, Italia, **México**, Portugal, España y Suiza, los cuales tienen como objetivo principal implementar medidas que aceleren la introducción al mercado de los Sistemas de Enfriamiento Solar en sectores específicos (residencial, comercial e industrial) y crear condiciones favorables para la investigación y desarrollo de sistemas y conceptos novedosos. (<http://www.iea-shc.org/task38/scope.htm>)

El proyecto task 38 se crea por la necesidad primordial de generar investigación básica y aplicada para desarrollar tecnologías de enfriamiento y refrigeración con menos impacto energético y ambiental. La investigación está dirigida a la demostración de la viabilidad de

tecnologías basadas en la utilización de la energía solar térmica para la producción de refrigeración y aire acondicionado.

La metodología de la investigación se basa en alcanzar los objetivos que se pretenden, mediante 4 subtareas que a continuación se describen:

2.8.1 Subtarea A: Apoyo al desarrollo y prueba de productos de refrigeración solar

Apoya el desarrollo y prueba de productos o sistemas prediseñados listos para introducirse al mercado de enfriamiento solar en el rango de sistemas pequeños (potencia frigorífica por debajo de 20 kW). Dirigido a los sectores doméstico y comercial, donde la tecnología de competencia es vendida en paquetes que carecen de un esfuerzo de planeación. La meta es crear un producto de enfriamiento solar equivalente, con participación industrial. El sistema técnico incluye combinar un sistema que utilice energía solar para cubrir parte de la carga de calentamiento y para la producción de agua caliente doméstica. Añadiéndole un sistema de enfriamiento solar a pequeña capacidad durante la temporada de enfriamiento.

La subtarea A se enfoca en sistemas prefabricados, consistente de colectores solares, almacenamiento y sistema de control como componentes principales. Dentro de la subtarea A se encuentran en desarrollo los siguientes proyectos: (<http://www.iea-shc-task38.org/>)

- En Italia en el Centro Interdisciplinario de Investigación por la Energía Alternativa y Renovable se encuentra en desarrollo de un sistema de absorción con fluido de trabajo amoniaco-agua con una capacidad de 20kW.(**de Lucia, 2006**)
- En Langenwang Austria se están desarrollando sistemas de refrigeración, que trabajen a baja temperatura en colaboración con la compañía PINK, se trata de un sistema de refrigeración por absorción el cual funciona con 50m² de colectores planos, y proporciona 12kW de enfriamiento, paralelamente se encuentran desarrollando un sistema de refrigeración por absorción híbrido

que funcione con energía solar y biomasa con una capacidad de 10kW de enfriamiento.

- En la ciudad de Bolazano en Italia, actualmente se encuentran realizando estudios de sistemas de calefacción, aire acondicionado y refrigeración solar.
- En Freiburg Alemania en el Instituto para sistemas de energía solar, analizan el concepto ECOS el cual contempla procesos de diseño ecológico y asequible; edificios verdes, paisajismo, diseño comunitario sostenible, infraestructuras, comunicaciones y transporte, medios de comunicación, uso y producción de la energía, abastecimiento de agua potable, saneamiento, transporte y movilidad.
- La compañía Rotartica Solar 045 dirigida por Kai Wendeker se encuentra haciendo pruebas experimentales de campo con sistemas de refrigeración solar.

2.8.2 Subtarea B: Sistemas a la medida para edificios grandes no residenciales y aplicaciones industriales

La subtarea se enfoca al desarrollo de conceptos novedosos y herramientas para sistemas de enfriamiento solar de gran escala. El objetivo es superar barreras tecnológicas para la amplia implementación de los sistemas. El mercado serán los usuarios de aire acondicionado y refrigeración de gran tamaño donde la complejidad de la instalación justifica actividades de planeación y control personalizadas. Las audiencias destinatarias son profesionales como planificadores, ingenieros y gerentes de planta.

Cabe destacar que dentro de esta subtarea, se ubica la aportación de equipos de refrigeración por absorción del Centro de Investigaciones en Energía de la UNAM y también se desarrollan los siguientes proyectos: **(Sitio Web; <http://www.iea-shc-task38.org/>)**

- La Universidad de Palermo en Italia a través de el Instituto de Energías Renovables se encuentra desarrollando proyectos especializados en todos los campos de

sistemas de energía solar térmica en colaboración con la compañía Solar Instalación & desing (S.O.L.I.D.), cabe destacar que contribuyeron en los pasados juegos olímpicos con un sistema de aire acondicionado solar para el área de logística y una instalación de tipo plano de agua con energía solar para el Centro Deportivo y la villa olímpica.

- “Refrigeración Solar” Instituto de energías renovables. Eurac research. Ing. Asunta Napolitano.
- En Barcelona España se esta realizando la simulación y diseño de sistemas de refrigeración solar para la construcción de una oficina y laboratorios.
- “SAC Sistemas a gran escala, experiencias y perspectivas” Philip Ohnewein. Solar installation and design. GMBH Austria.
- “Proyecto Ecomensa” Centro de investigación solar asistida desecante de refrigeración. Rajendra Adhikari. Politécnico de Milano, Italia.

2.8.3 Subtarea C: Modelado y análisis básico en sistemas de refrigeración solar

Las actividades de esta sub-tarea se dividen en:

- Desarrollo de modelos para nuevos sistemas de refrigeración y aire acondicionado ya existentes.
- Evaluación de conceptos novedosos y avanzados de enfriamiento solar que aun no están en la fase de instalación e introducción al mercado.

Los objetivos generales son: i) desarrollo de modelos y conceptos de modelado para componentes existentes y novedosos para ser utilizados en instalaciones de enfriamiento y refrigeración solar, ii) validación de los modelos con datos experimentales y iii) coordinación del modelado dentro de la “Tarea 38”

Los objetivos del análisis básico son: i) revisión técnica de las actividades de investigación actuales, ii) crear herramientas para un análisis compartido de los conceptos entre los participantes, iii) recopilar esfuerzos de investigación para el desarrollo de nuevos

conceptos de enfriamiento solar, incrementado las sinergias entre proyectos y iv) definir nuevos desarrollos deseados, (necesidades de investigación básica y aplicada.)

Dentro de la subtarea se encuentran desarrollando los proyectos que a continuación se mencionan:

- “Diseño de sistemas de refrigeración y pruebas a una bomba de calor de pequeña capacidad para aplicaciones de calefacción y refrigeración con mezcla de trabajo amoníaco-agua” Universidad de tecnología Graz. Instituto de Ingeniería térmica. Harald Moser.
- “Optimización termodinámica de sólidos” DEC. Instituto Nacional de energía Solar. Paul Bourdoukan, Etienne Wurtz y Nolwenn Le Pierres.
- “Desarrollo de componentes para aire acondicionado y refrigeración solar”. Universidad Nacional Autónoma de México. Centro de investigación en Energía. Responsable: Dr. Roberto Best y Brown.
- “Resultados preliminares de la comparación de diferentes modelos de simulación para sistemas de aire acondicionado solar” Instituto para sistemas de energía solar. Fraunhofer. Edo Wiemken.
- “Contribución a la subtarea C, modelación y análisis fundamental” Centro de Investigaciones de Austria. Dong Seon King y Tim Selke.
- “Segunda ley de desecantes químicos sólidos, Sistemas de Deshumidificación química: un análisis paramétrico; Refrigeración solar basada en deshumidificación química en una perspectiva de la segunda ley; Energía Solar e impacto ambiental asistido por sistemas de refrigeración solar. Departamento de ingeniería industrial. Universidad de Catania, Italia. Luigi Marletta y Gianpiero Evola.
- “Sistema para el uso de desecantes líquidos para la calefacción y refrigeración” Universidad Kassel. Roland Heizen.

2.8.4. Subtarea D: Actividades de transferencia al mercado

Esta cubre las actividades de tipo horizontal con respecto a las subtareas A, B, y C.

Los objetivos son: i) identificación de barreras para una aplicación amplia de tecnologías de enfriamiento solar, ii) implementación de actividades de promoción direccionadas, iii) producción de material de diseminación para comunicación externa, iv) implementación de medidas de transferencia de conocimiento hacia potenciales interesados técnicos, v) desarrollo de instrumentos y su suministro para los policimakers, vi) creación y promoción de esquemas de certificación y estandarización.

En esta subtarea se desarrollan los siguientes proyectos:

- “Proyecto Solair y subtarea D”. Politécnico de Milano. Departamento de energía. Italia. Mario Motta.
- “Consideraciones económicas de la refrigeración solar, opciones centralizadas vs descentralizadas” Javier García Casals. AIGUASOL ingeniería (Sistemas avanzados de energía solar térmica). Barcelona, España.
- LCA4SAC. Departamento de investigación energética y ambiental, Universidad de Palermo, Italia. Marco Beccali.

2.9 El sistema Sol-GAX y el GFD

En el sistema de absorción avanzado Solar-GAX se contempla la utilización de un generador a fuego directo (GFD), este dispositivo será acoplado a la sección del generador, el cual recibirá calor a través de una fuente térmica (flama) y los gases de combustión producidos de esta realizarán un precalentamiento de la mezcla, podrá funcionar de manera híbrida y puede ser acoplado a una fuente de desecho de calor que se podría aprovechar en el área tubos aletados o con biocombustibles generados de un procesamiento de la biomasa.

2.10 El Gas natural y el GFD

El combustible propuesto inicialmente para poder operar el GFD es gas natural, sin embargo debido a que el Centro de Investigaciones en Energía no cuenta con suministros

cercanos de este combustible se empleara gas Lp, sin embargo se da una breve reseña de por que se selecciono el gas natural inicialmente.

Tomando en cuenta las bondades que hoy en día proporciona el gas natural el cual es utilizado como fuente de energía en aproximadamente un 33% de los consumidores a nivel mundial. Esta explosiva tendencia al consumo de gas natural se debe básicamente a las exigencias y reglamentación ecológica.

Se está fomentando su uso en los sectores residencial, comercial e industrial por ser un combustible barato y por emitir poca contaminación, dejando de lado al combustóleo.

Existen dos alternativas para suministrar la energía proveniente del gas natural al sistema, una es bajo el concepto de fuego directo y la otra es por medio del calentamiento de un aceite térmico que posteriormente transfiere su energía al sistema. En nuestro caso para esta primera etapa del proyecto, utilizamos aceite térmico (Mobiltherm 603) como fuente de suministro de energía en el generador.

México se encuentra actualmente en una crucial etapa de transición. Una transición que apunta hacia un aprovechamiento más eficiente de sus recursos naturales y que se ve reflejado en el uso creciente del gas natural. **(Sitio Web; <http://www.amgn.org.mx>).**

Este noble recurso natural es llamado el combustible del siglo XXI por muchas razones:

1. Porque es más seguro.
2. Porque su precio es inferior al de otros combustibles viables.
3. Porque ayuda a lograr un medio ambiente más limpio.
4. Porque es fácil y continuo su abastecimiento y distribución.
5. Porque se paga después de consumido.
6. Porque no requiere almacenamiento.

Así mismo, el sector del gas natural representa oportunidades importantes para los negocios:

1. Reduce costos de energía y mantenimiento
2. Incrementa la productividad y se certifica como industria limpia entre otros.

El mundo entero tiende hoy hacia el uso del gas natural. En México no nos podemos quedar atrás en la evolución global.

El gas natural es un combustible competitivo, que satisface a un costo razonable las necesidades tanto de la industria, el comercio y el sector doméstico.

México es apenas incipiente en el uso y consumo de gas natural, por ello es importante crear mayor conciencia de los beneficio que conlleva el uso de este energético.

El gas natural es una mezcla de diversos hidrocarburos gaseosos que encontramos en el subsuelo (primordialmente metano, etano, propano y butano entre otros) Es una fuente de energía primaria tal como el carbón y el petróleo.

Sin embargo México no cuenta con la infraestructura suficiente para poder extraer todo el gas natural que se consume en el país por lo que se tiene que importar, es por eso que en el futuro se busca sustituir al gas natura por fuentes renovables como la biomasa.

2.9 Bibliografía

Best. R., Rivera. W., Garcia-Valladares. O., Pilatowsky. I., Hernández. J., Gómez. V., (2006). Participación del Centro de Investigación en Energía en el programa de aire acondicionado y refrigeración solar de la Agencia Internacional de Energía. Centro de Investigación en Energía. UNAM. Temixco, Morelos.

Carmody, S.A., and shelton, S.V. (1993). Analysis of Generator-Absorber Heat Recovery for an Ammonia-Water Absortion Cycle, Thermodynamics and the Design, Analysis, and Improvement of Energy Systems, AES-Vol. 30 / HTD-Vol. 266, ASME.

Gómez, V.H. (2007). Simulación numérica y validación experimental de intercambiadores de calor de tubos aletados y placas, y su integración a un ciclo de refrigeración por absorción. Tesis de doctorado, Centro de Investigación en Energía. UNAM, Temixco, Morelos.

Llamas, S.U. (2007). Diseño de absorbedores de película descendente en tubos verticales para la mezcla de amoníaco-nitrato de litio. Tesis de maestría, Centro de investigación en energía. UNAM, Temixco, Morelos.

Velázquez, N., Best, R. (2002). Methodology for the energy analysis of an air cooled GAX absorption heat pump operated by natural gas and energy solar. Applied Thermal Engineering, Vol. 22, No. 10, pp. 1089-1103.

<http://www.amgn.org.mx/>, “Hacia una cultura del gas natural”, Septiembre 2008.

<http://www.iea-shc-task38.org/>,

<http://www.iea-shc.org/task38/scope.htm>

Capítulo 3

Simulación y propagación de errores para el diseño del GFD utilizando el programa de computo Sysfire.f90 y error_propagation.f90

3.1 Resumen

En el presente capítulo se describe el programa Sysfire.f90 el cual fue modificado a partir del programa desarrollado por **Vidal (2006)**. Este programa es utilizado para calcular los parámetros de diseño del GFD. Además se describe la metodología de propagación de errores aplicada al programa antes mencionado.

3.2 Ecuaciones Gobernantes para el diseño térmico del programa SYSFIRE.F90

El programa SYSFIRE consta de 3 secciones o módulos: radiación, convección y ebullición de alberca. Cada una de estas secciones se desarrolló a partir de las ecuaciones gobernantes. A continuación se describe brevemente cada sección. Se aclara que en la nomenclatura se encuentra el significado de cada una de las variables utilizadas en el desarrollo del presente capítulo.

3.2.1 Sección de radiación

La radiación de una flama producida con gas L_p es de tipo no luminosa y el intercambio de calor entre la flama y la cámara de combustión puede ser calculada según **Baukal (2000) e Incropera y de Witt (1999)** mediante la ecuación siguiente:

$$Q_{rad} = A_s \sigma (\epsilon_g T_g^4 - \alpha_g T_s^4) \quad (3.1)$$

donde el área de la cámara de combustión es de forma tubular por lo que A_i se calcula mediante:

$$A_i = \pi \cdot D_i \cdot L \quad (3.2)$$

Velásquez (2002) y Vidal (2006) propusieron que la cámara de combustión fuese en forma de U debido a que la carga térmica requerida en esta sección es muy alta y con esta configuración se tiene mayor aprovechamiento del área de intercambio de calor por radiación, los resultados propagados de la ecuación 3.1 con un error del 1% se presentan en la sección de análisis de resultados.

3.2.2 Cálculo de la emisividad del gas

La emisividad del gas esta en función de la longitud de la flama (L), la presión parcial de los componentes de los gases de combustión (Pa), la temperatura de los gases de combustión y estas a su vez dependen de la geometría de la cámara de combustión, (**Baukal ,2002; Incropera y de Witt, 1999**). **Siegel y Howell (1972)** proponen para calcular L en un cilindro con radiación a una superficie curva la siguiente ecuación:

$$L = 0.95D \quad (3.3)$$

Hotel (1954) y Baukal (2000) proponen calcular la emisividad total de los gases en base a la temperatura y presión de las especies radiantes, en el caso de la combustión de combustibles producidos de hidrocarburos el producto en su mayoría es H₂O y CO₂, estos gases generan radiación no luminosa y emiten radiación sobre un amplio rango de temperatura (**Baukal, 2000**). La emisividad total del gas, suponiendo una combustión completa se calcula con la siguiente ecuación.

$$\varepsilon_g = \varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O} - \Delta\varepsilon \quad (3.4)$$

Donde $\Delta\varepsilon$ es un factor de corrección que toma en cuenta la reducción en la emisión asociada con la absorción mutua de la radiación entre las dos especies y se calcula con la siguiente ecuación:

$$\Delta\varepsilon = \left(\frac{\xi}{10.7 + 101\xi} - 0.0089\xi^{10.4} \right) \cdot \left(\log_{10} \frac{(p_a H_2O + p_a CO_2) \cdot L}{(p_a L)_0} \right)^{2.76} \quad (3.5)$$

donde:

$$\xi = \frac{p_a H_2O}{p_a H_2O + p_a CO_2} \quad (3.6)$$

La presión parcial de las especies radiantes [P_a], se calcula mediante la siguiente ecuación y para mayores detalles consultar el trabajo de **Vidal (2006)**.

$$p_a CO_2 = \left(\frac{149.193 \text{ kg}}{1229.484 \text{ kg}} \right) \cdot (1 \text{ bar}) = 0.12136 \text{ bar} \quad (3.7)$$

$$p_a H_2O = \left(\frac{79.107 \text{ kg}}{1229.484 \text{ kg}} \right) \cdot (1 \text{ bar}) = 0.06434 \text{ bar} \quad (3.8)$$

Para cada especie radiante se obtiene el producto de la presión parcial (en bar) por la longitud del haz (en cm.) [$p_a L$]. **Baukal (2000)** propone para obtener la emisividad individual las ecuaciones siguientes:

$$\varepsilon_i = \varepsilon_0 \cdot \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_0} \right) \quad (3.9)$$

$$\varepsilon_0 = \exp \left[\sum_{i=0}^H \sum_{j=0}^V c_{ij} \left(\frac{T_g}{T_0} \right)^j \cdot \left(\log_{10} \left(\frac{p_a L}{(p_a L)_0} \right) \right)^i \right] \quad (3.10)$$

$$\left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_0} \right) = \left\{ 1 - \frac{(a-1) \cdot (1-P_E)}{a+b-1+P_E} \exp \left[-c \left(\log_{10} \left(\frac{(p_a L)_m}{(p_a L)_0} \right) \right)^2 \right] \right\} \quad (3.11)$$

3.2.3 Cálculo de la absortividad del gas

El segundo término de la ecuación (3.1) representa la absortividad que el gas hace de la radiación emitida por las paredes de la CC, dado que estas se consideran como cuerpo negro y están a una temperatura a la cual emitirán radiación apreciable. La absortividad total del gas se puede calcular con la siguiente ecuación (**Siegel y Howell, 1972; Icropera y de Witt, 1999; Baukal, 2000**):

$$\alpha_g = \alpha_{CO_2} + \alpha_{H_2O} - \Delta\varepsilon \quad (3.12)$$

donde $\Delta\varepsilon$ es igual al valor obtenido usando la ecuación (3.5) del procedimiento anterior y la absorptividad individual de las especies radiantes se pueden calcular con las siguientes ecuaciones (**Vidal, 2006**):

$$\alpha_{CO_2} = \left(\frac{T_g}{T_s} \right)^{0.65} \cdot \varepsilon_i \quad (3.13)$$

$$\alpha_{H_2O} = \left(\frac{T_g}{T_s} \right)^{0.45} \cdot \varepsilon_i \quad (3.14)$$

donde la ε_i se calcula usando las ecuaciones (3.9), (3.10) y (3.11), con datos de la tabla 3.3 de **Baukal (2002)**, donde $t = \frac{T_s}{T_0}$. En la ecuación (3.10) T_g se substituye por T_s , y el producto de la presión parcial por la longitud del haz [$p_a L$] se deberá multiplicar por el cociente de las temperaturas absolutas de la superficie que encierra a la flama y del gas, como sigue:

$$P_a L = p_a \cdot L \cdot \frac{T_s}{T_g} \quad (\text{bar-cm.}) \quad (3.15)$$

3.3 Sección de convección

Velazquez (2002) propone que la carga térmica que debe de ser retirada del flujo de los gases de combustión en la zona de convección es ≈ 8 kW, tomado en cuenta un 1% de pérdidas de calor al ambiente (bajo condiciones ideales), esta carga será suministrada por los gases producto de la combustión provenientes de la zona de radiación.

Para el diseño de esta sección se utilizó el método de eficiencia-número de unidades de transferencia (ε -NTU) el cual es muy eficiente cuando sólo se conocen las temperaturas

de entrada de las corrientes. **Vidal (2006)** propone la utilización de este método mediante la ecuación;

$$A = \frac{NTU \cdot C_{\min}}{U} \quad (3.16)$$

El intercambiador de calor fue diseñado para funcionar con tubos aletados en un arreglo de zigzag, donde para calcular el número de Nusselt (Nu).

$$Nu = 0.242 R_e^{0.73} \left(\frac{s_f}{h_f} \right)^{0.297} \left(\frac{LC_N}{LC_P} \right)^{-0.091} Pr^{1/3} F_1 F_2 \quad (3.17)$$

donde el rango de aplicación de la ecuación 3.17 es:

$$103 < Re < 8 \times 10^5 \quad 0.13 < (S_f / h_f) < 0.57$$

Mientras que el número de Reynolds (Re) es calculado con:

$$R_e = \frac{V_{\max} \cdot D_o \cdot \rho}{\mu} \quad (3.18)$$

Y el valor de V_{\max} esta dada por:

$$V_{\max} = \frac{V_{\text{gas}}}{rA} \quad (3.19)$$

Para mayor información sobre el desarrollo de las ecuaciones 3.16, 3.17 3.18 y 3.19 se puede consultar **Incropera y de Witt (1999)**, **Vidal (2006)** y **Vidal (2008)**.

3.4 Transferencia de calor por ebullición de la solución de amoniaco-agua en la sección del envolvente

Ocurre la ebullición de un líquido cuando se lleva a cabo la evaporación de éste en una interfaz sólido-líquido. Este proceso ocurre cuando la temperatura de la superficie sólida excede la temperatura de saturación del líquido a una cierta presión. La ebullición puede ser de alberca o de convección forzada. En la ebullición de alberca el líquido está en reposo y su movimiento cerca de la superficie se debe a la convección libre y a la mezcla inducida por el crecimiento y separación de las burbujas. Para la ebullición de

convección forzada el movimiento del fluido es inducido por medios externos **(Incropera y de Witt, 1999)**.

En este estudio pueden ocurrir los tres primeros fenómenos de ebullición de alberca, conforme se estabiliza el sistema. En condiciones estables dominaría el fenómeno de ebullición nucleada de alberca al tener una $\Delta T_e \approx 30^\circ C$. Bajo esta suposición de condición estable se realizó la simulación del GFD.

El calor de radiación es cedido a la solución que rodea la cámara de combustión (CC); por lo tanto, a través de un balance de energía en la superficie del tubo se tiene:

$$\dot{q}_{rad} = \dot{q}_{ena} \quad (3.20)$$

$$\sigma(\epsilon_g T_g^4 - \alpha_g T_s^4) = h_{ena} (T_s - T_{satm}) \quad (3.21)$$

donde \dot{q}_{ena} y h_{ena} representan el calor y el coeficiente de transferencia de calor de ebullición nucleada de alberca (nucleate pool boiling), respectivamente; T_{satm} representa la temperatura de saturación de la mezcla amoníaco-agua a la presión de trabajo.

3.5 Propagación de errores

Cuando se efectúa la determinación de algún parámetro físico o químico, conlleva cierta incertidumbre asociada la que debe de ser tomada en cuenta en la determinación de otros parámetros a partir de los primeros.

La teoría de propagación de errores ha sido aplicada en diferentes áreas de la ciencia y de la ingeniería **(Verma, 2005; Gómez, 2008; Andaverde et al., 2005; Santoyo y Verma, 1993; Taylor, 1982)**. Sin embargo su aplicación en el área de sistemas de refrigeración por absorción no ha sido reportada.

En el presente trabajo la propagación de errores se tomó en cuenta a partir de las ecuaciones reportadas por **Bevington (2003) y Taylor (1982)**. Estas ecuaciones fueron la base para validar el programa error_propagation.f90 el cual fue reportado por **Gómez et al. (2008)** y que se describe a continuación.

3.5.1 Tipos de errores en datos experimentales

Se definen como errores las diferencias entre los valores calculados u observados con respecto a los valores verdaderos. Aunque los valores verdaderos no se conocen en todos los casos, ellos pueden ser supuestos a partir de experimentos o de aproximaciones teóricas (**Bevington, 1969**). Los errores son clasificados en dos tipos: sistemáticos y aleatorios.

Los **errores sistemáticos** son aquellos que resultan por las fallas en la calibración de un equipo o por el sesgo por parte del observador. Estos errores pueden ser estimados del análisis de las condiciones experimentales y de las técnicas. En algunos casos las correcciones pueden ser hechas a los datos para compensar los errores sistemáticos cuando el tipo y tamaño de ellos es conocido. Estos errores provocan que todos los resultados sean erróneos en el mismo sentido y afectan la exactitud, es decir la proximidad al valor verdadero. A estos errores se les conoce también como errores determinados. (**Bevington, 1964; Miller y Miller, 1993**).

Los **errores aleatorios** son aquellos que provocan que los resultados individuales de un experimento caigan a ambos lados de un valor medido. Los estadísticos afirman que los errores aleatorios afectan la precisión y reproducibilidad de un experimento. Son también conocidos como errores indeterminados (**Bevington y Robinson, 2003; Miller y Miller, 1993**).

3.6 Programa de simulación para propagación de errores (error_propagation.f90)

El programa error_propagation.f90 sirve para simular la propagación de errores en una determinada ecuación. Esta simulación es similar a la Monte Carlo, con la diferencia de que se supone que cada variable tiene un espectro el cual es muestreado de manera discreta a intervalos constantes. Estos intervalos pueden ser determinados por el usuario, así como el tamaño de la muestra.

Se ha supuesto que cada una de las variables que intervienen en el simulador tienen una distribución normal y se obtiene por lo tanto una nueva distribución normal similar a la que se presenta en la figura 3.1.

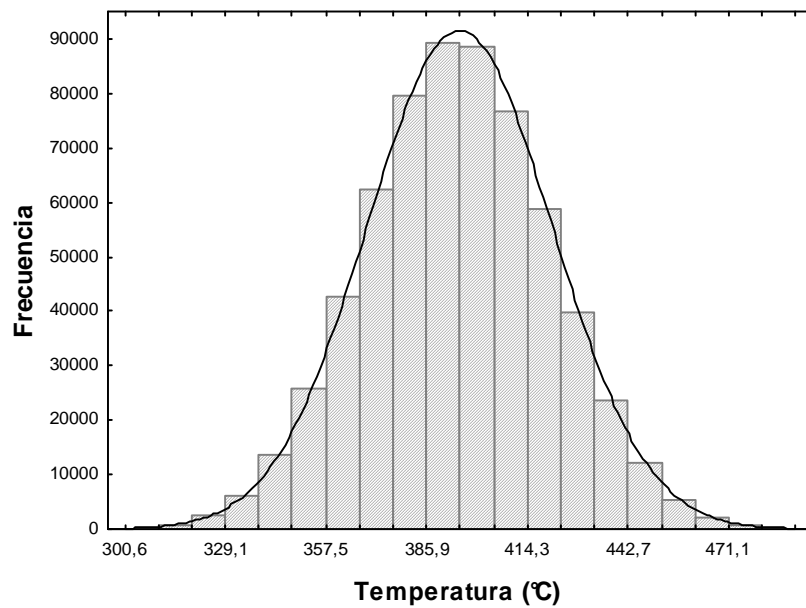


Figura 3.1 Ejemplo de distribución normal

3.6.1 Descripción del programa `error_propagation.f90`

En este programa, la propagación de errores se simula numéricamente mediante el empleo de la ecuación de probabilidad de una variable que cumple con una distribución normal. Para cada una de las variables de entrada se calculan sus valores en función de sus media y su desviación estándar a fin de obtener sus respectivas distribuciones de tipo normal. Posteriormente, mediante ciclos anidados se realizaron las combinaciones de dichas variables, siendo el número de combinaciones dependiente del número de variables, llegando en algunos casos hasta 5,764,801. De estos valores se obtuvieron su media y sus desviación estándar, este último parámetro representa la incertidumbre en cada ecuación calculada (Gómez, 2008), el diagrama de flujo lo podemos observar en la figura 3.2.

3.6.2 Diagrama de flujo

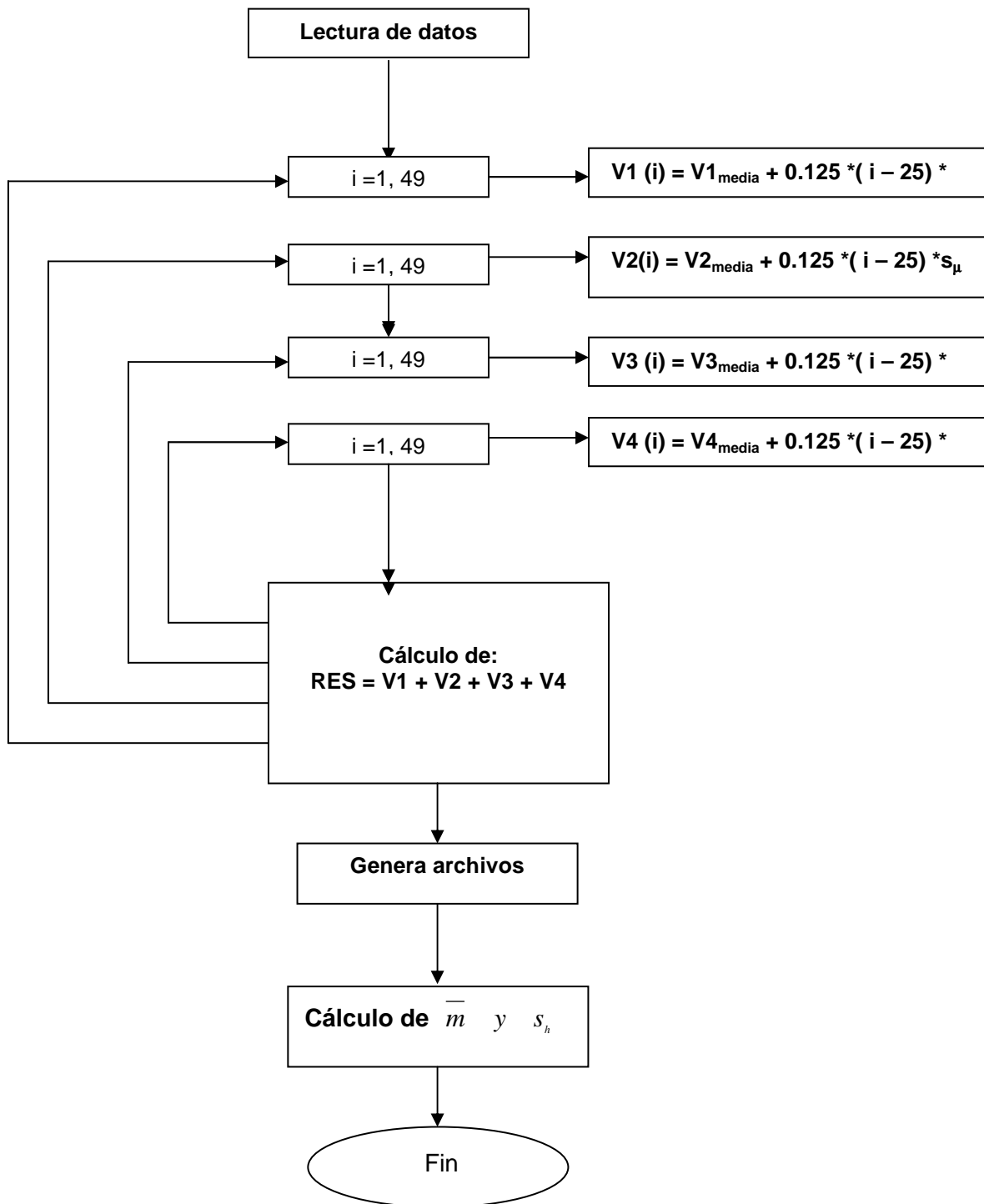


Figura 3.2 Diagrama de flujo del programa error_propagation.f90

3.7 Metodología y análisis de resultados

Para utilizar el programa Sysfire.f90 acoplado al programa error_propagation.f90 primero se tuvo que resolver cada una de las ecuaciones descritas anteriormente, para dicho fin se tomaron en cuenta los datos reportados por **Velazquez (2002)** y **Vidal (2006)** donde se describen las condiciones iniciales para el diseño del GFD y los cuales se muestran en las tablas 3.1 y 3.2. Estos datos fueron ingresados en el simulador error_propagation.f90 con un error de 1%, con el fin de resolver las ecuaciones con su error propagado.

Tabla 3.1 Datos de entrada para ejecutar el programa Sysfire.f90 en la zona de radiación

Datos de entrada en la sección de radiación y ebullición	
Carga térmica requerida (kW)	10.05
Temperatura propuesta de la pared del tubo (°C)	-----
Temperatura del gas (°C)	1200
Flujo másico del gas (kg/s)	0.02342
Presión interior de la CC (bar)	1
Presión exterior de la CC (bar)	20
Presión parcial del CO ₂	0.12136
Presión parcial del H ₂ O	0.06434
Fracción molar de NH ₃ del líquido	0.2248
Fracción molar de NH ₃ del vapor	0.7715
Temp. de sat. de la mezcla (°C)	152
Diámetro interno de la CC (plg.)	4
Diámetro externo de la CC	4.5
Longitud de la CC (m)	1.3

Tabla 3.2. Datos de entrada para ejecutar el programa Sysfire.f90 en la zona de convección

Datos de entrada en la sección de convección	
Carga térmica requerida (kW)	2.35
Temperatura de los gases a la salida (°C)	200
Flujo másico del gas (kg/s)	0.00305
Temperatura de entrada de la solución	139
Temperatura de salida de la solución	152
Flujo másico de la solución (kg/s)	0.01871
Viscosidad dinámica de la solución (Pa s)	1.4472 x 10 ⁻⁴
Viscosidad cinemática de la solución (m ² /s)	1.64447 x 10 ⁻⁷
Conductividad térmica de la solución (W/m K)	0.5627
Calor específico de la solución (J/kg)	4508
Velocidad estimada de los gases (m/s)	8
Conductividad térmica del tubo (W/ m K)	39.2
Conductividad térmica de la aleta (W/m K)	39.2
Diámetro interno de los tubos (mm)	11.66
Diámetro externo de los tubos (mm)	15.87

Diámetro de las aletas (mm)	34.92
Longitud de los tubos (mm)	14.5
Numero de hileras de tubos	2
Numero de tubos por hilera	4
LCN (mm)	39
LCP (mm)	31.18
Espesor de la aleta (mm)	0.5
Separación de las aletas (mm)	2.267

Las tablas 3.3, 3.4 y 3.5 son ejemplos de la solución de las ecuaciones del programa Sysfire.f90 incorporado al programa error_propagation.f90. En la tabla 3.3 se observa el calculo de $\Delta\varepsilon$, se tomaron los valores que resuelven la ecuación con 1% de error, se puede apreciar que ξ no corresponde al 1% planteado inicialmente, esto se debe a que no es una variable pura (depende de otras variables para ser resuelta por lo que esta arrastrando un error ya calculado). Se calculó la desviación estándar relativa (DER), la cual nos da una idea o estimación de la dispersión más clara que refiere directamente al resultado medio final, la cual se calcula con la ecuación 3.2:

$$DER = \frac{\text{Error propagado}}{\text{Valores de la ecuación}} * 100 \tag{3.2}$$

Tabla 3.3 Cálculo de $\Delta\varepsilon$ con un error de 1%

$\Delta\varepsilon = \left(\frac{\xi}{10.7 + 101\xi} - 0.0089\xi^{10.4} \right) \cdot \left(\log_{10} \frac{(p_a H_2O + p_a CO_2) \cdot L}{(p_a L)_0} \right)^{2.76}$		
Variable	Valores de entrada	Error
L	9.652	0.097
$(p_a L)_0$	1.00	0.01
$p_a CO_2$	0.012136	0.001214
$p_a H_2O$	0.06434	0.00064
ξ	0.655	0.016
	Resultado	Error propagado
$\Delta\varepsilon$	0.00170	0.00001
DER	0.59%	

Tabla 3.4. Cálculo de ε_0 para el H₂O con un error de 1%

$$\varepsilon_0 = \exp \left[\sum_{i=0}^H \sum_{j=0}^V c_{ij} \left(\frac{T_g}{T_0} \right)^j \cdot \left(\log_{10} \left(\frac{p_a L}{(p_a L)_0} \right) \right)^i \right] = \exp[V_{ij}]$$

Variable	Valores de entrada	Error
V_{00}	-2.218	0.005
V_{01}	-1.76569	0.021213
V_{02}	0.077234	0.001856
V_{10}	-0.17725	0.004469
V_{11}	-0.28358	0.007922
V_{12}	0.064604	0.002251
V_{20}	-0.00464	0.000234
V_{21}	-0.01082	0.000561
V_{22}	0.004265	0.000238
	Resultado	Error propagado
ε_0	0.01346	0.0027
DER	20.05 %	

Tabla 3.5 Cálculo de $\varepsilon/\varepsilon_0$ para el H₂O con 1% de error

$$\left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_0} \right) = \left\{ 1 - \frac{(a-1) \cdot (1-P_E)}{a+b-1+P_E} \exp \left[-c \left(\log_{10} \left(\frac{(p_a L)_m}{(p_a L)_0} \right) \right)^2 \right] \right\}$$

Variable	Valores de entrada	Error
a	1.535	0.013
b	0.6396	0.0126
P_E	1.2778	0.1421
c	0.0500	0.0005
$\frac{(p_a L)_m}{(p_a L)_0}$	28.6404	0.8052
	Resultado	Error propagado
$\left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_0} \right)$	1.021	0.001
DER	0.08%	

En la tabla 3.6 se muestran los resultados reportados por **Vidal (2006)**, los cuales son comparados con los datos producidos ex profeso en la tabla 3.7.

Tabla3.6 Resultados reportados por Vidal (2006).

Resultados en la zona de radiación		
	Tubo de ida	Tubo de retorno
Emisividad	0.0559	0.0761
Absortividad	0.1013	0.1006
Qrad. (kW)	3.570	1.472
Qrad. (kW/m2)	14.620	6.029
Resultados en la zona de convección		
T_{gas} a la entrada (°C)	838.503	
\dot{m}_{gas} requerido (kg/s)	0.01128	
U (W/m2 K)	11.867	
ΔP (Pa)	29.061	
Atotal (m2)	0.779	
Eficiencia del intercambiador	0.509	

En la tabla 3.7 se muestran los resultados obtenidos de la simulación numérica con el programa Sysfire.f90 y error_propagstion.f90 donde se realizo el cálculo de los valores térmicos, geométricos y la propagación de errores con 1% de error.

Tabla3.7 Resultados reportados en este trabajo.

Resultados en la zona de radiación		
	Tubo de ida	
	Valor	DER
Emisividad	0.0561 ± 0.0038	6.77 %
Absortividad	0.1012 ± 0.0016	1.58 %
Qrad. (kW)	3.79 ± 0.25	6.59 %
Qrad. (kW/m2)	15.5 ± 1.0	6.64 %
	Tubo de retorno	
Emisividad	0.077 ± 0.007	6.17 %

Absortividad	0.1102 ± 0.0027	3.5%
Qrad. (kW)	1.33 ± 0.19	14.28%
Qrad. (kW/m ²)	5.5 ± 0.8	13.91%
Resultados en la zona de convección		
T_{gas} a la entrada (°C)	838 ± 27	3.19 %
\dot{m}_{gas} requerido (kg/s)	0.0110 ± 0.0006	5.45 %
U (W/m ² K)	11.77 ± 0.16	1.35 %
ΔP (Pa)	30.4 ± 1.2	4.05 %
Atotal (m ²)	0.776 ± 0.023	2.96 %
Eficiencia del intercambiador	0.508 ± 0.017	3.34 %

De los resultados mostrados en la tabla 3.7 es importante destacar que los valores de DER para la todas las variables reportadas sobrepasa el error inicial de 1%, siendo extremo en el caso del calor de radiación, donde su DER es de 14.28. Este último valor es muy superior a los valores aceptados en la ingeniería, por lo tanto, se sugiere que las variables que intervienen en su determinación deberán tener los errores lo más reducido posible.

3.8 Bibliografía

Andaverde, J., Verma, S.P., Santoyo. E., (2005). Uncertainty estimates of static formation temperatures in boreholes and evaluation of regression models. Geophysical Journal international 160, pp 1112-1122.

Baukal, C. E. (2000). Heat transfer in industrial combustion, CRC Press, USA

Bevintong, P.R., Robinson, D.K.,(2003). Data reduction and error analysis for the physical sciences. Third edition, Mc-Graw Hill, Boston, 320 p.

Gómez, A.E. (2008). Evaluación estadística de la viscosidad en fluidos de perforación geotérmicos y su implicación en el cálculo del coeficiente de transferencia de calor

convectivo. Tesis de maestría. Centro de Investigación en Energía, UNAM, Temixco Morelos.

Incropera, F. P. y De Witt, D. P., (1999). Fundamentos de transferencia de calor, cuarta edición, Ed. Prentice Hall, México, pp. 750-754.

Miller. J.C., Miller, J.N., (1993). Statistics for analytical Chemistry. Ellis Horwood, Londres, 211pp.

Siegel, R. y Howell, J., (1972). Thermal radiation heat transfer. McGraw-Hill Book Company, New York, pp. 564-576 y 712-713.

Santoyo, E., Verma S.P., (1993). Evaluación de errores en el uso de geotermómetros de SiO_2 y Na/K para la determinación de temperaturas en sistemas geotérmicos. Geofísica Internacional 32, pp 287-292.

Taylor, J.R., (1982). An introduction to error analysis. The study of uncertainties in physical measurements. University Science Books, New York, 270p.

Velázquez, N., (2002). Estudio de sistemas de absorción avanzados para operar con gas natural asistido por energía solar. UNAM, México D. F.

Verma, S.P. (2005). Estadística básica para el manejo de datos experimentales: Aplicación en la geoquímica (Geoquimiometría). Universidad Nacional Autónoma de México, México, D.F., 186 p.

Vidal, S.A., (2006). Estudio sobre la operación de sistemas de refrigeración por absorción avanzados con fuentes de calor de desecho y renovable. Tesis de doctorado. Centro de Investigación en Energía, UNAM, Temixco Morelos.

Vidal, S.A., Barrera-Chavarria, M.A., Gómez, V.H., Cervantes, J., Best, R., (2008). Thermal model of a gas generator for an absorption GAX cooling system. ASME Heat Transfer, Fluid, Energy, Solar, and Nano Conferences. Jacksonville, Florida, USA.

Capítulo 4

Diseño Mecánico del Generador a Fuego Directo

4.1. Resumen

En este capítulo se presenta el diseño de ingeniería del Generador a Fuego Directo (GFD) para el sistema de refrigeración por absorción Solar-GAX, en base a los resultados térmicos y geométricos obtenidos de la simulación numérica y reportados en el capítulo 3, de este trabajo. En el diseño mecánico se detalla el proceso de diseño de las tres secciones principales que conforman el GFD, así como de los elementos utilizados en la construcción del mismo y la elaboración de los dibujos a detalle en Autocad 2004, los cuales se dividen en: sección de la cámara de combustión, sección del envolvente y sección de convección, teniendo como subsistemas auxiliares el sistema de suministro de gas, el quemador y la instalación eléctrica, también se especifican los tipos de materiales empleados para la construcción de cada uno de los elementos y subsistemas utilizados para la operación del GFD.

4.2. Dibujos de ingeniería a detalle del GFD

En la figura 4.1 se observa el bosquejo presentado por **Vidal (2006)**, donde se contemplaba la incorporación de la sección de convección dentro del envolvente.

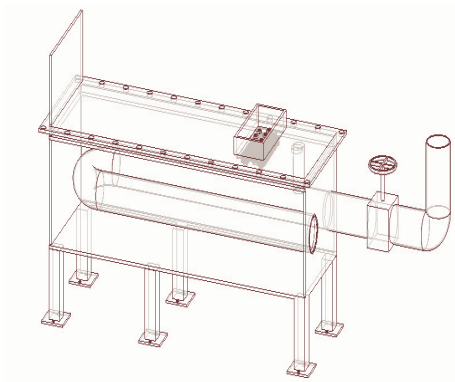


Figura 4.1 Bosquejo del GFD

Para el desarrollo de los dibujos de ingeniería a detalle del GFD se elaboró una maqueta a escala que se muestra en la figura 4.2, para observar físicamente cómo quedaría construido el GFD, y en base al análisis de ésta, se encontraron puntos que fueron mejorados y modificados de los bosquejos iniciales presentados por **Velázquez (2002)** y **Vidal (2006)**, colocando la sección de convección fuera del envolvente, con lo cual se le redujo de tamaño, el material utilizado para la construcción y el peso total del GFD, además de evitar la posible condensación de vapor de amoníaco antes de ingresar al banco de tubos aletados, de la sección de convección. Entonces la cámara de combustión fue rediseñada y se le añadió una cabeza tipo tobera en la zona superior, con la finalidad de guiar el vapor de amoníaco hacia la sección de tubos aletados.

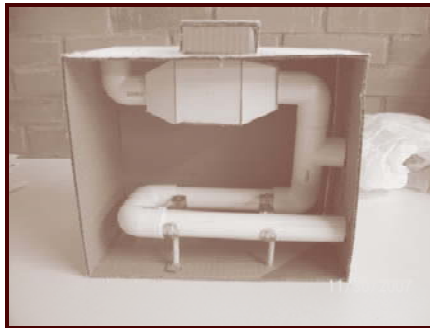


Figura 4.2 Maqueta a escala del GFD

A continuación se muestra el bosquejo preliminar en Autocad del GFD, donde se puede observar en la figura 4.3.a) las modificaciones realizadas a la sección del envolvente y la cámara de combustión, mientras que en figura 4.3.b se muestra el arreglo de los tubos aletados utilizados en la sección de convección.

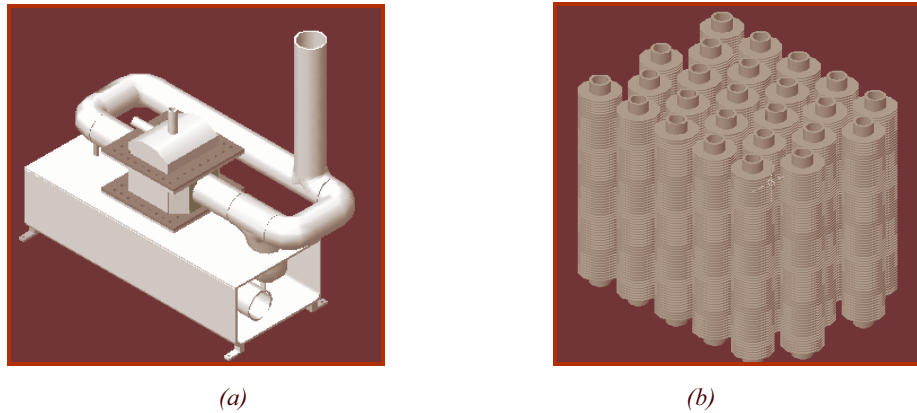
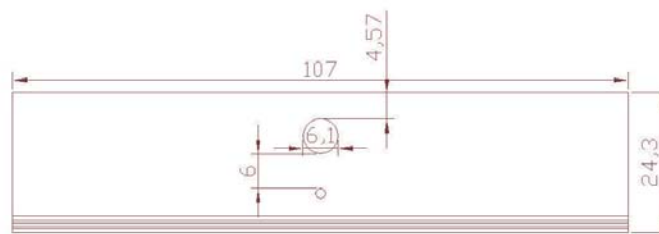
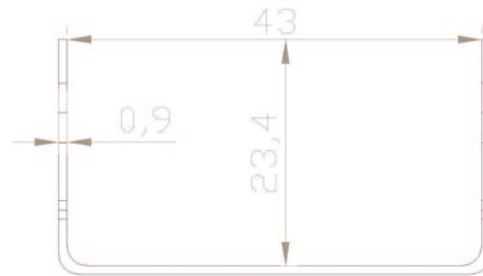


Figura 4.3 a) Bosquejo general del GFD rediseñado y b) arreglo de tubos aletados para la sección de convección.

Partiendo de los datos geométricos y térmicos arrojados del programa de simulación y del análisis de los bosquejos realizados, se procedió a diseñar y dimensionar los elementos que conforman el GFD, iniciando con la sección del envolvente, el cual se encarga de contener la mezcla de trabajo amoniac/agua y la cámara de combustión (tubo de radiación) el cual se muestra en la figura 4.4 a) y b).



(a)



(b)

Figura 4.4 Dibujos a detalle de la sección del envoltente a) Vista lateral y b) Vista frontal.

En la figura 4.5 se muestra el dibujo a detalle del diseño de la tobera que estará instalada en la parte superior del envoltente y la cual se encargará de direccionar y mejorar la distribución del vapor de amoníaco hacia el interior del banco de tubos aletados de la sección de convección.

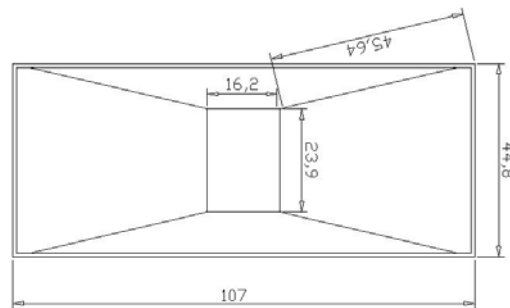


Figura 4.5 Dibujo a detalle de la tobera en la sección del envoltente.

En tanto que en la figura 4.6 se muestra el dibujo a detalle de las bridas laterales de la sección del envoltente, considerando las dimensiones para alojar a la cámara de combustión o tubo de flama de la sección de radiación.

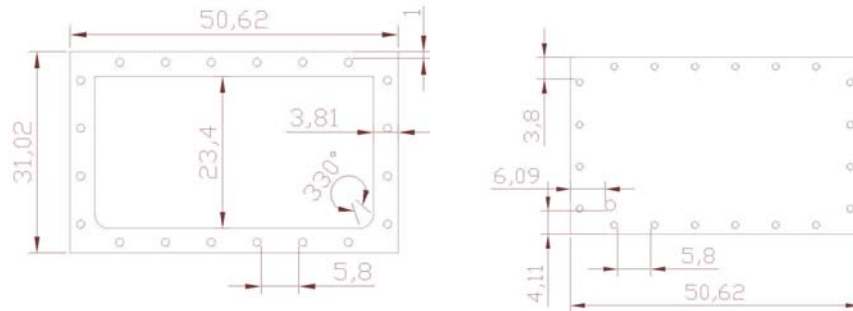


Figura 4.6 Bridas laterales de la sección del envoltente.

La cámara de combustión fue diseñada tomando en cuenta que deberá estar totalmente cubierta por la solución de amoníaco-agua, garantizando que siempre esté inundada para evitar daños al material del tubo de flama por sobrecalentamiento; en la figura 4.7 se muestra el dibujo a detalle con las dimensiones especificadas para la colocación de la cámara de combustión que consta de un tubo de ida y uno de retorno.

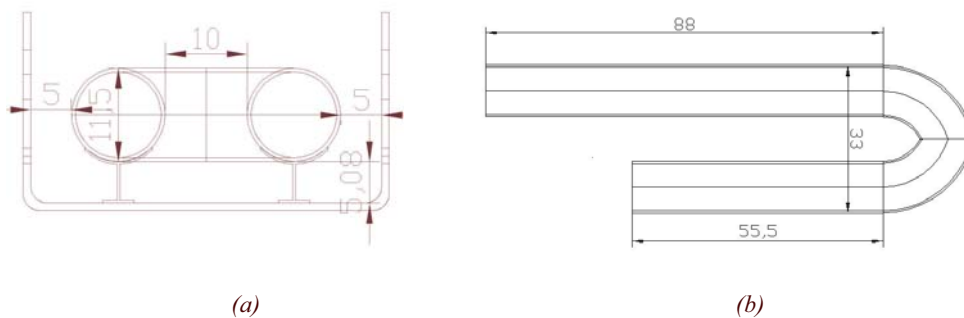


Figura 4.7. Dibujo a detalle de la cámara de combustión (tubo de radiación), a) vista frontal y b) vista superior.

Para el diseño de la sección de convección se tomaron en cuenta los trabajos reportados por **Velázquez (2002)** y **(Vidal 2006)**, donde muestran el dimensionamiento y arreglo de los tubos aletados, sin embargo estos datos fueron modificados por valores reales, debido a que los tubos aletados especificados en la simulación realizada por dichos autores no existen comercialmente, entonces el arreglo y dimensionado del banco de tubos aletados se llevó a cabo según las especificaciones reportadas por **Cho et al. (2005)** y **Hewitt et al. (1993)**,

donde se propone un arreglo en zigzag o triangular. Esta nueva configuración se muestra en la figura 4.8.

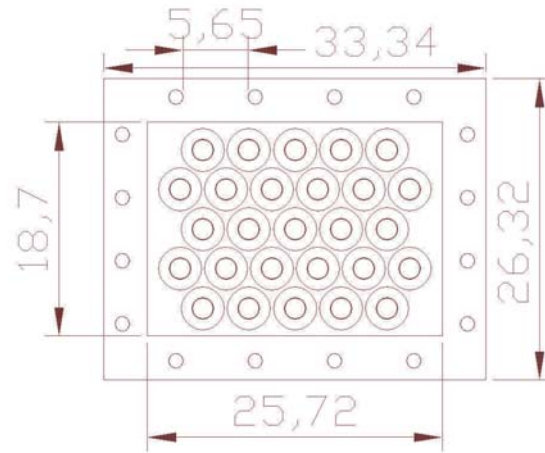


Figura.4.8 Arreglo de tubos aletados para la sección de convección.

En la figura 4.9 (a) y (b) se muestra el diseño de las bridas espejo que fueron acopladas a la sección del envolvente y a los tubos aletados, se especifican las dimensiones de las bridas, así como el arreglo donde se colocaron los tubos aletados y el arreglo final para la colocación de la tornillería.

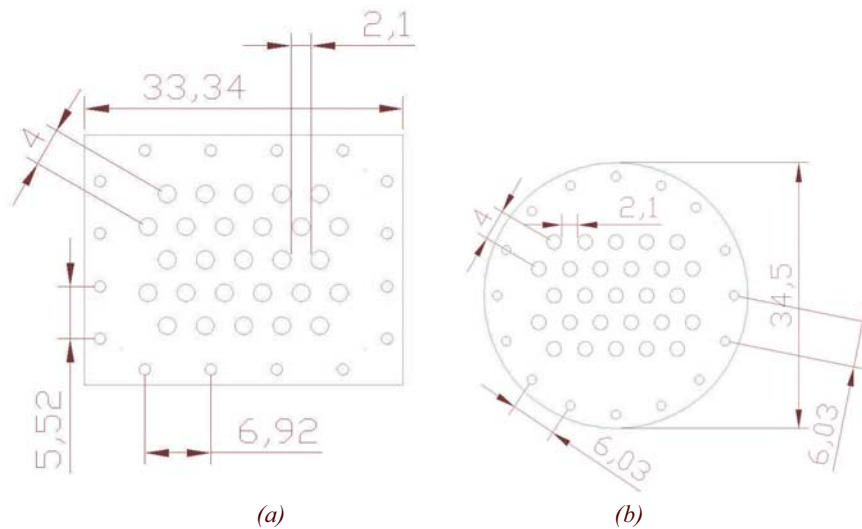


Figura 4.9 Bridas espejo de la sección de convección

La cámara de transición, que se encarga de uniformizar el flujo de los gases de combustión que atraviesan externamente el banco de tubos aletados en la sección de convección, fue diseñada bajo los parámetros mostrados en la figura 4.10 donde además se muestra el dibujo a detalle del desarrollo final de dicha cámara.

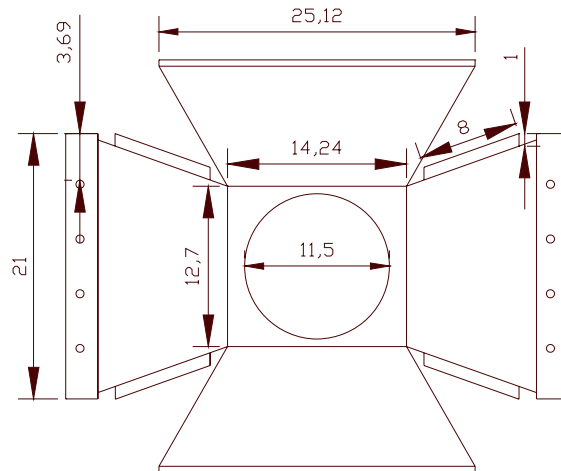


Figura 4.10 Dibujo a detalle del desarrollo de cámara de transición

En tanto en la figura 4.11, se aprecia el diseño de ingeniería final de cómo quedó constituido y construido el GFD, mostrándose además la configuración de las tres secciones principales mencionadas anteriormente, así como los accesorios, mirillas, bridas y conectores requeridos para el ensamblado y operación.

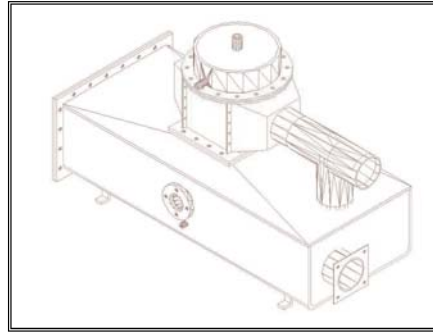


Figura 4.11 Diseño de ingeniería final del GFD

4.3. Proceso de Construcción

El proceso de construcción consistió en elaborar los dibujos a detalle, especificando ajustes, tolerancias, procesos de soldadura, tipos de maquinado, torque de tornillería y secuencia de ensamblado final del GFD, para turnarlos al taller mecánico especializado, junto con los materiales y especificaciones para la construcción.

4.4. Materiales de construcción

Después de elaborar los dibujos a detalle del GFD se procedió a seleccionar los materiales con las mejores características de transferencia de calor, resistencia mecánica y compatibilidad química, de acuerdo con las condiciones de presión y temperatura, que se tendrán al momento de operar el sistema Solar-GAX, acoplado al GFD, así como la compatibilidad de los materiales con la mezcla amoníaco-agua.

Para el diseño de cada uno de los elementos que conforman el GFD se consideraron las características térmicas y de presión a las cuales operara el sistema de refrigeración Solar-GAX acoplado al GFD.

4.4.1 Sección del envolvente

Para la sección del envolvente se seleccionó un placa de acero inoxidable tipo AISI 304, fabricada bajo la norma internacional ASTM-240/A240M donde indica las características mecánicas de la placa para aplicaciones generales y recipientes a presión (**PROY-NRF-203-PEMEX-2007**), además de que puede soportar la acción corrosiva del amoniaco, tiene un espesor nominal de la placa de 9.5 mm (3/8 de pulgada nominal), un peso aproximado de 78.3 kg/m y una conductividad térmica de 16.2 W/(m-K).

Se tuvo que recurrir a personal especializado del Instituto de Investigaciones Eléctrica (IEE) debido a que el acero inoxidable es un material muy resistente y el corte de la placa tiene que ser realizado con plasma, donde se puede elevar la temperatura del material a cortar de una forma muy localizada y por encima de los 30.000 °C, llevando el material hasta el cuarto estado de la materia (plasma), estado en el que los electrones se disocian del átomo.

El procedimiento consiste en provocar un arco eléctrico estrangulado a través de la sección de la boquilla del soplete, sumamente pequeña, lo que concentra extraordinariamente la energía cinética del gas empleado, ionizándolo, y por polaridad adquiere la propiedad de cortar. La ventaja principal de este sistema radica en su reducido riesgo de deformaciones debido a la compactación calorífica de la zona de corte.

El equipo necesario para aportar esta energía consiste en un generador de alta frecuencia alimentado de energía eléctrica, gas para generar la llama de calentamiento (argón, hidrógeno, nitrógeno), y un porta electrodos, que dependiendo del gas puede ser de tungsteno, hafnio o circonio.

En la figura 4.12 se puede se observa la placa dimensionada para su corte y el proceso de cortado con plasma de la placa.

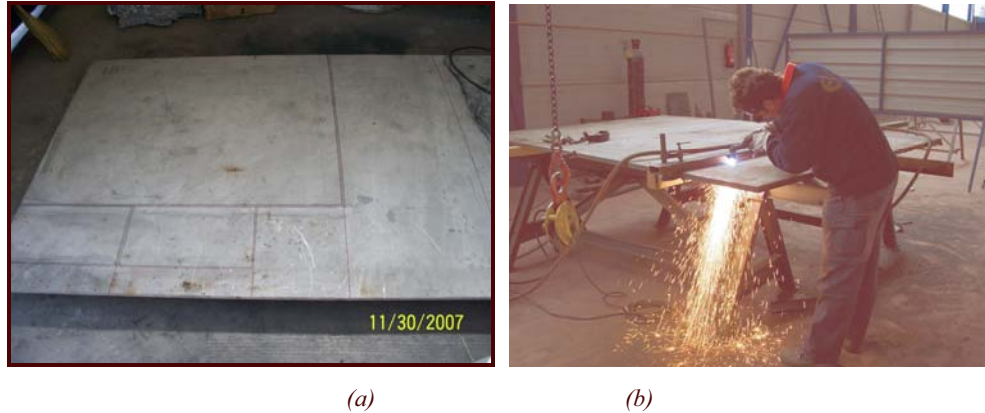


Figura 4.12 (a) Dimensionamiento de la placa de acero inoxidable AISI 304 y (b) corte de la placa con plasma en el IEE

En la figura 4.13 se observan dos piezas cortadas de la placa, utilizadas para formar la tobera del envolvente.



Figura 4.13 Placa cortada para la unión de la tobera

Después del corte de la placa se procedió a darle forma al envolvente la cual fue doblada por una empresa especializada, como se muestra en la figura 4.14.



(a)



(b)

Figura 4.14 Construcción del envoltente de la cámara de combustión

4.4.2. Sección de la cámara de combustión

Para la sección de la cámara de combustión (tubo de radiación) se utilizó tubo de acero al carbón ASTM-179-A, sin costura, con diámetro nominal de 4.15 pulgadas, cedula 40; cuenta con un diámetro exterior de 114.3 mm, su espesor es de 6.02 mm y tiene un peso aproximado de 16.07 kg/m.

La soldadura utilizada para la unión del tubo de ida y de retorno, fue tipo UTP 65, mediante proceso de arco eléctrico.



Figura 4.15 a) Tubo soldado para la cámara de combustión y b) acoplamiento del tubo a la cámara de combustión.

4.4.3 Sección de convección

Para la construcción en la zona de convección fueron construidos bajo diseño, los tubos aletados de acero al carbón ASTM-179-A, sin costura, con diámetro nominal de $\frac{1}{2}$ "', cedula 40, mientras que las aletas fueron fabricadas por extrusión en acero inoxidable AISI T-316; la unión del tubo con las aletas se realizó mediante un proceso TIG (*Tungsten Inert Gas*) para asegurar un correcto contacto de las aletas con el tubo, como se muestra en la figura 4.16



Figura 4.16 Sección de convección (tubos aletados).

La soldadura TIG (figura 4.17), se caracteriza por el empleo de un electrodo permanente de tungsteno, aleado algunas veces con torio o zirconio en porcentajes no superiores a un 2%. Dada la elevada resistencia a la temperatura del tungsteno (funde aproximadamente a 3410 °C), acompañada de la protección del gas, la punta del electrodo apenas se desgasta tras un uso prolongado. Los gases más utilizados para la protección del arco en esta soldadura son el argón y el helio, o mezclas de ambos. (Sitio Web; <http://es.wikipedia.org>)

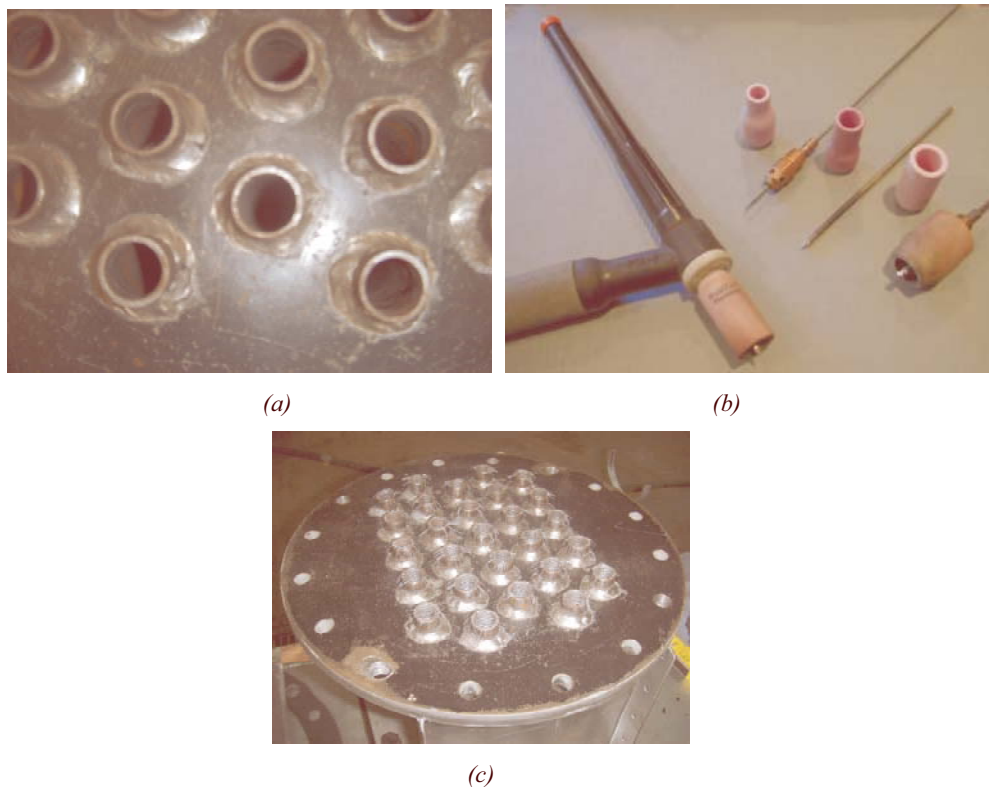


Figura 4.17 a) Soldaduras finales de los tubos aletados, b) boquilla para soldaduras de tipo Tig) y c) arreglo de tubos aletados con arañas para una caída uniforme de la película descendiente

4.4.4 Cámara de transición y chimenea

El material empleado para la cámara de transición, la cual se encarga de uniformizar el flujo de los gases de combustión que atraviesan el banco de tubos aletados fue construida con lamina de acero al carbón calibre 32 (figura 4.18 a). En la figura 4.17 b se puede ver como quedó finalmente construido el tanque donde llegara la mezcla amoniaco-agua al quemador. Se muestra la entrada de la solución y la salida de vapor de amoniaco.

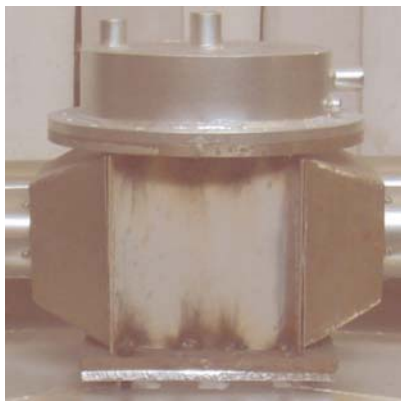


Figura 4.18 (a) Cámara de transición en la zona de convección.

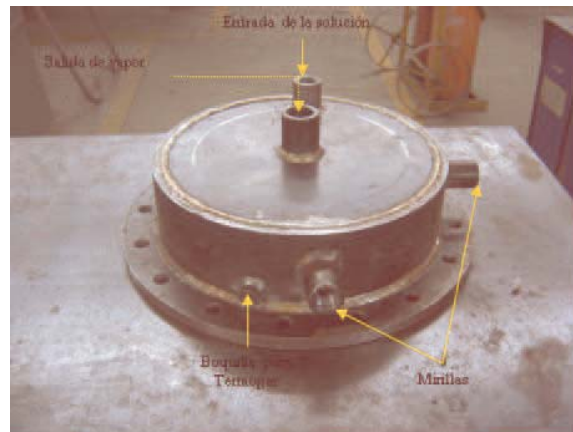


Figura 4.18 (b). Tanque de entrada de la solución amoniaco-agua y salida de vapor

Se diseñó una chimenea la cual se encarga de guiar los gases de combustión hacia el exterior del GFD. Se fabricó de acero galvanizado revestido, calibre 32, una parte de la chimenea se ilustra en la figura 4.19.



Figura 4.19 Accesorios de la chimenea del GFD

4.5. Ensamblado final del GFD

En la figura 4.20 se puede observar la vista frontal (a) y la vista lateral (b) de cómo quedo terminada la parte mecánica del GFD, la cual fue ensamblada en el taller mecánico del CIE-UNAM.



Figura 4.20 Vista frontal del GFD (a) y vista lateral (b)

4.6 Subsistemas auxiliares del GFD

El GFD para operar acoplado al sistema de refrigeración por absorción SRA-GAX, requiere de tres subsistemas auxiliares consistentes en: sistema de suministro de gas, quemador, sensores de temperatura y presión, los cuales se describen a continuación.

4.6.1 Instalación para suministro de Gas LP

Se diseñó y construyó la instalación de gas, tomando en cuenta las características proporcionadas por el fabricante del quemador Azur 30; ésta instalación se muestra en la figura 4.21. También se consideraron los requerimientos de presión de operación del quemador, el flujo másico de gas LP y la caída de presión a lo largo de la tubería, con la finalidad de obtener una adecuada combustión y por consiguiente un buen desempeño del quemador.

El subsistema de suministro de gas cuenta con un tanque de gas estacionario, el cual se especificó con las siguientes características.

- Capacidad: 500 litros
- Longitud cm: 160
- Diámetro exterior cm: 61
- Espesor mm: 4.45

Para suministrar el gas del tanque estacionario al quemador, se construyó la red de tuberías utilizando los materiales mostrados en la tabla 4.1.

Tabla 4.1. Material empleado en la construcción de la instalación de gas

Material	Piezas
Tramos de tubo de cobre tipo L de ½" nominal"	8
Coples de cobre en ½"	20

Codos a 90° de cobre en ½"	10
Conexión tee de cobre en ½"	5
Codos a 45° de cobre en ½"	10
Regulador de gas para alta presión	1
Válvulas de bronce tipo esfera de ½" NPT	4
Conectores macho de cobre en ½" NPT	8
Rollos de soldadura para tubería de gas	2
Pasta para soldar	1
Tuercas unión de cobre soldables de ½"	6
Abrazaderas para muro tipo ña de ½"	20
Manguera para gas de 0.65 m	2
Bote de ¼" de pintura amarillo canario	1



Figura 4.21 Instalación de gas para el quemador del GFD

4.6.2 Instalación del quemador Azur 30

Se diseñó el soporte que se encarga de cargar el quemador Azur 30 (figura 4.22) seleccionado por Vidal (2006), el cual va acoplado al tubo de la cámara de combustión. Utiliza para su uso gas LP y es de alta eficiencia por lo que se tiene ahorro de combustible, tiene bajas emisiones contaminantes por lo que es ecológico, bajo nivel de ruido, su potencia térmica es del orden de 16 KW a 37 KW, su operación es *on-off* (encendido y apagado) y sus componentes principales son:

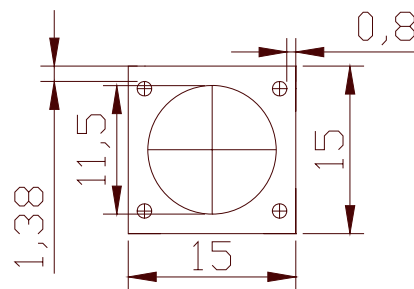
- Cuerpo del quemador con tapa de acceso y mirilla
- Ventilador con motor, 220V, 60 Hz, 1/16 HP, bifásico
- Condensador p/motor (no requiere arrancador)
- Transformador cable y electrodo de ignición
- Programador p/ secuencia encendido, seguridad Vs., falla de flama mca.

Landis(Siemens)

- Electrodo de ionización
- Sistema para regulación de potencia y mezcla aire/gas
- Marco de montaje, junta de aislamiento y tubo de flama
- Disco difusor avanzado para mezcla aire-gas
- Marco de montaje, junta de aislamiento y tubo de flama
- Disco difusor avanzado para mezcla aire-gas y retención de flama.
- Interruptor de presión para aire de combustión
- Interruptor de mínima presión de gas
- Válvula de seguridad de apertura y cierre rápido
- Válvula de seguridad extra apertura y cierre rápido
- Calidad ISO 9001
- Italiano



(a)



(b)

Figura 4.22. a) Quemador Azur 30 y b) dibujo a detalle del soporte del quemador Azur 30

Se analizaron las características técnicas del quemador que será utilizado con el GFD las cuales podemos observar en la Tabla 4.2.

Tabla 4.2. Características técnicas del quemador AZUR 30. **Ecoflan (2006)**

Potencia térmica máxima	kcal/h	30.000
	Kw	35
Potencia térmica mínima	Kcal/h	10.000
	Kw	12
Caudal de gas máximo (L.P.G)	Nm ³ /h	1.36
Caudal de gas mínimo (L.P.G)	Nm ³ /h	.45
Caudal de gas máximo Gas natural	Nm ³ /h	3.5
Caudal de gas mínimo Gas natural	Nm ³ /h	1.2
Presión gas mínimo (L.P.G)	mbar	50
Presión gas mínimo Gas natural	mbar	300
Alimentación eléctrica 60 HZ	V	220
Motor	W	50
Condensador	μF	2
Velocidad	Nº	3400
Transformador	KV/mA	E8/20
Equipo de control	Landis	LGA 52
		LMG25.330B27
Electroválvula de gas	Φ	½"
Peso	Kg	10
Combustible		L.P.G 22.000 Kcal/Nm ³
		Gas Natural 8.600 Kcal/Nm ³

4.7 Instrumentación

Se realizó la selección de medidores de temperatura y presión, los cuales fueron calibrados bajo rigurosos procedimientos, con la finalidad de reducir la incertidumbre en las mediciones.

4.7.1 Selección de los medidores de temperatura

Los instrumentos seleccionados para la medición de la temperatura en el GFD fueron los sensores RTD (Resistance Temperature Diference) que se muestran en la figura 4.23 (a). La medición de temperatura se realizó en 5 puntos esenciales (temperatura de la mezcla, temperatura de flama, temperatura de entrada de la solución, temperatura a la salida del GFD y temperatura de los gases de combustión), los sensores fueron instalados por medio de conectores especialmente maquinados para colocarse en los conectores tipo cruz de acero al carbón zincado, acoplados sobre las tuberías que conectan el GFD a generador del GAX.

4.7.1.1 Descripción del instrumento

Los sensores RTD o PT-100, miden la temperatura en función de la variación de la resistencia eléctrica de su material de construcción, al experimentar cambios de temperatura. Por lo general la resistencia eléctrica aumenta con el incremento de temperatura. Los RTD utilizados son tipo PT-100; por su material de construcción (Resistencia de Platino de 100 Ohm), estos medidores tienen bulbo de 1" de longitud con 1/8" de diámetro y conexión a proceso de 1/2" NPT macho. Los sensores de temperatura RTD, poseen las siguientes características. **Gómez (2007)**

- Sensor tipo PT-100
- Rango de temperatura: De -180° a 520 °C
- Presión de operación: Hasta 50 bar
- Material del cuerpo: Acero inoxidable 316
- Tiempo de respuesta: 0.3 segundos
- Exactitud: ± 0.2 °C, de la medición

4.7.2 Selección de los medidores de presión

Para la medición de la presión fueron seleccionados transmisores electrónicos de presión. Los transmisores electrónicos se instalaron en los mismos conectores cruz utilizados para los medidores de temperatura, pero del lado opuesto a los sensores de temperatura. Los transmisores utilizados son marca Cole Parmer y se presentan en la figura 4.21 (b), respectivamente. En total se instalaron 8 transmisores electrónicos de presión y 4 manómetros en los puntos de seleccionados del SEICC.

4.7.2.1 Descripción del instrumento

Los transmisores electrónicos de presión son instrumentos que transforman las lecturas de presión en señales de corriente o voltaje y están conformados por un medidor de esfuerzos y un amplificador que acondiciona la señal de salida. Los transmisores utilizados tienen las siguientes características:

- Transductor de presión marca Cole Parmer, modelo CPI68848-14
- Rango de presión: de 0 a 500 psi
- Temperatura de operación: de -40 a 100 °C
- Material del cuerpo: Acero inoxidable 316
- Conexión a proceso: ¼" NPT macho
- Señal de salida: 4 a 20 mA
- Alimentación: 10 a 30 VCD
- Exactitud: $\pm 1\%$ de la medición en todo el rango

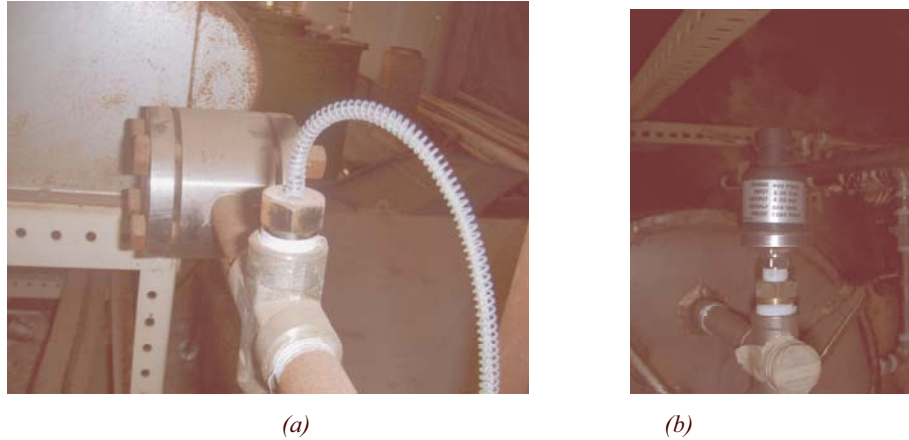


Figura 4.23 a) Medidor de temperatura tipo RTD y b) medidor de presión marca Cole Permer

4.8 Bibliografía

Cho, E. S., Park, C., Jeong, S. (2005). Performance characteristic o exhaust gas heat exchangers for absorption chillers. En: International Sorption Heat Pump Conference, Denver, Colorado, USA. Paper ISHPC-088-2005.

Hewitt, G. P., Shires, G. L., Bott, T. R. (1993). Process Heat Transfer, Ed. CRC, Boca Raton, Florida, USA. pp. 144-150.

Gómez, V.H. (2007) Simulación numérica y validación experimental de intercambiadores de calor de tubos aletados y placas, y su integración a un ciclo de refrigeración por absorción. Tesis de doctorado, Centro de Investigación en Energía. UNAM, Temixco, Morelos.

Pizarro, M,C. (2007) “Arrestadores de flama”, Número de documento PROY_NRF-203-PEMEX-2007,pp1-16, México.

Velásquez, N. (2002). Estudio de sistemas de absorción avanzados para operar con gas natural asistido por energía solar. UNAM, México D.F.

Vidal S,A (2006). Estudio sobre la operación de sistemas de refrigeración por absorción avanzados con fuentes de calor de desecho y renovable. Tesis de doctorado. Centro de Investigación en Energía, UNAM, Temixco Morelos.

http://es.wikipedia.org/wiki/Soldadura_TIG

Capítulo 5

Estado actual del sistema Sol-GAX en generación de amoniaco

5.1 Resumen

Dentro de este capítulo se pretende dejar las bases para poder operar el sistema Sol-GAX y un antecedente de las pruebas experimentales que se realizaron operando el generador del sistema con aceite térmico, para posteriormente comparar los datos obtenidos con esta configuración contra valores obtenidos del sistema Sol-GAX al operar acoplado al GFD. Finalmente se realizó el análisis de la cantidad de energía requerida para la producción de vapor de refrigerante amoniaco.

5.2 Secuencia para poder operar el sistema Sol-GAX

A continuación se describe brevemente la secuencia para operar el sistema Sol-GAX, se mencionan los elementos que deben ser considerados para su puesta en operación y se indican las condiciones a las cuales debe operar el sistema.

5.2.2 Sistema de adquisición de datos

Para el registro de datos experimentales se cuenta con un sistema de adquisición de datos Hewlett Packard modelo HP 3852A, donde se monitorean de forma automática todos los componentes del sistema Sol-GAX a través de tarjetas multiplexoras las cuales reciben la señal de los sensores conectados en el sistema, y mediante el programa de adquisición de datos Vee-Engineering V.5.0, se realiza el registro, procesamiento y almacenamiento de las variables termodinámicas en tiempo real cada 5 segundos, por medio de rutinas programadas para este fin y posteriormente realizar los análisis térmicos del sistema global.



Figura 5.1. Sistema de adquisición de datos

5.2.2 Carga de la solución del sistema Sol-GAX

Se realizó la recarga de la solución amoniaco-agua del sistema Sol-GAX en la sección inferior del absorbedor, donde se introdujeron 24 litros de agua destilada y 32 litros de amoniaco, para obtener una concentración final de 45% de amoniaco, a la mezcla se le adiciono 0.5% de dicromato de potasio el cual es un inhibidor la corrosión. Es importante mencionar que la carga preparación y carga de la solución debe realizarse con la precaución necesaria, ya que la mezclarse el amoniaco, con el agua, se lleva a cabo una reacción exotérmica, que genera calor el cual deberá ser retirado, para evitar una elevación en la presión de la columna absorbedor.

En la figura 5.2 (a) se observan el conexionado del tanque de amoniaca con las tuberías que lo conectan con la columna absorbedor-GAX y en la figura (b) se observa el tanque de almacenamiento de la solución concentrada de la columna absorbedor-GAX.

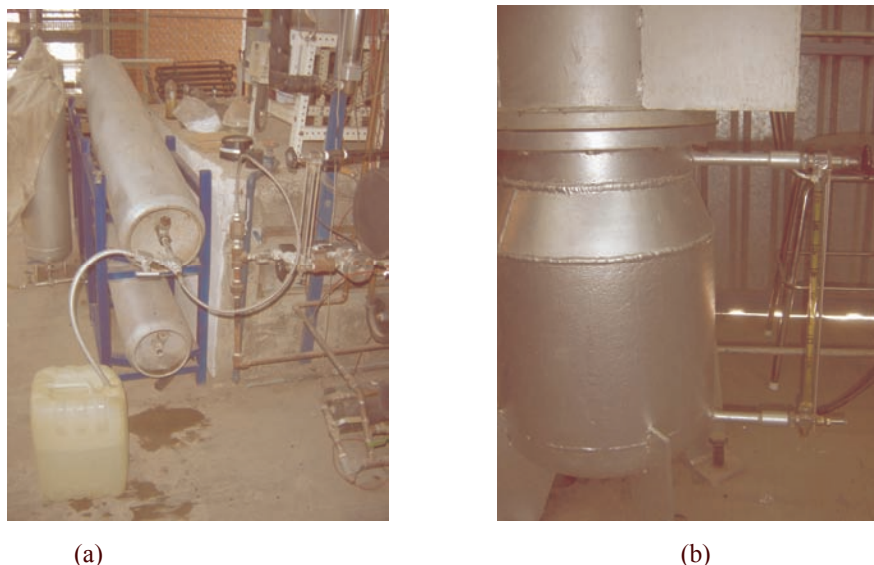


Figura 5.2. a) Tanque de amoníaco y b) tanque de solución en el absorbedor y nivel de solución

5.2.3 Procedimiento para determinar concentración de la mezcla amoníaco-agua.

Para corroborar la concentración de la mezcla amoníaco-agua **Gomez (2007)** propuso un método de titulación química mediante el cual se mide la concentración de la mezcla fuerte y débil de amoníaco-agua en el sistema de refrigeración por absorción GAX (Sol-GAX), se utilizó un procedimiento de titulación mediante una solución de ácido clorhídrico 1.0 normal.

Para obtener un buen resultado en la determinación de la concentración de la solución amoníaco-agua, el sistema de muestreo fue un factor muy importante debido a que se deben evitar al máximo pérdidas de vapor de amoníaco.

Para minimizar este efecto se cuenta con un sistema de muestreo y enfriamiento de la mezcla, estos dispositivos se instalaron directamente en la salida del generador y del absorbedor. En estos sistemas de muestreo, no se desperdicia, ni se contamina la mezcla del proceso, ya que funcionan mediante un by-pass, mientras que se utiliza agua como fluido externo de enfriamiento.

En las pruebas experimentales, una vez que el Sol-GAX se estabilizó, se procedió a desviar el flujo principal del absorbedor y generador hacia los muestreadores por un lapso de 2 minutos, enseguida se realiza la toma de muestras frías. Una vez obtenidas las muestras frías de solución de amoniaco-agua, se lleva a cabo el procedimiento que se describe a continuación:

5.2.3.1 Procedimiento de titulación química

1. Se vierten 20 ml de agua destilada fría (previamente congelada) en un matraz Erlenmeyer de 50 ml.
2. Se agregan dos gotas de indicador naranja de metilo, sobre el agua destilada contenida en el matraz y se agita ligeramente para mezclar.
3. Enseguida se agregan 10 ml de ácido clorhídrico 1.0 normal, si la solución es diluida procedente del generador y 15 ml de ácido si la solución es concentrada procedente del absorbedor.
4. A continuación se pesa el matraz con el agua destilada contenida y se anota en una hoja de registro.
5. En el matraz, se deposita la muestra de solución (aproximadamente de 2 a 2.5 ml) ya enfriada en el muestreador y nuevamente este se pesa para determinar el peso de la muestra (W_{mu}) y ser anotado en la hoja de registro. El color del contenido del matraz se tornara amarillo.
6. A continuación se procede a titular químicamente con el ácido clorhídrico, hasta obtener el vire de color amarillo a lila. Se anota el volumen total de ácido gastado (V_{ac}).
7. Se procede a calcular la concentración, porcentaje en peso de la mezcla, aplicando la relación (B.8).

$$X_{mez} = 1.703 \cdot \frac{V_{ac} - N_{ac}}{W_{mu}} = [\%] \quad (5.1)$$

5.2.4 Puesta en marcha del sistema Sol-GAX

Es importante mencionar que durante el arranque del sistema se deben de tomar las precauciones necesarias, debido a que el sistema opera a presión y temperatura relativamente altas y toma un periodo de aproximadamente 15 minutos en alcanzar la estabilidad operacional.

Se deben utilizar los elementos de seguridad pertinentes (guantes, goggles, casco, etc.) antes de efectuar cualquier actividad de arranque del sistema Sol-GAX.

5.2.4.1 Actividades previas al arranque del sistema

- Encender sistema eléctrico y fuentes de alimentación de instrumentos de medición.
- Encender el sistema de adquisición de datos y corroborar que los instrumentos se encuentren funcionando correctamente.
- Fijar la temperatura deseada del aceite térmico (dependiendo de la prueba que se va realizar) y recircularlo en el generador para precalentarlo y disminuir el tiempo para estabilizar del sistema.
- Accionar la bomba de solución y ponerla en la secuencia de recirculación, con un flujo pequeño para evitar inundar el generador, se debe de poner el amortiguador de pulsos a una presión de $\approx 80\%$ de la que se tendrá en la zona de alta presión.
- Encender los ventiladores del absorbedor y condensador aproximadamente a 20% de su capacidad de operación y el ventilador del rectificador a capacidad total.

5.2.4.2 Procedimiento de arranque

- Cerrar línea de recirculación de la solución concentrada y abrir válvulas para alimentar sección GAX y AHX, con lo que se formará la película a lo largo del generador y se comenzará a generar de vapor de amoniaco, dado que previamente se precalentó el generador.
- El vapor generado aumentará la presión dentro de la columna generador-rectificador, cuando se alcance la presión de 18 bar, se abre poco a poco la válvula

que conecta el generador con el condensador para iniciar la condensación del refrigerante, (en dado caso que ya esta abierta la válvula que conecta la columna generador-rectificador con el condensador y la presión exceda los 20 bar, se debe reducir el flujo de solución concentrada o reducir el flujo de calor suministrado en el generador).

- Para reincorporar la solución diluida del generador hacia el absorbedor, se debe abrir la válvula de expansión que comunica al generador-rectificador con el absorbedor a un flujo aproximado de 1400 ml/min.
- Cuando se tenga suficiente refrigerante acumulado en tanque de condensado, se dejar pasar amoniaco al evaporador y este flujo se regula mediante la válvula de expansión colocada entre el condensador y el evaporador.

5.3 Etapa actual de operación del sistema Sol-GAX

Como se ha explicado en el capítulo dos de este trabajo, la fuente de calor del generador es mediante aceite térmico, el cual es calentado mediante una resistencia eléctrica, que simula el calentamiento solar. En esta sección se deja un antecedente de las condiciones experimentales de las pruebas realizadas recientemente en el Sol-GAX. Los datos y gráficas que se presentan a continuación servirán para trabajos posteriores, después de que se integre el GFD al sistema de refrigeración Sol-GAX.

A continuación se presenta el análisis de tres pruebas experimentales, donde la temperatura del aceite térmico suministrado a la columna generador-rectificador fue variada en un rango de 180 a 220 °C. Además, por ser el refrigerante el fluido de mayor importancia en el sistema, se realizó el análisis para cuantificar la cantidad de vapor refrigerante generado.

Para el análisis de los datos se ha definido un nuevo parámetro que relaciona la generación de refrigerante con la cantidad de calor suministrado al generador. Este parámetro se le ha definido como eficiencia de generación y se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\text{Eficiencia de generación} = \frac{\dot{m}_{sol}}{Q_{Gen}} \quad 5.2$$

5.4 Descripción de las pruebas experimentales

La descripción de las pruebas experimentales que se presentan, esta basada en el calor de generación y en la producción de refrigerante, dado que el GFD involucra estas dos variables, además se calculó la eficiencia de generación y se realizo el histograma de cada una de las pruebas para conocer la distribución de los datos analizados.

5.4.1 Descripción de prueba 1

En la figura 5.1 se presenta el calor de generación a lo largo de la prueba. Se observa que los valores de dicho calor oscilan entre 14 y 34 kW, aunque la mayoría de ellos se encuentran en el intervalo de 25 a 30 kW. Es importante destacar que no se cuenta con valores estables de generación de calor, lo que indica que el sistema depende de tres variables (presión, temperatura, y flujo de solución).

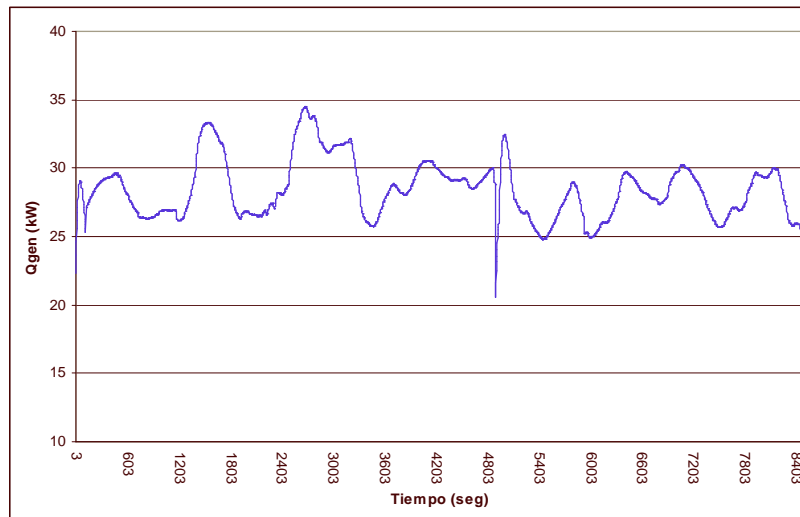


Figura 5.3 Calor de generación en la prueba 1

En la figura 5.2 se presenta el flujo de amoniaco (refrigerante) a lo largo del tiempo de la

prueba. Se observa que el flujo es inestable a lo largo del tiempo y tiene valores que oscilan entre 0.1 y 0.6 kg/min, y al igual que el calor de generación, existe estabilidad en intervalos cortos del flujo de amoniaco.

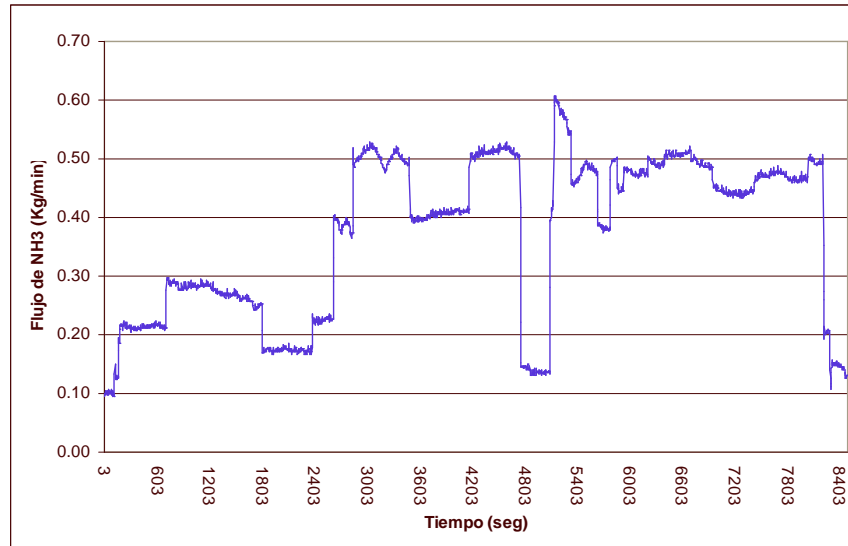


Figura 5.4 Flujo de amoniaco a la entrada del evaporador

En cuanto a la eficiencia de generación de refrigerante, la cual esta en función del calor de generación, se observa en la figura 5.5 que los valores característicos se encuentran entre 200 y 1300 gr/kJ. La variable que más influye en los valores de eficiencia parece ser el flujo de vapor refrigerante generado, dado que las gráficas 5.4 y 5.5 muestran gran similitud.

Por último, en la figura 5.6 se presenta el histograma de los valores de eficiencia. La distribución que se observa es bimodal, con altas frecuencias en las clases 400 a 500 y de 1000 a 1100.

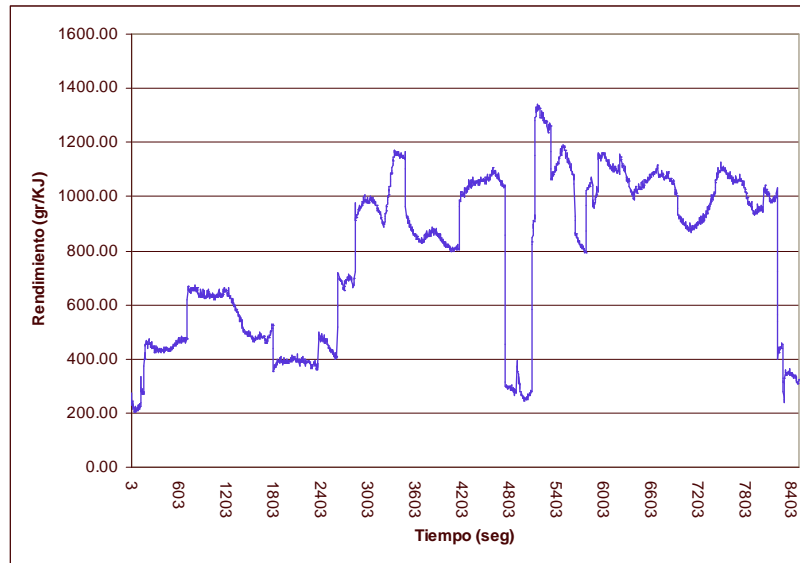


Figura 5.5 Eficiencia de generación de refrigerante durante la prueba 1

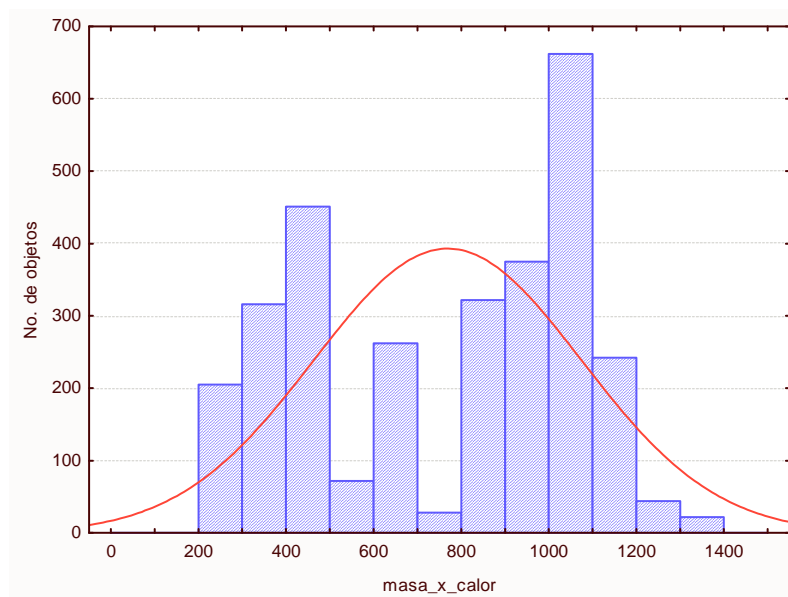


Figura 5.6 Histograma de los valores de eficiencia de producción de amoniaco

5.4.2 Descripción de la prueba 2

En la figura 5.7 se presenta el calor de generación a lo largo de la prueba 2, se puede observar que los valores de dicho calor oscilan entre 5 y 120 kW, pero la mayoría de ellos se encuentran en el intervalo de 20 a 30 kW. Es importante destacar que a excepción de la prueba 1 se cuenta con valores más estables del calor de generación.

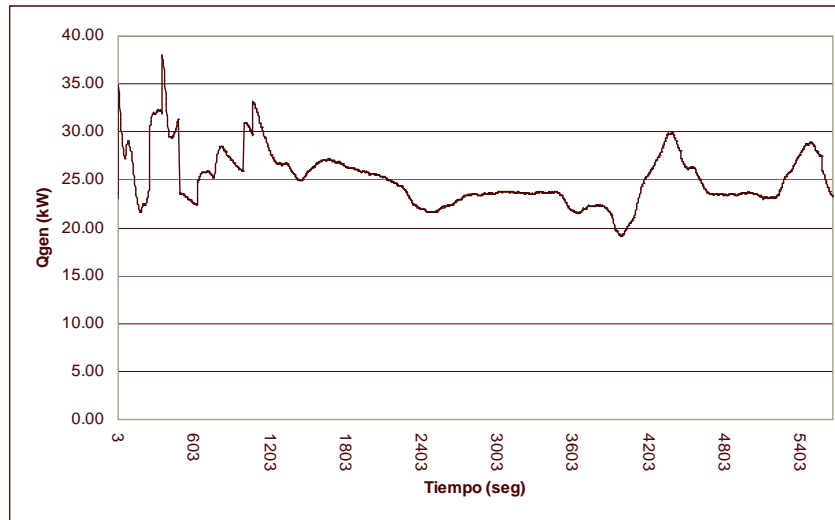


Figura 5.7 Calor de generación a través del tiempo para la prueba 2

En la figura 5.8 se muestra el flujo de amoníaco a lo largo de tiempo que dura la prueba dos. El flujo es estable al inicio y posteriormente se vuelve inestable y tiene valores que oscilan entre 0.1 y 2.5 kg/min.

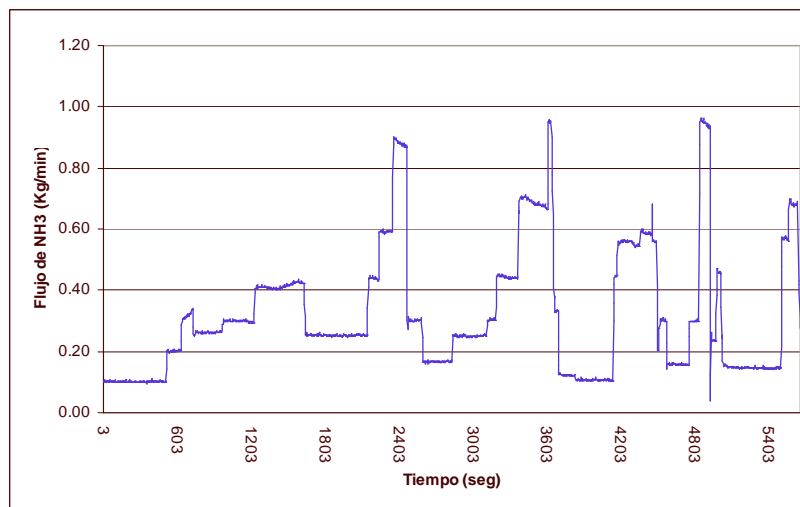


Figura 5.8 Flujo de amoníaco en la prueba dos

En cuanto a la eficiencia de generación se observa en la figura 5.9 que los valores característicos se encuentran entre 100 y 6000 gr/kJ. La variable que más influye en los valores de eficiencia parece ser el flujo de refrigerante generado, dado que las gráficas 5.8 y 5.9 también muestran similitud.

Por último, en la figura 5.8 se presenta el histograma de los valores de eficiencia. La

distribución que se observa es asimétrica, con altas frecuencias en las clases 0-1000.

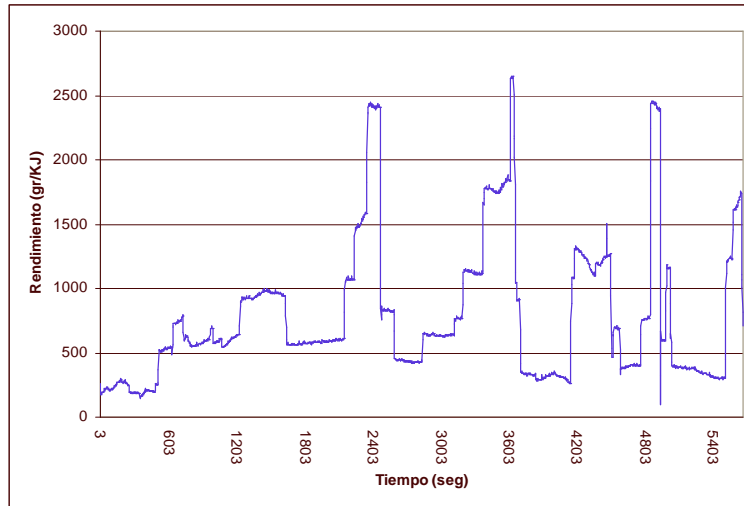


Figura 5.9 Eficiencia de generación de refrigerante durante la prueba 2

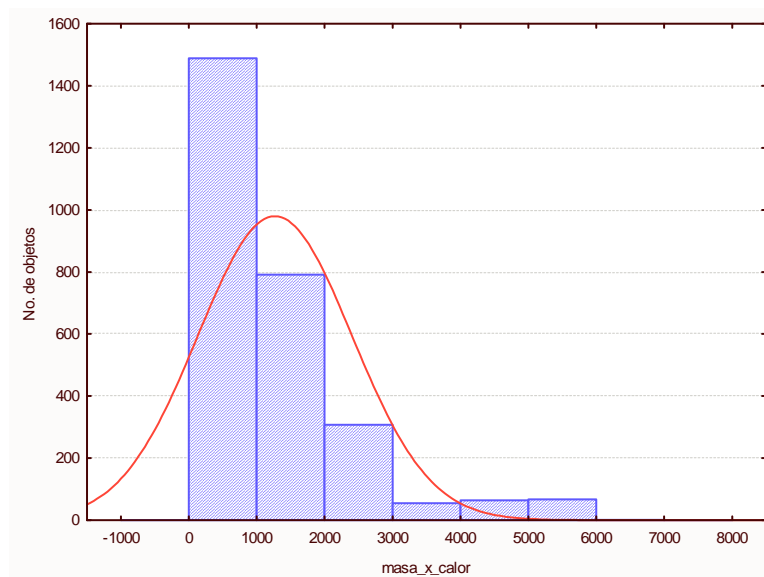


Figura 5.10 Histograma de los valores de eficiencia de producción de amoníaco durante la prueba 2

5.4.3 Descripción de la prueba 3

En la figura 5.11 se presenta el calor de generación a lo largo de esta prueba, donde se observan valores que oscilan entre 12 y 40 kW, esta fue una prueba más corta y se tuvo mayor estabilidad en la temperatura de generación.

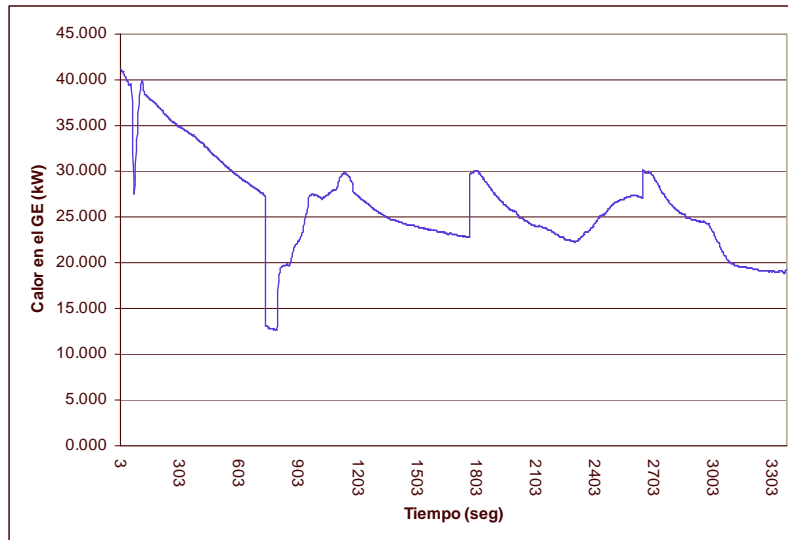


Figura 5.11. Calor de generación en la prueba 3

En la figura 5.12 se presenta el flujo de amoniaco a lo largo de tiempo que dura la prueba tres. El flujo es estable al igual que el calor de generación y tiene valores que oscilan entre 0.1 y 1.0 kg/min.

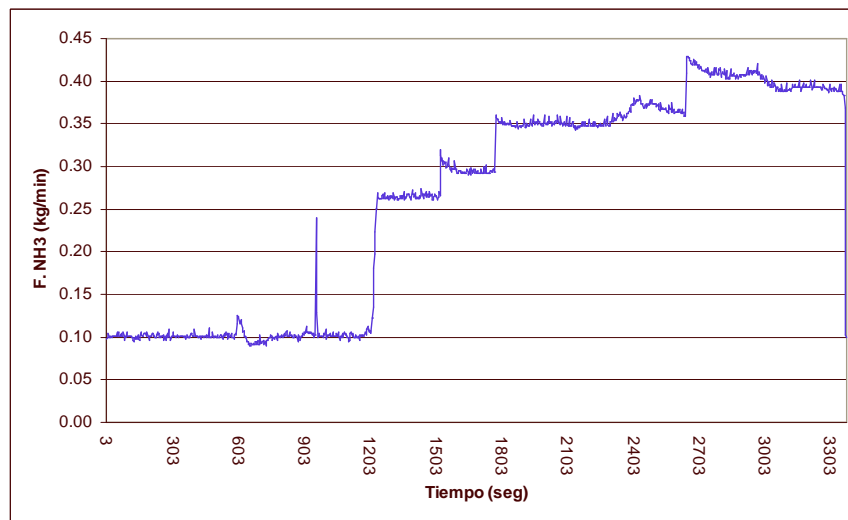


Figura 5.12 Flujo de generación en la prueba 3

Mientras que en la figura 5.13 observa que los valores característicos se encuentran entre 100 y 2200 gr/kJ. Nuevamente notamos que la variable que más influye en los valores de eficiencia es el flujo de refrigerante generado, dado que las gráficas 5.12 y 5.13 muestran gran similitud. Por último, en la figura 5.14 se presenta el histograma de los valores de

eficiencia. La distribución que se observa es nuevamente bimodal, sin embargo donde se presenta mayor frecuencia es en las clases 600 a 1000.

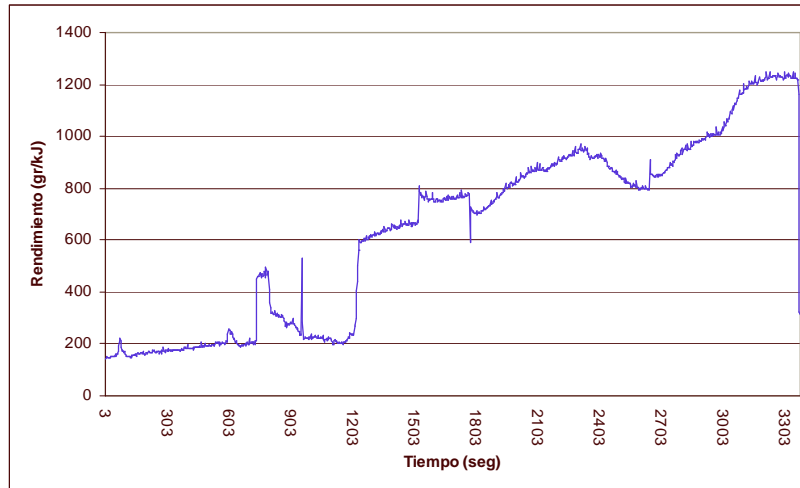


Figura 5.13. Eficiencia de generación de refrigerante en la prueba 3

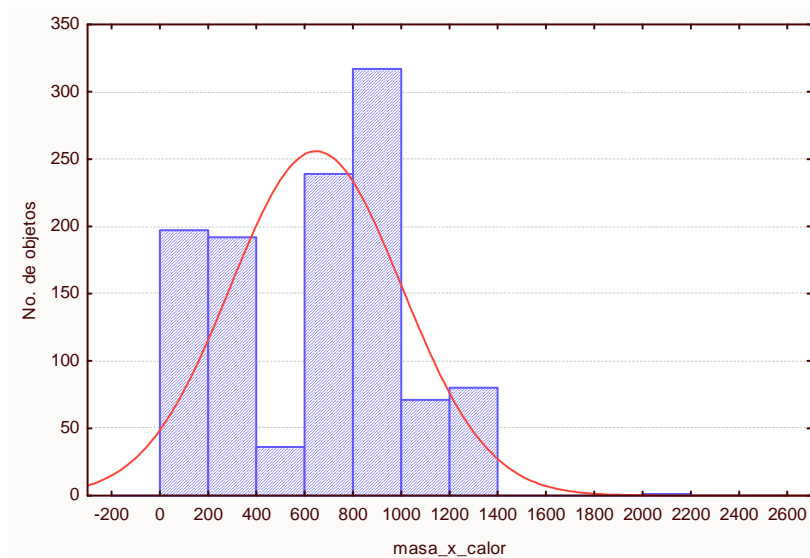


Figura 5.14. Histograma de los valores de eficiencia de producción de amoníaco en la prueba 3

La grafica 5.15 muestra el COP real externo de la prueba 1, este fue calculado con la ecuación 2.2 mostrada en el capítulo 2 de este trabajo, se puede observar que a medida que se aumenta el calor de generación se incrementa el COP del sistema, la temperatura de generación estuvo en un rango de 175 a 180 °C y se pudo obtener 5 kW de enfriamiento,

por lo que al incorporar el GFD al sistema, se espera que pueda operar el equipo a la temperatura de diseño (225 °C) y el COP aumente considerablemente.

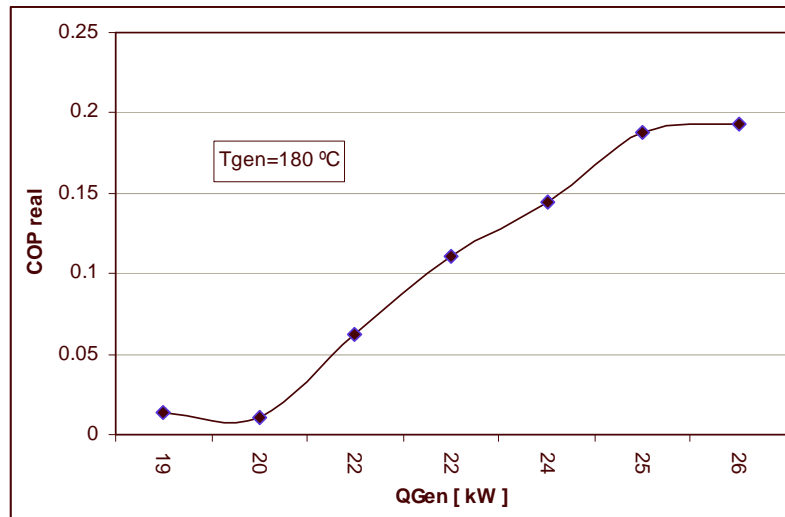


Figura 5.15 COP real externo en la prueba 2

Con el análisis anterior se pudo apreciar el comportamiento del generador del sistema Sol-GAX operando con aceite térmico, como suministro de calor además de conocer la cantidad de vapor refrigerante que se puede producir para una determinada cantidad de calor suministrada. Lo anterior será de gran utilidad para predecir el comportamiento del sistema Sol-GAX al operar acoplado al GFD, en una etapa posterior de este trabajo.

5.5 Bibliografía

Velázquez, N. (2002). Estudio de sistemas de absorción avanzados para operar con gas natural asistido por energía solar. Tesis de doctorado. Facultad de Ingeniería, UNAM, México D.F.

Conclusiones y recomendaciones

Conclusiones

Durante la realización de este trabajo y después de hacer un análisis a los resultados obtenidos se llegó a las siguientes conclusiones:

- Se realizó la revisión bibliografía de los trabajos que se están realizando actualmente para sistemas de refrigeración por absorción GAX, donde se pudo constatar que el estudio de esta tecnología es escaso debido a que no se encuentra mucha literatura publicada.
- Se desarrollo el programa de simulación tomando en llamado Sysfire.f90 que contiene las ecuaciones que describen las ecuaciones de transferencia de calor en el GFD y además se modifico el programa error_propagation.f90 donde se calcularon los errores propagados de cada una de las ecuaciones que se involucran en el Sysfire.f90.
- Se realizó la simulación de las tres secciones del GFD y se aplico el método de propagación de error tomando un error inicial de 1%, obteniendo los valores de las ecuaciones con su error propagado.
- Se realizó el diseño mecánico del GFD tomando en cuenta los resultados obtenidos en la simulación, con lo que se generaron los dibujos a detalle de los elementos que conforman el GFD; cámara de combustión, envolvente, arreglo de los tubos aletados en dimensiones reales, diseño de bridas, cámara de transición, soporte del quemador y chimenea.
- Se construyó y se instrumento el GFD y se realizaron pruebas de fugas a partir de las cuales se determinó agregar dos costillas en el envolvente del GFD para una mejor distribución de los esfuerzos mecánicos.

- A partir de las pruebas experimentales con el sistema de refrigeración Sol-GAX operando con aceite térmico como fuente de calor, se generaron los datos y graficas del calor de generación y de generación de refrigerante. Estos datos servirán como referencia una vez que se integre el GFD al sistema de refrigeración Sol-GAX.

En base a las conclusiones mencionadas anteriormente se concluye que los propósitos planteados al inicio de este trabajo fueron satisfactorios y se dejan las bases principales para poder seguir desarrollando tecnología que ayude a mejorar la eficiencia de los sistemas de refrigeración por absorción avanzados GAX.

Recomendaciones

- Sustituir los sellos de la columna del generador y colocar cinturones de seguridad en las bridas.
- Realizar el acoplamiento del GFD al sistema Sol-GAX.
- Hacer un diseño de experimentos para operar el GFD.
- Realizar un estudio de energías alternas renovables con las cuales pueda operar el GFD (como son, biogas, calor de desecho, etc.).
- Llevar a cabo la validación del programa de simulación Sysfire.f90.
- Realizar el análisis de segunda ley al Sol-GAX para poder conocer el aprovechamiento de energía y detectar los equipos con mayor potencial de mejoramiento.