

00582  
32



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA  
DE MEXICO**

FACULTAD DE QUIMICA

ESTUDIO DE SISTEMAS DE ABSORCION AVANZADOS  
PARA OPERAR CON GAS NATURAL ASISTIDOS POR  
ENERGIA SOLAR

**T E S I S**

PARA OBTENER EL GRADO DE:  
**DOCTOR EN CIENCIAS QUIMICAS**  
**(INGENIERIA QUIMICA)**

P R E S E N T A :  
**M. C. NICOLAS VELAZQUEZ LIMON**



MEXICO, D. F.

2002

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN



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.

**ESTE PROYECTO FUE DESARROLLADO EN EL CENTRO  
DE INVESTIGACIÓN EN ENERGÍA DE LA UNAM, BAJO  
LA DIRECCIÓN DEL DR. ROBERTO BEST Y BROWN.**

*Todo tiene sentido cuando se disfruta  
lo que se hace y la vida se vive con alegría.*

*Dedico esta tesis:*

*a mi madre Cirila Velázquez,*

*a mi hijo Edgar Enrique*

*y*

*a todos mis sobrinos.*

## AGRADECIMIENTOS

---

A Dios por darme vida y hacerme sentir que siempre ha estado junto a mi, dándome fortaleza en los momentos más difíciles de mi vida.

Al Dr. Roberto Best y Brown gracias por su amistad y por permitirme formar parte de su exitoso grupo de trabajo.

Al comité tutorial: Dr. Ricardo Rivero Rodríguez y Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco por su tiempo y asesoría en las diferentes etapas del proyecto.

A los miembros del Honorable Jurado: Dr. Isaac Pilatowsky Figueroa, Dr. Jesús Álvarez Calderón, Dr. Ricardo Rivero Rodríguez, Dr. Jaime Cervantes de Gortari, Dr. David Juárez Romero, Dra. Rosa María Barragán Reyes y Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco, por sus valiosas observaciones en el trabajo escrito.

A todos mis compañeros y amigos del Centro de Investigación en Energía y muy en especial al Ing. Victor Hugo Gómez Espinoza, al M. I. Jorge Hernández Gutiérrez, a la Lic. Ninfa Román Ménez y a la Lic. Yanet Fajardo P. por su valioso apoyo en la realización de este trabajo.

Al Centro de Investigación en Energía UNAM, en especial al Departamento de Sistemas Energéticos por todas las facilidades y el apoyo otorgado para la realización de este trabajo.

A la Facultad de Química (Ingeniería Química) UNAM por permitirme desarrollar mis estudios de doctorado en tan prestigiada institución.

También quiero hacer patente mi agradecimiento a DGAPA-UNAM por el apoyo económico otorgado, ya que este trabajo fue financiado bajo el proyecto No. IN-108397.

Así mismo agradezco al Consejo Nacional de Ciencia y tecnología (CONACYT), Programa de Mejoramiento del Profesorado (PROMEP) y a la Universidad Autónoma de Baja California por el apoyo otorgado para la realización de mis estudios de doctorado.

# ESTUDIO DE SISTEMAS DE ABSORCIÓN AVANZADOS PARA OPERAR CON GAS NATURAL, ASISTIDOS POR ENERGÍA SOLAR

## RESUMEN

La tecnología de enfriamiento de compresión mecánica de vapor que utiliza energía eléctrica como fuerza motriz, está provocando serios problemas en el sector eléctrico, ambiente y sociedad, por lo que en este proyecto se tuvo como propósito el investigar y desarrollar teórica y experimentalmente un sistema de absorción avanzado, que sea asistido por una fuente de energía híbrida *gas natural-solar*, para ser utilizado en el acondicionamiento térmico de espacios de casas habitación.

En los últimos años se han logrado progresos muy importantes en la tecnología de sistemas de absorción y las principales líneas de investigación en las cuales se está enfocando el esfuerzo de la mayoría de los investigadores son: desarrollo de nuevos ciclos, nuevos fluidos de trabajo, equipo de transferencia de masa y calor más eficiente y compacto, búsqueda de una mayor integración energética interna, entre otras.

En este proyecto se propuso un ciclo de absorción con intercambio de calor entre el absorbedor y generador (GAX), que utiliza amoníaco-agua como fluido de trabajo, es enfriado por aire y asistido por una fuente de energía híbrida gas natural-solar. Al incorporar el rectificador al generador, así como la sección más fría del generador (GAX-generador) al absorbedor, dividir el generador y absorbedor en secciones y eliminar la torre de enfriamiento, se logró obtener una unidad más compacta, eficiente, con menor costo de mantenimiento y con una inversión inicial más baja. El ciclo propuesto (ciclo solar-GAX) fue estudiado teórica y experimentalmente. En el estudio teórico se realizó el modelado matemático y dada la característica de alta no-linealidad del sistema de ecuaciones resultante, se propuso una metodología que contempla una secuencia de cálculo para las corrientes externas y un procedimiento iterativo para las corrientes internas, lo cual permitió desarrollar un simulador modular secuencial específico del sistema (SIMSAAGAX). Con el apoyo del simulador se realizó un estudio de comportamiento termodinámico del sistema y se determinaron las mejores condiciones para su diseño.

La unidad fue diseñada con una capacidad de 10.6 kW (3 Ton.) de enfriamiento. La evaluación del comportamiento energético del sistema por medio del simulador, permitió dar prioridad a la integración energética interna y proponer un arreglo del ciclo solar-GAX que incorpora el 19% de aportación solar a plena carga, pudiendo ser mayor a cargas parciales. A pesar de utilizar como medio de enfriamiento aire a 40 °C con una humedad relativa de 24%, se obtuvo un coeficiente de operación (COP) teórico de 0.86 en modo de enfriamiento y 1.86 en calentamiento, con una integración energética interna de 16.9 kW, un 37% más de la energía que se suministra en el generador.

Una vez realizado el diseño, se procedió a la construcción, instalación, instrumentación y estudio experimental del prototipo. Del análisis de los resultados experimentales se deduce que las tendencias de las variables dependientes como la integración energética interna, COP y relaciones másicas tienen un comportamiento similar al obtenido en la simulación. Con el estudio experimental realizado quedó plenamente demostrada la factibilidad técnica del ciclo solar-GAX y se adquirió una mayor sensibilidad del sistema.

El desarrollo de este tipo de tecnología de última generación en sistemas de absorción, contribuye en la solución de los fuertes problemas de demanda de energía eléctrica dentro y fuera del horario pico, ambientales, económicos y de dependencia tecnológica del país.

# STUDY OF ADVANCED ABSORPTION SYSTEMS TO BE OPERATED WITH NATURAL GAS, ASSISTED BY SOLAR ENERGY

## SUMMARY

Cooling technology based on the mechanical compression of steam using electrical power as a driving force is causing serious problems in the electrical industry, environment, and finally society. Due to this, the purpose of this project is the theoretical and experimental research and development of an advanced absorption system operated by a hybrid *natural gas-solar energy* source to be used in air conditioning in the residential sector.

The proposed absorption cycle in this work with generator-absorber heat exchange (GAX) using water-ammonia as a working fluid, is air cooled and assisted by a hybrid source of *natural gas-solar energy*. In order to obtain an efficient and compact unit with less equipment cost, the rectifier was incorporated to the generator forming the generator-rectifying column and the colder section of the generator (GAX - generator) is integrated to the absorber to form the GAX-absorber column. Integrating the GAX - generator to the absorber, the external heat transfer circuit including the pump, the pipeline circuit and the external control system are eliminated. The economiser and the cooling tower were also eliminated. The proposed cycle was studied theoretically and experimentally. In the theoretical study mathematical modeling was carried out and given the characteristic non-linearity of the resulting system of equations, the methodology proposed envisages a calculation sequence for the external currents and an iterative procedure for the internal currents, which made it possible to develop a specific sequence modular simulator for the system (SIMSAAGAX). With the support of the simulator, a study of the thermodynamic behavior of the system was made and the best conditions for the design were determined.

The unit was designed with a capacity of 10.6 kW (3 tons) of cooling. The evaluation of the energetic behavior of the system, by means of the simulator, allowed to give priority to the internal energy integration, and to propose an arrangement for the GAX cycle that allows 19% of solar contribution at full load, being greater at partial loads. In spite of using ambient air up to 40 °C with a relative humidity of 24% as cooling source, a coefficient of performance (COP) value of 0.86 for cooling and 1.86 for heating was calculated, with an internal energy integration of 16.9 kW, 37% more than the energy that is supplied to the generator.

Once the design was made, construction, installation, instrumentation and experimental study of the pilot plant proceeded. The analysis of the experimental results shows that the tendencies of the dependent variables such as internal energy integration, COP and mass relations have similar behavior to the one obtained in the simulation. With the experimental study the technical feasibility of the solar - GAX cycle was fully demonstrated and a bigger sensitivity of the system was learned.

The development of the last-generation technology in absorption systems, contributes to the solution of big problems of electrical energy consumption inside and outside of the peak hours. It also contributes to an environmental, economical and technological independence of the country.

---

---

## CONTENIDO

---

---

	Página
<b>RESUMEN</b>	v
Lista de figuras	x
Lista de tablas	xiv
Nomenclatura	xv
<b>CAPÍTULO I INTRODUCCIÓN AL PROYECTO</b>	
1.1 ANTECEDENTES.....	1
1.2 PROBLEMÁTICA Y JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO.....	4
1.3 OBJETIVOS.....	8
1.4 DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA TESIS.....	9
<b>CAPÍTULO II FUENTES ENERGÉTICAS Y ENFRIAMIENTO SOLAR</b>	
2.1 ESTUDIO DE LAS FUENTES ENERGÉTICAS.....	10
2.1.1 Descripción y análisis de la situación energética actual.....	10
2.1.2 La energía solar y sus perspectivas tecnológicas.....	14
2.1.3 Estudio de disponibilidad de energía solar en Mexicali B. C. ....	17
2.1.4 Diseño y análisis de factibilidad de los sistemas de captación solar.....	26
2.2 SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO SOLAR.....	35
2.2.1 Enfriamiento solar.....	35
2.2.2 Proyectos demostrativos de la tecnología de enfriamiento solar.....	36
2.2.3 Potencial de los sistemas de enfriamiento solar.....	37
<b>CAPÍTULO III ESTUDIO DE LOS SISTEMAS DE ABSORCIÓN AVANZADOS</b>	
3.1 SISTEMAS DE ABSORCIÓN CON CICLOS AVANZADOS.....	38
3.1.1 Evolución de los sistemas de absorción.....	38
3.1.2 Ciclos GAX avanzados.....	49
3.1.3 Clasificación de los sistemas de absorción avanzados.....	54
3.1.4 Estudio comparativo de los ciclos de refrigeración por absorción avanzados... ..	61
3.1.5 Comparación entre enfriadores solares y de compresión mecánica.....	64
<b>CAPÍTULO IV ESTUDIO DEL SISTEMA DE ABSORCIÓN PROPUESTO</b>	
4.1 ANÁLISIS EXÉRGICO DE UN SISTEMA DE ABSORCIÓN BÁSICO.....	68
4.1.1 Comentarios sobre la primera y segunda ley de la termodinámica.....	68
4.1.2 Diferentes indicadores exérgicos.....	69
4.1.3 Metodología de análisis exérgico.....	70
4.1.4 Descripción general y operativa del sistema de absorción.....	71
4.1.5 Cambios de energía y exergía en los componentes del sistema.....	73
4.1.6 Análisis de resultados y detección de áreas de oportunidad.....	76

4.2 SISTEMA DE ABSORCIÓN AVANZADO PROPUESTO.....	83
4.2.1 Factores que incidieron en la generación de la propuesta.....	83
4.2.2 Fuente de energía primaria.....	84
4.2.3 Descripción y ventajas del Ciclo Solar-GAX.....	85
4.2.4 Descripción operativa.....	86
4.3 ANÁLISIS Y CARACTERIZACIÓN DEL SISTEMA DE ABSORCIÓN SOLAR-GAX POR SIMULACIÓN.....	90
4.3.1 Modelo matemático y la metodología de solución.....	90
4.3.2 Simulador del sistema de absorción Solar-GAX.....	98
4.3.3 Análisis y discusión de resultados de la simulación.....	100
4.3.4 Comportamiento de los perfiles radiales de temperatura y concentración.....	105
<b>CAPITULO V DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE ABSORCIÓN</b>	
5.1 PROCEDIMIENTO GENERAL DE DISEÑO.....	107
5.1.1 Criterios y normalización en el diseño de equipos.....	107
5.1.2 Desarrollo del diseño.....	107
5.2 METODOLOGÍA DE DISEÑO COLUMNA ABSORBEDOR-GAX.....	111
5.2.1 Diseño de la unidad “1A” (enfriamiento con aire).....	111
5.2.2 Diseño de la unidad “2A” o AHX (enfriamiento con solución).....	115
5.2.3 Diseño de la unidad “3A” (sección GAX).....	121
5.2.4 Diseño mecánico del envoltente y cabezas de la columna.....	122
5.2.5 Dimensionamiento del recipiente de almacenamiento de solución.....	123
5.2.6 Especificación del ventilador y ducto de acoplamiento a la columna.....	125
5.2.7 Especificación de la columna absorbedor-GAX.....	125
5.3 METODOLOGÍA DE DISEÑO COLUMNA GENERADOR-RECTIFICADOR..	131
5.3.1 Diseño de la unidad “1G-2G” (calentamiento externo).....	131
5.3.2 Diseño de la unidad “3G” o GHX (calentamiento con solución).....	131
5.3.3 Diseño de la unidad de rectificación (enfriamiento con aire).....	132
5.3.4 Dimensionamiento del plato redistribuidor (cámara de separación).....	133
5.3.5 Diseño mecánico del envoltente y cabezas de la columna.....	133
5.3.6 Dimensionamiento del fondo de la columna.....	133
5.3.7 Especificación del ventilador y ducto de acoplamiento a la columna.....	134
5.3.8 Especificación de la columna generador-rectificador.....	134
5.4 ESPECIFICACIONES COMPLEMENTARIAS DEL SISTEMA.....	138
5.4.1 Selección y dimensionamiento de tuberías externas (líneas de proceso).....	138
5.4.2 Selección de los materiales de construcción.....	139
5.4.3 Instrumentación de la planta piloto.....	140

## **CAPITULO VI DESARROLLO DEL TRABAJO EXPERIMENTAL**

<b>6.1 CALIBRACIÓN DE INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN.</b> .....	142
6.1.1 Sensores de temperatura. ....	142
6.1.2 Sensores de presión. ....	143
6.1.3 Sensores de flujo volumétrico. ....	144
6.1.4 Procedimiento para medir la concentración de la solución de NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O. ....	145
6.1.5 Sistema de adquisición de datos. ....	147
<b>6.2 DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA PILOTO.</b> .....	147
<b>6.3 ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL CICLO DE ABSORCIÓN SOLAR-GAX.</b> ..	153
6.3.1 Preparación de la solución y carga del sistema. ....	153
6.3.2 Puesta en marcha y paro de la planta piloto. ....	154
6.3.3 Procedimiento experimental. ....	157
6.3.4 Procesamiento de la información . ....	158
6.3.5 Análisis y discusión de resultados experimentales. ....	162

## **CAPITULO VII CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

<b>7.1 CONCLUSIONES.</b> .....	180
<b>7.2 RECOMENDACIONES.</b> .....	183
<b>REFERENCIAS.</b> .....	184

## **APÉNDICE**

<b>A</b> Características operacionales del simulador SINEDES.	189
<b>B</b> Simulador modular secuencial específico del sistema de absorción solar-GAX (SIMSAAGAX).	194

---



---

## LISTA DE FIGURAS

---

		Página
1.1	Consumo eléctrico mensual del sector residencial del municipio de Mexicali, B. C. meses del año 2000 y promedio de 1990 a 2000.	5
1.2	Variación del consumo eléctrico en el sector residencial del municipio de Mexicali, B.C. meses de febrero y agosto, para los años de 1990 a 2000.	5
1.3	Descripción de la problemática (a) Círculo vicioso y (b) Espiral ascendente.	6
2.1	Comportamiento histórico del precio de Diesel, 1997-2001.	12
2.2	Comportamiento histórico del precio de Combustóleo, 1997-2001.	12
2.3	Comportamiento histórico del precio de Gas LP, 1997-2001.	13
2.4	Comportamiento histórico del precio de Gas Natural, 1997-2001.	13
2.5	Principales tipos de colectores de energía solar.	16
2.6	Temperatura de bulbo seco promedio mensual. 1996, Mexicali, B.C.	20
2.7	Temperatura horaria promedio mensual de los meses críticos, 1996.	20
2.8	Diagrama de flujo del procedimiento general de SINEDES.	23
2.9	Diagrama de flujo del procedimiento utilizado para realizar el estudio de disponibilidad de energía solar (parte 1).	24
2.10	Estudio de disponibilidad de energía solar (parte 2).	25
2.11	Diagrama de flujo del procedimiento utilizado para diseñar un SCS y realizar un análisis de factibilidad técnica.	29
2.12	Diagrama de flujo del procedimiento para realizar un análisis de factibilidad económica del SCS, en un SA que utiliza diferentes combustibles.	30
2.13	Eficiencia de captación solar de los diferentes tipos de colectores.	33
2.14	Ahorro en el costo de operación del sistema de absorción al utilizar CPC en la captación solar. Agosto, Mexicali, B.C.	34
2.15	Resultados del análisis de factibilidad económica del SCS para los tres tipos de colectores, utilizando gas LP en el sistema de absorción.	34
3.1	Descripción esquemática del ciclo básico de simple efecto (CBSE).	40
3.2	Descripción esquemática del ciclo con intercambio de calor entre las soluciones (CICES).	40
3.3	Descripción esquemática del ciclo GAX con circuito externo.	42
3.4	Ciclo GAX sobre un diagrama P-T-X.	42
3.5	Ciclo Ramificado GAX.	43
3.6	Esquema de tuberías del sistema de absorción BGAX.	43
3.7	Ciclo VX-GAX.	45
3.8	Diagrama de flujo del ciclo VX-GAX para alto $\Delta T_L$ .	45
3.9	Esquema del ciclo de absorción de doble efecto $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ .	47
3.10	Esquema de un enfriador de agua de doble efecto $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ (flujo paralelo).	47
3.11	Esquema del ciclo de doble etapa $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}/\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ .	48
3.12	Comparación de $\text{COP}_e$ de los ciclo de absorción más importantes.	62
3.13	Comparación de la relaciones de energía primaria para diferentes sistemas de absorción y compresión mecánica.	66
4.1	Sistema de absorción amoniaco-agua.	72
4.2	Distribución de los flujo exérgicos en el sistema de refrigeración por absorción.	78
4.3	Subsistema de energía primaria del ciclo solar-GAX.	84

---

---



---

**LISTA DE FIGURAS (cont.)**

---

		Página
4.4	Diagrama esquemático de los componentes del ciclo solar-GAX.	86
4.5	Diagrama de bloques del ciclo solar-GAX.	88
4.6	Diagrama esquemático del sistema de absorción solar-GAX.	89
4.7	Procedimiento iterativo para el cálculo de propiedades de corriente No. 18.	97
4.8	Procedimiento iterativo para obtener propiedades de corrientes internas.	98
4.9	Diagrama general de flujo del simulador SIMSAAGAX.	99
4.10	Variación del COP con el $\Delta T_L$ del ciclo solar-GAX.	103
4.11	Transferencia de calor en los principales componentes del ciclo solar-GAX.	103
4.12	Intercambio de calor interno en el ciclo solar-GAX.	104
4.13	Comportamiento de las relaciones de flujo másico y $\Delta T_L$ del ciclo solar-GAX.	104
4.14	Perfiles radiales de temperatura y concentración (a) Sección de absorción, (b) Sección de generación y (c) Unidad absorbedor/generador (GAX).	106
5.1	Diagrama de flujo del procedimiento general de diseño.	109
5.2	Esquema de la columna absorbedor-GAX.	126
5.3	Detalles de los accesorios de la columna absorbedor-GAX.	127
5.4	Disposición y características de los tubos aletados.	128
5.5	Espejo, mampara, haz de tubos y entrada de aire de la col. absorbedor-GAX.	129
5.6	Características de las mamparas de la columna absorbedor-GAX.	130
5.7	Carrete de acoplamiento del ventilador del absorbedor (tiro inducido).	130
5.8	Esquema de la columna generador-rectificador.	135
5.9	Dimensiones del carrete con plato distribuidor de la columna generador-rect.	136
5.10	(a) Ubicación de los bajantes y chimeneas del plato distribuidor, tomando como referencia el espejo y tubos del generador y (b) Orientación de las boquillas de la columna generador-rectificador.	136
5.11	Características del haz de tubos aletados, espejo, mampara y entrada de aire de la columna generador-rectificador.	137
5.12	Parámetros de las mamparas de la torre de generación.	137
5.13	Características del carrete de acoplamiento del ventilador rectificador.	137
5.14	Diagrama de tuberías e instrumentación (DTI) de la planta piloto.	141
6.1	Muestreador y enfriador de solución amoniaco-agua.	146
6.2	(a) Adquisitor de datos conectado al sistema de calibración y (b) Gabinete de control y monitoreo de variables del sistema de absorción.	147
6.3	Planta piloto del sistema de absorción solar-GAX.	148
6.4	Sistema de captación solar de tubos evacuados.	149
6.5	Subsistema de calentamiento eléctrico del aceite térmico.	149
6.6	Sección GHX, cámara de separación y rectificador enfriado por aire.	150
6.7	Intercambiador de calor absorbedor-generador y domo de columna.	150
6.8	Sección del absorbedor enfriada por aire y tanque de solución.	151
6.9	Bomba dosificadora de solución Milton Roy.	151
6.10	Condensador, pre-enfriador y evaporador del sistema.	152
6.11	Perfiles de temperatura del grupo 1 para la corrida 17 (variación de temperatura en el arranque y estabilización de la planta piloto).	164
6.12	Perfiles de temperatura del grupo 1 para la corrida 9 (trayectoria de la solución concentrada).	164

---

---

---

**LISTA DE FIGURAS (cont.)**

---

---

	Página
6.13 Perfiles de temperatura del grupo 2 para la corrida 9 (trayectoria de la solución diluida).	165
6.14 Perfiles de temperatura del grupo 3 para la corrida 9 (trayectoria del vapor de refrigerante).	165
6.15 Perfiles de temperatura del grupo 4 para la corrida 9 (corriente de aire de enfriamiento).	166
6.16 Perfiles de temperatura del grupo 5 para la corrida 9 (corriente de aceite térmico, Mobiltherm 603).	166
6.17 Perfiles de temperatura del grupo 1 para la corrida 18 (trayectoria de la solución concentrada).	167
6.18 Perfiles de temperatura del grupo 2 para la corrida 18 (trayectoria de la solución diluida).	167
6.19 Perfiles de temperatura del grupo 3 para la corrida 18 (trayectoria del vapor de refrigerante).	168
6.20 Perfiles de temperatura del grupo 4 para la corrida 18 (corriente de aire de enfriamiento).	168
6.21 Perfiles de temperatura del grupo 5 para la corrida 18 (corriente de aceite térmico, Mobiltherm 603).	169
6.22 Perfiles de temperatura del grupo 1 para la corrida 21 (trayectoria de la solución concentrada).	169
6.23 Perfiles de temperatura del grupo 2 para la corrida 21 (trayectoria de la solución diluida).	170
6.24 Perfiles de temperatura del grupo 3 para la corrida 21 (trayectoria del vapor de refrigerante).	170
6.25 Perfiles de temperatura del grupo 4 para la corrida 21 (corriente de aire de enfriamiento).	171
6.26 Perfiles de temperatura del grupo 5 para la corrida 21 (corriente de aceite térmico, Mobiltherm 603).	171
6.27 Perfiles de temperatura del grupo 1 para la corrida 24 (trayectoria de la solución concentrada).	172
6.28 Perfiles de temperatura del grupo 2 para la corrida 24 (trayectoria de la solución diluida).	172
6.29 Perfiles de temperatura del grupo 3 para la corrida 24 (trayectoria del vapor de refrigerante).	173
6.30 Perfiles de temperatura del grupo 4 para la corrida 24 (corriente de aire de enfriamiento).	173
6.31 Perfiles de temperatura del grupo 5 para la corrida 24 (corriente de aceite térmico, Mobiltherm 603).	174
6.32 Comportamiento energético de los diferentes equipos del sistema de absorción solar-GAX (variando la presión $P_b$ ).	176
6.33 Integración energética interna del SA solar-GAX (variando la presión $P_b$ )	176
6.34 Comportamiento del coeficiente de operación del sistema de absorción solar-GAX (variando la presión $P_b$ ).	177

---

---

---

**LISTA DE FIGURAS (cont.)**

---

---

	Página
6.35 Comportamiento de los indicadores de flujo másico al variar la temperatura del aceite térmico (variando $P_b$ a flujo máximo).	177
6.36 Comportamiento energético de los diferentes equipos del sistema de absorción solar-GAX (variando $P_a$ a flujo máximo).	178
6.37 Integración energética interna del SA solar-GAX (variando $P_a$ a flujo máx.)	178
6.38 Comportamiento del coeficiente de operación del sistema de absorción solar-GAX (variando la presión $P_a$ a flujo máximo).	179
6.39 Comportamiento de los indicadores de flujo másico al variar la temperatura del aceite térmico (variando $P_a$ a flujo máximo).	179

---

---

## LISTA DE TABLAS

---

---

	Página
2.1	Datos de las tecnologías de captación solar. 31
2.2	Resumen de resultados del análisis de prefactibilidad técnica y económica. 32
3.1	Características de los ciclos GAX avanzados. 51
3.2	Términos constructivos para la clasificación de los ciclos de absorción. 55
3.3	Clasificación de algunos de los ciclos de absorción avanzados. 56
3.4	Características de los ciclos de absorción avanzados. 57
3.5	Resumen comparativo de indicadores de comportamiento de los ciclos de absorción analizados. 63
4.1	Fórmulas utilizadas en el cálculo de los cambios y pérdidas de exergía de los módulos del sistema de absorción. 74
4.2	Formulas utilizadas para calcular los indicadores exérgicos de los diferentes módulos del sistema de absorción. 75
4.3	Propiedades termodinámicas de las corrientes del sistema de absorción. 77
4.4	Resumen de resultados del análisis energético por primera ley del sistema. 77
4.5	Resultado del análisis por segunda ley para el ciclo de absorción. 78
4.6	<i>Indicadores exérgicos de los diferentes equipos del sistema de absorción.</i> 80
4.7	Principales condiciones de operación del sistema de absorción solar-GAX. 100
4.8	Resumen del análisis energético del sistema de absorción solar-GAX. 101
5.1	Constantes de las correlaciones de la metodología de diseño HEDH. 118
5.2	Cuellos soldables de la columna absorbedor-GAX. 128
5.3	Características de los tubos aletados de la columna absorbedor-GAX. 128
5.4	Cuellos soldables de la columna generador-rectificador. 134
5.5	Características de los tubos aletados de la columna generador-rectificador. 134
5.6	Intervalos representativos de velocidades en tuberías de acero. 138
5.7	Resumen del dimensionamiento de tuberías externas del ciclo solar-GAX. 138

## NOMENCLATURA

Símbolo	Definición	Unidades
a	Relación de corrientes ( $m_{27}/m_{14}$ )	adimensional
COP	Coefficiente de operación	adimensional
Cp	Calor específico	kJ/kg °C
D <sub>b</sub>	Diámetro de la mampara	pulg. o mm
D <sub>i</sub> , D <sub>o</sub> , D <sub>f</sub>	Diámetro interno, externo y con aletas	pulg. o mm
D <sub>ENV</sub> , D <sub>S</sub>	Diámetro interno de la envolvente	pulg. o mm
DMLT	Diferencia de temperaturas media logarítmica	°C o K
E	Espesor de aleta	pulg. o mm
Efl	Pérdidas por efluentes	kW o W
Ex	Exergía	kW o W
EXCOP	Coefficiente de operación exérgico	adimensional
FCN	Fracción de calor neto	adimensional
G	Flujo volumétrico de aire	m <sup>3</sup> /s
h	Entalpía específica	kJ/kg
H	Altura de aleta	pulg. o mm
H <sub>cm</sub>	Altura del corte de la mampara	pulg. o mm
IEI	Integración energética interna	kW o W
Irr	Pérdidas por irreversibilidad	kW o W
k	Conductividad térmica	W/m K
L <sub>t</sub>	Longitud de tubos	pulg. o mm
L%	Porcentaje de líquido de una corriente	(%)
m	Flujo másico	kg/s
N	Números de tubos	tubos
N <sub>a</sub>	Número de aletas por pulgada	aletas/pulg
N <sub>b</sub>	Número de mamparas	mamparas
N <sub>j</sub>	Número de hileras de tubos que atraviesa el aire	hileras
N <sub>CF</sub>	Número de tubos en la cara frontal, entrada del aire	tubos
n o η	Rendimiento mecánico de la bomba (fracción)	adimensional
OTL	Diámetro del haz/banco de tubos	pulg. o mm
P	Presión	MPa o bar
P	Espaciado de tubos (Pitch)	pulg. o mm
PER	Relación de energía primaria	adimensional
Pr	Número de prandtl	adimensional
Q	Flujo de calor	kW
R	Rendimiento	adimensional
RC	Relación de circulación	adimensional
RF	Relación de flujo	adimensional
SA	Sistema de absorción	-
S	Entropía específica	kJ/kg K
S <sub>a</sub>	Espacio entre aletas	pulg. o mm
S <sub>t</sub>	Separación entre tubos aletados	pulg. o mm
T	Temperatura	°C o K
U	Coefficiente global de transferencia de calor	W/m <sup>2</sup> K
V	Velocidad de la película descendente o del vapor	m/s
W	Trabajo específico	kJ/kg
w	kg de agua / kg de aire seco	-
$\dot{W}$	Potencia	kW
x	Fase líquida (Kg de amoníaco/kg de la mezcla)	-
$\bar{x}$	Fracción molar de amoníaco en la fase líquida	-
y	Fase vapor (Kg. de amoníaco/kg de la mezcla)	-
$\bar{y}$	Fracción molar de amoníaco en la fase vapor	-

## Símbolos Griegos

Símbolo	Definición	Unidades
$\delta$	Espesor de película descendente	mm
$\varepsilon$	Efectividad	adimensional
$\eta$	Eficiencia	adimensional
$\mu$	Viscosidad dinámica	kg/m s
$v$	Volumen específico	m <sup>3</sup> /kg
$\rho$	Densidad	kg/m <sup>3</sup>

## Subíndices

A Aire de enfriamiento	INT Irreversibilidades internas
a Zona de alta presión	i Interno o hileras de tubos
AB Absorbedor	L Fase líquida o Lift
Ac Aceite de calentamiento	mt Máxima de trabajo
A.F. Agua fría	np Neta producida
AHX Intercambio de calor absorbedor	ns Neta suministrada
b Zona de baja presión	o Condiciones de referencia
BS Bomba de solución	op Operación
C Calentamiento	p Película
CO Condensador	P.de M. Potencial de mejoramiento
Com Comercial	PRE Pre-enfriador
E Enfriamiento	RE Rectificador
e Entrada	RP Regulador de presión
EC Economizador	s Salida
ES Energía solar	SC Sobre calentamiento
EV Evaporador	t Teórico o total
EXT Irreversibilidades externas al ciclo	TC Transferencia de calor
f Aleta	U Útil
g Generada	V Fase vapor
GAX Intercambio de calor absorbedor-generador	VE Ventilador
GE Generador	VER Válvula de expansión del refrigerante
GHX Intercambio de calor generador	VES Válvula de expansión de la solución
GN Gas natural	W Pared
G/R Unidad generador-rectificador	w Agua

## CAPÍTULO I

## INTRODUCCIÓN AL PROYECTO

En este capítulo a manera de introducción, se presentan los sucesos más importantes en orden cronológico del desarrollo de la tecnología de absorción, se describe la problemática de acondicionamiento de espacios que se tiene en la mayor parte del país y la necesidad de plantear soluciones, se argumentan algunas justificaciones del proyecto doctoral y se plantean los objetivos y alcances de dicho proyecto.

## 1.1 ANTECEDENTES

La tecnología de sistemas de absorción, puede ser utilizada para satisfacer las necesidades de calefacción y enfriamiento (tanto de aire acondicionado como de refrigeración) de los sectores residencial, comercial e industrial. Las condiciones más favorables para su aplicación son cuando existen ambas necesidades y se puede utilizar simultáneamente el sumidero y la fuente de calor.

El enfriamiento producido por absorción de vapor y la vaporización de un líquido lo produjo por primera vez Faraday en 1824, utilizando amoníaco líquido y cloruro de plata en un pequeño equipo intermitente, pero fue el francés Ferdinand Carré quien inventó el sistema de refrigeración por absorción de operación continua y lo patentó en los Estados Unidos de América en 1860, (Pilatosky et al., 1993).

Aunque el enfriamiento por absorción es conocido desde hace más de cien años, fue poco investigado después de su invención ya que en esos tiempos los recursos energéticos se consideraban abundantes y baratos.

La tecnología de absorción en su forma más simple, fue muy usada en los Estados Unidos de América, aplicada en refrigeradores de uso doméstico, donde de los años treinta a los cincuenta del siglo pasado, se produjeron más de 380 000 unidades por año, llegando a tener un solo fabricante un total de cuatro millones de órdenes de producción, (Pérez-Blanco, 1993).

Las crisis energéticas subsiguientes, estimularon el interés de los investigadores e industriales y los años sesenta presenciaron un resurgimiento de la tecnología de absorción con aplicación en aire acondicionado. Fueron desarrollados sistemas que utilizan como fluidos de trabajo amoníaco-agua y bromuro de litio-agua, la gran mayoría de estas unidades fueron diseñadas para operar con fuego directo o vapor. Posteriormente se implementaron algunas mejoras en los sistemas de aire acondicionado por absorción de fuego directo que utilizaban amoníaco-agua como fluido de trabajo y esto aumentó el coeficiente de operación (COP) térmico a los niveles de 0.5. Para 1973, 474 000 de estas unidades de aire acondicionado habían sido producidas. Desde entonces una compañía ha continuado manufacturado estas unidades a una relación en el intervalo de 5 000 a 10 000 por año (Pérez-Blanco, 1993).

Unidades de bromuro de litio-agua, con capacidad de refrigeración en el intervalo de 100 a 2000 toneladas (350 a 7000 kW) fueron también manufacturadas. Dichas unidades tenían un intervalo de COP de 0.6 a 0.9, el valor superior corresponde a las unidades de doble efecto. Este tipo de equipos se han hecho más confiables y eficientes energéticamente, obteniéndose como resultado una notoria aceptación en el mercado de

Japón, donde son utilizados como enfriadores de agua (chillers) y en sistemas de enfriamiento y calentamiento distrital, (Bouma, 1993).

Este tipo de tecnología incluyendo sus fluidos de trabajo es más benigna con el ambiente, ya que no afecta la capa de ozono como la mayoría de los refrigerantes que son utilizados por los sistemas de compresión mecánica de vapor.

En la actualidad, Japón cuenta con una próspera industria de sistemas de absorción, con una producción anual de 3 000 unidades de bromuro de litio-agua de gran capacidad. Estos equipos tienen COP en el intervalo de 0.6 a 1.1 y están siendo instalados en edificios residenciales y comerciales, así como también en el sector industrial.

En general, los equipos de absorción disponibles en el mercado de aire acondicionado y refrigeración están basados en los ciclos de simple, doble y últimamente de triple efecto. Estos sistemas se consideran tecnologías bien desarrolladas con una producción industrial sólida.

Existe un número pequeño de unidades que utilizan fuentes de energía no comunes, como calor residual o de desecho, energía geotérmica y energía solar, pero hay países que están realizando una fuerte promoción para su utilización, principalmente en los sistemas de cogeneración. Además la comunidad internacional de investigadores esta uniendo esfuerzos, agrupándose en asociaciones y desarrollando programas como el de calentamiento y enfriamiento solar (TASK 25) de la Agencia Internacional de Energía (IEA), bajo este escenario el futuro pudiera ser prometedor.

En los últimos años se han logrado progresos muy importantes en los sistemas de absorción, sin embargo, la mayoría se encuentra en la etapa de investigación y desarrollo a nivel de planta piloto. Como ejemplo podemos mencionar la gran cantidad de ciclos avanzados, reportados recientemente en revistas especializadas, dentro de estos ciclos se encuentran los de múltiple efecto, múltiple etapa, ciclos de arreglos combinados, ciclos con recuperación de calor del absorbedor como los ciclos GAX (COP de 1.03), multi GAX, ramificación GAX (COP de 1.74), poli ramificación GAX, regenerativo GAX, e intercambio de vapor GAX (COP de 1.87), entre otros.

Existen muchos ciclos avanzados, pero cuando son analizados bajo un criterio técnico-económico, son muy pocos los que tienen posibilidades de tener éxito comercialmente. Se han realizado bastantes investigaciones buscando la máxima eficiencia energética y se han obtenido procesos muy eficientes, pero con un número alto de componentes, lo cual, resulta en un requerimiento de inversión inicial muy alto, convirtiéndose en una opción sin posibilidades comerciales. La investigación y desarrollo tecnológico debe realizarse tomando en cuenta los siguientes aspectos: inversión inicial, costo de operación, costo de mantenimiento y la vida útil de los equipos, cuidando siempre las posibles repercusiones o daños al ambiente.

Las principales líneas de investigación de los sistemas de absorción, en las cuales se está enfocando el esfuerzo de la mayoría de los investigadores, son relativamente recientes.

La posibilidad de recuperar calor interno en el ciclo de absorción básico, en un amplio intervalo de concentraciones de solución absorbente, fue descrita a principios del siglo pasado por el alemán **Altenkirch (1913)**, estas investigaciones sentaron las bases para el desarrollo de una nueva generación de ciclos de absorción avanzados. Dentro de estos nuevos sistemas se tiene al ciclo GAX. El ciclo GAX es un sistema de absorción que provee el más alto coeficiente de operación que cualquier otro ciclo de un solo efecto y fundamenta su comportamiento en el traslape parcial del intervalo de temperaturas entre absorbedor y generador, permitiendo lo anterior, la transferencia de calor de la parte más

caliente del absorbedor a la parte más fría del generador, razón por la cual se tiene un valor alto de COP.

Después de comparar varios ciclos de absorción avanzados, con varios fluidos de trabajo, **Phillips, (1990)**, propuso que un ciclo GAX amoníaco-agua es el más aceptable para el acondicionamiento de espacios del sector residencial, con un COP de 1.03 en modo de enfriamiento y 2.03 en calentamiento. Hasta la fecha, prácticamente no hay disponibles comercialmente equipos de absorción con alta eficiencia energética, que cubra la demanda de aire acondicionado del sector residencial, lo cual representa una área de oportunidad para los investigadores interesados en esta tecnología.

El ciclo GAX con la adición de una bomba y una línea de ramificación para recircular parte de la solución del absorbedor al generador, se convierte en el ciclo Ramificado GAX, lo anterior es con el fin de igualar sus cantidades de calor y obtener un equilibrio entre lo que uno puede ceder y lo que el otro puede aceptar. Se han propuesto diferentes tipos de ramificaciones (recirculaciones), reportándose valores de COP hasta 30% mayores al del ciclo GAX simple, (**Herold, 1991**).

Existen muchos otros ciclos avanzados que se basan en los principios desarrollados por Alenkich, como el ciclo Regenerativo GAX (R GAX), (**Dao Kim, 1978**), multi GAX (M GAX), (**Staicovici, 1995**), poli ramificado Regenerativo GAX, (**Staicovici, 1995**), Intercambio de Vapor GAX (VX GAX), (**Rane, 1994**), (**Erickson, 1996**), entre otros.

Otra línea en la investigación de los ciclos de absorción avanzados, que inclusive como ya se mencionó se tiene disponible comercialmente en grandes capacidades, es la de los ciclos de múltiple efecto. Si en un ciclo de absorción básico se divide el generador en dos secciones a diferente presión y el vapor generado en la primera sección (alta presión) se utiliza para calentar la segunda sección (baja presión) del generador, se tiene como resultado un ciclo de doble efecto. Aplicando este principio podemos obtener ciclos de doble, triple y múltiple efecto, (**Cheung et al., 1996**), estos equipos tienen buena eficiencia energética.

También se tienen los sistemas de absorción formados por combinación y acoplamiento de los ciclos básicos (etapas) para estructurar arreglos o una configuración particular, (**Garimella, 1994**). Estos sistemas tienen alta eficiencia energética, pero su principal desventaja es la alta inversión inicial, ya que cuentan con muchos componentes.

El potencial de los sistemas de absorción se encuentra en la disminución del consumo de energía eléctrica dentro y fuera del horario pico, poder utilizar calor residual, incrementar la eficiencia de los sistemas de cogeneración al generar energía eléctrica, calorífica y frigorífica simultáneamente (trigeneración), protección del ambiente y beneficios económicos para el usuario. Pero si se quiere tener un mayor éxito comercial, es necesario desarrollar unidades con menor costo de equipo, ya que en la actualidad los sistemas de absorción cuestan el doble que los de compresión mecánica de vapor y en la mayoría de los casos, el costo de operación no llega a ser tan bajo como para compensar la diferencia en inversión inicial.

En la actualidad la comunidad de científicos, investigadores e ingenieros que se encuentran trabajando en el desarrollo de tecnología de absorción, consideran que los sistemas de absorción avanzados, son el camino para resolver la fuerte problemática de los energéticos y el daño al ambiente provocado por la tecnología de compresión mecánica de vapor.

## 1.2 PROBLEMATICA Y JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO

Analizando el mundo actual, se pueden apreciar grandes avances tecnológicos, los cuales han cambiado radicalmente las costumbres y formas de vivir de los seres humanos. En otras palabras, la comprensión de la naturaleza ha permitido el avance de la tecnología, que a su vez, ha transformado al planeta y a los seres humanos, lo que ha generado condiciones de vida más placenteras. Pero no todo ha sido bueno, el desarrollo de la tecnología, ha tenido también efectos secundarios severos en el entorno o ambiente.

En el análisis de la problemática energética, de desequilibrio ambiental y alta demanda de condiciones confortables para vivir de ciertas zonas del país, se partirá del estudio de los efectos tangibles de la misma, tanto en el sector eléctrico, como en el ambiente y sociedad. Posteriormente se hará un planteamiento de las posibles causas, las cuales una vez identificadas permitirán plantear alternativas de solución o realizar cambios buscando los resultados o efectos deseados.

Los efectos que se manifiestan en la problemática estudiada, consisten en una demanda de energía eléctrica que de la temporada de invierno a verano llega a ser hasta tres veces más alta **por causa del acondicionamiento de espacios** y que cada año crece en una forma desproporcionada como se puede observar en las Figuras 1.1 y 1.2 (Romero, 2002), lo anterior se presenta en las zonas del país con climas áridos, semiáridos y desérticos donde se tiene un alto nivel de irradiación. El incremento anual de la demanda eléctrica es un serio problema del sector eléctrico nacional, el cual se esfuerza por planear y tener programas de crecimiento en capacidad instalada de generación (margen de reservas arriba de 27%), realizando cuantiosas inversiones en nuevas plantas para poder satisfacer dicha demanda y no caer en un colapso energético de efectos económicos desastrosos para el país. Por ley no puede haber desabasto de energía, e incluso se consideran sanciones penales para los responsables (en este caso, para quien esté al frente de Comisión Federal de Electricidad).

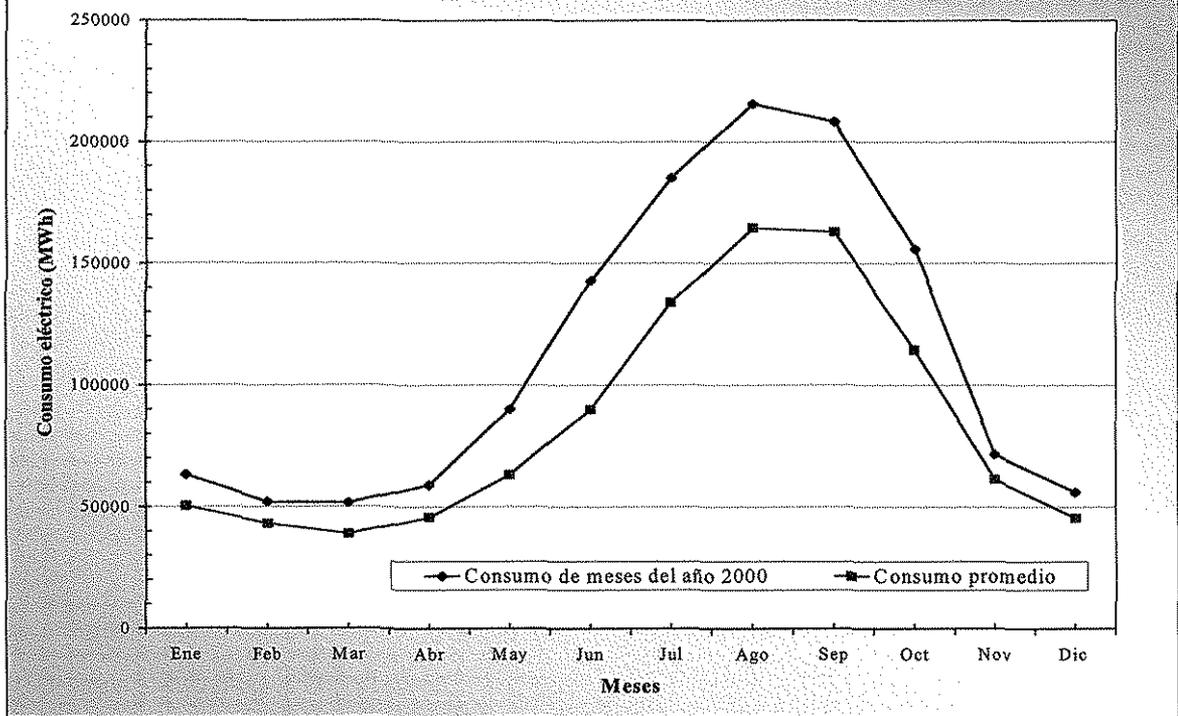
La demanda de energía no uniforme durante el año, provoca que en los meses de invierno o cuando el clima es frío, se tenga una subutilización de las plantas de generación, con el respectivo desaprovechamiento de los recursos del país.

Otro efecto que está muy ligado a lo anterior, es el de los fuertes niveles de contaminación provocados por las plantas de generación de energía eléctrica, dado que el consumo de combustibles fósiles de dichas plantas, produce grandes cantidades de  $\text{CO}_2$  que se incorporan a nuestra atmósfera. Por ejemplo, a nivel mundial, en un solo año (1990) se sumaron cerca de 5,600,000,000 de toneladas métricas de  $\text{CO}_2$  a la atmósfera, (Morales, 1996), lo que complicó el problema asociado con el efecto invernadero.

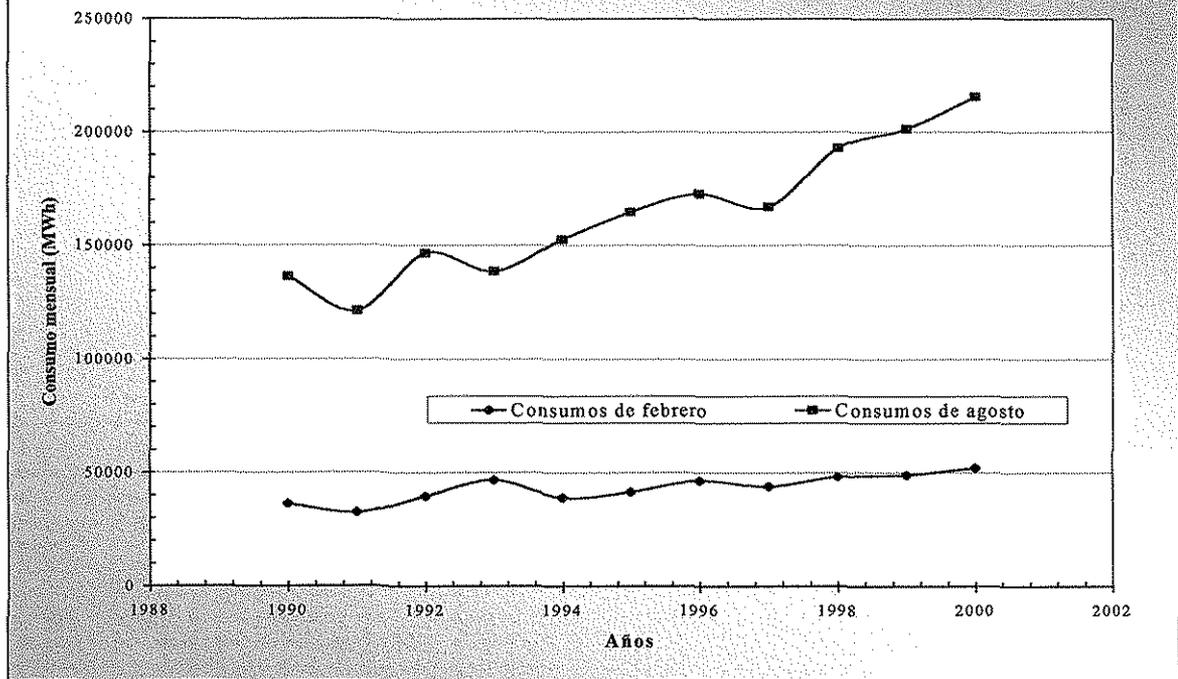
De continuarse con tales niveles de emisión de  $\text{CO}_2$  se espera que para el año 2050 la temperatura media subirá aproximadamente entre 1 y 2 °C, lo cual será suficiente para causar verdaderas catástrofes, principalmente para la agricultura y ganadería, así como para **el confort humano**, provocando esto último todavía una mayor demanda energética si no se utiliza otra tecnología de acondicionamiento de espacios.

Hay que recordar que entre más energía eléctrica se genere, por efecto del incremento en la demanda, más se contamina el ambiente. Debemos darnos cuenta de que con la tecnología actual de refrigeración por compresión mecánica de vapor, estamos inmersos en un círculo vicioso que lleva una tendencia en espiral ascendente, como se muestra en la Figura 1.3. En los esquemas (a) y (b) de dicha figura se puede observar que el problema continuará creciendo si no utilizamos fuentes de energía limpias y tecnologías más amigables con el ambiente. Por medio del desarrollo de

**Figura 1.1 Consumo eléctrico mensual del sector residencial del municipio de Mexicali B.C. meses del año 2000 y promedio de 1990 a 2000.**



**Figura 1.2 Variación del consumo eléctrico en el sector residencial del Municipio de Mexicali, B.C. en los meses de febrero y agosto, para los años de 1990 a 2000.**



Fuente: CFE División Baja California, Departamento de Estudios y Estadísticas, 2001

tecnología de última generación como los sistemas de absorción con ciclos avanzados y la utilización de fuentes de energía renovables como la energía solar, podemos romper el círculo vicioso protegiendo nuestro ambiente y economía.

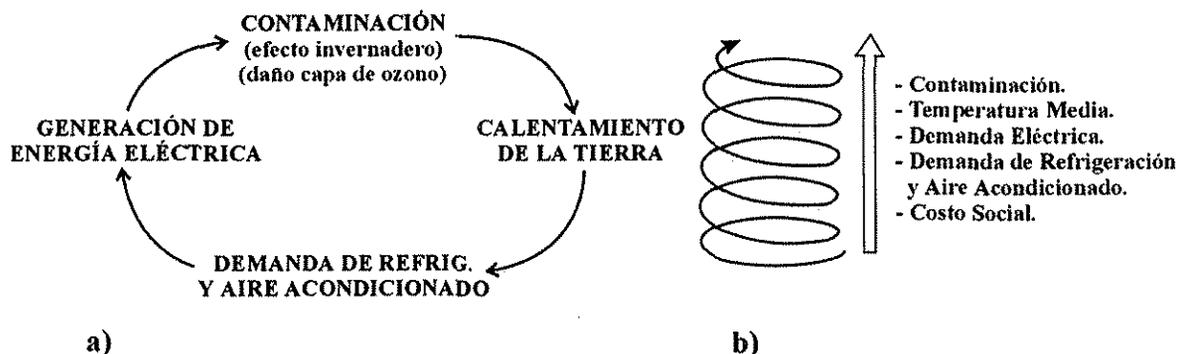


Figura 1.3 Descripción de la problemática (a) Círculo vicioso y (b) Espiral ascendente.

Continuando con la misma línea de efectos perjudiciales al ambiente, se tiene el fuerte daño a la capa de ozono, provocado por el uso de los clorofluorocarbonos (CFCs) en los sistemas de refrigeración y aire acondicionado, lo cual es el resultado de tecnologías ineficientes con efectos secundarios drásticos en el ambiente.

La ciudad de Mexicali, B. C. se distingue por su clima extremadamente cálido durante los meses de mayo a octubre. Esta situación, aunada a un patrón de consumo de energía eléctrica muy particular, provocado principalmente por su colindancia con los Estados Unidos de América y algunos otros factores, da como resultado que esta región contraste con otras zonas geográficas del país por sus altos índices de consumo eléctrico.

Otra de las manifestaciones importantes del problema energético y de la falta de condiciones de confort que se viven en las comunidades de zonas del país con climas extremadamente calurosos, es su impacto en la economía familiar afectando considerablemente sus niveles de vida, al tener que pagar altas sumas de dinero por facturación eléctrica: Aunado a esto se tiene también un alto costo social no fácil de cuantificar, pero muy importante, ya que es muy común que durante la noche, toda la familia duerma en un cuarto, donde se tiene aire acondicionado (una unidad de ventana), buscando de esta forma ahorrar energía.

Con el fin de generar propuestas de solución bien sustentadas y teniendo en cuenta que el problema es en realidad complejo, se presentan algunas de las relaciones causales más importantes, enfocadas principalmente al sector residencial:

- Condiciones climatológicas extremas.
- Materiales de construcción de la vivienda inadecuados.
- Equipo de acondicionamiento de espacios desechado en Estados Unidos de América.
- Utilización de equipos sobredimensionados.
- Falta de mantenimiento a los equipos de aire acondicionado.
- Tecnologías ineficientes con efectos secundarios severos al ambiente.
- Diseño arquitectónico inadecuado al clima (alta ganancia térmica)
- Falta de cultura de ahorro de energía.
- Crecimiento demográfico.
- No aprovechamiento de los recursos energéticos renovables, como la energía solar.

Los esfuerzos del proyecto doctoral en el marco de esta problemática, son dirigidos a la utilización de fuentes de energía limpias y renovables y al desarrollo de tecnologías eficientes, económicas y que no dañan el ambiente.

En nuestro país se tienen serios problemas de dependencia tecnológica, los cuales se convierten en fuertes debilidades, que son aprovechadas por las naciones que bajo un plan o programa bien estructurado han desarrollado y siguen desarrollando tecnologías de punta, con las cuales resuelven sus problemas o necesidades internas y al exportarlas les permite obtener divisas reforzando sus economías.

Es sorprendente observar, países como Japón y Alemania que después de quedar destrozados en la guerra, en relativamente pocos años se recuperaron apoyándose principalmente en el desarrollo tecnológico y actualmente no solo exportan productos, sino también tecnología en todas las áreas, como electrónica, mecánica, química, ingeniería de procesos, etc., mientras que en México con una mentalidad consumidora de tecnología, se busca asimilar procedimientos de adaptación de tecnologías extranjeras. Todo lo anterior sin mencionar la fuerte desvinculación que existe entre industriales y centros de investigación, ya que al parecer no se percatan que uniendo esfuerzos se pueden obtener mejores resultados.

En México son contados los casos de instituciones que desarrollan tecnología, existen centros de investigación en universidades e instituciones gubernamentales, donde la gran mayoría de los trabajos se quedan en un desarrollo de laboratorio o planta piloto, los cuales en muchas ocasiones no fueron complementados con un análisis económico y mucho menos por un estudio de mercado, sin considerar que no partieron de una necesidad o problemática de nuestra sociedad.

Siendo consciente de la situación o del estado de la tecnología en nuestro país, en el desarrollo de este proyecto se manejan tres claras justificaciones del mismo:

1. Al proponer la utilización de una fuente de energía híbrida que involucre la mejor opción de los combustibles convencionales (gas natural) y la mejor alternativa de las fuentes renovables de energía (energía solar) desde el punto de vista económico y ecológico, se está contribuyendo en la solución del problema anteriormente planteado.
2. La sustitución de tecnologías viejas e ineficientes con un costo social muy grande; tanto por su impacto ambiental, como por el efecto desgastante en la economía de la sociedad.
3. Contribuir de manera importante en la reducción de una demanda de energía eléctrica, que día con día crece y puede llegar a superar la oferta, donde dicho problema está forzando a nuestro país a realizar cuantiosas inversiones en la construcción de nuevas plantas de producción de potencia.

Este trabajo constituye una búsqueda en el planteamiento, evaluación y experimentación con aplicaciones de la energía solar y sistemas tecnológicos avanzados de acondicionamiento de espacios, con la meta de mejorar el modo de vida de los asentamientos humanos de las zonas áridas, semiáridas y desérticas de México y del mundo.

### 1.3 OBJETIVOS

#### Objetivo general:

Investigar y desarrollar teórica y experimentalmente un sistema de absorción avanzado, que sea asistido por una fuente de energía híbrida *gas natural-solar*, para ser utilizado en el acondicionamiento de espacios de casas habitación.

#### Objetivos específicos:

- Realizar un estudio de disponibilidad de energía solar y determinar el estado del arte de la tecnología solar fototérmica necesaria para su aplicación en los sistemas de absorción.
- Definir el acoplamiento de las dos fuentes de energía: gas natural y energía solar y su correcta complementariedad.
- Determinar cuál es el estado actual de la tecnología de los sistemas de absorción, realizando un estudio de las bombas de calor por absorción con ciclos avanzados.
- Proponer un sistema de absorción avanzado que utilice una fuente de energía híbrida, que permita operar el sistema a las temperaturas adecuadas para la recuperación de calor interno en los componentes, aplicando el concepto conocido como GAX (Generator-Absorber heat eXchanger), que recupera calor de la zona más caliente del absorbedor debido al traslape de temperaturas entre el absorbedor y generador.
- Modelar matemáticamente el sistema de absorción avanzado (SAA) propuesto.
- Analizar y caracterizar por simulación en computadora, el sistema de absorción avanzado.
- Calcular y diseñar el sistema de absorción avanzado de acondicionamiento de espacios.
- Construir, instalar, experimentar y evaluar la sección o equipos más críticos del sistema de absorción avanzado.
- Realizar una propuesta final del SAA, asistido por gas natural y energía solar.
- Realizar un estudio comparativo del SAA, con los sistemas convencionales.
- Redacción y escritura del documento de tesis doctoral.

## 1.4 DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA TESIS

La estructura que se presenta en esta tesis tiene el mismo orden lógico que se siguió en el desarrollo del proyecto doctoral:

En el capítulo I a manera de introducción, se presentan los sucesos más importantes en orden cronológico del desarrollo de la tecnología de absorción, se describe la problemática de acondicionamiento de espacios que se tiene en la mayor parte del país y la necesidad de plantear soluciones, se argumentan algunas justificaciones del proyecto doctoral y se plantean los objetivos y alcances de dicho proyecto.

En el capítulo II se realiza un análisis de la situación energética actual y se estudia la posibilidad de utilizar una fuente de energía híbrida en un ciclo de absorción, incorporando la mejor opción de los combustibles convencionales (gas natural) y la mejor alternativa de las fuentes renovables de energía (energía solar). Además se describe cuál es el estado del arte de la tecnología de enfriamiento solar y su potencial en el acondicionamiento de espacios del sector residencial.

En el capítulo III se presenta como han evolucionado los sistemas de absorción a través de los años, las diferentes formas en que se puede aprovechar el efecto GAX (ciclos GAX avanzados), una clasificación de los ciclos de absorción avanzados, un estudio comparativo entre los diversos sistemas de absorción y una comparación de los sistemas de enfriamiento solar con los sistemas de compresión mecánica de vapor utilizando el principio de relación de energía primaria.

En el capítulo IV se realiza un análisis exérgico de un sistema de absorción básico con el propósito de detectar los puntos débiles y generar ideas para el nuevo ciclo, se presenta el acoplamiento de las fuentes de energía gas natural-energía solar y la descripción del ciclo solar-GAX propuesto. Se desarrolla el modelado matemático que gobierna el comportamiento del ciclo solar-GAX y su metodología de solución, además se describe el simulador desarrollado para el estudio teórico y se analizan los resultados de la simulación.

En el capítulo V se presenta una metodología general de diseño, así como las metodologías específicas para cada uno de los componentes del sistema de absorción propuesto y los resultados obtenidos en la ingeniería básica y de detalle realizada.

En el capítulo VI se presentan los resultados del trabajo de calibración de los instrumentos de medición, una descripción de la planta piloto y la técnica experimental que permitió caracterizar y evaluar experimentalmente el sistema de absorción en estudio.

Finalmente en el capítulo VII se mencionan las conclusiones y se hacen algunas recomendaciones para la continuación de este proyecto.

En el apéndice se hace una presentación de la estructura y características operacionales de los dos principales simuladores desarrollados en Visual Basic 6.0: simulador numérico para el estudio de disponibilidad de energía solar y análisis óptico-térmico de colectores solares planos (SINEDES) y simulador modular secuencial específico del sistema de absorción solar-GAX (SIMSAAGAX).

## CAPITULO II

## FUENTES ENERGÉTICAS Y ENFRIAMIENTO SOLAR

En este capítulo se realiza un análisis de la situación energética actual y se estudia la posibilidad de utilizar una fuente de energía híbrida en un ciclo de absorción, incorporando la mejor opción de los combustibles convencionales (gas natural) y la mejor alternativa de las fuentes renovables de energía (energía solar). Además se describe cuál es el estado del arte de la tecnología de enfriamiento solar y su potencial en el acondicionamiento de espacios del sector residencial.

## 2.1 ESTUDIO DE LAS FUENTES ENERGÉTICAS

Las técnicas de producción de frío, dentro de las cuales se encuentran los sistemas de refrigeración por absorción, son procesos de conversión de energía y en vista de los problemas energéticos mundiales actuales y la necesidad de afrontar las futuras necesidades de energía, es conveniente hacer un análisis de las diferentes opciones energéticas disponibles para operar el sistema y con criterios técnico-económicos seleccionar la más idónea.

### 2.1.1 Descripción y análisis de la situación energética actual

El desarrollo de la humanidad ha estado basado en procesos energéticos poco eficientes, aunado esto al uso dispendioso de los energéticos convencionales, pronto se tendrá como consecuencia un mayor desequilibrio ambiental.

La manera en que la sociedad utiliza la tecnología para producir y consumir la energía, es responsable de los problemas ambientales más importantes. La lluvia ácida, el daño a la capa de ozono, la contaminación y el efecto invernadero son resultado de la utilización de tecnologías inadecuadas y de una fuerte dependencia de los combustibles fósiles (Carless 1995). Desde la revolución industrial en el siglo XVIII, el petróleo, el gas y el carbón, junto con la energía nuclear, mueven el mundo. Pero si se sigue consumiendo a el ritmo actual, se pondrá en riesgo la salud del planeta.

México cuenta con grandes reservas de hidrocarburos y actualmente satisface el 85% de sus necesidades energéticas con petróleo y gas natural. El consumo total nacional de energía crece a un ritmo aproximado de 5% anual y las estimaciones de la relación entre las reservas y la producción actual son de 46 años para el petróleo crudo, 72 años para el gas natural (gas asociado y no asociado) y 140 años para el carbón. El consumo de energía se debe planear ahora, tomando en cuenta nuevas medidas de manejo, recuperación y conservación, junto con las fuentes de energía renovables, como la energía solar, eólica, maremotriz, geotérmica, biomasa, etc., para evitar la escasez futura (S. E., 1999).

Actualmente el mundo se vuelca hacia el gas natural como la mejor fuente de energía y ello ha provocado que en los últimos cinco años se haya incrementado notablemente el consumo en los sectores eléctrico, industrial y residencial. Esta explosiva tendencia al consumo de gas natural se debe básicamente a razones económicas y a la reglamentación ecológica. Se está fomentando fuertemente su uso en los diferentes sectores por ser un combustible barato y por emitir poca contaminación, dejando de lado el combustóleo de alta contaminación.

Hoy en día, en México existe una deficiencia en el abastecimiento de gas natural. Es previsible un aumento en la demanda nacional, como consecuencia del crecimiento programado de los sectores eléctrico e industrial, por lo que es prioritario aumentar la producción a un ritmo anual de entre el 6 y el 8 % a fin de evitar una dependencia no deseable del gas de importación. Es necesario asegurar el suministro de gas natural para impulsar a México hacia mayores niveles de desarrollo y bienestar. A corto y mediano plazo, se dispone de potencial remanente de gas asociado y no asociado. Se puede afirmar que el país cuenta con una reserva probable de  $798.6 \times 10^6 \text{ m}^3$ , y de un potencial adicional del orden de  $1416 \times 10^6 \text{ m}^3$ , en áreas costa afuera (**Secretaría de Energía, 1999**).

En Mexicali el gas natural es importado por medio de la compañía distribuidora de gas natural de Mexicali, S. de R. L. de C. V. (ECOGAS), que se hizo acreedora de la licencia para distribuir gas natural en dicha ciudad, al ganar la primera licitación pública de esta naturaleza en México, en agosto de 1996. Dicha empresa tenía el compromiso de dar el servicio a 25,000 clientes industriales, comerciales y residenciales, en los primeros cinco años de operación del gasoducto. La red de distribución de Mexicali está conectada al sistema de ductos de transporte de Estados Unidos de América y Canadá, lo que permite el acceso a diversas fuentes de suministro y adquirir el gas a precios competitivos (precio internacional).

Inicialmente, la red de gas natural de Mexicali, constará de 65 kilómetros de tubería de acero y de 340 kilómetros de tubería de polietileno, servirá a clientes industriales, comerciales y residenciales. La disponibilidad de gas natural, solamente en Norteamérica, que es la principal fuente de suministro, se maneja que se tienen identificadas reservas para cien años de consumo; información proporcionada por la misma compañía distribuidora.

Las fuentes de energía disponibles para la operación de los sistemas de absorción se pueden clasificar en dos grupos: no renovables y renovables. La energía no renovable es la que almacenan los combustibles fósiles: como el carbón, el petróleo y el gas natural. En términos más específicos el sistema propuesto puede utilizar electricidad, combustóleo, diesel, gas LP y gas natural, algunos son derivados del petróleo y otros se obtienen a partir del mismo y están disponibles comercialmente. Las fuentes renovables de energía tienen una larga vida en términos de la existencia humana, y por lo tanto se les considera eternas. Como ejemplos tenemos a la biomasa, solar, eólica, hidráulica y geotérmica, sin dejar de lado el hidrógeno renovable, ya que el sistema de absorción puede ser acoplado a una celda de combustible.

Para realizar los análisis económicos es necesario contar con información confiable de disponibilidad y precios de los combustibles de cuando menos tres años atrás, esto es con la finalidad de calcular la tasa anual de crecimiento de dichos combustibles e incluir los precios reales en los diferentes escenarios. En las Figuras 2.1, 2.2, 2.3 y 2.4 se muestra el comportamiento mensual del precio de los principales combustibles fósiles en los últimos cinco años. En dichas figuras se pueden observar aspectos muy interesantes, por ejemplo la Figura 2.1 muestra como el precio del diesel tiene una clara tendencia a la alza, con una pendiente muy prolongada, luego en la Figura 2.2 se puede observar que el precio del combustóleo es muy cambiante y que aumentó en forma notoria de enero-1999 a octubre-2000, bajando un poco a últimas fechas, en la Figura 2.3 se aprecia que el precio del gas LP después de comportarse más o menos estable sufrió un fuerte incremento de octubre-1999 a agosto-2000, por último en la Figura 2.4 se muestra que el precio del gas natural es el más estable de todos los combustibles, con excepción del alza sorpresiva a principios del año 2001, lo cual afectó seriamente a muchos empresarios mexicanos.

Figura 2.1 Comportamiento histórico del precio de Diesel, 1997-2001  
(Pesos/m<sup>3</sup> sin IVA)

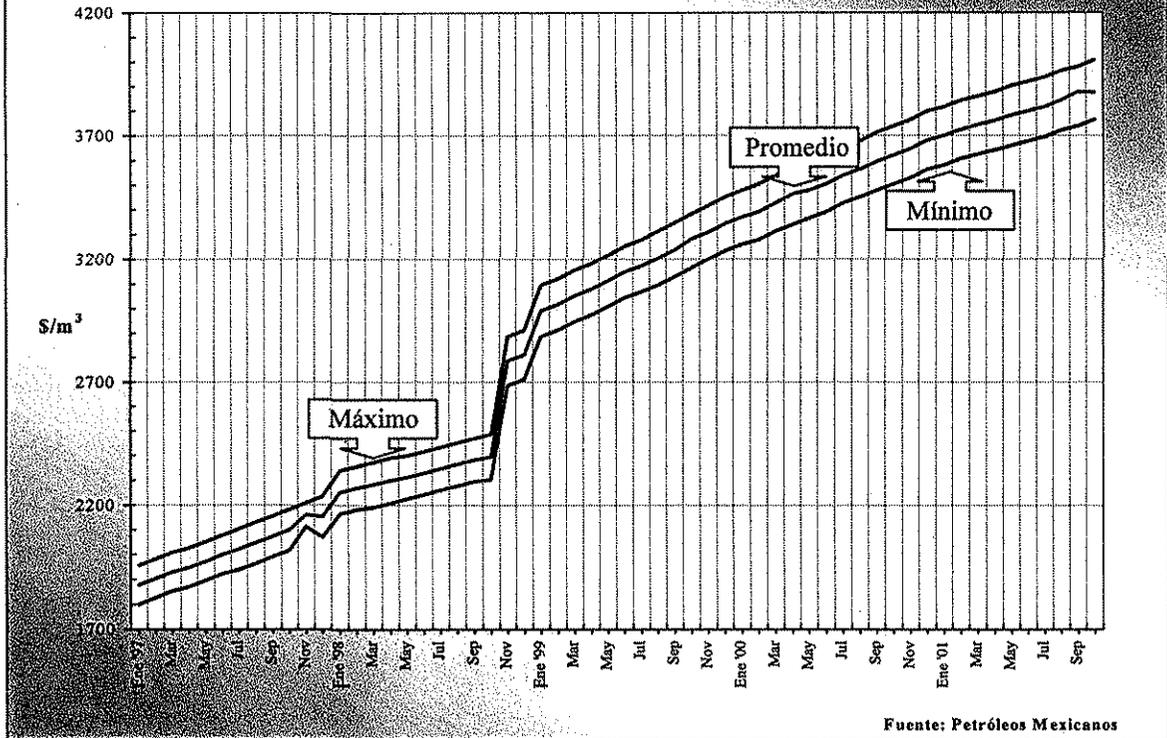
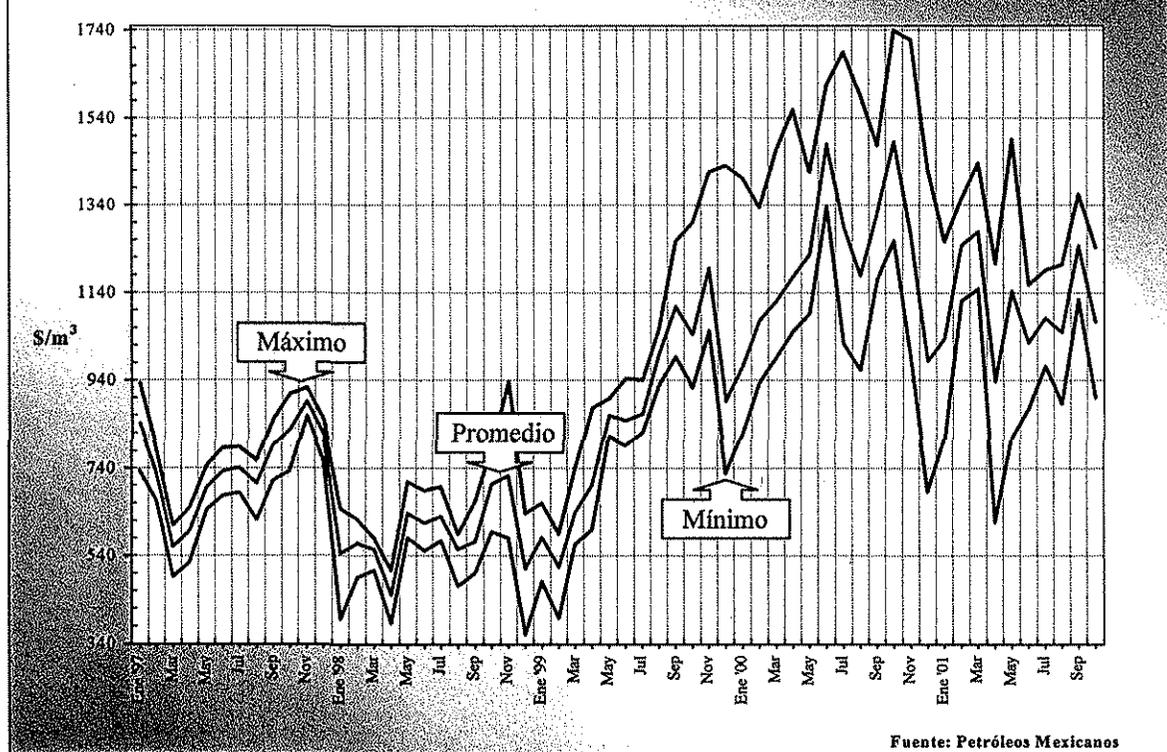
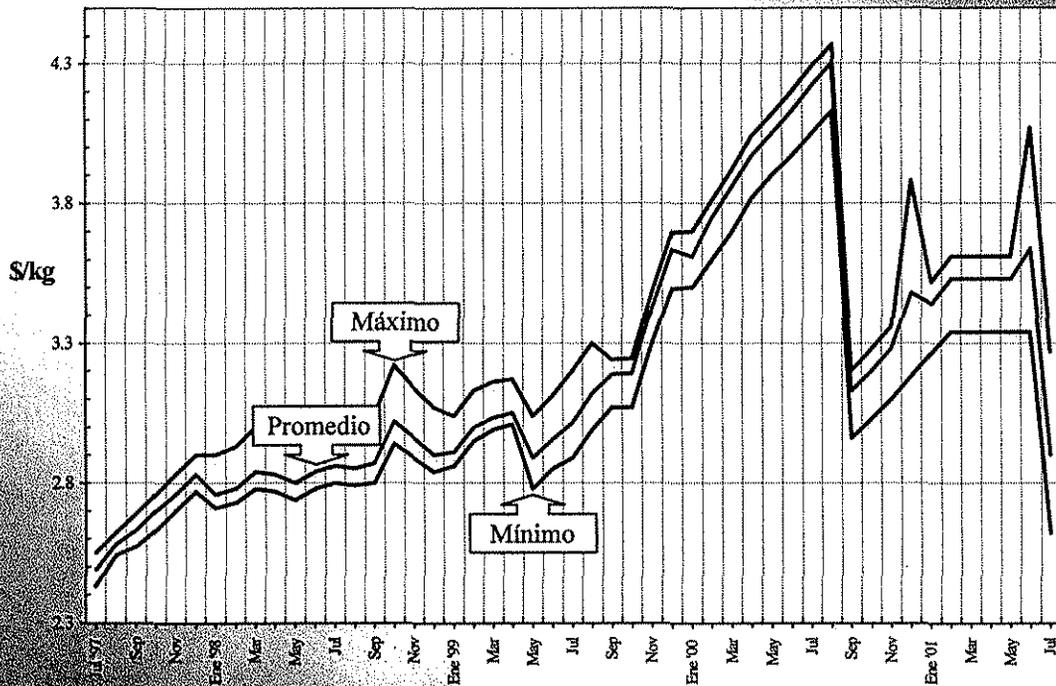


Figura 2.2 Comportamiento histórico del precio de Combustóleo, 1997-2001  
(Pesos/m<sup>3</sup> sin IVA)



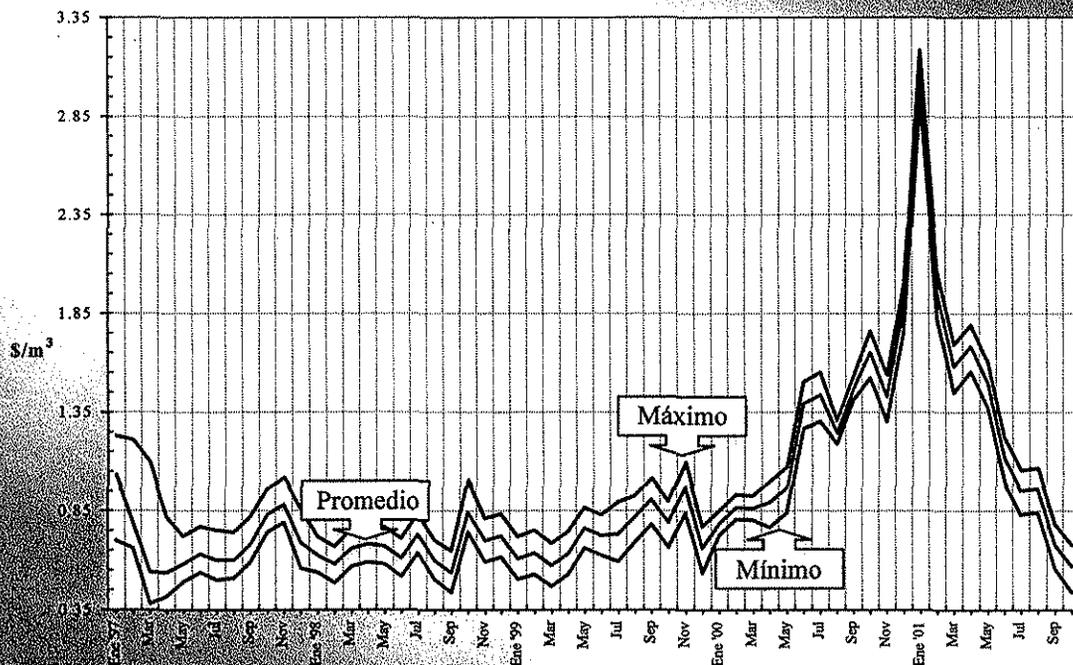
TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

Figura 2.3 Comportamiento histórico del precio de Gas LP, 1997-2001  
(Pesos/kg sin IVA)



Fuente: Petróleos Mexicanos

Figura 2.4 Comportamiento histórico del precio de Gas Natural, 1997-2001  
(Pesos/m<sup>3</sup> sin iva)



Fuente: Petróleos Mexicanos

TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

### 2.1.2 La energía solar y sus perspectivas tecnológicas.

La energía solar es la fuente primaria de los distintos tipos de energías terrestres. Por ejemplo la energía del carbón, petróleo, gas natural e hidráulica se derivan de la energía solar, ya que la porción mínima de energía total del sol que intercepta la tierra hizo que se desarrollaran en épocas remotas las plantas y animales de los que se derivaron los combustibles fósiles que hoy en día son utilizados. Por otro lado la energía solar mantiene activo el ciclo del agua en la atmósfera, del cual depende la generación de energía hidráulica (Duffie y Beckman, 1991).

#### **El sol: una de las mejores fuentes de energía renovable en nuestro país.**

Entre las fuentes renovables con mayor potencial para su aplicación en la solución de los problemas de nuestro país, está la energía solar tanto fotovoltaica como fototérmica, las cuales son obtenidas por medio de las tecnologías que convierten la energía solar en energía utilizable por el hombre.

Mucho se ha escrito acerca de cómo la energía solar ha evolucionado rápidamente hasta una etapa de comercialización. Las revistas populares, lo mismo que las publicaciones especializadas, hablan de los nuevos cambios en materia de tecnología solar. Los sistemas de aprovechamiento de la energía solar se están convirtiendo con rapidez en una cosa común. Una de las razones es que muchas personas han decidido que el sol es en nuestros días la mejor fuente opcional de energía.

En México, existen condiciones geográficas y sociales que hacen muy factible el uso de los sistemas fotovoltaicos y fototérmicos, pues, incluso ahora, resultan más económicos que otras alternativas para diversas aplicaciones: sobre todo porque es un país que se localiza en una región con un alto índice de irradiación anual (ecuador térmico).

La región noroeste que cubre los estados de Sonora, Baja California y Chihuahua, reciben la mayor irradiación global durante todo el año, con un mínimo de 13 a 14 MJ/m<sup>2</sup> en los meses de diciembre y enero, y un máximo de más de 30 MJ/m<sup>2</sup> en los meses de mayo y junio (Estrada, 1994). Una zona también definida como de buena irradiación se puede apreciar en la en la región sureste de Oaxaca con valores de entre 18 y 22 MJ/m<sup>2</sup> para todo el año. La región este cubriendo los estados de Veracruz y Tamaulipas es la zona con menor irradiación. En casi todas las regiones del país se puede esperar un rendimiento excelente de los sistemas de aprovechamiento de la energía solar.

Como ya se comentó, el sol se puede utilizar como una fuente opcional de energía, sin las dificultades que presentan otras fuentes, aprovechando que el equipo y las técnicas de diseño e instalación de los sistemas se encuentran disponibles.

En algunos casos, como en la ciudad de México, el utilizar sistemas solares de calentamiento de agua para lavanderías, baños públicos, hospitales, etc., representa una alternativa muy importante desde el punto de vista ecológico, ya que se disminuiría la contaminación al cambiar de tecnología y ya no quemar combustibles fósiles. También al utilizar sistemas de refrigeración por absorción asistidos por energía solar, se incide en la problemática del daño al ambiente y en el control de la demanda de energía eléctrica, al remplazar tecnologías viejas e ineficientes.

### **Antecedentes y perspectivas tecnológicas de la energía solar**

El uso de la energía solar, no es un concepto nuevo, sus distintas utilidades para fines prácticos, como el secado de pieles, plantas, frutas, etc. se remonta a los primeros años del hombre. A lo largo de la historia el ser humano ha aprovechado la energía del sol para su conveniencia y comodidad. Los griegos usaron el calor del sol para sus hogares y baños públicos construyendo grandes ventanales de cara al sur que atraían el calor, y muros y pisos para almacenarlo. Es interesante citar el hallazgo reciente de reflectores paraboloides en ruinas de templos Olmecas, y los espejos cóncavos encontrados en templos de la cultura inca en Perú, los cuales es probable que fueran empleados ritualmente para la producción de fuego (Carless, 1995).

La era moderna de energía solar comenzó a despegar con la crisis petrolera de 1973. Se incrementó la investigación y el desarrollo de distintos sistemas para la captación y el aprovechamiento de la energía solar. En las últimas décadas la tecnología de energía solar ha pasado de la fase experimental y ha evolucionado hacia una industria establecida que ofrece el potencial para dar al mundo una energía barata, renovable y que no produce contaminantes.

La diferencia entre el estado de la industria en el momento de la crisis petrolera y hoy son notables. En 1973, las ventas de celdas fotovoltaicas eran insignificantes, las plantas de vapor térmico solar no existían, los fabricantes de sistemas solares para el calentamiento de agua eran muy pocos. En la actualidad la fotovoltaica y las industrias de vapor solar en Estados Unidos representan, cada una, ventas de más de 200 millones de dólares (Carless, 1995). Las tecnologías solares se acercan ahora, o incluso igualan, a otras fuentes de energía en términos de costo. Los sistemas solares de calentamiento de agua recuperan la inversión en un plazo de alrededor de cuatro años y pueden ser una buena opción para ciudades como la ciudad de México.

La energía solar ha sido motivo de múltiples investigaciones, y sin necesidad de técnicas complicadas, cada vez encuentra más aplicaciones sumamente prácticas y atractivas como por ejemplo en la calefacción y enfriamiento de edificios, bombeo de agua en áreas rurales, producción de vapor de agua industrial, secado, descontaminación, etc.

Actualmente el uso más común de la energía solar, es en el área térmica, en aplicaciones de calentamiento de agua para uso doméstico o de albercas, utilizando colectores de placa plana de eficiencia de captación aceptable. En realidad los colectores planos son los dispositivos térmicos de aprovechamiento solar más comunes por su fácil construcción y bajo costo, sin embargo, presentan fuertes limitaciones cuando se pretende lograr temperaturas mayores de 90 °C. Sin embargo, existe la tecnología como se muestra en la Figura 2.5, para aprovechar el verdadero potencial de la energía solar, que viene siendo la producción de una energía de calidad entre los 100 y 600 °C, la cual puede ser utilizada, en equipos de refrigeración por absorción avanzados, producción de energía termoeléctrica, y un sin número de aplicaciones en procesos industriales (Duffie y Beckman, 1991).

Actualmente se ha entrado a una era, del redescubrimiento del uso de la energía solar, ya que, últimamente se han obtenido muchos avances tecnológicos en las diferentes líneas de investigación, por ejemplo, el desarrollo de nuevos tipos de colectores solares con geometrías muy ingeniosas, nuevas superficies reflectoras y absorbentes, desarrollo de nuevos sistemas de almacenamiento térmico, equipos de transferencia de calor más eficientes y compactos, y sistemas de control automático más sofisticados y baratos. El estado actual de la tecnología solar fototérmica se resume en la Figura 2.5.

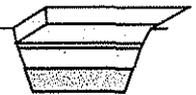
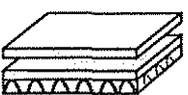
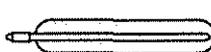
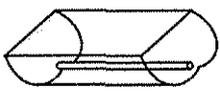
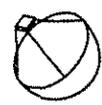
		TIPOS DE COLECTORES		RELACIÓN DE CONCENTRACIÓN PARA INSOLACIÓN DIRECTA "C"	INTERVALO DE TEMPERATURA OBTENIDA T(°C)	APLICACIONES		
		NOMBRE	DIAGRAMA ESQUEMÁTICO					
ESTACIONARIO		Estanque solar no convectivo		Absorbedor de placa	$C \leq 1$	$27 < T < 87$	Generación de energía y procesos de calentamiento	
		Absorbedor de placa plana		Absorbedor de placa	$C \leq 1$	$27 < T < 90$	Calentamiento de agua/aire, enfriamiento solar, etc.	
		Absorbedor invertido, reflector parabólico compuesto		Absorbedor de placa	$1 \leq C < 3$	$47 < T < 157$	Calentamiento de agua y de procesos, cocinas solares.	
		Tubos evacuados		Absorbedor de placa	$C \leq 1$	$47 < T < 187$	Calentamiento de agua y enfriamiento solar activo	
SEGUIDOR SOLAR	Un eje	Reflector parabólico compuesto		Absorbedor tubular	$1 \leq C < 5$	$67 < T < 237$	Generación de electricidad	
			$5 \leq C \leq 15$		$67 < T < 287$			
		Reflector parabólico		Absorbedor tubular	$15 < C < 40$	$67 < T < 287$		Calentamiento de procesos y generación de vapor
		Refractor Fresnel		Absorbedor tubular	$10 < C < 40$	$67 < T < 267$		
	Refractor cilíndrico		Absorbedor tubular	$10 < C < 50$	$67 < T < 267$			
	Dos ejes	Reflector de plato parabólico		Absorbedor puntual	$100 < C < 1000$	$67 < T < 927$		Descontaminación
		Reflector de plato esférico			$100 < C < 300$	$67 < T < 727$		
Campo de heliostatos			Absorbedor puntual	$100 < C < 1500$	$127 < T < 2727$	Procesamiento de materiales		

Figura 2.5 Principales tipos de colectores de energía solar.

### **Ventajas y desventajas del uso de la energía solar.**

Al comparar la energía solar con las fuentes convencionales de energía, debe hacerse en los siguientes términos básicos; reservas o disponibilidad, precio, calidad ecológica, inversión inicial, tecnología, mantenimiento, requerimientos de espacio, comodidad en el manejo, transporte y distribución.

El sol ofrece actualmente la mejor fuente opcional de energía cuando consideramos los términos antes descritos, ya que la energía solar se encuentra disponible en un nivel de intensidad con un alto potencial en todo el país, siendo gratuita e inagotable, ya que se puede esperar que el sol continuará radiando energía durante varios billones de años (Mazria, 1985).

También es una energía limpia y no contamina, no plantea problemas de transporte y distribución al tenerse disponible en el lugar de aplicación, sus sistemas tienen prácticamente nulo mantenimiento y es cómoda su utilización. Se puede convertir en energía mecánica, eléctrica o química para ser utilizada en una gran diversidad de campos, como la producción de electricidad, desalación de agua, bombeo, riego, cocción, conservación de alimentos por refrigeración, secado de productos de pesca, frutas y verduras, calentamiento de agua, generación de vapor, calefacción y aire acondicionado, comunicaciones, y una infinidad de usos industriales adicionales.

El uso de fuentes convencionales (combustibles fósiles) presentan serias desventajas, en la mayoría de los términos bajo los cuales se realiza la comparación. Pero quizá el más importante es la calidad ecológica, ya que, pone en riesgo a la humanidad entera. En segundo término se tiene el precio, que como se observó en la sección 2.1.1, tiene una tendencia permanente a la alza, lo cual incrementa el costo de operación de los sistemas.

El constante aumento en los precios de los combustibles fósiles, ha estimulado el desarrollo de nuevos sistemas de captación solar y por la misma razón, estos sistemas han tenido más éxito en los países donde la energía es cara.

Se pueden destacar como principales desventajas de la fuente solar, el costo del equipo (inversión inicial) y los problemas para almacenar la energía captada. Por otro lado, también se requiere de mayor espacio físico para los equipos y un perfeccionamiento de la tecnología en ciertas áreas. Sin embargo, actualmente en algunas aplicaciones los sistemas solares resultan más rentables que otros sistemas convencionales.

### **2.1.3 Estudio de disponibilidad de energía solar en Mexicali B. C.**

Los estudios del comportamiento y cuantificación de la energía solar disponible, son de gran importancia en el diseño, ubicación y análisis de los equipos y sistemas solares. La potencialidad de conversión de la energía del sol en otras formas de energía útiles a la actividad humana, se establece en el análisis y caracterización de los diversos aspectos de la radiación solar en esa región.

Datos confiables de radiación directa normal y radiación global son necesarios para el dimensionamiento de una gran cantidad de sistemas de energía solar, así como para el estudio comparativo de sitios de ubicación de los sistemas. Estos datos de radiación solar deberán estar disponibles junto con otros parámetros meteorológicos como temperatura ambiente, velocidad del viento, humedad, días nublados, etc., los cuales también pueden afectar el comportamiento de algunos tipos de sistemas solares.

La calidad de los datos de radiación solar es crítica, dado que si la radiación solar disponible en cierta localidad es menor a la estimada, el desempeño será deficiente y las

metas económicas no se alcanzaran, por otro lado, si la radiación solar disponible en la localidad es mayor a la estimada, el desempeño y las proyecciones económicas pueden ser conservadoras y en la etapa de diseño decidirse que el sistema no es factible.

Con el objeto de poder aprovechar la energía solar incidente sobre la superficie de la tierra, es conveniente examinar de manera sucinta la naturaleza de la radiación que emana del sol. Así como las características de esta energía al incidir sobre la superficie de la tierra.

No toda la radiación solar extraterrestre que intercepta la Tierra llega a la superficie de la misma, aun en días con condiciones de cielo despejado. Solamente la radiación solar extraterrestre comprendida entre  $0.29 \mu\text{m}$  y  $2.3 \mu\text{m}$  es transmitida con atenuaciones a la superficie de la tierra (Duffie y Beckman, 1991). Esta atenuación se debe a los fenómenos de absorción por  $\text{O}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ , y  $\text{CO}_2$ , así como por la dispersión de otros componentes en la atmósfera: aire, polvo, vapor de agua, etc.

Los factores que afectan la intensidad de la radiación solar sobre la superficie terrestre, se pueden clasificar de la siguiente forma:

#### ASTRONÓMICOS:

1. Variación de la distancia entre la tierra y el sol.
2. Declinación solar ( $\delta$ ).
3. Espectro solar entre  $0.3$  y  $4.0 \mu\text{m}$ .
4. Magnitud de la constante solar ( $H_{cs}$ ).
5. Variación con el ángulo horario ( $\omega$ ).

#### ATMOSFÉRICOS:

10. Masa óptica relativa.
11. Contenido de agua en la atmósfera (humedad).
12. Contenido de ozono en la atmósfera.
13. Turbiedad de la atmósfera.
14. Nubosidad del cielo.
15. Reflexiones múltiples entre la atmósfera y el suelo.

#### GEOGRÁFICOS:

6. Latitud ( $\phi$ ).
7. Longitud.
8. Altura sobre el nivel del mar.
9. Geografía de la localidad.

#### GEOMÉTRICOS:

16. Altura solar.
17. Azimut del sol.
18. Orientación del plano receptor.
19. Inclinación del plano receptor.

Por otro lado es necesario conocer de manera precisa el movimiento del sol y la dirección de la radiación directa sobre un plano dado en cualquier instante, para calcular la orientación y la inclinación más apropiada de los distintos colectores solares, la separación entre éstos para evitar la proyección de sombras entre sí y el diseño de alerones en edificaciones, entre otros.

### Descripción climatológica.

La ciudad de Mexicali, B. C. se localiza a  $32.2^\circ$  de latitud norte y  $115^\circ$  de longitud oeste, con una altitud promedio de dos metros sobre nivel del mar, ubicada en la parte norte de la península de Baja California. Se caracteriza por poseer un clima extremoso durante la mayor parte del año. La época de verano, de las más calurosas en todo el mundo (para zonas habitadas) se presenta desde el mes de mayo hasta el mes de octubre, en general, el clima tiene oscilaciones térmicas diurnas y estacionales muy marcadas. La precipitación media anual es de alrededor de  $60 \text{ mm}$  y los vientos en el verano son en dirección sureste y en el resto del año predominantes de nor-noreste.

Durante 1994, las temperaturas promedio mensuales oscilaron entre los  $24$  y los  $46^\circ\text{C}$  (García, 1997), siendo la temperatura máxima promedio para este intervalo de  $39^\circ\text{C}$ , y la máxima extrema de  $49^\circ\text{C}$ . En 1995, de mayo a septiembre, la temperatura promedio

mensual osciló entre 23 y 36 °C siendo la máxima promedio de 40 °C, y la máxima extrema alcanzó los 51 °C durante el mes de julio. El promedio de temperatura diaria para los intervalos mencionados fue de 33 °C para 1994 y de 31 °C para 1995.

A partir de esta información se puede observar que durante el intervalo de verano en la ciudad de Mexicali, las temperaturas ambientales se alejan bastante de las condiciones confortables. Para el sector residencial la fuente más importante de ganancias de calor proviene directamente del sol. Se transfiere al interior de la vivienda a través de la envolvente, es decir, a través de techos, muros y ventanas, eliminando las expectativas de confort. La cantidad de irradiación solar que recibe un determinado lugar y la velocidad del viento establecen en gran medida el comportamiento de la temperatura ambiental a lo largo del día. Las condiciones de confort (comodidad) de un espacio son establecidas por medio de las variables, temperatura, humedad y velocidad del aire.

El acondicionamiento de aire es el proceso de tratamiento del mismo en un ambiente interior con el fin de establecer y mantener los estándares requeridos de temperatura, humedad, limpieza y movimiento del aire.

Dentro de los factores que afectan el bienestar, se encuentran las pérdidas de calor corporal, las cuales se ven afectadas por las variables antes mencionadas. El cuerpo humano genera calor al metabolizar (oxidar) sus alimentos. Este calor corporal pasa continuamente a sus alrededores, al medio ambiente más frío. El factor que determina si uno siente calor o frío es la velocidad de pérdida de calor corporal. Cuando esta velocidad queda dentro de ciertos límites, se tiene una sensación confortable. Si la velocidad de pérdida de calor es demasiado alta, se siente frío. Si es demasiado baja, se siente calor (Pita, 1994). De acuerdo con los estudios realizado por Romero (2002), en Mexicali para la época de verano solamente un 4% del intervalo se tienen condiciones de confort, en un 5% se requiere de ventilación natural o mecánica, un 16% de enfriamiento evaporativo, un 11% con alta masa térmica y el resto, un 64% del intervalo se requiere de un sistema de aire acondicionado.

### Temperatura ambiente

La temperatura ambiente horaria, necesaria para el análisis de los SCS fue obtenida, utilizando un modelo de regresión ajustado a una función de Fourier, donde la información de temperaturas máximas, mínimas, y promedio fueron proporcionadas por el Área de Meteorología del Instituto de Ingeniería de la Universidad Autónoma de Baja California (UABC). Dicho modelo de regresión fue desarrollado en el Instituto de Ingeniería de la UABC a partir de datos horarios experimentales y permite calcular la temperatura horaria diaria a partir de temperaturas máximas y mínimas de un día cualesquiera. La función tiene la forma siguiente:

$$\theta = \langle m \rangle + A * \cos\left[\frac{2\pi * t}{24}\right] + B * \sin\left[\frac{2\pi * t}{24}\right] \quad ; t = 1, 2, 3, \dots, 24.$$

Donde  $\theta = \frac{T_{max} - T(t)}{T_{max} - T_{min}}$  define la temperatura adimensional para la hora t.

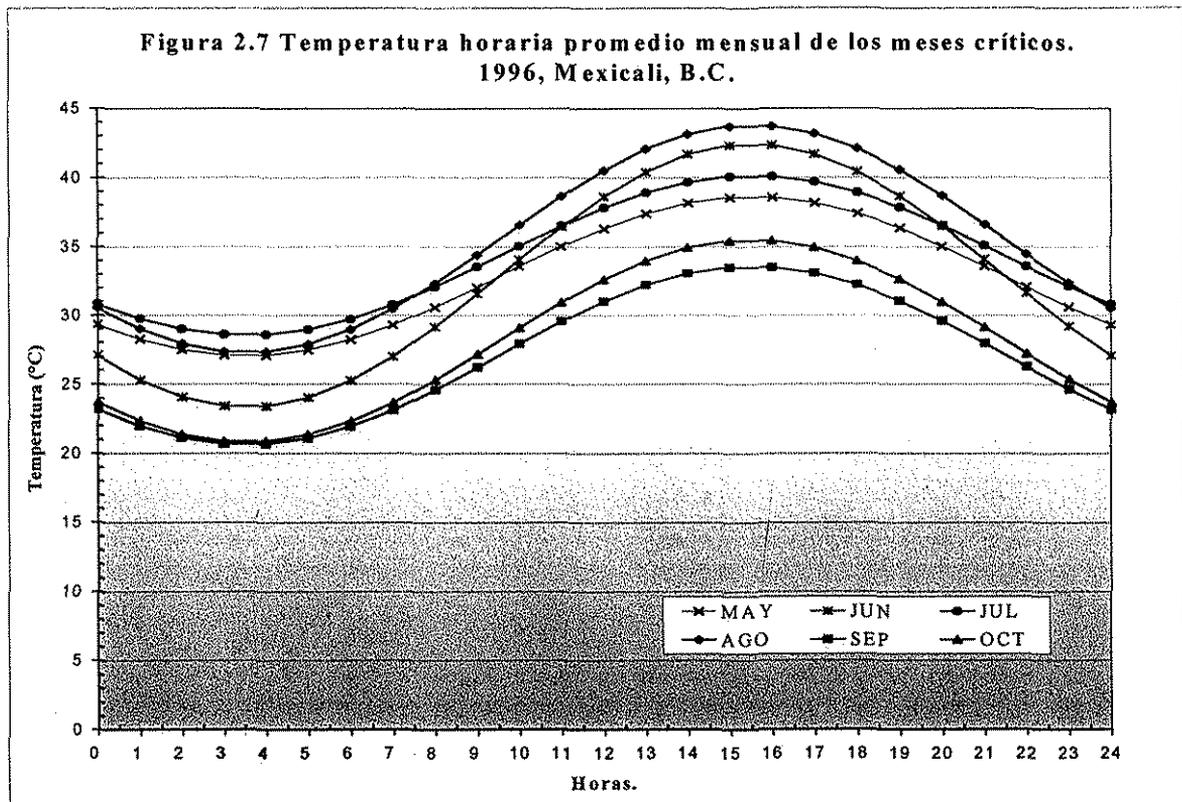
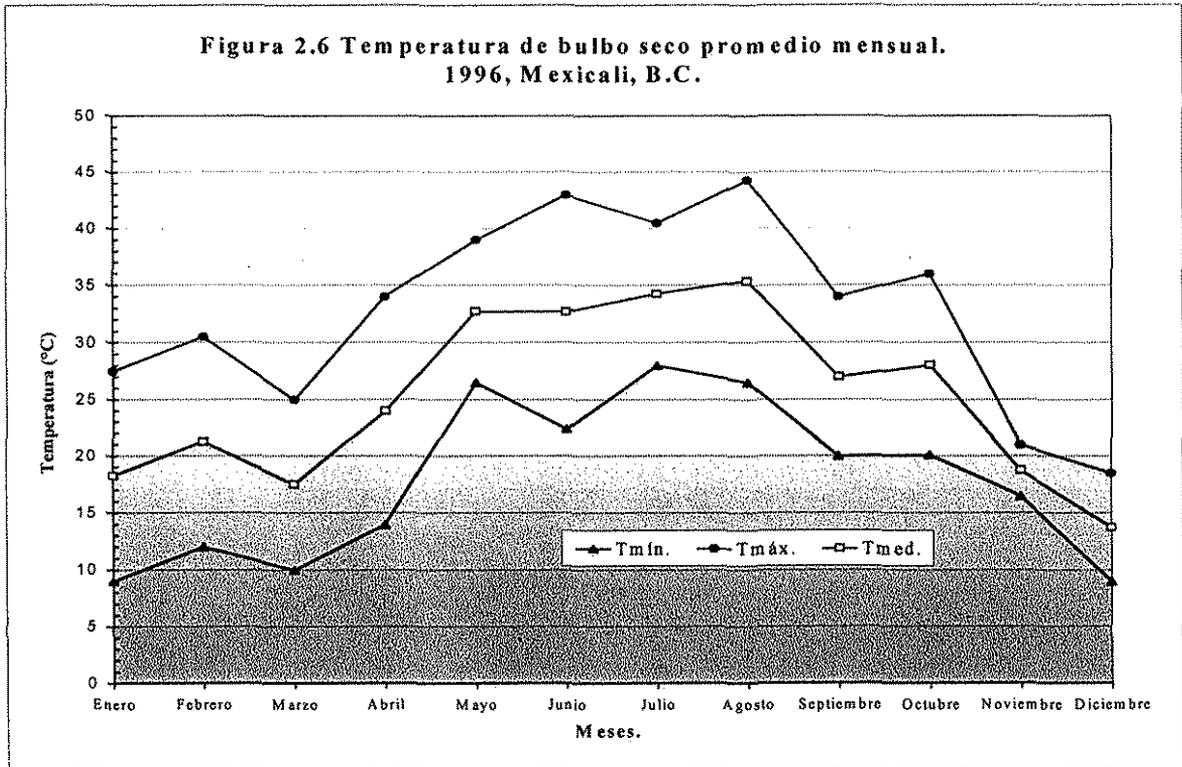
Siendo T(t) la temperatura horaria para la hora t.

La ecuación también puede ser escrita como:

$$T(t) = T_{max} - \left[ \langle m \rangle + A * \cos\left(\frac{2\pi * t}{24}\right) + B * \sin\left(\frac{2\pi * t}{24}\right) \right] (T_{max} - T_{min})$$

donde los valores de las constantes del ajuste de Fourier son:  $A = 0.2805$ ,  $B = 0.368387$  y  $\langle m \rangle = 0.491676$ .

Un par de ejemplos de los datos obtenidos se muestran en las Figuras 2.6 y 2.7.



TESIS CON FALLA DE ORIGEN

### **Irradiación solar difusa, directa y global**

En su paso a través de la atmósfera, parte de la radiación solar es atenuada por dispersión y otra parte por absorción. La radiación que es dispersada por la atmósfera se conoce como radiación difusa. A la radiación que llega a la superficie de la tierra sin haber sufrido cambio en su trayectoria lineal desde el disco solar se llama radiación directa.

Para predecir o evaluar el funcionamiento de cualquier sistema de conversión de energía fototérmica se hace necesario conocer la magnitud de la irradiación solar directa, difusa y global que llega a un plano horizontal o inclinado con una determinada orientación sobre la superficie de la tierra. Por lo regular los datos requeridos son sobre superficies inclinadas con una orientación específica (ángulo acimutal).

El tipo de utilización de la energía solar, requiere de captación máxima en determinados meses o períodos del año, esto se logra con la orientación y el ángulo de inclinación (AI) de los colectores. Una regla práctica para establecer el ángulo de inclinación, dependiendo del objetivo de captación solar, es la siguiente:

- La máxima captación en invierno ( $AI = S2 = \phi + \phi/2$ ).
- Una captación promedio anual ( $AI = S1 = \phi$ ).
- La máxima captación en verano ( $AI = S3 = \phi - \phi/2$ ). Donde:  $\phi$  = Latitud del lugar.

En este caso, el propósito es utilizar la energía solar en sistemas de acondicionamiento de espacios. La máxima captación es requerida en los meses de verano (temporada de calor).

### **Desarrollo del simulador numérico SINEDES**

En esta sección se presenta el desarrollo de un simulador numérico para el estudio de disponibilidad de energía solar y análisis óptico-térmico de colectores solares planos (SINEDES), el cual, a partir de los datos de localización geográfica, ángulo de inclinación y la irradiación global diaria promedio mensual en un plano horizontal, determina diversos parámetros solares, las componentes de irradiación directa y difusa para superficies horizontales y directa, difusa, reflejada por el piso y global para superficies inclinadas orientadas hacia el sur geográfico.

SINEDES, además de realizar el estudio paramétrico y de disponibilidad de energía solar, también tiene la capacidad de realizar análisis ópticos, térmicos y diseño de sistemas de captación solar (SCS) de placa plana bajo las condiciones de cualquier día del año (manejando días representativos de cada mes).

Los parámetros solares que pueden ser calculados por SINEDES son: declinación solar, altura solar, ángulo de salida del sol, hora de la aurora y ocaso (tsv), horas de insolación (horas de operación térmica), irradiación extraterrestre y pérdidas de energía solar en la atmósfera.

Analizando las necesidades de los proyectistas o personas que se dedican al aprovechamiento de la energía solar, encontraremos que se requiere de una herramienta de cálculo que les permita contestar de una manera rápida y eficiente las siguientes preguntas: ¿cuál es la energía solar disponible en la zona y como varía durante el día, mes y año?, ¿cuál debe ser la orientación y el ángulo de inclinación óptimo de los colectores solares?, ¿cuál es la energía solar incidente o disponible sobre el plano inclinado?, ¿cuáles son los parámetros solares que afectan en forma significativa el SCS y cuáles requieren de un lazo

de control?, ¿cuánta área de captación solar o número de colectores serán requeridos?, ¿cuál será la capacidad del termostanque más adecuada para estas necesidades?, entre otras.

El desarrollo de SINEDES en esta primera etapa, cuenta con la capacidad de realizar estudios de disponibilidad de energía solar, análisis de parámetros ópticos y térmicos de colectores solares y diseño de SCS con la tecnología de placa plana. Se parte de una cantidad de información mínima disponible en la bibliografía (Estrada, 1994), y/o fuentes gubernamentales, como Servicio Meteorológico Nacional, a partir de dicha información se pueden realizar los cálculos sin necesidad de mediciones directas en campo.

El estudio del comportamiento óptico, consiste en calcular durante las diferentes horas del día con sol, los parámetros ópticos (ángulo de incidencia y refracción, reflexión, transmitancia y absorción) y la energía solar que absorbe la placa o eficiencia óptica del colector con una o más cubiertas de vidrio.

Por su parte el análisis térmico y diseño del SCS de placa plana, consiste en calcular durante las diferentes horas con insolación del día representativo del mes crítico, que el usuario debe seleccionar, los siguientes parámetros térmicos y generales: energía absorbida por la placa, coeficientes de transferencia de calor, factor de eficiencia del colector, factor de remoción de calor, pérdidas parciales y totales de calor, calor útil, eficiencia de captación, área de captación, número de colectores, capacidad del termostanque, entre otros.

Para desarrollar el simulador numérico SINEDES 1.0 se siguió la filosofía de programación de Windows utilizando como lenguaje de programación Visual Basic 5.0. Lo cual permite un manejo sencillo del mismo y hace posible la presentación de los resultados en forma de tablas y/o gráficas.

### **Descripción de la metodología.**

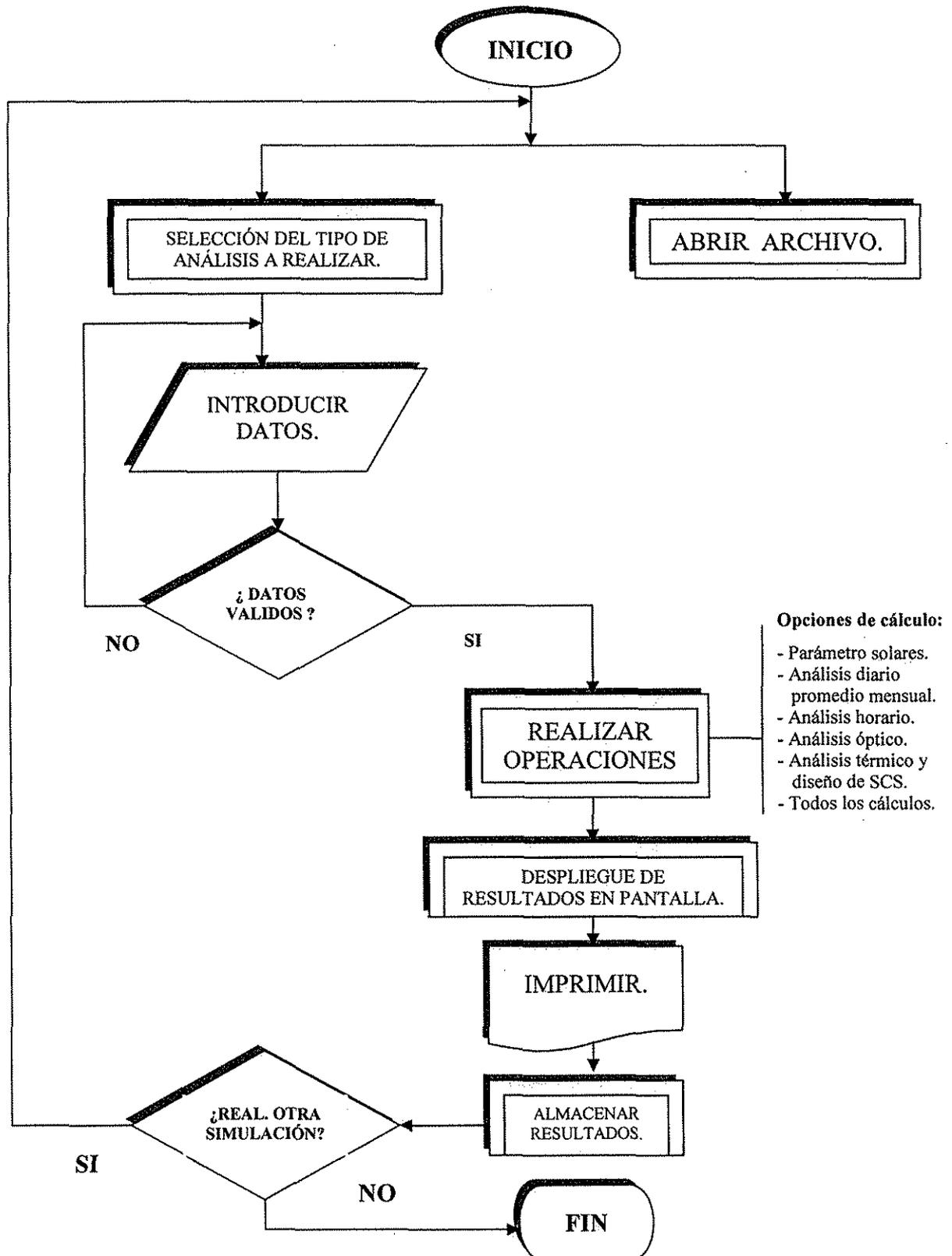
En este simulador, fue utilizada una metodología eficiente y práctica, de validez comprobada por Velázquez y Sámano (1988), que con información de fácil acceso, permita realizar un estudio de disponibilidad de energía solar de calidad, en cualquier región del país.

El procedimiento de operación consiste en proporcionar al programa, los datos de localización, ángulos de inclinación por estudiar, orientación del plano y la irradiación solar global diaria promedio mensual sobre un plano horizontal, donde esta última puede ser obtenida de dos formas: a) por mediciones directas en campo o de datos reportados en la bibliografía; b) calculándola a partir de datos meteorológicos: modelo de Reddy (1971). En nuestro caso fueron utilizados los datos proporcionados por el Área de Meteorología del Instituto de Ingeniería de la Universidad Autónoma de Baja California.

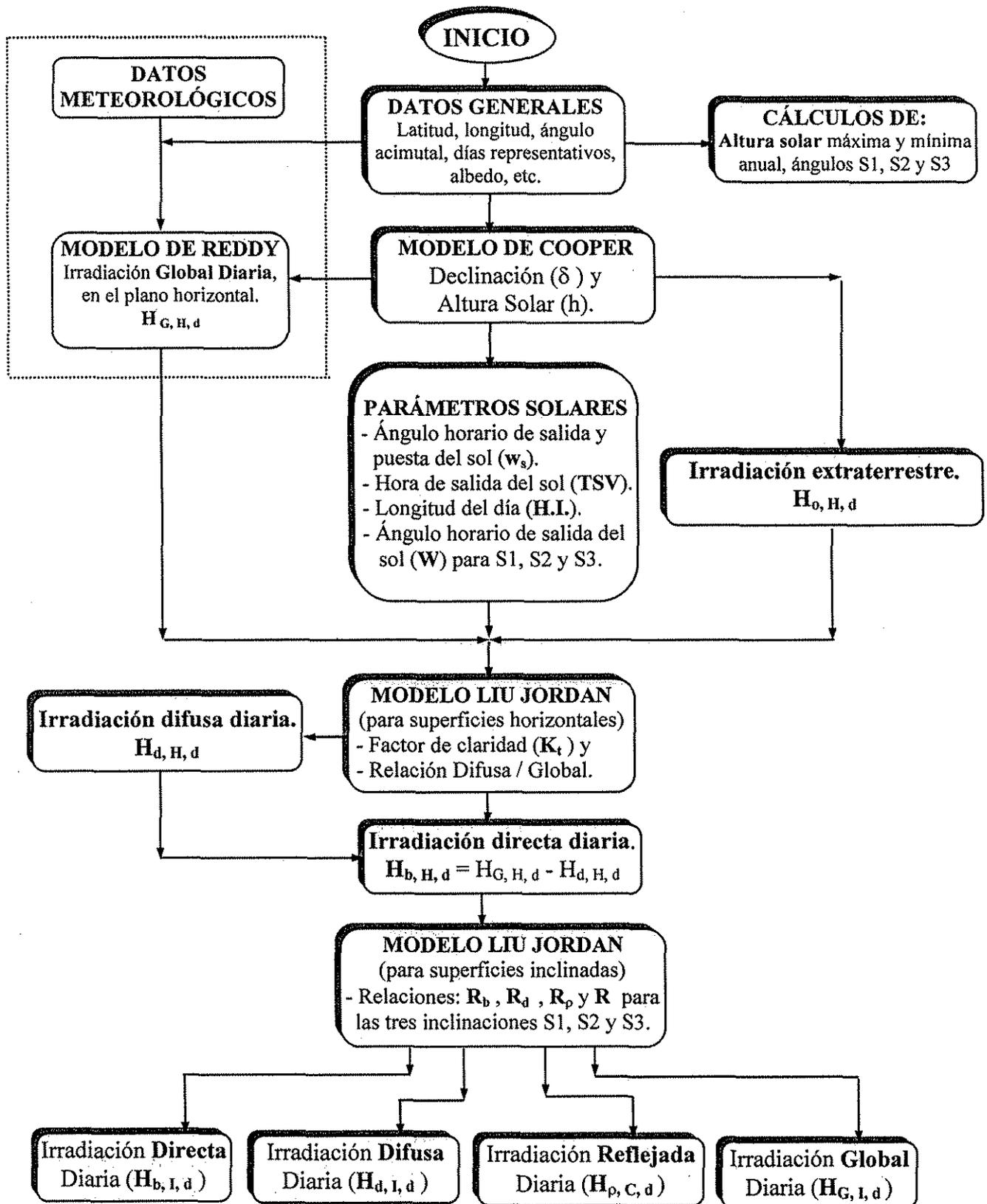
Los diferentes modelos matemáticos utilizados en este simulador se pueden encontrar en Duffie (1991). Los cálculos de disponibilidad se realizan a nivel horario, diario, mensual y anual, utilizando días representativos de los doce meses del año, aunado a su comportamiento en los diferentes planos inclinados estudiados.

Dada la escasez de información con el enfoque planteado anteriormente, fue necesario adecuar las metodologías existentes y proponer lo siguiente: El diagrama de la Figura 2.8, muestra esquemáticamente las diferentes opciones y rutas de cálculo por las cuales navega la información del sistema y las Figuras 2.9 y 2.10 los principales procedimientos específicos de cálculo utilizados por SINEDES, según Velázquez y Best (1998, 1999). La descripción de las características operacionales y las distintas opciones que componen el simulador SINEDES pueden ser consultadas en el Apéndice A de esta tesis.

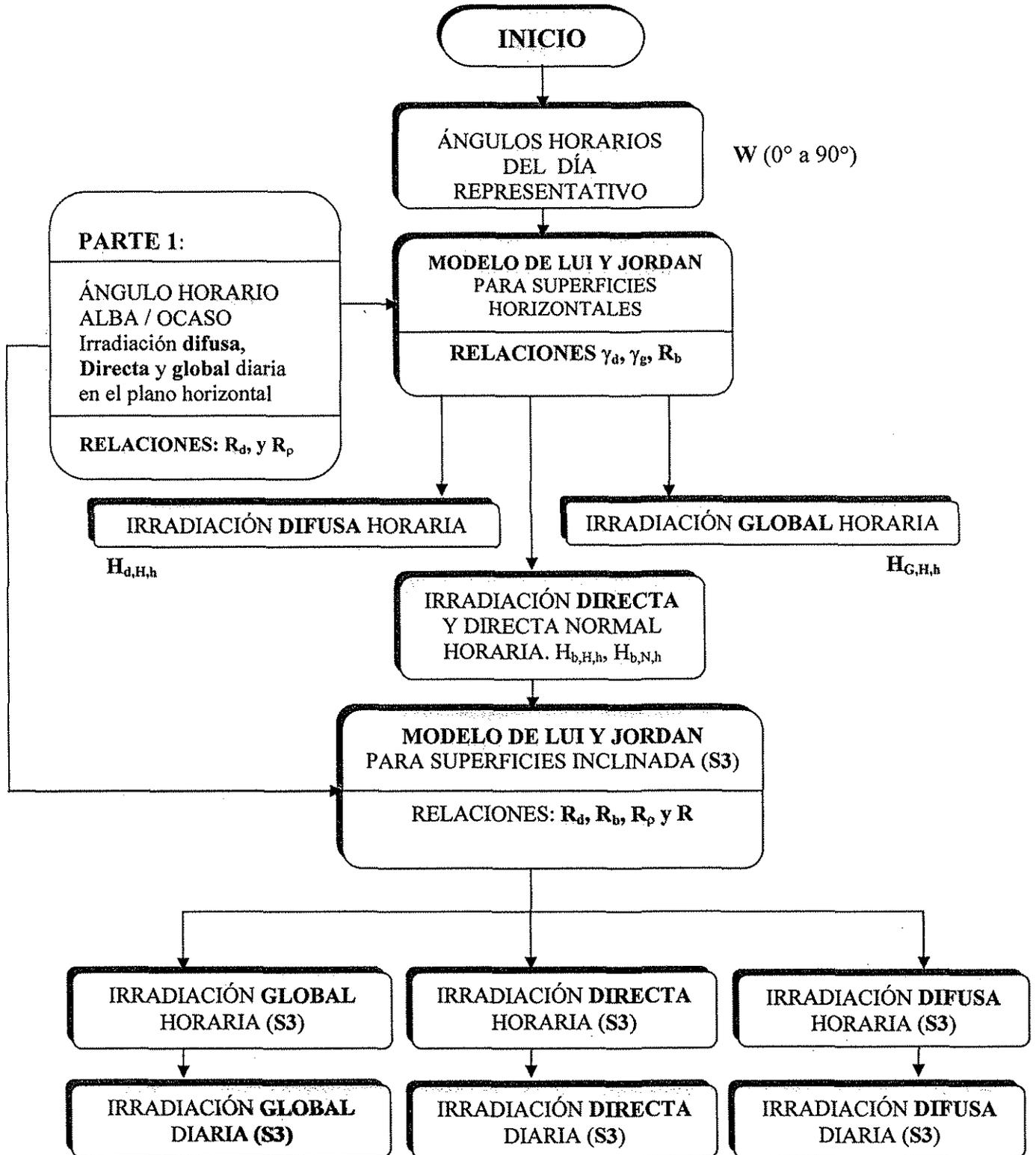
Figura 2.8 Diagrama de flujo del procedimiento general de SINEDES.



**Figura 2.9 Diagrama de flujo del procedimiento utilizado para realizar el estudio de disponibilidad de energía solar (Parte 1: Análisis diario promedio mensual).**



**Figura 2.10 Estudio de disponibilidad de energía solar**  
(Parte 2: Análisis horario de la irradiación).



Nota: Estos cálculos se realizan variando el ángulo horario ( $W$ ) en los días representativos de los doce meses del año ( $1hr=15^\circ$  de  $W$ ).

### 2.1.4 Diseño y análisis de factibilidad de los Sistemas de Captación Solar.

Las características geográficas de la República Mexicana, determinan la existencia de regiones áridas, semiáridas y desérticas (climas similares al de Mexicali, B. C.), donde su alto nivel de irradiación invita a considerar a la energía solar y sus efectos colaterales (fuertes necesidades de refrigeración y acondicionamiento de espacios), como posibilidades complementarias, total o parcialmente. Actualmente, el sol afecta grandemente nuestro nivel de vida y no hemos comprendido qué parte de la solución está en él mismo, aprovechando esta fuente de energía para la producción de refrigeración y aire acondicionado.

Para la superficie inclinada con preferencia verano ( $AI = 16^\circ$ ) orientada hacia el sur geográfico instalado en Mexicali, B. C. ( $\phi = 32.2^\circ$ ), los resultados del análisis de energía solar disponible muestran que la irradiación máxima se tiene en el mes de junio con  $25.0 \text{ MJ/m}^2$  día y la mínima en febrero con  $19.3 \text{ MJ/m}^2$  día, obteniéndose un promedio anual de  $22.0 \text{ MJ/m}^2$  día, resultando un total anual de  $8,050 \text{ MJ/m}^2$  año. En la época de calor (mayo a octubre), se tiene una irradiación global incidente de  $4,370 \text{ MJ/m}^2$ , que corresponde a un 2.6% más que en el plano horizontal. El resto de los resultados del estudio, pueden ser consultados en el Apéndice A de esta tesis o ejecutando el simulador SINEDES con los datos por omisión.

En esta sección se presenta el análisis preliminar de la posibilidad técnica y la conveniencia económica de utilizar una fuente de energía híbrida combustible fósil-energía solar, en un sistema de aire acondicionado basado en el proceso de absorción, con una capacidad de 3 toneladas de refrigeración (10.55 kW.). El equipo de absorción estudiado es marca ARKLA y utiliza la mezcla de trabajo bromuro de litio-agua con un COP de 0.5.

El estudio se realiza para las condiciones de la zona urbana de la ciudad de Mexicali, B. C. y la vivienda sobre la que se realiza el análisis es del tipo interés social, de una sola planta, con área construida en el intervalo de 60 a  $100 \text{ m}^2$  (Pérez et al., 1996).

En la captación de energía solar, se considera el uso de colectores de placa plana de una y dos cubiertas, tubos evacuados y concentradores tipo CPCs, que trabajarán en forma híbrida con un sistema de combustión auxiliar (eficiencia de 0.5) que puede operar con gas natural, gas LP y diesel. Algunos de los datos base del análisis son: pérdidas en el sistema de 10%, factor de volumen de tanque (FV) de  $50 \text{ l/m}^2$ , poder calorífico inferior del gas natural de  $38 \text{ MJ/m}^3$ , costo del gas natural de  $0.832 \text{ \$/m}^3$ , tasa de interés anual (prestamos de dinero) de 20%, tasa anual de aumento del precio del gas natural de 25% y precio de instalación de 30% sobre el monto de los colectores solares. Estos y otros datos se dan por omisión en el simulador SINEDES del Apéndice A.

Se propone una metodología de diseño para las distintas tecnologías de captación solar existentes comercialmente. Teniendo como principal objetivo, definir cuándo y bajo qué condiciones pueden sustituir a los combustibles fósiles (gas natural, gas LP y diesel), los cuales son utilizados en el sistema de refrigeración por absorción.

#### Sistemas de captación solar

El desarrollar un programa de cómputo como SINEDES y realizar un estudio óptico y térmico de los diferentes colectores solares, tiene la finalidad de sensibilizar al usuario con las variables y/o parámetros de diseño y operación, y además estudiar el comportamiento de la eficiencia de las unidades durante las diferentes horas del día y bajo condiciones críticas.

Dado que se necesita cantidad y calidad (temperatura) de energía térmica útil, se requiere establecer los tipos de materiales y las condiciones especiales de operación, con lo cual se especificará al fabricante qué características debe tener el SCS requerido.

Los SCS están compuestos por cuatro subsistemas, que son los siguientes: a) Captación y Conversión de la Energía, b) Almacenamiento Térmico, c) Circulación o Transporte y d) Control. La operación del SCS está en función de los cuatro subsistemas, que a su vez dependen de parámetros que pueden ser agrupados de la siguiente forma: 1) Condiciones Climatológicas; 2) Irradiación Solar; 3) Eficiencia de Captación; 4) Tipo de Sistema de Almacenamiento; y 5) Requerimientos Térmicos, (Barbosa, 1997). El estudio combinado de los parámetros mencionados, define totalmente el diseño del SCS que debe ser construido para satisfacer los requerimientos térmicos del SA en estudio, para aire acondicionado.

Por medio del simulador SINEDES, se realizó un estudio de sensibilidad de las variables y se establecieron los siguientes principios básicos de aprovechamiento óptimo de la energía solar:

- Captar el máximo posible de energía solar.
- Consumir prioritariamente la energía solar.
- Asegurar la correcta complementariedad entre la energía solar y la convencional (determinar la fracción solar óptima de aportación solar).
- No mezclar la energía solar con la convencional (se afecta considerablemente la eficiencia del sistema).
- Operar el sistema a la temperatura más baja posible (esto incrementa la eficiencia del sistema de captación solar).
- Ajustar los hábitos de consumo, dentro de lo posible a la presencia del sol (el almacenamiento de la energía solar reduce la producción neta de la misma).

### **Descripción de la metodología**

Se estudiaron diferentes escenarios, que consisten en definir las necesidades energéticas de un sistema de refrigeración por absorción, que puede ser operado por diferentes combustibles fósiles, para posteriormente realizar el diseño del SCS que reemplazará dichos combustibles con diferentes porcentajes de aportación solar, calculando la energía y combustible ahorrado, así como su impacto en la disminución del gasto de operación (\$/mes, \$/año) del sistema, para cada una de las alternativas.

El objetivo consiste en diseñar el SCS para diferentes fracciones solares y calcular el porcentaje de aportación solar óptimo, además de obtener el tiempo de recuperación de la inversión de las diferentes alternativas analizadas. En otras palabras ver la factibilidad técnica y económica del SCS al reemplazar los energéticos convencionales en un sistema como el propuesto. No se considera el diseño del sistema 100% solar, por buscar alternativas con una menor inversión inicial.

Se propone una metodología que consiste en realizar el diseño del SCS para cada uno de los meses del año, utilizando la información de los días representativos; A partir de los

diferentes niveles de irradiación solar mensual obtenidos en el estudio de disponibilidad de energía solar, las condiciones de operación del SCS y la demanda térmica mensual del SA, se obtienen, dadas las diferentes condiciones climatológicas y de operación de los meses del año, los requerimientos de diseño mensuales.

Se selecciona el mes de mayor requerimiento de área de captación (mes de diseño), por que de esta forma al cubrir el mes crítico, se asegura satisfacer en su totalidad el resto de los meses del año, aunque existan meses, donde podría estar sobredimensionado, por eso se debe probar con diferentes porcentajes de aportación solar.

Después de diseñar el SCS, para las condiciones del mes de mayor demanda térmica (agosto en este caso), se fija el área de captación y se procede a calcular de nuevo, para los doce meses del año, el calor útil, los requerimientos de energía auxiliar, el porcentaje de aportación solar y el ahorro de energía, como se describe en la Figura 2.11.

Se diseña el SCS para diferentes porcentajes de aportación solar y con los datos obtenidos se analiza la factibilidad técnica y económica que tiene la energía solar para reemplazar a los energéticos convencionales en un sistema de absorción como el propuesto.

El procedimiento descrito se aplica en el análisis técnico de las diferentes tecnologías de captación solar estudiadas: tecnología de placa plana con una y dos cubiertas, tubos evacuados (DP6-2800) y concentradores tipo CPCs (SETSOL-2001).

Para realizar una comparación de las tecnologías en iguales circunstancias y bajo los diferentes escenarios, se establecen las siguientes bases:

- Se utilizan los mismos datos de irradiación calculados en el estudio de disponibilidad de energía solar.
- Se establecen los mismos requerimientos (demanda) y calidad (temperatura) de energía térmica, para los doce meses del año del sistema de absorción, que es operado con los diferentes combustibles fósiles.
- Se manejan los mismos precios y la misma tasa de incremento de los combustibles fósiles.
- Se aplica el mismo procedimiento y criterios de diseño al SCS con las diferentes tecnologías.

La siguiente etapa corresponde al análisis de factibilidad económica, que consiste en calcular el tiempo de amortización de la inversión bajo diferentes escenarios, en los cuales intervienen los siguientes elementos: a) Inversión inicial, b) Costo de operación, c) Costo de mantenimiento, d) Vida útil de los equipos y e) Tasa de crecimiento del precio de los combustibles.

El primer escenario consiste en establecer, que el sistema de refrigeración por absorción es asistido con gas natural, en las condiciones anteriormente descritas y se pretende reemplazar parcial o totalmente dicho combustible no renovable por la fuente energética solar, utilizando las diferentes tecnologías solares. El resto de los escenarios consiste en repetir exactamente lo mismo pero con la información de los otros combustibles fósiles de interés.

La información relativa a los diferentes escenarios, es procesada de acuerdo al procedimiento que se muestra en la Figura 2.12.

Figura 2.11 Diagrama de flujo del procedimiento utilizado para diseñar un SCS y realizar un análisis de factibilidad técnica.

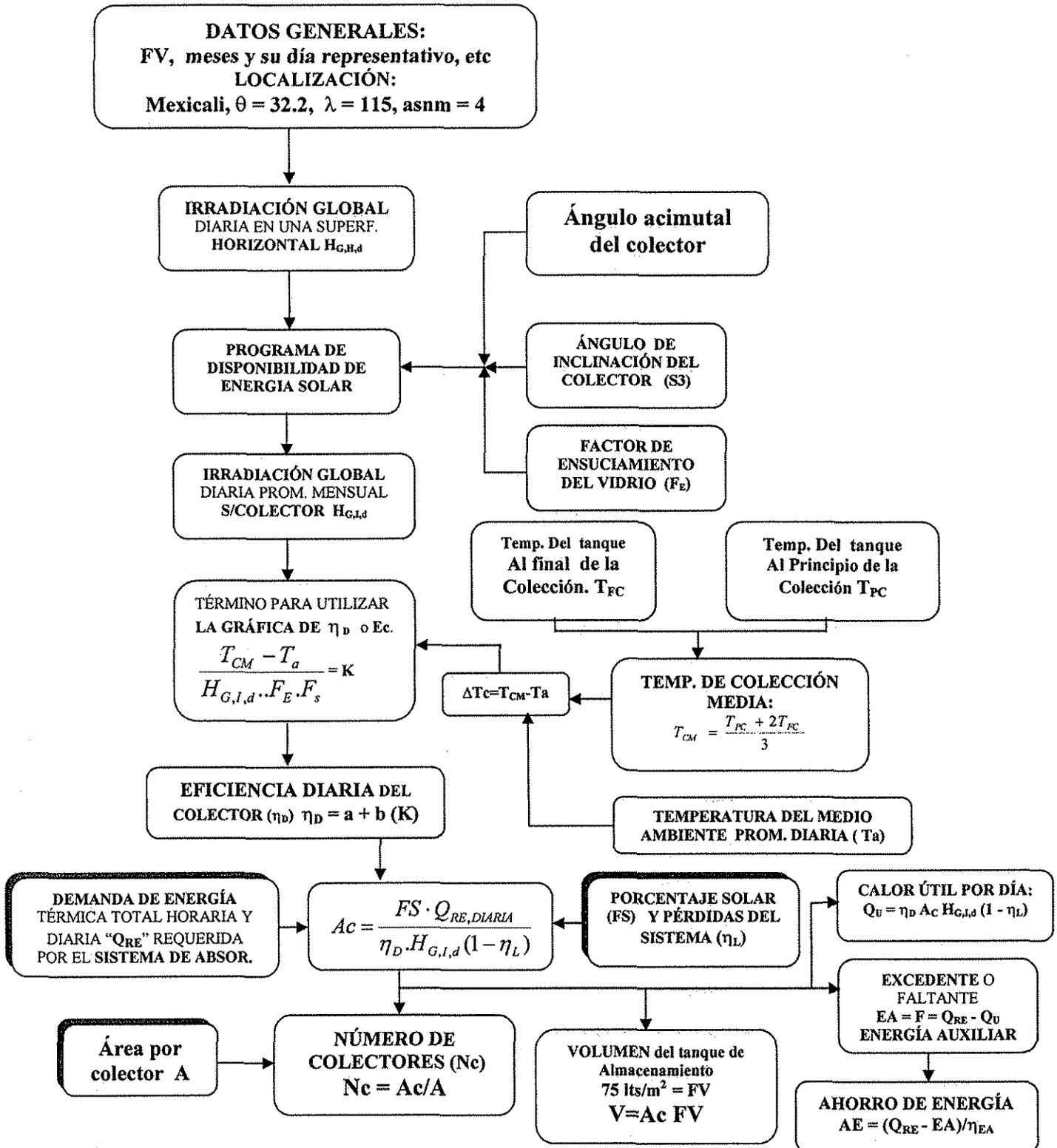
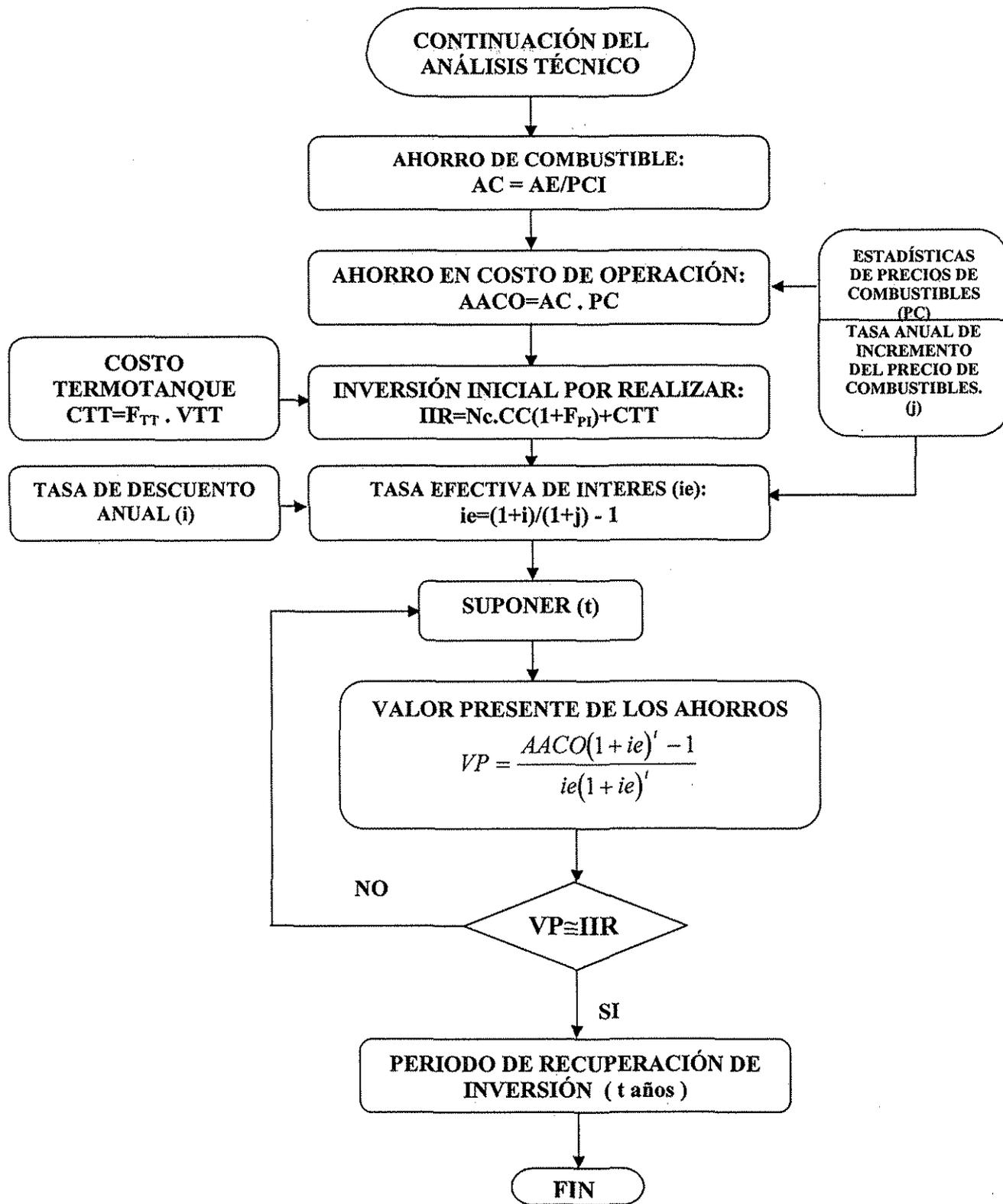


Figura 2.12 Diagrama de flujo del procedimiento para realizar un análisis de factibilidad económica del SCS, en un SA que utiliza diferentes combustibles.



### Discusión de resultados

En las Tablas 2.1 y 2.2 se muestra un resumen de los resultados obtenidos en el análisis de factibilidad técnica y económica.

La eficiencia de captación de los colectores varía durante el día y las diferentes épocas del año, por lo que, en la comparación se puede observar que los colectores de **tubos evacuados (TE)**, son mucho más eficientes que los de **placa plana (PP)** de una cubierta: La eficiencia varía de un mínimo de 56 % más en abril, a un máximo de 213 % más en septiembre, resultando un promedio anual de 126 % más eficiente.

Al comparar los TE con los de PP de dos cubiertas, se tiene una variación en el incremento de eficiencia de 51 % en abril a 81 % en septiembre, obteniéndose como promedio anual el 67 % más eficiente.

Los TE al tener mayor eficiencia, requieren de menor área de captación, resultando un promedio anual de 53 y 40 % menos área, que los colectores de PP de una y dos cubiertas respectivamente.

La tecnología de TE es excelente técnicamente, pero pésima cuando se analiza económicamente, al comparar el costo de un colector de PP (1.72 m<sup>2</sup>) contra el costo de uno de TE (1.82 m<sup>2</sup>), este último llega a costar hasta 8 veces más.

La inversión inicial es 110 % mayor en los tubos evacuados, por tanto, el tiempo de amortización es de 82 a 90 % más alto.

**Tabla 2.1 Datos de las tecnologías de captación solar.**

CONCEPTO:	PLACA PLANA C/UNA CUB.	PLACA PLANA C/DOS CUB.	CONCENTRADORES CPC (SETSOL-2001)	TUBOS EVACUADOS (DP6-2800)
<b>Eficiencia Prom. Anual.</b>	33 %	42 %	51 %	70 %
<b>Área captación Prom. Anual.</b>	53 m <sup>2</sup>	37 m <sup>2</sup>	31 m <sup>2</sup>	22 m <sup>2</sup>
<b>Costo por colector</b>	\$ 1,400.0	\$ 2,100.0	\$ 3,900.0	\$ 10,000.0

Los colectores tipo CPC (SETSOL-2001) son más eficientes que los de PP con una y dos cubiertas. Para una cubierta el incremento de eficiencia varía de un mínimo de 24% más en abril a un máximo de 110% más en septiembre, resultando un promedio anual de 62%. Los CPC al tener mayor eficiencia, requieren de menor área de captación, resultando un promedio anual de 37 % menos área que los colectores de PP de una cubierta.

La tecnología de CPC supera técnicamente a la de PP y compite fuertemente en el análisis económico. Si comparamos el costo de un colector de PP con una cubierta (de 1.72 m<sup>2</sup>), contra el costo de uno de CPC (de 1.97 m<sup>2</sup>) modelo SETSOL-2001, este último llega a costar 2.8 veces más. La diferencia en inversión inicial (costo del SCS) es 15 % mayor en los CPC, por tanto, el tiempo de amortización es de 16 a 17 % mayor.

Por último, en las Figuras 2.13, 2.14 y 2.15 se muestran las gráficas comparativas de eficiencia de captación solar, ahorro en el costo de operación del SA y resultados del análisis de factibilidad económica del SCS para los tres tipos de colectores, utilizando gas LP en el sistema de absorción.

Tabla 2.2 Resumen de resultados del análisis de prefactibilidad técnica y económica.

CONCEPTO:	PLACA PLANA	CONCENTRADOR TIPO CPC	TUBOS EVACUADOS.
Mes de diseño	Agosto	Agosto	Ago/Jul
Área de captación (m <sup>2</sup> )	90	49	34
Número de colectores (m <sup>2</sup> /colector)	52 (1.72)	25 (1.97)	19 (1.82)
Capacidad de termotanque (Lts.)	4500.0	2500	1700
Inversión inicial (\$/SCS)	96,114	110,320	202,183
Variación de la fracción Solar (%)	50 a 205	50 a 138	50 a 121
Fracción solar promedio anual (%)	113	92	87
Energía captada (calor útil) promedio anual (MJ/mes)	17 612	15 017	14 348
Captación total anual (MJ/año)	211 349	180 206	172 182
Ahorro de energía promedio Anual (MJ/mes)	26 865	26 953	26 976
Ahorro de energía total Anual (MJ/año)	322 379	323 441	323 715
<b>OPCIÓN GAS NATURAL:</b>			
Ahorro en gas natural, promedio anual (m <sup>3</sup> /mes).	707	709	710
Ahorro en gas natural, total anual (m <sup>3</sup> /año).	8 482	8 510	8 518
Ahorro costo de operación, promedio anual (\$/mes).	610	613	614
Ahorro costo de operación, total anual (\$/año).	7,326	7,357	7,365
Tiempo de amortización.	12 años	13 años	21 años
<b>OPCIÓN GAS LP:</b>			
Ahorro en gas LP, promedio anual (kg /mes).	565	566	567
Ahorro en gas LP, total anual (kg /año).	6 775	6 797	6 803
Ahorro costo de operación, promedio anual (\$/mes).	1,541.0	1,548.0	1,550.0
Ahorro costo de operación, total anual (\$/año).	18,491.0	18,579.0	18,603.0
Tiempo de amortización.	5 años	5.6 años	8.9 años
<b>OPCIÓN DIESEL:</b>			
Ahorro en diesel, promedio anual (Lts /mes).	725	727	728
Ahorro en diesel, total anual (Lts /año).	8 700	8 729	8 736
Ahorro costo de operación, promedio anual (\$/mes).	1,694.0	1,702.0	1,704.0
Ahorro costo de operación, total anual (\$/año).	20,329.0	20,422.0	20,446.0
Tiempo de amortización.	4.6 años	5.2 años	8.3 años

Considerando que este estudio tiene el carácter de preliminar y que se seguirá complementando, se tiene las siguientes conclusiones:

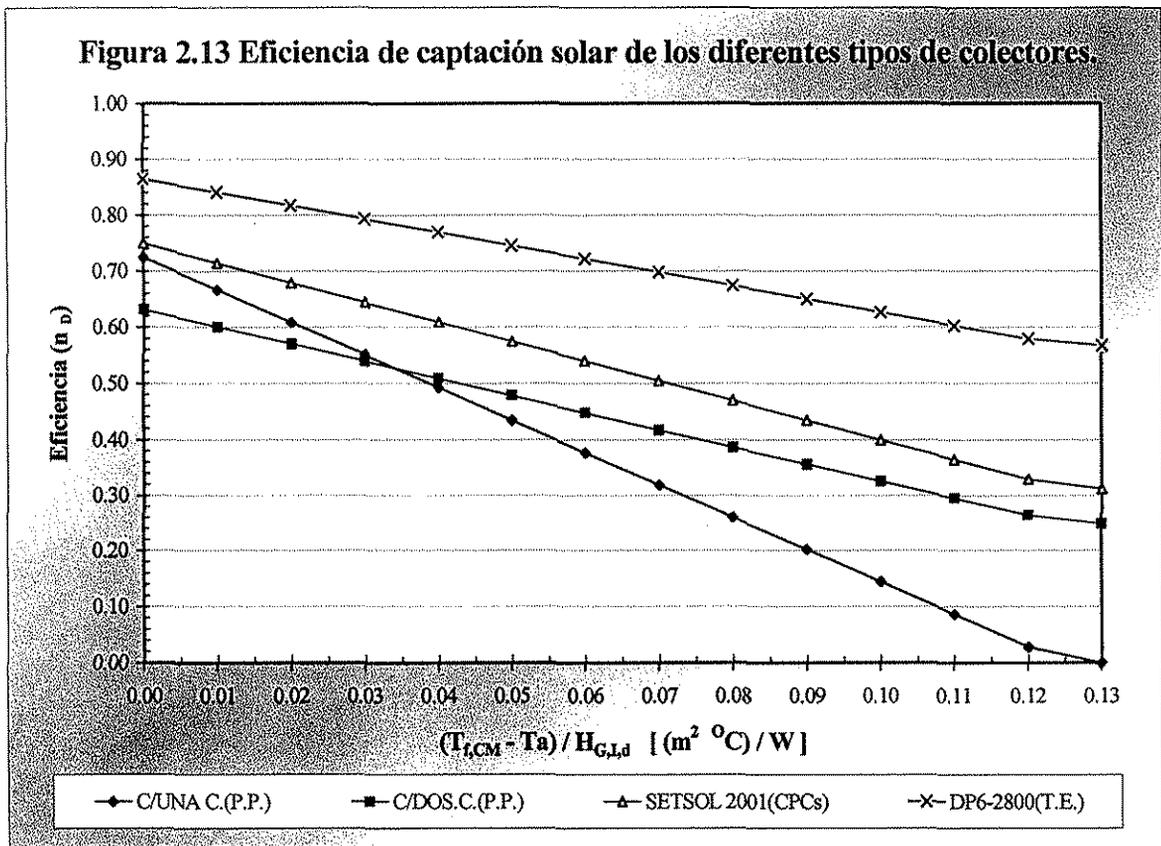
Existe la factibilidad técnica de instalar y operar un sistema de acondicionamiento ambiental por el proceso de absorción, utilizando una fuente de energía híbrida solar-gas natural, para su aplicación en viviendas que requieran una capacidad de tres toneladas de refrigeración. No se considera la instalación 100% solar por el alto costo inicial del SCS, con lo que de esta forma se reduce.

Con la información que proporcionan los gráficos como el de la Figura 2.15, se encontró que la correcta complementariedad entre la energía solar y la convencional del subsistema híbrido de energía primaria que asiste al SA, se encuentra en el intervalo de 40 a 60 % de aportación solar, siendo una muy buena opción técnica el 50 %, pero debe considerarse si el nivel de inversión inicial es accesible para una familia de clase media.

El SCS que resultó más atractivo, tanto desde el punto de vista técnico como económico, es el sistema con CPC (SETSOL-2001), pudiendo satisfacer los requerimientos de cantidad y calidad de la energía demandadas por el SA.

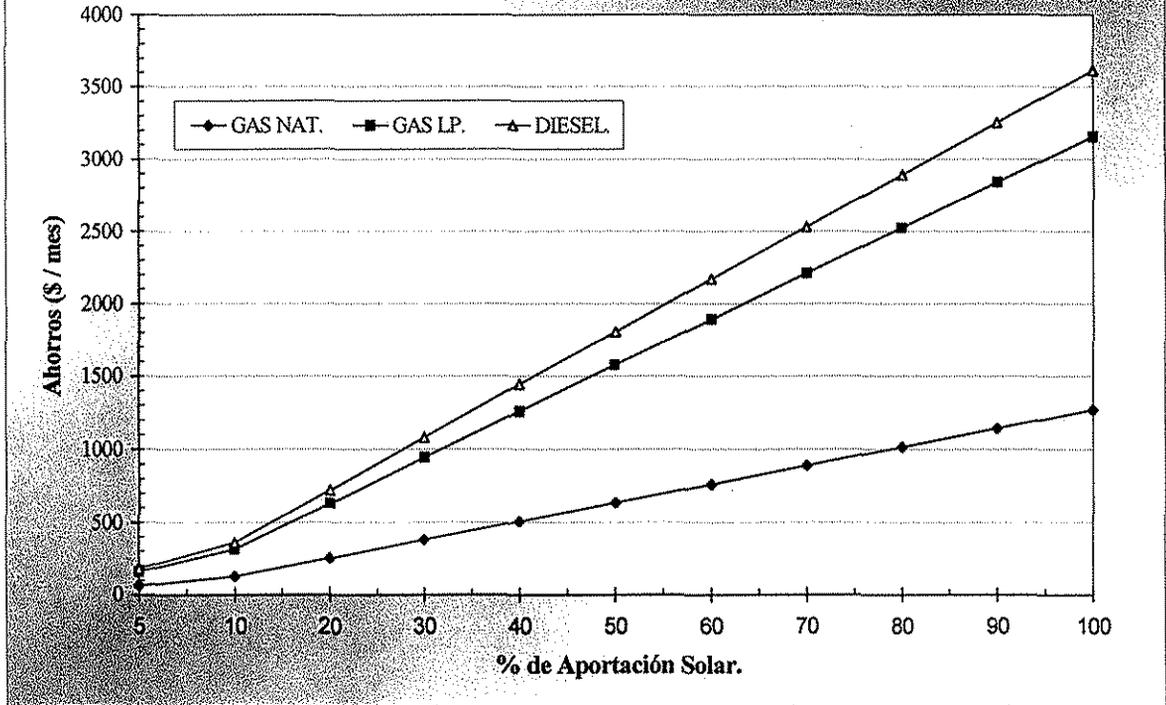
Con las condiciones antes descritas y utilizándose como fuente de energía del SA, la tecnología de aprovechamiento de la energía solar puede sustituir parcialmente a las fuentes de energía que utilizan gas LP y diesel, no resultando factible económicamente reemplazar el gas natural.

Dentro de los combustibles fósiles el gas natural es la mejor opción, tanto por su precio como por su bajo nivel de contaminación. Por todas las razones antes expuestas se decidió asistir al sistema de absorción avanzado con la fuente híbrida de gas natural-solar.

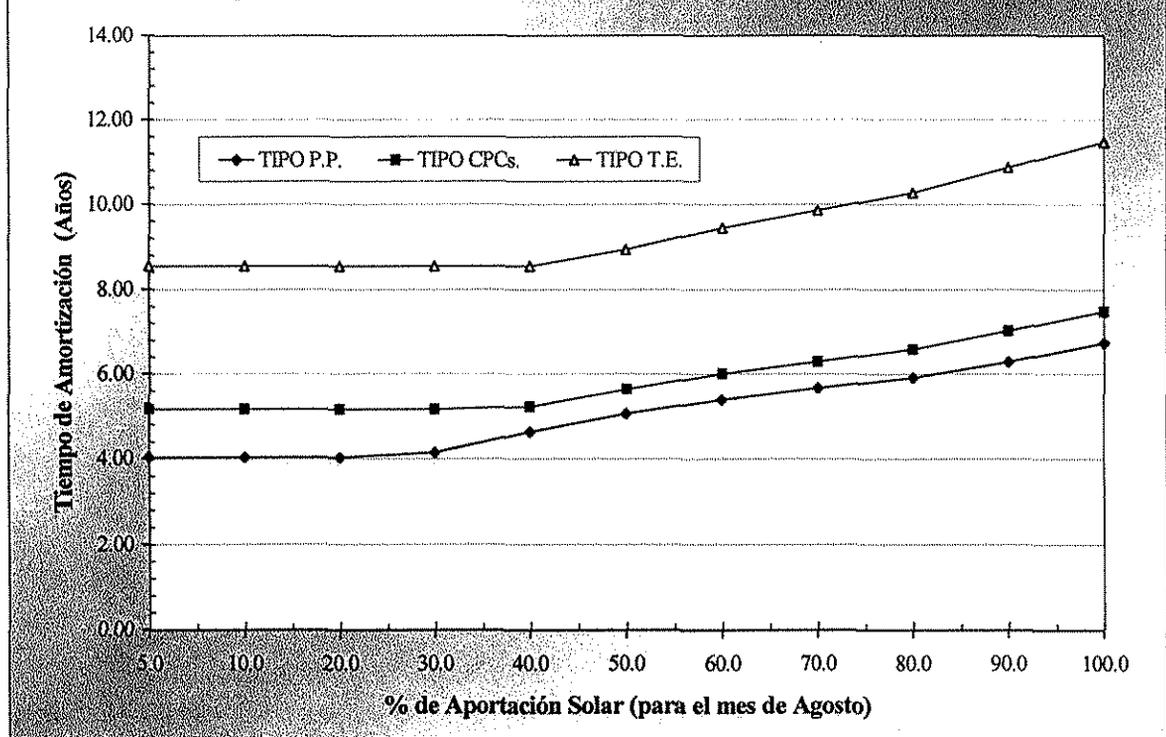


TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

**Figura 2.14 Ahorros en el costo de operación del sistema de absorción al utilizar CPC en la captación solar. AGOSTO, MEXICALI, B.C.**



**Figura 2.15 Resultados del análisis de factibilidad económica del SCS para los tres tipos de colectores, utilizando gas LP en el sistema de absorción.**



**TESIS CON FALLA DE ORIGEN**

## 2.2 SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO SOLAR

### 2.2.1 Enfriamiento solar

En opinión de algunos expertos, de todas las aplicaciones de la energía solar, el enfriamiento y refrigeración solar puede ser la que tenga un mayor futuro, ya que la demanda de refrigeración y aire acondicionado está en un constante aumento, debido a los problemas de sobrepoblación y calentamiento del planeta. Simplemente sin ir más lejos, en la mayor parte del territorio mexicano, existe un gran potencial al tener la demanda del servicio y una excelente disponibilidad de energía solar en el mismo lugar. Con la refrigeración solar se pueden resolver los serios problemas de conservación de productos perecederos, producción de hielo y acondicionamiento de espacios, entre otros.

Cualquier sistema de enfriamiento que requiera como energía de operación una fuente de calor e inclusive eléctrica, puede funcionar empleando energía solar. El ejemplo fototérmico más típico es un sistema de absorción acoplado a un sistema de colectores de placa plana.

En el enfriamiento solar convergen dos importantes tecnologías: la tecnología de captación solar y la de sistemas de refrigeración por absorción o cualquier otra técnica de producción de frío que requiera energía calorífica para operar.

La refrigeración solar fototérmica utiliza como fuerza motriz la energía térmica proveniente del sol. Para aprovechar la energía térmica proveniente de la fuente solar es necesario utilizar los Sistemas de Captación Solar, los cuales, dependiendo del nivel de temperatura que producen pueden ser clasificados en colectores solares planos con una y dos cubiertas (hasta 95 °C), colectores solares evacuados (hasta 180 °C) y colectores de concentración solar (hasta 3000 °C). Desde el punto de vista técnico y de acuerdo al estudio presentado previamente, los dos tipos de colectores que pueden ser utilizados en el sistema de absorción solar-GAX propuesto, son el colector solar evacuado y el de concentración solar tipo CPC, ya sea en forma individual o en forma híbrida.

El rendimiento del sistema de refrigeración solar, se obtiene multiplicando la eficiencia del subsistema de captación solar por la eficiencia del ciclo de absorción. En términos generales y de acuerdo a la información de los fabricantes, la eficiencia de los SCS de tubos evacuados varía de 50 a 70% en el intervalo de temperaturas de interés, mientras que la de concentradores parabólicos compuestos (CPC) varía de 30 a 55%. Por otra parte los ciclos de absorción GAX, bajo condiciones muy desfavorables se comportan como un sistema de absorción básico (COP de 0.5 o eficiencia de 50%), pero en condiciones normales su COP es alrededor de 1.0. Ahora, si se considera que se utiliza un SCS de CPCs como fuente de energía del ciclo de absorción GAX, dará como resultado una eficiencia global entre un 15 y un 55% máximo. En el caso de tubos evacuados (DP6-2800) es un poco mayor, pero tiene serias desventajas económicas, ya que tiene un costo de 1.6 veces más que el CPC (SETSOL-2001).

El enfriamiento solar ha sido sujeto a múltiples pruebas en todo el mundo, especialmente para acondicionamiento de espacios, debido a la estrecha relación entre la alta energía solar disponible y los requerimientos de enfriamiento. Por lo tanto, el interés en el enfriamiento solar por sistemas de absorción ha prevalecido por varias décadas. Los equipos instalados y probados han operado satisfactoriamente, demostrando una excelente viabilidad técnica. Sin embargo, los sistemas no han podido competir económicamente en el mercado, por lo anterior, se deben desarrollar unidades más eficientes y económicas.

### 2.2.2 Proyectos demostrativos de la tecnología de enfriamiento solar

Los sistemas de enfriamiento solar convencionales, consiste en la combinación de un SCS de placa plana o tubos evacuados y un sistema de absorción (SA) de enfriamiento de agua de simple efecto, utilizando como respaldo un quemador convencional que utiliza gas LP o una resistencia eléctrica (Lamp et al., 1998). Si el suministro de calor solar disponible no es suficiente para la operación del SA, calor de fuego directo es suministrado a la máquina de absorción. En los sistemas descritos, se utilizan por intervalos de tiempo bastante considerables combustibles fósiles con los SA más ineficientes (enfriadores de agua de simple efecto), por lo anterior no se puede esperar un costo de operación muy bajo y como la eficiencia de los colectores solares de placa plana disminuye en forma importante a medida que aumenta la temperatura requerida por el equipo y los tubos evacuados todavía son caros, el costo del sistema puede ser bastante elevado.

En Sunnyslope Community Center, Phoenix, Arizona en 1979, se desarrolló un proyectos demostrativos con un SCS de concentradores cilíndricos parabólicos, que contaba con 4 100 pies cuadrados de colectores parabólicos que proporcionaban la energía térmica necesaria a un sistema de absorción marca Trane de 100 ton de capacidad nominal. Otro caso, con el mismo SCS es el de Arizona Public Service de Phoenix, que utilizó un equipo Arkla de 3 ton. de refrigeración. Inclusive la National Aeronautics and Space Administration (NASA) en 1975, desarrolló un proyecto de refrigeración solar residencial obteniendo excelentes resultados técnicos (Reporte técnico NASA, 1975).

En México también se han desarrollado algunos proyectos demostrativos como el del Instituto de Investigaciones Eléctricas en colaboración con el Laboratorio de Energía Solar del IIM-UNAM en 1981, dicho proyecto sobre aire acondicionado solar fue realizado en la Ciudad de Mexicali, B. C. y estaba formado por 30 colectores de placa plana con una área total de 48 m<sup>2</sup>. Los colectores fueron diseñados y construidos en México, los cuales estaban formados por dos cubiertas de vidrio y tubos y aletas de cobre cubiertas con superficies negras selectivas. Se colocó un tanque de 2 m<sup>3</sup> de capacidad para almacenar el agua caliente. El sistema de refrigeración por absorción era marca Yazaki modelo WFC-600 con una capacidad nominal de 7 kW y era operado con la mezcla bromuro de litio-agua. Como sistema auxiliar se instaló una pequeña caldera, la cual, debido a la buena operación del sistema, nunca se utilizó (Best et al., 2000). Otro proyecto muy importante desarrollado en México, fue el que se hizo en colaboración con Alemania en 1983, este proyecto se denominó Sonntlan (lugar del sol) y fue parte de un programa de colaboración internacional entre los gobiernos de Alemania y México sobre energía solar para uso en zonas urbanas y rurales. Dicho proyecto se realizó en la Ciudad de Mexicali y consistía en un sistema central de aire acondicionado para un conjunto de seis casas. Los colectores de placa plana fueron instalados en las azoteas de las casas, las cuales a su vez contaban con aspectos de arquitectura solar pasiva, tales como la orientación, la influencia de vientos dominantes y el empleo de materiales adecuados, entre otros elementos pasivos de climatización para reducir la carga térmica. El campo de colectores se utilizó tanto para el sistema de calentamiento de agua como para el de acondicionamiento de aire y contaba con 288 m<sup>2</sup> de colectores planos, de los cuales aproximadamente 75 m<sup>2</sup> se destinaban al sistema de calentamiento de agua para uso domestico. El sistema de absorción empleado fue marca ARKLA, modelo WFB 300 con una capacidad de enfriamiento de 90 kW y utilizaba bromuro de litio-agua como fluido de trabajo. El agua fría producida era almacenada en un

tanque y después distribuida a unos difusores colocados en el nivel superior de cada casa (**Proyecto SONNTLAN, 1985**).

Todos los proyectos mencionados demostraron una clara factibilidad técnica, pero como los costos de los sistemas fueron muy altos, el análisis económico demostró no ser competitivo. Hay que tomar en cuenta que el costo de la energía era otro y que el equipo fue instalado hace muchos años, en cuya época los costos de los sistemas solares eran más caros que en la actualidad. Pero a pesar de todo, hoy en día compañías como Robur Corporation siguen vendiendo los equipos de enfriamiento solar marca Arkla, desarrollados a principios de los setentas del siglo pasado.

En México y en el mundo, en los últimos años ha habido un esfuerzo continuo para desarrollar sistemas de enfriamiento solar. Diversos prototipos experimentales han sido construidos y probados experimentalmente, con los cuales se ha obtenido un conocimiento que incrementa la posibilidad de utilizar este tipo de tecnología en la solución de los serios problemas de refrigeración y acondicionamiento térmico de espacios que tiene nuestro país.

### **2.2.3 Potencial de los sistemas de enfriamiento solar**

Los últimos desarrollos tecnológicos, tanto en el área de captación solar como en la de sistemas de refrigeración por absorción, invitan al desarrollo de proyectos donde se aprovechen ambas potencialidades, estas dos tecnologías han evolucionado en forma independiente, por lo que es necesario hacer investigación integrando ambos desarrollos, buscando sistemas de refrigeración solar con una mayor posibilidad de éxito en el mercado. En la actualidad no se ha alcanzado un buen desarrollo comercial debido principalmente a los altos requerimientos de inversión inicial, pero se abre la posibilidad de nuevos arreglos y sistemas con unidades compactas, eficientes y económicas.

Hoy en día se encuentran en desarrollo varios sistemas de máquinas de absorción asistidas por energía solar, las cuales operan tanto en forma continua como intermitentemente y utilizan agentes absorbentes líquidos o sólidos. La comunidad internacional de investigadores esta uniendo esfuerzos con el propósito de obtener mejores resultados a corto plazo, un ejemplo de esta sinergia es la Red Iberoamericana de Refrigeración y Aire Acondicionado Solar (RIRAAS), que tiene su representación en México, en el Centro de Investigación en Energía Solar (CIE), UNAM y cuyo objetivo es identificar posibles actividades en grupo, desarrollar proyectos multinacionales y multidisciplinarios, promover el intercambio de información e investigadores, promover proyectos demostrativos, difundir los avances del conocimiento científico alcanzado, crear y operar un servicio de información, incentivar la participación del sector productivo, entre otros.

Actualmente ya se tienen algunos resultados de este tipo de asociaciones internacionales, se han organizado congresos, seminarios, talleres, etc.. En el CIE fue desarrollado un banco de información que nos permite consultar vía Internet los diferentes proyectos realizados y en proceso sobre refrigeración y enfriamiento solar en el mundo. Esta base de datos fue realizada como parte de la participación del CIE dentro del Programa de Implementación de Calentamiento y Enfriamiento Solar de la Agencia Internacional de Energía.

**CAPITULO III****ESTUDIO DE LOS SISTEMAS DE ABSORCIÓN AVANZADOS**

En este capítulo se presenta, como han evolucionado los sistemas de absorción a través de los años, las diferentes formas en que se puede aprovechar el efecto GAX (ciclos GAX avanzados), una clasificación de los ciclos de absorción avanzados, un estudio comparativo entre los diversos sistemas de absorción y la comparación de los sistemas de enfriamiento solar con los sistemas de compresión mecánica de vapor utilizando el principio de relación de energía primaria.

**3.1 SISTEMAS DE ABSORCIÓN CON CICLOS AVANZADOS**

Los sistemas de absorción se basan en la propiedad que poseen ciertos disolventes de absorber grandes cantidades de un vapor determinado y de restituir dicho vapor cuando se calienta la solución formada en la absorción.

Por ejemplo, a 0 °C el agua absorbe alrededor 1000 veces su volumen de amoníaco y sobre 700 veces a 15 °C. El agua restituye casi la totalidad de este gas si se calienta la solución a 100 °C.

Haciendo uso de dichas propiedades, se puede reemplazar el compresor eléctrico de un sistema de compresión mecánica (SCM) por una máquina termomecánica, que consiste en un circuito de solución (refrigerante-absorbente) compuesto por un absorbedor, un generador y una bomba de solución. La zona de alta presión requerida en el sistema, se logra por medio de la producción de vapor de refrigerante en el generador al aplicar calor a la solución.

Como las máquinas de compresión, los equipos de absorción extraen el calor del espacio a una temperatura menor en comparación con la del medio al que restituyen el calor. Por consiguiente, estos equipos producen simultáneamente frío y calor; según se trate de una u otra producción se hablará de refrigeración por absorción o bomba de calor por absorción.

La bomba de calor, según el manual ASHRAE de fundamentos, es un sistema en el cual el equipo de refrigeración se utiliza de tal manera que el calor se toma de una fuente de calor y se entrega al espacio acondicionado cuando se requiere calefacción y se quita del espacio y se descarga a un sumidero de calor cuando se desea enfriamiento y deshumidificación.

**3.1.1 Evolución de los sistemas de absorción**

En esta sección se realiza la descripción y un análisis de las características de los ciclos de absorción avanzados que consideramos más importantes. Se parte del ciclo básico de simple efecto y se incrementa paulatinamente su complejidad con la adición de nuevos componentes, como por ejemplo, un pre-enfriador, un intercambiador de calor de la solución (ICS), enfriador solución-absorbedor, calentador solución-generador, intercambiador de calor absorbedor-generador (GAX), enfriador solución-rectificador, absorbedor-generador de presión intermedia, ramificaciones o recirculaciones, equipos de reuso de vapor (efecto) en dos o más etapas de generación, acoplamientos de ciclos básicos de simple efecto (múltiple etapa, múltiple efecto), entre otras muchas posibilidades de

cambio. Cada ciclo será formado sobre la base de uno previo por la adición de uno, dos o más componentes en cada etapa. Esta presentación de los ciclos permitirá hacer notar el grado de recuperación de calor interno y la influencia que tienen los componentes adicionados sobre el ciclo de absorción.

Dada la gran cantidad de ciclos avanzados que existen, no se pretende cubrirlos todos, el objetivo es dar un contexto general del estado de la tecnología y que se pueda apreciar las múltiples opciones con las que se cuenta, dejando en claro que el campo de investigación y desarrollo de la tecnología de absorción es muy amplio y que aún queda mucho por hacer.

(1). El ciclo de absorción básico de simple efecto (CBSE) está compuesto por evaporador, absorbedor, generador (desorbedor), condensador, rectificador, recuperador intercambiador de calor de la solución, bomba de solución y válvula de expansión. Este ciclo cuenta con un COP de alrededor de 0.5 para el fluido  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  y de 0.7 para  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$  (no requiere rectificador). Un esquema de este sistema se muestra en la Figura 3.1 y será ampliamente descrito en el capítulo IV. Lo más sobresaliente que tiene en términos de ahorro de energía (integración energética) es el ICS, donde existe intercambio de calor entre las soluciones débil y fuerte, disminuyendo tanto el calor externo requerido en el generador como las necesidades de enfriamiento en el absorbedor.

(2). El mismo CBSE con la adición de un pre-enfriador (algunas veces conocido como intercambiador de calor de la línea de succión) se convierte en otro ciclo denominado ciclo de simple efecto con pre-enfriador (CSEP). Este ciclo al igual que el anterior tiene una recuperación mínima de calor interno del proceso. El pre-enfriador es un intercambiador de calor que extrae calor de la corriente de refrigerante condensado para ser utilizado en la evaporación de líquido remanente de la corriente que sale del evaporador, el condensado al ceder calor se subenfria provocando que después de pasar por la válvula de expansión se tenga menos vapor y por lo tanto mayor calor latente de evaporación que incrementa el efecto frigorífico. Este ciclo será ampliamente estudiado en el capítulo IV.

(3). El CSEP con la adición de dos recuperadores de calor de solución, uno en el absorbedor y otro en el generador, se convierte en el ciclo con intercambio de calor entre las soluciones (CICES), estos equipos como se muestra en la Figura 3.2, emplean la solución que sale del absorbedor y generador para autoenfriarse y autocalentarse en cada una de sus respectivas unidades, logrando de esta manera tener una mayor recuperación de calor interno. Este ciclo puede tener dos presentaciones: con y sin intercambiador recuperador de calor entre las soluciones débil y fuerte (unidad 13).

Esta idea nace al observar el alto grado de subenfriamiento de la solución fuerte y de sobre calentamiento de la solución débil en el CBSE, sugiriendo que la solución fuerte y fría que sale del absorbedor puede ser empleada para enfriar la parte de más alta temperatura del mismo y similarmente la solución débil y caliente que sale del generador puede ser utilizada para calentar la parte más fría del mismo.

Como se muestra en la Figura 3.2, el absorbedor ha sido separado en dos partes: la parte baja es enfriada externamente y la parte alta con la solución. Similarmente, el generador también consiste de dos partes, la sección inferior es calentada externamente y la superior con la solución. Algo importante, el intercambiador de calor de la solución, ahora tiene considerablemente menos calor para recuperar que en el CBSE y bajo algunas condiciones puede ser perjudicial al transferir calor en la dirección incorrecta **McGahey (1993)**.

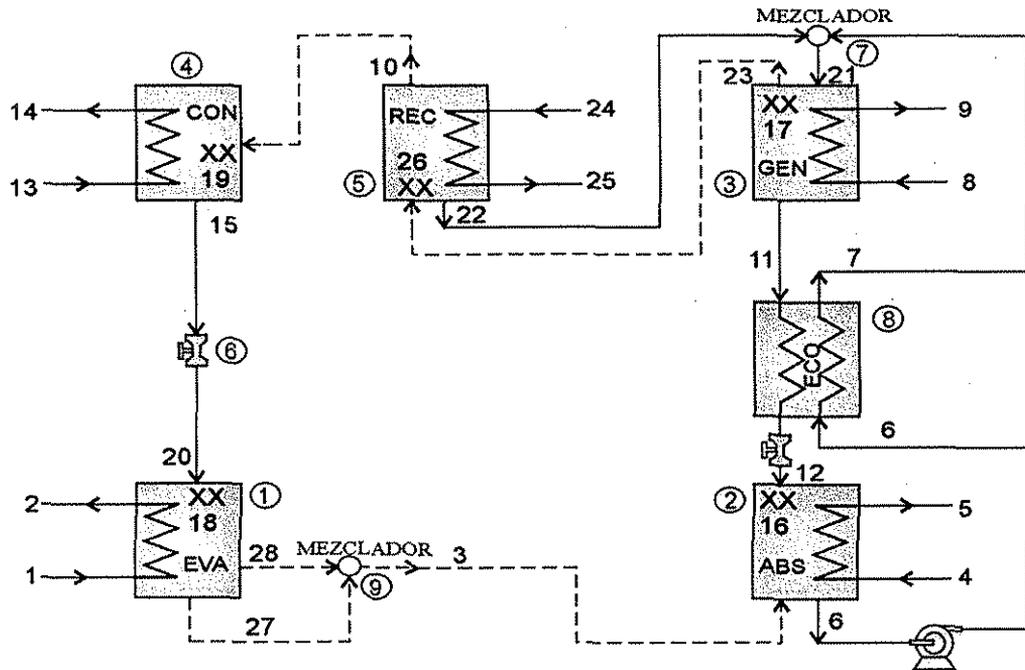


Figura 3.1 Descripción esquemática del ciclo básico de simple efecto (CBSE).

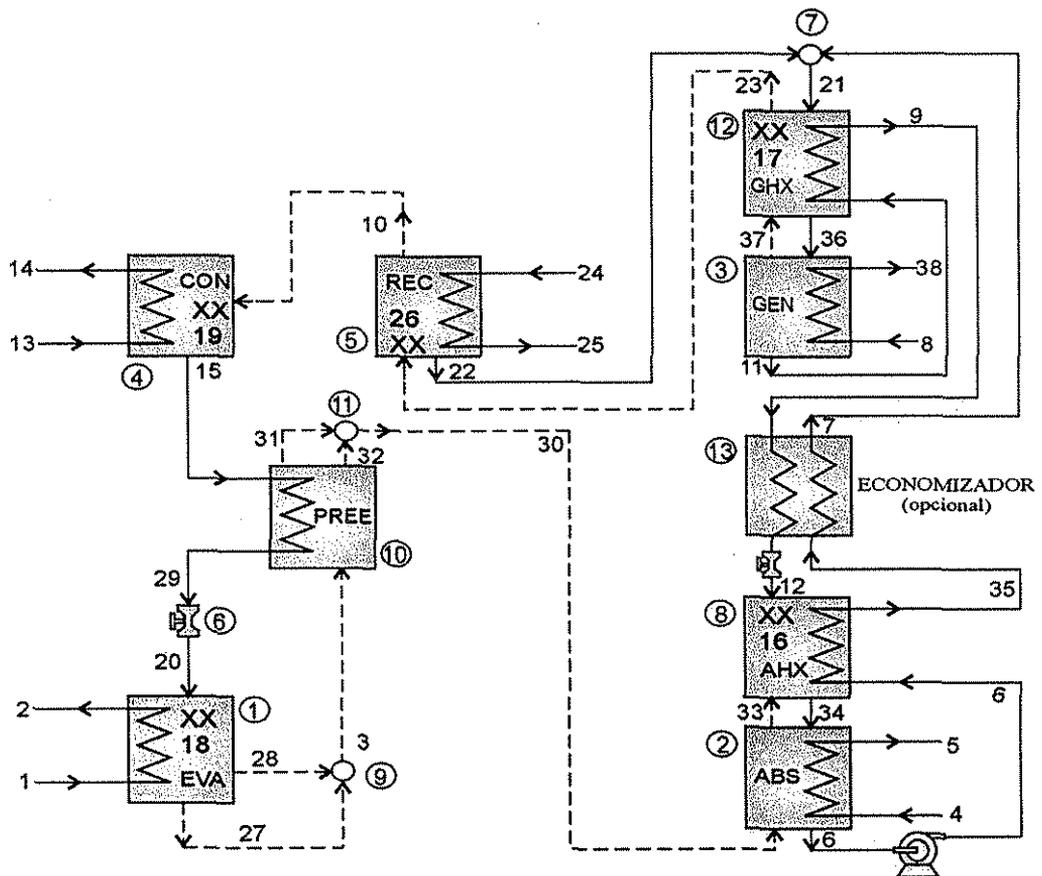


Figura 3.2 Descripción esquemática del ciclo con intercambio de calor entre las soluciones (CICES).

TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

(4). El mismo CICES con la adición de intercambio de calor entre el absorbedor y generador, cuando el traslape de temperaturas entre los dos lo permite, resulta en otro ciclo que es conocido como ciclo con intercambio de calor absorbedor-generador (CICAG), en inglés *Generator-Absorber heat eXchange* (ciclo GAX) y esta unidad puede llegar a tener hasta 70% de más COP comparado con el ciclo de simple efecto. La característica particular de este ciclo es el traslape parcial de temperaturas entre generador y absorbedor, asociado con el amplio cambio de concentraciones, lo cual lleva a la alta posibilidad de recuperar calor del absorbedor y emplearlo para calentar parcialmente el generador.

Varias configuraciones de ciclos han sido propuestas para llevar a cabo el efecto GAX, como se puede observar en **Phillips (1990)** y **Modahl (1992)**. Una detallada simulación del ciclo propuesto por Phillips fue realizada por **Grossman (1995)**.

Las Figuras 3.3 y 3.4 muestran el ciclo GAX de acuerdo con la configuración propuesta por Phillips, donde dos unidades han sido adicionadas al CICES de la Figura 3.2. El absorbedor en este caso consiste de tres partes, de las cuales la parte inferior (unidad 12) es enfriada por un fluido externo, la parte intermedia (unidad 11) es enfriada con la solución y la parte alta (unidad 5) es enfriada por el GAX; el generador también consiste de tres partes de las cuales la sección inferior (unidad 3) es calentada por un fluido externo, la sección intermedia (unidad 2) es calentada con la solución y la sección de la parte superior (unidad 13) es calentada por el GAX. Un circuito con un fluido externo (en este caso se utiliza agua como fluido de transferencia de calor) transporta el calor del GAX absorbedor (unidad 5) al GAX generador (unidad 13). El intercambiador de calor de la solución, ha sido eliminado al no contar con disponibilidad para recuperar calor entre las corrientes.

(5). El mismo ciclo GAX (o CICAG) con la adición de una bomba y unas líneas de ramificación para recircular parte de la solución del absorbedor al generador, con el fin de igualar sus cantidades de calor (equilibrio entre lo que uno puede ceder y lo que otro puede aceptar). El ciclo resultante se le suele llamar ciclo ramificado de intercambio de calor absorbedor-generador (CRICAG) o en inglés *Branched GAX* (ciclo BGAX). Se han propuesto diferentes tipos de ramificaciones (recirculaciones), reportándose hasta 30% de más COP relativo al ciclo GAX simple, (**Staicovici, 1995**).

Las Figuras 3.5 y 3.6 describen el ciclo Ramificado GAX, que no es otra cosa que una mejora adicionada al GAX básico de la Figura 3.3. El Ramificado GAX se enfoca a remediar un problema inherente del GAX básico, que consiste en una desigualdad de calor entre los componentes del GAX (absorbedor y generador). El GAX generador tiene una mayor capacidad para aceptar calor que la que puede suministrar el GAX absorbedor, esto se debe a que manejan flujos de solución distintos. Por medio de la ramificación una parte de la solución de la etapa intermedia del absorbedor (punto G de la Figura 3.6) se recircula a la parte intermedia del generador (punto H), provocando de esta forma una mejor igualdad del calor GAX. Esta mejora en el ciclo GAX básico implica aparte de la bomba para recircular el fluido, el requerimiento de un control para determinar la cantidad a recircular. La mejora puede ser significativa, como fue demostrado en los estudios realizados por **Herold (1991)**.

Como se aprecia en la Figura 3.6 la única diferencia entre el ciclo BGAX y el GAX básico de la Figura 3.3 es la corriente de recirculación; esta es mostrada en la Figura 3.6 como un separador en el punto G y un mezclador en el punto H. Cuando el flujo de recirculación sea igual a cero el ciclo BGAX se convierte en el ciclo GAX básico.

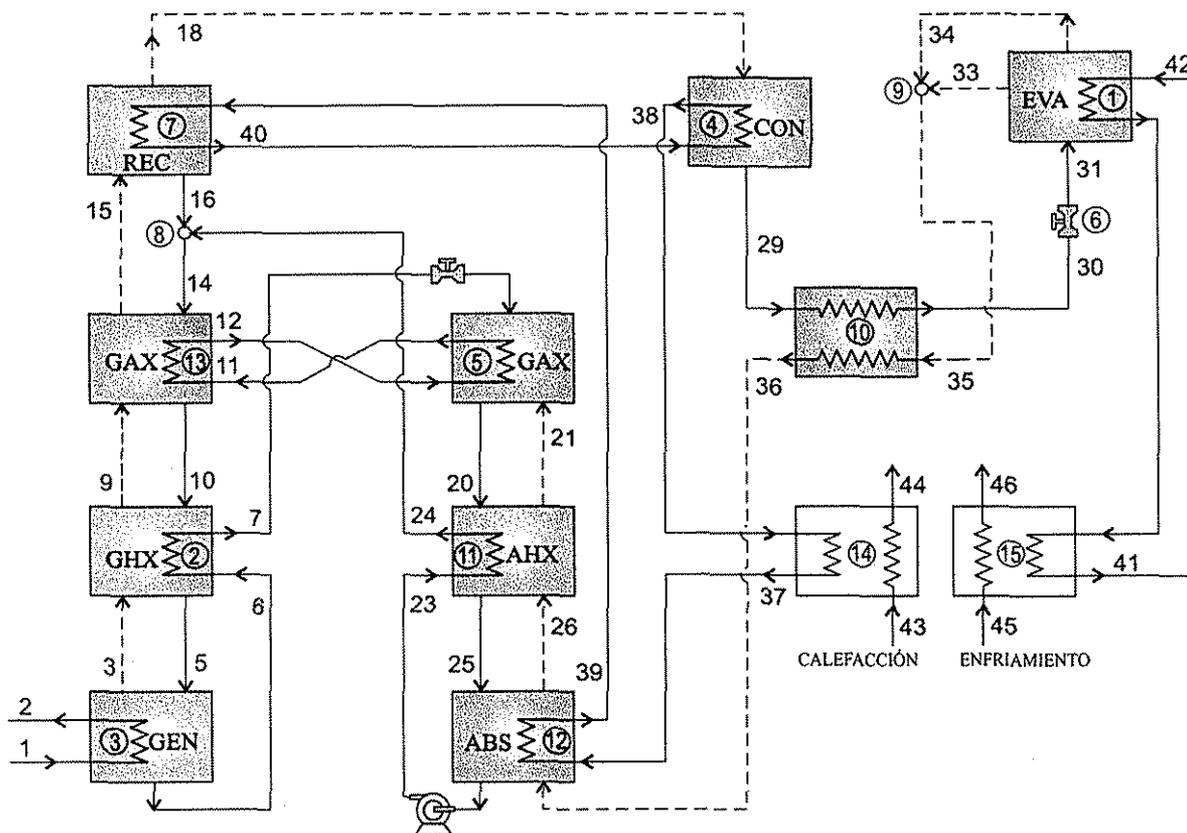


Figura 3.3 Descripción esquemática del ciclo GAX con circuito externo.

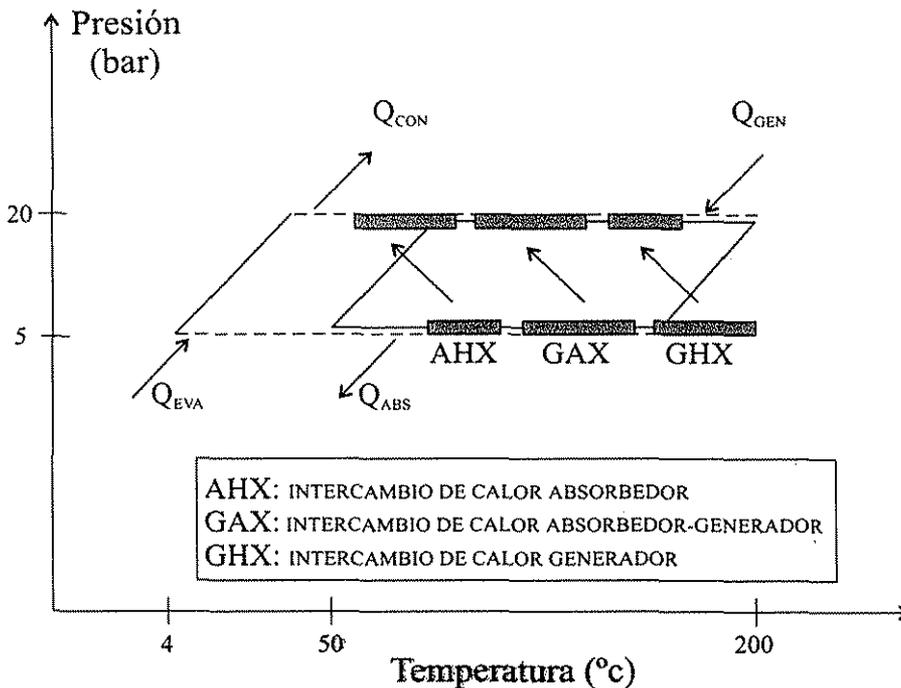


Figura 3.4 Ciclo GAX sobre un diagrama P-T.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

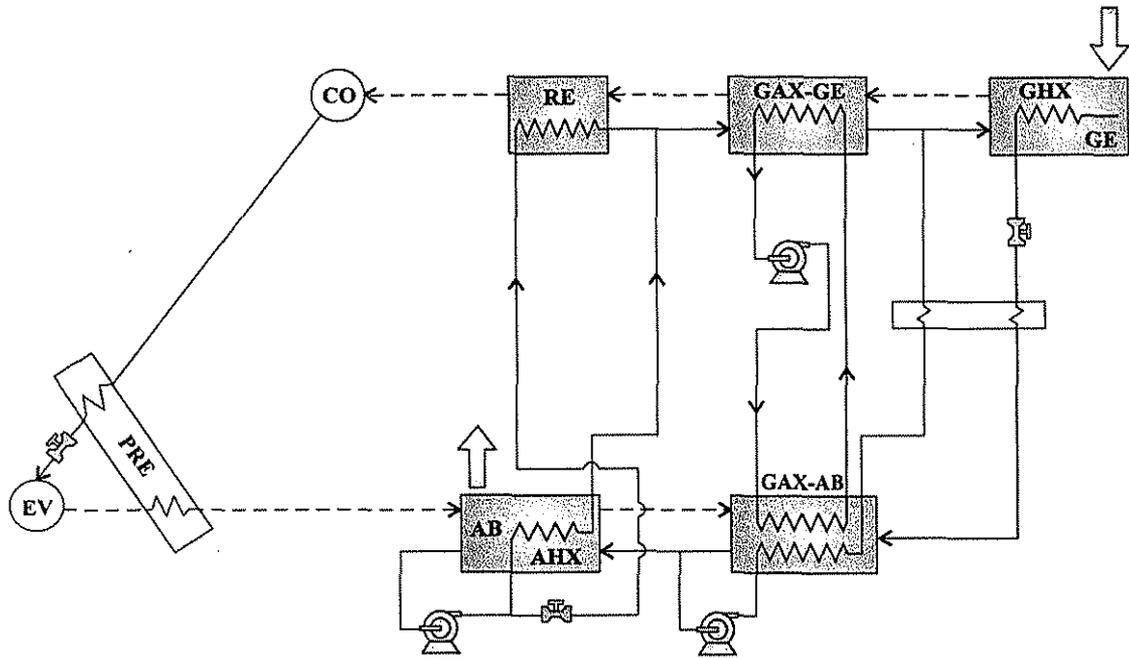


Figura 3.5 Ciclo ramificado GAX.

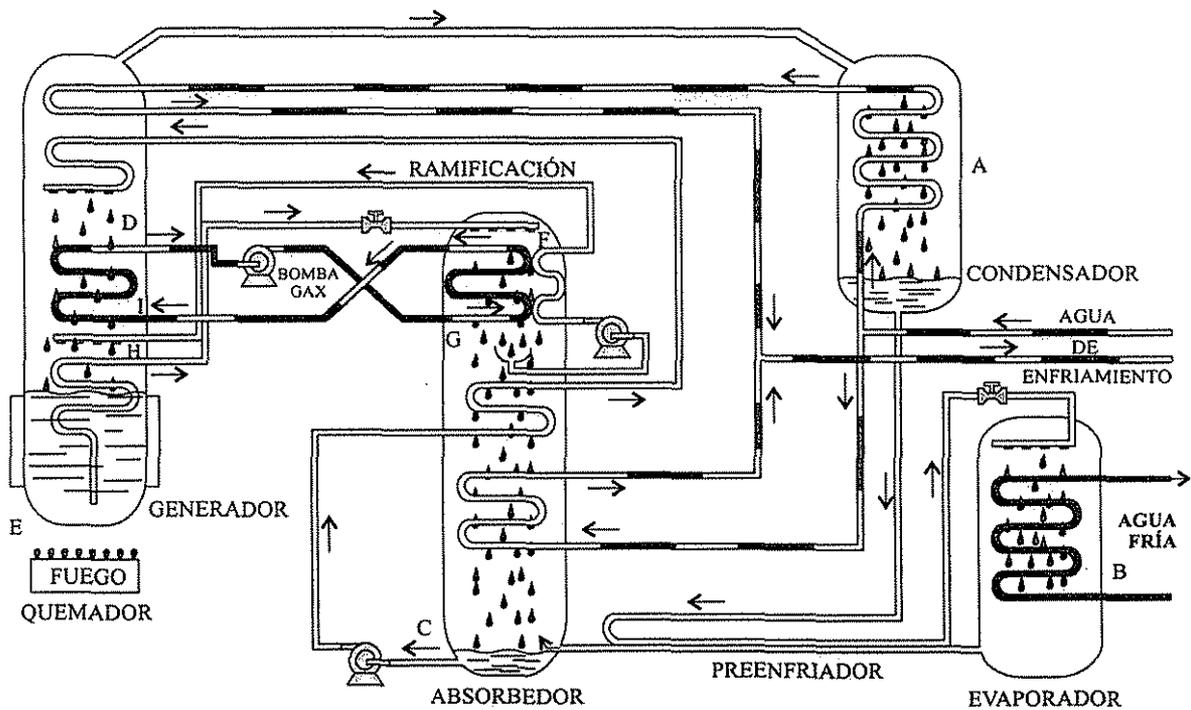


Figura 3.6 Esquema del sistema de absorción ramificado GAX.

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

El ciclo BGAX al igual que el básico GAX presentan las siguientes características: el incremento de la temperatura de la fuente de calor externa favorece el COP sin ninguna necesidad de incrementar la complejidad del ciclo, no hay problemas de inventario de solución (como en los equipos de múltiple efecto que utilizan un absorbente volátil), se requiere muy bajo consumo de energía eléctrica para bombear la solución y la temperatura ambiente no muy alta favorece el efecto GAX (lo inverso la desfavorece). El efecto GAX se reduce drásticamente con el incremento de la diferencia de temperaturas entre el condensador y el evaporador ( $\Delta T_L$  del ciclo) y se comenta que los beneficios del GAX no inician hasta que el  $\Delta T_L$  es de alrededor de 50 °C, donde la operación del doble efecto es también posible con un mejor COP, pero se requiere una unidad más compleja y con un costo de equipo mayor, (Staicovici, 1995).

El ciclo GAX con COP de enfriamiento de alrededor de 1.0 y Ramificado GAX con COP de 1.74 son de los ciclos avanzados menos complejos y de menor costo inicial por tener solamente cinco unidades de intercambio de calor. Para aplicaciones con alto  $\Delta T_L$ , es posible romperlo con la conexión en serie sobre el lado del vapor de dos o más ciclos (etapas) del tipo GAX o Ramificado GAX, los cuales trabajarán con un  $\Delta T_L$  más pequeño. El ciclo resultante es un multi GAX (M GAX). Estos ciclos técnicamente son muy interesantes, pero al requerir muchas unidades son menos factibles económicamente. Existen muchos otros, como el ciclo Regenerativo GAX (R GAX), de Dao Kim (1990) y el Poli ramificado Regenerativo GAX, de Staicovici (1995).

(6). Dentro de la generación de ciclos GAX avanzados se tiene el ciclo de intercambio de calor absorbedor-generator con intercambio de vapor o ciclo VX GAX por sus siglas en inglés, que incorpora al ciclo GAX básico un desorbedor y un absorbedor a una presión intermedia, un enfriador de solución en el rectificador y algunos otros cambios que son mostrados en las Figuras 3.7 y 3.8. El ciclo VX GAX al manejar tres niveles de presión en los equipos, le permite tener un mayor manejo del calor interno del proceso, este sistema tiene la particularidad de recuperar calor de absorción en la sección de alta presión y de presión intermedia del generador, esta doble recuperación de calor proporciona al ciclo la más alta eficiencia (COP de alrededor de 1.87 en modo de enfriamiento) que cualquier otro ciclo de absorción convencional o de compresión mecánica bajo el concepto de relación de energía primaria (PER), (Erickson, 1996). Trabaja con buena eficiencia en las aplicaciones donde se requiere alto  $\Delta T_L$  (refrigeración industrial).

Un importante beneficio adicional del ciclo VX GAX es que reduce las pérdidas tradicionalmente experimentadas en el rectificador, porque éste utiliza la solución rica en refrigerante para enfriar los vapores del rectificador, ganando calor la solución antes de entrar al generador, de esta manera se elimina la necesidad de enfriamiento externo del rectificador y se disminuyen los requerimientos de calentamiento externo del generador.

Para  $\Delta T_L$  menores a 38 °C, el ciclo VX GAX también incorpora el efecto GAX anteriormente descrito, donde el sustancial traslape de temperaturas GAX es factible entre el absorbedor y generador tanto en la presión intermedia como en la presión alta. Para optimizar los dos intercambiadores de calor GAX con sus circuitos externos, el ciclo VX GAX requiere de tres bombas de solución. Por otro lado con muy altos  $\Delta T_L$  el traslape GAX es factible solamente entre el absorbedor a baja presión y el generador a presión intermedia, siendo requerido solamente un sistema con dos bombas para alcanzar el potencial de operación completo del ciclo. Los detalles sobre varias configuraciones del ciclo, operación y su comportamiento han sido discutidos por Rane y Erickson (1994).

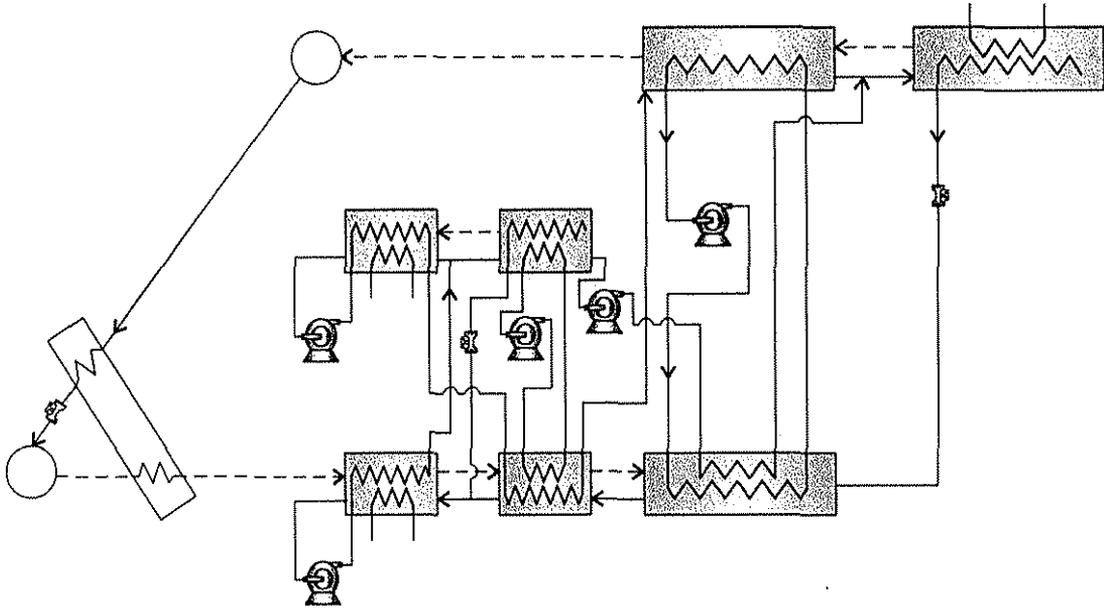


Figura 3.7 Ciclo VX-GAX

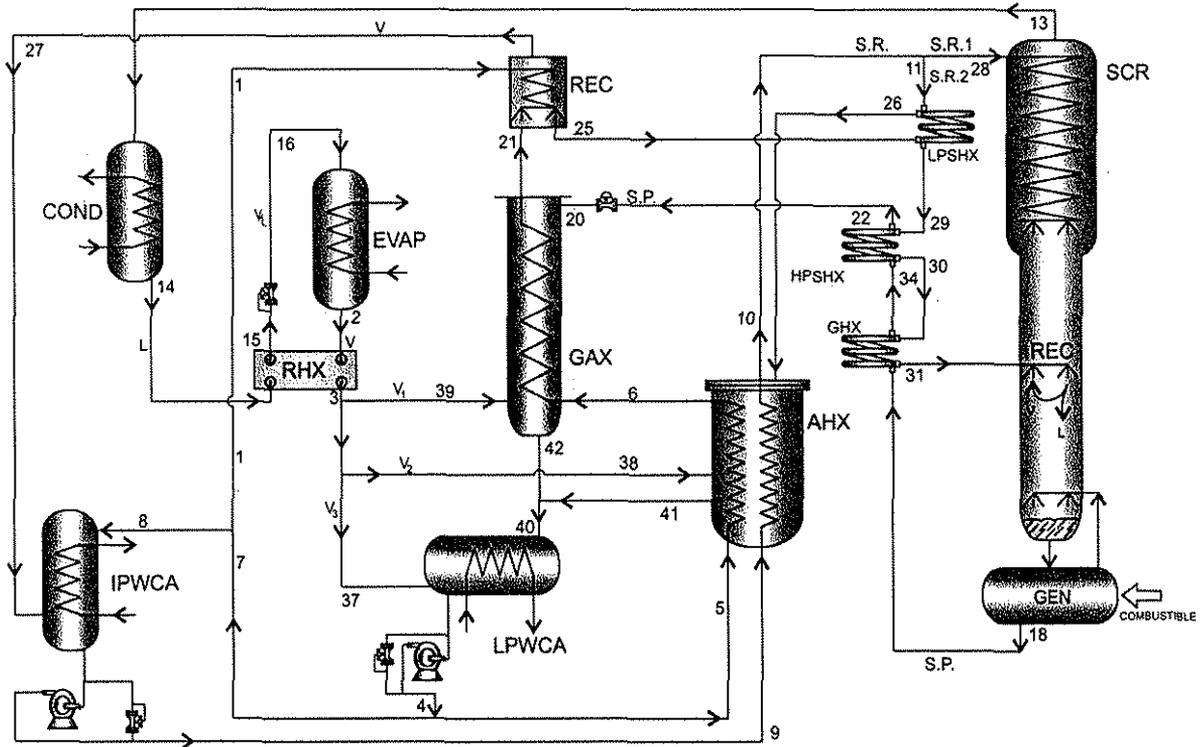


Figura 3.8 Diagrama de flujo del ciclo VX-GAX para alta diferencia de temperatura entre el condensador y evaporador.

(7). Otra línea en la investigación de ciclos de absorción avanzados que inclusive, se tienen disponibles comercialmente, es la de los ciclos de múltiple efecto (comercialmente existen hasta triple efecto). Si en un ciclo de absorción básico, se divide el generador en dos partes a diferentes presiones y el vapor generado en la primera sección (alta presión) se utiliza para calentar la segunda sección (presión baja) del generador, se tiene como resultado un ciclo de doble efecto (CDE).

Este principio de reutilización del vapor en varios equipos en cascada, es el mismo que se utiliza en los evaporadores de múltiple efecto de plantas químicas. Aplicando este principio se puede obtener un ciclo de doble (COP de 1.2), triple (COP de 1.6) y múltiple efecto. Conforme se adicionan efectos el equipo es más eficiente térmicamente, pero económicamente va dejando de ser factible. Existe un punto de equilibrio técnico-económico (Cheung, 1996).

En las Figuras 3.9 y 3.10 se muestran un par de ciclos típicos de doble efecto, pero conforme se aumenta el número de efectos, aumenta la complejidad y los beneficios disminuyen rápidamente. Los sistemas que utilizan el fluido  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  y son operados bajo los principios de múltiple efecto trabajan a altas presiones. Esto significa grandes espesores de paredes y tuberías, además de altos consumos de energía eléctrica en las bombas para pasar el fluido de la zona de baja presión a la de alta. En los casos donde se utilizan absorbentes volátiles se tienen problemas de inventarios de solución, (Meacham, 1993).

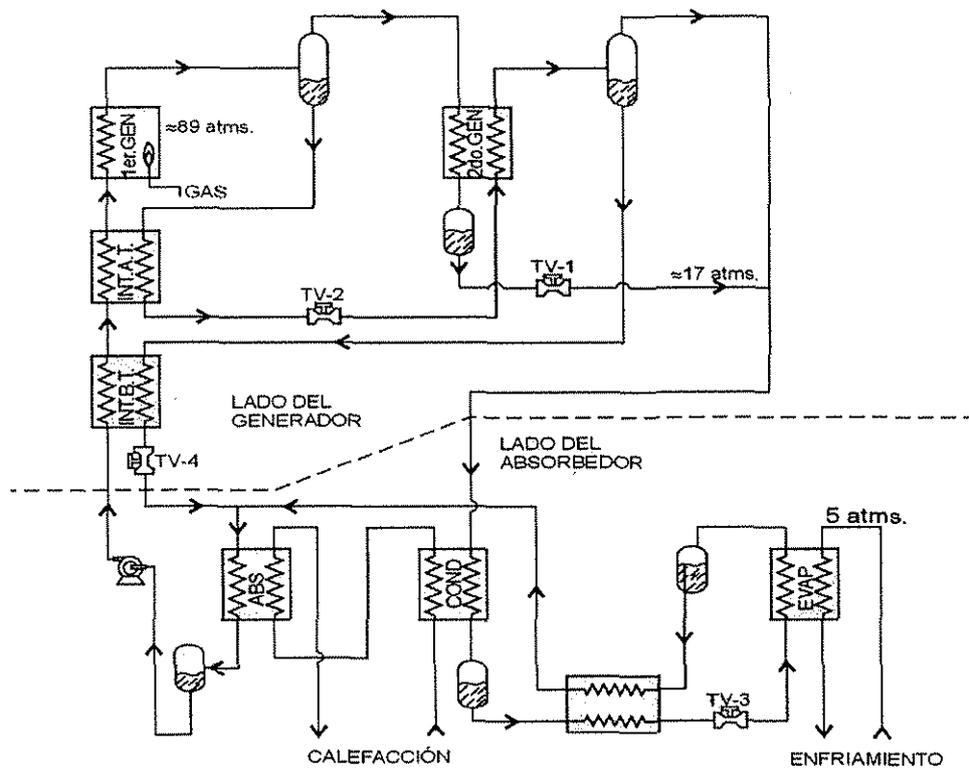
Bajo la definición de efecto, pueden existir otros tipos de arreglos que formarían ciclos de múltiple etapa, múltiple efecto, que tienen una menor importancia práctica, ya que utilizan un gran número de equipos, lo que eleva el costo de las unidades, (Ziegler, 1993).

(8). Por último, se tienen los sistemas de absorción formados por combinaciones de ciclos básicos (etapas) para estructurar arreglos o una configuración particular. Un sistema de absorción de dos ciclos básicos puede tener varios arreglos, los equipos pueden ser dispuestos de diferentes formas y tener siempre un ciclo de triple efecto de dos etapas (Garimella, 1994).

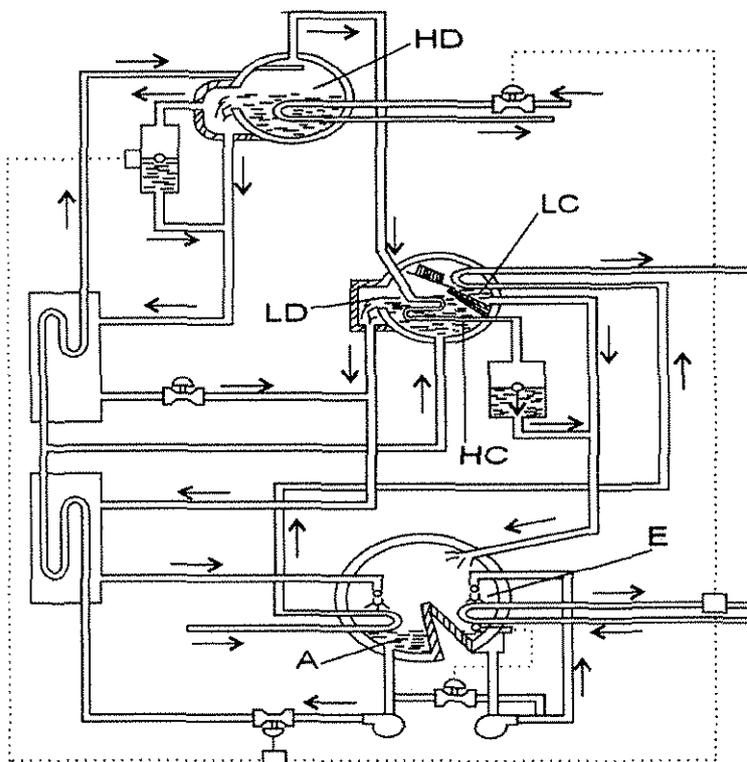
En la Figura 3.11 se muestra un ejemplo de los ciclos de múltiple efecto, múltiple etapa. En el caso presentado se utiliza el calor del condensador, absorbedor y rectificador de un ciclo básico a alta presión; en el generador de otro ciclo básico que trabaja a baja presión, de esta forma el ciclo básico de baja presión no utiliza calentamiento externo y el ciclo básico de alta presión no necesita enfriamiento externo, por lo que, se aumenta la eficiencia global del sistema de absorción. Por otro lado, el efecto de enfriamiento (acondicionamiento de espacios) es obtenido por medio del acoplamiento de un circuito independiente de los evaporadores de los dos ciclos básicos.

Este sistema de absorción cuenta con dos unidades manejadoras de aire, una dentro del espacio a enfriar/calentar y otra fuera del edificio (al ambiente) y con un juego de válvulas se pueden operar en modo calentamiento o enfriamiento, cambiando la función de cada unidad manejadora de aire según se requiera retirar o agregar calor.

La principal desventaja de estos ciclos avanzados, es que utilizan muchos equipos y consumen más energía eléctrica que una unidad de absorción convencional, por lo que, no se elimina la fuerte desventaja de tener un alto costo de las unidades (inversión inicial), dando de esta forma ventajas al sistema de compresión mecánica.



**Figura 3.9** Esquema del ciclo de absorción de doble efecto  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ .



**CÓDIGO DE COMPONENTES**  
 HD.- GENERADOR DE ALTA  
 HC.- CONDENSADOR DE ALTA  
 LD.- GENERADOR DE BAJA  
 LC.- CONDENSADOR DE BAJA  
 A.- ABSORBEDOR  
 E.- EVAPORADOR

**Figura 3.10** Esquema de un enfriador de agua de doble efecto bromuro de litio/agua (flujo en paralelo).

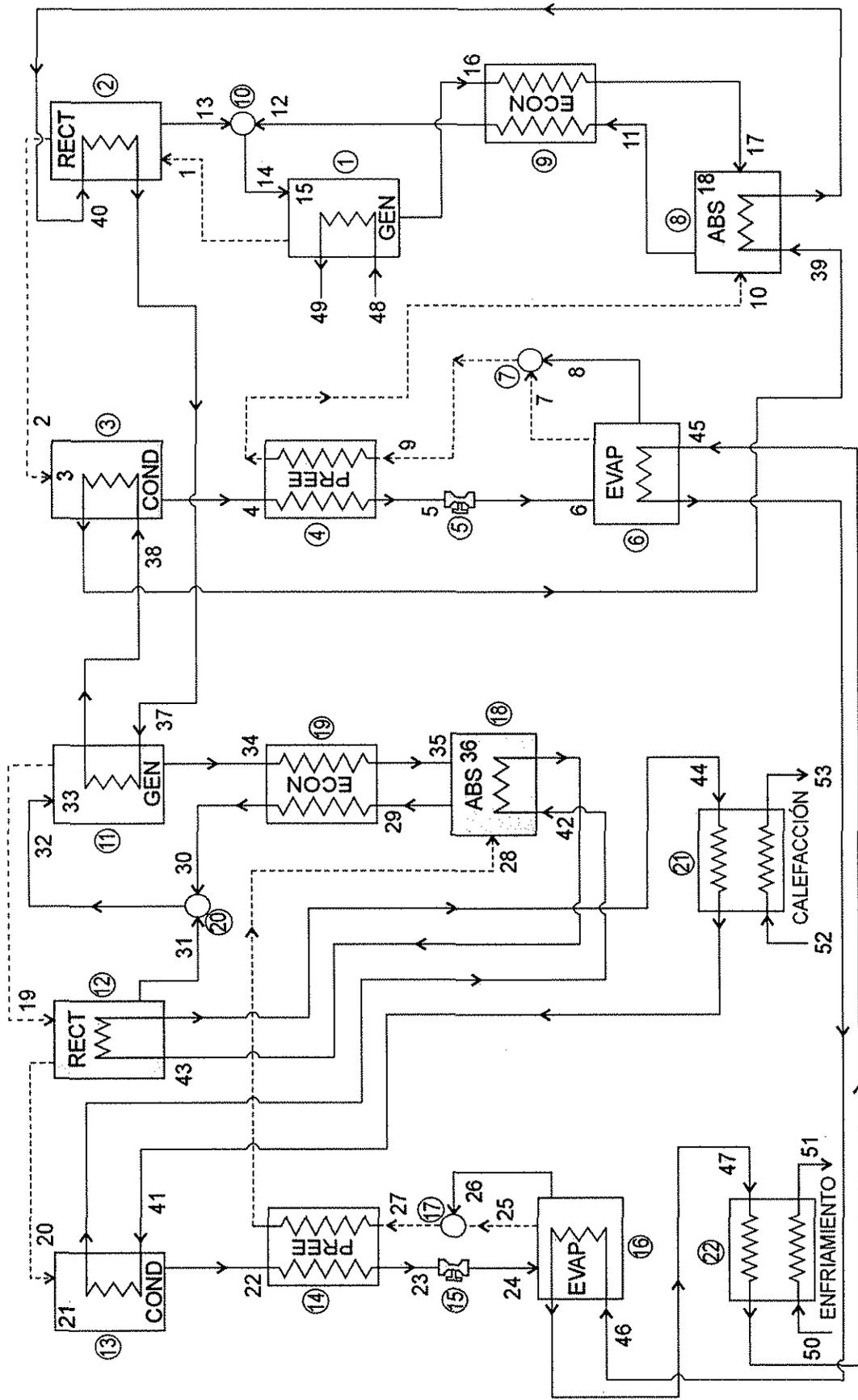


Figura 3.11 Esquema del ciclo de doble etapa  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O} / \text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ .

Existe también una línea de investigación no menos importante, en la cual se han probado diferentes sistemas híbridos. Como por ejemplo, los sistemas de absorción han sido investigados formando híbridos con los sistemas de enfriamiento de compresión mecánica, adsorción y de efecto compresión.

Como se puede apreciar, existen muchos sistemas de absorción avanzados, de hecho, con tantas opciones es necesario establecer criterios de comparación y selección, lo cual dependerá del sector del mercado que se quiera atacar.

Los últimos avances de la tecnología de sistemas de absorción han sido muy importantes y se pueden resumir en los siguientes puntos o líneas de investigación:

- Desarrollo de nuevos ciclos.
- Nuevos fluidos de trabajo.
- Equipo de transferencia de masa y calor más eficiente y compacto.
- Una mayor integración energética interna.
- Sistemas de control automático más sofisticados y baratos.
- Nuevos materiales de construcción.

### 3.1.2 Ciclos GAX avanzados

El ciclo GAX básico de la Figura 3.3 no extrae toda la potencialidad de la recuperación de calor de absorción (efecto GAX), ya que existen muchas formas de incrementar el efecto GAX, es por eso que se han desarrollado nuevos ciclos GAX avanzados buscando aumentar el efecto GAX y permitir a los ciclos operar con alto rendimiento en intervalos de  $\Delta T_L$  que cubran los requerimientos de enfriamiento y calentamiento de todos los sectores del mercado.

Actualmente el ciclo GAX básico trabajando como bomba de calor puede satisfacer las necesidades de calentamiento y enfriamiento con un rendimiento muy aceptable, pero como es un producto nuevo en el mercado, inicialmente se tendrá un costo de capital más alto que las bombas de calor por compresión mecánica convencionales. La operación en modo de bomba de calor aumenta el rendimiento y reduce el costo de operación, resultando una muy buena viabilidad económica. Sin embargo, cuando se tiene un mercado con requerimientos predominantes de enfriamiento el comportamiento no es tan halagador, el rendimiento en modo de enfriamiento del sistema GAX básico es todavía relativamente bajo comparado con el aire acondicionado por compresión mecánica. Esto es sin tomar en cuenta que los sistemas de compresión de vapor tienen una menor eficiencia en las unidades de baja capacidad (de 3.5 a 35.3 kW). A causa del modesto rendimiento en modo de enfriamiento, la bomba de calor GAX básica se espera sea competitiva solo en el mercado de calentamiento. Por lo anterior es necesario desarrollar nuevos ciclos GAX que tengan un rendimiento más alto en modo de enfriamiento.

Los ciclos GAX avanzados logran una mayor transferencia de calor del absorbedor al generador que lo que es posible en un ciclo GAX básico, por consiguiente los ciclos GAX avanzados tienen un rendimiento más alto.

El ciclo GAX avanzado más simple que ha sido públicamente discutido es el ciclo Ramificado GAX (Erickson, 1991). Pero existen otros ciclos GAX avanzados muy interesantes y que también han sido discutidos públicamente como el ciclo Regenerativo

GAX (Rasson y Wahlig, 1988) y el ciclo Efecto-Variable GAX (Kauffman, 1981), ambos aumentaron el efecto GAX y extendieron el  $\Delta T_L$  de trabajo. El ciclo Intercambio Vapor GAX (Erickson, 1992; Rane y Erickson, 1994) es un ciclo GAX avanzado, el cual, promete un COP típicamente 40% mejor que el COP del ciclo GAX básico.

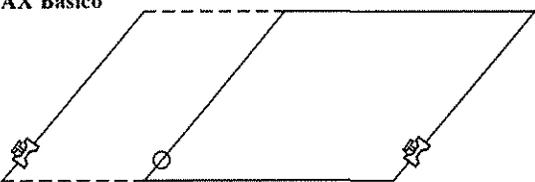
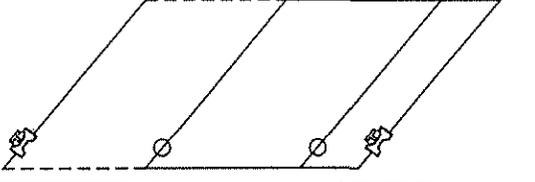
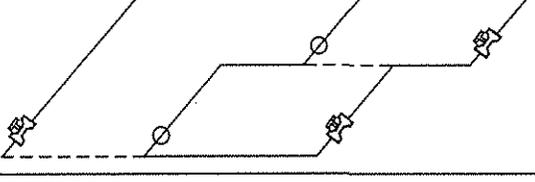
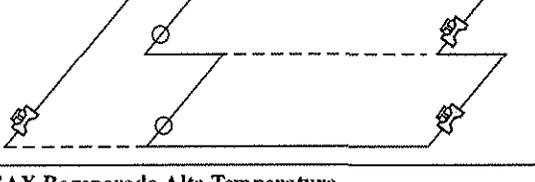
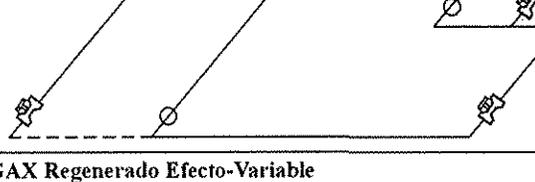
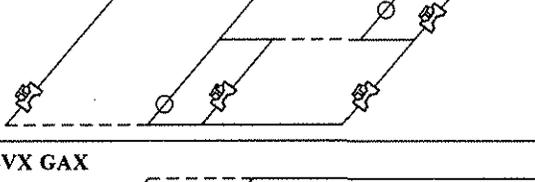
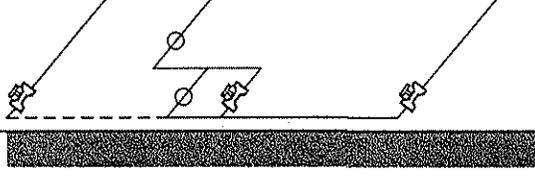
Debido a las limitaciones del ciclo GAX básico y tratando de encontrar mejores alternativas, Anand y Erickson (1999) realizaron un estudio comparativo y evaluación de 21 ciclos GAX avanzados, utilizando los siguientes indicadores especiales para este tipo de ciclos:

- **Relación  $\Delta T_L$  a  $\Delta T_P$ :** este indicador nos permite tener un punto de referencia sobre el traslape de temperaturas entre el absorbedor y generador, ya que el traslape GAX es función de la relación  $\Delta T_L / \Delta T_P$ .  
Como ya mencionamos en la sección anterior el  $\Delta T_L$  es la diferencia de temperaturas entre el condensador y el evaporador; el  $\Delta T_P$  es la diferencia de temperaturas entre el generador y el condensador. Para el ciclo GAX convencional la relación  $\Delta T_L / \Delta T_P$  es de alrededor de 0.4.
- **Relación de transferencia de calor:** este indicador se define como la cantidad total de intercambio de calor en los diversos componentes del ciclo por cada unidad de refrigeración (efecto de enfriamiento). La relación de transferencia de calor es un indicador grueso del área de intercambio de calor requerida por unidad de refrigerante, por lo tanto, es indicativo del costo relativo del ciclo.
- **Relación GAX:** este indicador se define como la cantidad total de calor transferido en todos los componentes GAX del ciclo por cada unidad de refrigeración. La relación GAX surge como consecuencia de que los procesos de transferencia de calor en los componentes GAX son más complejos que los de condensación, evaporación, absorción o generación, resultando coeficientes de transferencia de calor/masa más bajos y componentes más grandes y más costosos. La relación GAX para el ciclo GAX básico ideal es de 0.33.
- **Complejidad del ciclo:** Se consideran el número de equipos y sus problemas operativos (paro, arranque y estabilización), además de sus requerimientos de control.

Basados en un proceso de análisis y evaluación primeramente cualitativa y después con pocos ciclos cuantitativa, concluyeron que los tres mejores ciclos GAX avanzados fueron el ciclo Ramificado GAX modificado, el SVX GAX y el SAA GAX1. Los dos últimos con un COP en modo de enfriamiento de 1.0, enfriando aire en pequeñas unidades paquete y de 1.4 para sistemas enfriadores de agua.

El rendimiento más alto de los ciclos GAX avanzados es alcanzado, teniendo que pagar el precio de tener un número mayor de equipos y una mayor complejidad del sistema.

La Tabla 3.1 muestra varios ciclos GAX avanzados con formas distintas de incrementar el efecto GAX. Representar el ciclo en el diagrama de Duhring permite en una forma resumida detectar los puntos importantes del ciclo. Mayores detalles sobre este tipo de diagramas pueden ser encontrados en Anand y Erickson (1999).

<p><b>GAX Básico</b></p> 	<p>1</p> <p><b>Relación de transferencia de calor:</b>  <math>Q_{Total}/Q_{EV} = 3.67</math>  <b>Relación GAX:</b>  <math>Q_{GAN}/Q_{EV} = 0.33</math>  <math>COP_i = 1.5</math>  <b>Requerimiento de bombeo:</b>                  Una bomba CG - BT</p>
<p><b>GAX Ramificado</b></p> 	<p>2</p> <p><math>Q_{Total}/Q_{EV} = 3.67</math>  <math>Q_{GAN}/Q_{EV} = 0.33</math>  <math>COP_i = 1.5</math>                  2 Bombas: 1 BT - CG y 1 AT - CG                  1 Divisor de solución adicional                  0 Componentes adicionales</p>
<p><b>Efecto-Variable</b></p> 	<p>3</p> <p><math>Q_{Total}/Q_{EV} = 4</math>  <math>Q_{GAN}/Q_{EV} = 1</math>  <math>COP_i = 2</math>                  2 Bombas: 1 BT - CM y 1 AT - CM                  0 Divisores de solución adicional                  2 Componentes adicionales</p>
<p><b>GAX Regenerado</b></p> 	<p>4</p> <p><math>Q_{Total}/Q_{EV} = 4</math>  <math>Q_{GAN}/Q_{EV} = 0.67</math>  <math>COP_i = 1.5</math>                  2 Bombas: BT - CM                  0 Divisores de solución adicional                  2 Componentes adicionales</p>
<p><b>GAX Regenerado Alta Temperatura</b></p> 	<p>5</p> <p><math>Q_{Total}/Q_{EV} = 3.89</math>  <math>Q_{GAN}/Q_{EV} = 0.56</math>  <math>COP_i = 1.5</math>                  2 Bombas: 1 BT - CM y 1 AT - CM                  1 Divisor de solución adicional                  2 Componentes adicionales</p>
<p><b>GAX Regenerado Efecto-Variable</b></p> 	<p>6</p> <p><math>Q_{Total}/Q_{EV} = 3.75</math>  <math>Q_{GAN}/Q_{EV} = 0.75</math>  <math>COP_i = 2</math>                  2 Bombas: 1 BT - CG y 1 AT - CM                  2 Divisores de solución adicional                  5 Componentes adicionales</p>
<p><b>SVX GAX</b></p> 	<p>7</p> <p><math>Q_{Total}/Q_{EV} = 3.73</math>  <math>Q_{GAN}/Q_{EV} = 0.64</math>  <math>COP_i = 1.83</math>                  2 Bombas: BT - CM                  1 Divisor de solución adicional                  4 Componentes adicionales</p>

**Tabla 3.1 Características de los ciclos GAX avanzados**  
 (Potencia media (CM), Potencia grande (CG), Baja temperatura (BT), Alta temperatura (AT)).

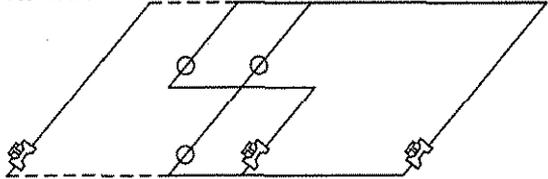
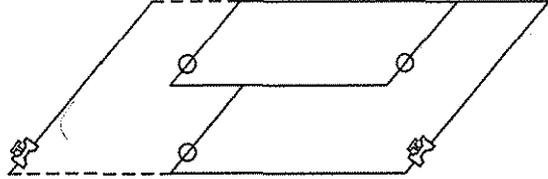
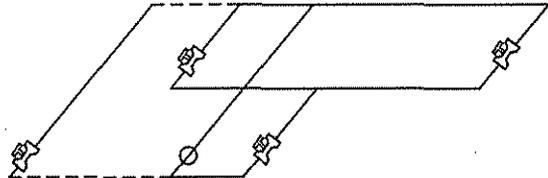
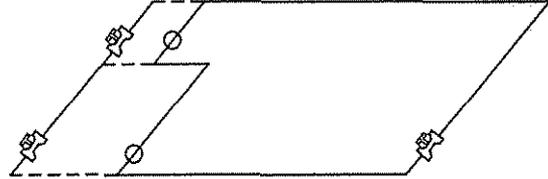
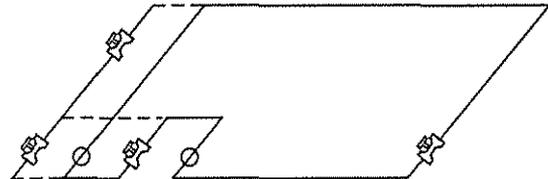
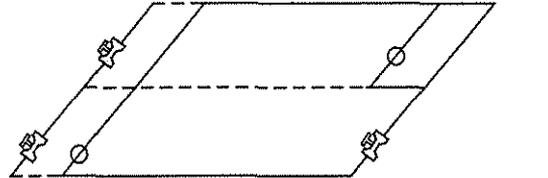
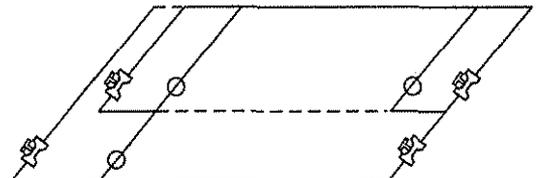
<p><b>PVX GAX1</b></p> 	<p><b>8</b></p>	<p> <math>Q_{Total}/Q_{EV} = 3.71</math>  <math>Q_{GAX}/Q_{EV} = 0.57</math>  <math>COP_i = 1.75</math>                      2 ó 3 Bombas de BT - CM                      2 Divisores de solución adicional                      4 Componentes adicionales                 </p>
<p><b>PVX GAX2</b></p> 	<p><b>9</b></p>	<p> <math>Q_{Total}/Q_{EV} = 3.78</math>  <math>Q_{GAX}/Q_{EV} = 0.67</math>  <math>COP_i = 1.8</math>                      3 Bombas: 2 BT - CM y 1 AT - CM                      1 Divisor de solución adicional                      3 Componentes adicionales                 </p>
<p><b>VX GAX Entrega presión</b></p> 	<p><b>10</b></p>	<p> <math>Q_{Total}/Q_{EV} = 5</math>  <math>Q_{GAX}/Q_{EV} = 2</math>  <math>COP_i = 2</math>                      1 Bomba BT - CM                      0 Divisores de solución adicional                      1 Componente adicional                 </p>
<p><b>Absorbedor Sub-Ambiente GAX1 (SAA GAX1)</b></p> 	<p><b>11</b></p>	<p> <math>Q_{Total}/Q_{EV} = 3.9</math>  <math>Q_{GAX}/Q_{EV} = 0.64</math>  <math>COP_i = 1.83</math>                      2 Bombas BT - CM                      1 Divisor de solución adicional                      2 Componentes adicionales                 </p>
<p><b>SAA GAX2</b></p> 	<p><b>12</b></p>	<p> <math>Q_{Total}/Q_{EV} = 3.9</math>  <math>Q_{GAX}/Q_{EV} = 0.64</math>  <math>COP_i = 1.83</math>                      2 Bombas: 1 BT - CG y 1 BT - CM                      1 Divisor de solución adicional                      2 Componentes adicionales                 </p>
<p><b>SAA GAX3</b></p> 	<p><b>13</b></p>	<p> <math>Q_{Total}/Q_{EV} = 4</math>  <math>Q_{GAX}/Q_{EV} = 0.75</math>  <math>COP_i = 2</math>                      2 Bombas: 1 BT - CG y 1 AT - CM                      2 Divisores de solución adicional                      2 Componentes adicionales                 </p>
<p><b>SAA GAX4</b></p> 	<p><b>14</b></p>	<p> <math>Q_{Total}/Q_{EV} = 3.96</math>  <math>Q_{GAX}/Q_{EV} = 0.69</math>  <math>COP_i = 1.92</math>                      3 Bombas: 2 BT - CM y 1 MT - CM                      1 Divisor de solución adicional                      2 Componentes adicionales                 </p>

Tabla 3.1 Características de los ciclos GAX avanzados (cont.)

<p><b>GAX Doble Circuito = GAX Dos Etapas</b></p>	<p><b>15</b></p>	<p> <math>Q_{Total}/Q_{EV} = 3.5</math>  <math>Q_{GAX}/Q_{EV} = 0.5</math>  <math>COP_c = 2</math>                      2 Bombas: 1BT -CG y AT -CG                      1 Divisores de solución adicional                      0 Componentes adicionales                 </p>
<p><b>VX GAX Doble Circuito</b></p>	<p><b>16</b></p>	<p> <math>Q_{Total}/Q_{EV} = 4</math>  <math>Q_{GAX}/Q_{EV} = 1</math>  <math>COP_c = 2</math>                      3 Bombas: 2 BT -CM y 1 AT -CM                      0 Divisores de solución adicional                      2 Componentes adicionales                 </p>
<p><b>SAA GAX Doble Circuito</b></p>	<p><b>17</b></p>	<p> <math>Q_{Total}/Q_{EV} = 4.5</math>  <math>Q_{GAX}/Q_{EV} = 1</math>  <math>COP_c = 2</math>                      2 Bombas BT -CG                      1 Divisor de refrigerante adicional                      3 Componentes adicionales                 </p>
<p><b>SAA GAX Doble Circuito Modificado</b></p>	<p><b>18</b></p>	<p> <math>Q_{Total}/Q_{EV} = 4.5</math>  <math>Q_{GAX}/Q_{EV} = 1</math>  <math>COP_c = 2</math>                      2 Bombas BT -CG                      1 Divisor de refrigerante adicional                      3 Componentes adicionales                 </p>
<p><b>SAAGAX Efecto-Variable</b></p>	<p><b>19</b></p>	<p> <math>Q_{Total}/Q_{EV} = 5</math>  <math>Q_{GAX}/Q_{EV} = 1.5</math>  <math>COP_c = 2</math>                      2 Bombas BT -CM                      1 Divisor de refrigerante adicional                      2 Componentes adicionales                 </p>
<p><b>VX GAX Efecto-Variable</b></p>	<p><b>20</b></p>	<p> <math>Q_{Total}/Q_{EV} = 3.83</math>  <math>Q_{GAX}/Q_{EV} = 0.83</math>  <math>COP_c = 2</math>                      3 Bombas: 2BT -CM y 1AT -CM                      2 Divisores de solución adicional                      5 Componentes adicionales                 </p>
<p><b>GAX Híbrido</b></p>	<p><b>21</b></p>	<p> <math>Q_{Total}/Q_{EV} &gt; 3.5</math>  <math>Q_{GAX}/Q_{EV} = 0.5</math>  <math>COP_c &lt; 2</math>                      2 Bombas BT -CM y 1 Compresor                      1 Divisor de refrigerante adicional                      1 Componente adicional                 </p>

Tabla 3.1 Características de los ciclos GAX avanzados (cont.)

### 3.1.3 Clasificación de los sistemas de absorción avanzados

Los investigadores que trabajan en este campo del conocimiento, todavía no se han puesto de acuerdo en una clara clasificación de los ciclos de absorción avanzados, los términos utilizados en el nombre de los ciclos y su agrupación están aun siendo discutidos, principalmente porque son muy recientes y la información está muy dispersa y protegida. En esta sección se presenta la clasificación hecha por **Kang et al. (2000)** y los términos más aceptados por las revistas especializadas y la comunidad de científicos e investigadores.

Primeramente, los sistemas de absorción pueden ser clasificados con base en la función específica para la que fueron creados. Cabe comentar que ésta es una de las agrupaciones más aceptada por la comunidad de ingenieros e investigadores.

- Bomba de calor por absorción (BCA) TIPO I: son los sistemas de absorción que son utilizados en calefacción y/o enfriamiento. Estos equipos son los más comúnmente encontrados en la práctica.
- Bomba de calor por absorción TIPO II: son los sistemas de absorción usados para recuperar calor de desecho de los procesos industriales y son más comúnmente llamados transformadores térmicos o termotransformadores, ya que aumentan la calidad energética de una fuente de energía de bajo nivel.
- Bombas de calor por absorción TIPO III: Estos sistemas son una combinación de los dos anteriores, pudiendo realizar cualquiera de sus funciones específicas.

En términos más técnicos, las tres categorías anteriores se pueden describir de acuerdo a lo reportado por **Le Goff y Rivero (1995)**:

#### Bomba de calor TIPO I

Una BCA del tipo I o bomba de calor es un sistema cuyo objetivo es subir de categoría una fuente de calor de bajo nivel, usando una segunda fuente de calor de un mucho más alto nivel, obteniéndose calor a un nivel intermedio entre ellas. Esto significa que  $T_{GE}$  y  $T_{CO}$  son más altos que  $T_{AB}$  y  $T_{EV}$ .

Para un ciclo de absorción convencional la presión de separación ( $P_{GE}$  y  $P_{CO}$ ) es entonces más alta que la presión de mezclado ( $P_{AB}$  y  $P_{EV}$ ).

Un caso particular es obtenido cuando se disipa calor en el condensador y absorbedor a un mismo sumidero  $T_{CO} = T_{AB}$ ; este es el caso más común encontrado en la práctica.

Un segundo caso particular es obtenido cuando el sumidero de calor del condensador está a un nivel térmico más bajo que el del absorbedor.  $T_{CO} < T_{AB}$ ; este caso es rara vez encontrado y es llamado BCA tipo I cruzada.

#### Bomba de calor TIPO II

Una BCA del tipo II o transformador térmico es un sistema cuyo objetivo es subir de categoría a una fuente de calor de nivel intermedio, por medio de la degradación de una segunda fuente de calor de un nivel similar. Esto significa que  $T_{AB}$  y  $T_{EV}$  son más altas que  $T_{GE}$  y  $T_{CO}$ .

Para un ciclo de absorción convencional, la presión de separación ( $P_{GE}$  y  $P_{CO}$ ) es más baja que la presión de mezclado ( $P_{AB}$  y  $P_{EV}$ ).

Con la clasificación anterior, no se logra apreciar claramente cuales son las diferentes líneas de investigación o tendencias en el desarrollo de nuevos ciclos de absorción, por lo que es necesario hacer una clasificación más detallada que considere los propósitos primarios y la integración energética interna o utilización del calor interno.

Antes de entrar a la clasificación propia de los ciclos de absorción avanzados es conveniente uniformar algunos criterios, definiendo la terminología empleada en el agrupamiento y la descripción de los diferentes ciclos. Los términos utilizados en la caracterización de los ciclos de absorción se muestran en la Tabla 3.2.

**Tabla 3.2 Términos constructivos para la clasificación de los ciclos de absorción.**

Terminología	Definición
Número de efectos.	Número de procesos de generación de refrigerante.
Número de etapas.	Número de circuitos de solución para un establecido evaporador-absorbedor.
Número de fluidos de trabajo.	Número de diferentes fluidos de trabajo que no son mezclados (se suelen llamar binarios, ternarios, etc. según sea el número).
Ciclo básico.	Ciclo de una sola etapa.
Unidad de intercambio.	Intercambiador de calor para transferencia de calor y masa con cambio de fase.
Solución fuerte.	Solución rica en refrigerante.
Solución débil.	Solución pobre en refrigerante.
$\Delta T_L$	Diferencia entre la temperatura del condensador o absorbedor (desprendimiento de calor) y la temperatura del evaporador.
Reabsorción.	Ciclo doble, donde el refrigerante generado en el generador de baja temperatura es directamente absorbido en el absorbedor de alta temperatura sin proceso de condensación.
Cascada.	Ciclo ensamblado acoplado por solamente transferencia de calor.
Híbrido.	Un ciclo que combina procesos de absorción y compresión.

Durante los pasados veinte años, muchos ciclos de absorción avanzados han sido desarrollados para calentamiento, enfriamiento y aplicaciones industriales. Sin embargo, es difícil comparar y hacer una evaluación de las características de cada ciclo, porque dichos ciclos fueron expresados en formas distintas. Es necesario categorizar los ciclos avanzados, lo cual se puede realizar dentro de tres grupos principales de acuerdo con su propósito primario: mejora de rendimiento, aumento del  $\Delta T_L$  y reducción de la presión del condensador. El resultado de la clasificación se resume en la Tabla 3.3, es conveniente comentar que esto representa un primer intento en la clasificación de los ciclos de absorción avanzados y que debe seguirse trabajando al respecto.

El grupo de mejora de rendimiento se caracteriza por los métodos de recuperación de calor o integración energética interna: recuperación de calor de condensación, recuperación de calor de absorción, recuperación de calor de condensación/absorción, aumento de calor de evaporación, entre otros.

Por último, en la Tabla 3.4 se presentan algunos ciclos de absorción avanzados que fueron agrupados por **Furutera et al. (1996)**, que servirán para complementar la información de la Tabla 3.3. En la Tabla 3.4, se hace una pequeña descripción del sistema y la representación de las características de los ciclos en el diagrama de Duhring.

Tabla 3.3 Clasificación de algunos de los ciclos de absorción avanzados.

Propósito primario	Tipo de integración energética interna	Número de fluidos de trabajo:					
		Uno		Dos		Tres	
		Una etapa	Dos etapas	Tres etapas	Dos etapas	Tres etapas	
Mejora de Rendimiento.	Recuperación de calor de absorción.	GAX (varios) RA	Doble efecto. Semi GAX RA avanzado.	Triple			
		Doble efecto. Triple efecto. Cuádruple. Séxtuple.	Triple efecto.		Doble.		
	Recuperación de calor de absorción/condensación.			Reabsorción.	Ciclo doble(dual) Triple Cuádruple Quíntuple Séxtuple	Triple Siete	
Aumento de $\Delta T_L = T_{CO} - T_{EV}$	Aumento del calor de evaporación	Ciclo de refrigerante complementario.					
	Otros		Tipo III				
		SRATA	Dos etapas Absorción Reabsorción				

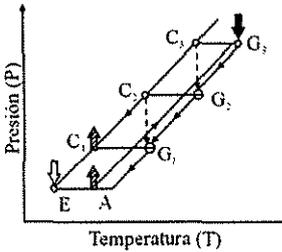
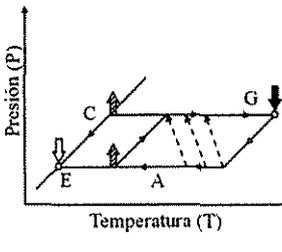
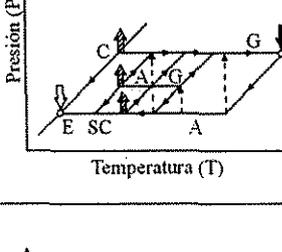
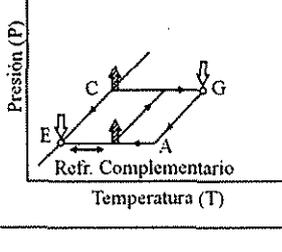
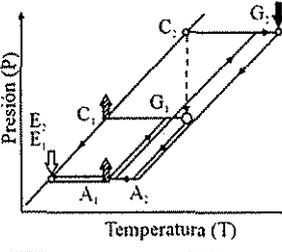
	Ciclo	Flujo del ciclo sobre el diagrama Duhring	Características	Fluido de trabajo
				COP ideal
Recuperación e incremento de calor-mejora de rendimiento	1  Triple Efecto		<p>Ciclo del tipo recuperación de calor de condensación, donde el calor de condensación rechazado en la sección de alta e intermedia temperatura, se utiliza para calentar los generadores de las secciones de media y baja temperatura respectivamente.</p> <p>El problema de corrosión es el punto clave de los sistemas de LiBr-H<sub>2</sub>O</p>	<p>LiBr-H<sub>2</sub>O</p> <p>COP<sub>c</sub> = 3</p> <p>COP<sub>c</sub> = 4</p>
	2  GAX		<p>Ciclo del tipo recuperación de calor de absorción, donde una parte del calor de absorción es utilizado para calentar el generador. Aprovechando el traslape de temperaturas que existe entre ambos equipos.</p> <p>El control de la temperatura en el proceso de absorción y la reducción de tamaño son los temas principales de este tipo de ciclos.</p>	<p>NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O</p> <p>COP<sub>c</sub> &gt; 1</p> <p>COP<sub>c</sub> &gt; 2</p>
	3  RA (Absorción regenerativo)		<p>Es un perfeccionamiento del ciclo GAX.</p> <p>Ciclo del tipo recuperación de calor de absorción, donde el calor de absorción es utilizado ampliamente a lo largo de una más baja temperatura que en el ciclo GAX.</p> <p>El COP es más alto que el ciclo GAX.</p>	<p>NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O</p> <p>COP<sub>c</sub> &gt; 1</p> <p>COP<sub>c</sub> &gt; 2</p>
	4  Circulación refrigerante complementario		<p>Ciclo del tipo incremento del calor de evaporación, donde el refrigerante complementario es circulado entre el evaporador y absorbedor, de esta forma el calor latente de evaporación es incrementado.</p>	<p>LiBr - refrigerante complementario - H<sub>2</sub>O</p> <p>COP<sub>c</sub> &gt; 1</p> <p>COP<sub>c</sub> &gt; 2</p>
	5  Doble efecto binario		<p>Ciclo del tipo recuperación de calor de condensación, donde el calor de condensación del lado del ciclo de alta temperatura es utilizado para calentar el generador en el lado del ciclo de baja temperatura.</p> <p>Una menor temperatura a 0°C puede ser obtenida, utilizando como fluido de trabajo NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O.</p>	<p>LiBr-H<sub>2</sub>O NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O</p> <p>COP<sub>c</sub> = 2</p> <p>COP<sub>c</sub> = 3</p>

Tabla 3.4 Características de los ciclos de absorción avanzados

	Ciclo	Flujo del ciclo sobre el diagrama Duhring	Características	Fluido de trabajo
				COP ideal
Recuperación e incremento de calor-mejora de rendimiento	6  Doble efecto Presión media o GAX dos etapas		<p>Ciclo del tipo recuperación de calor de absorción, donde el calor de absorción del lado del ciclo de alta temperatura es utilizado para calentar el generador en el lado del ciclo de baja temperatura.</p> <p>Manteniendo la presión de operación baja se puede obtener el COP más alto.</p>	<p>NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O</p> <p>COP<sub>e</sub> = 2</p> <p>COP<sub>c</sub> = 3</p>
	7  Doble (Dual) Binario		<p>Ciclo del tipo recuperación de calor de condensación y absorción, donde el calor de condensación y absorción del lado del ciclo de alta temperatura es utilizado para calentar el generador del lado del ciclo de baja temperatura.</p> <p>Es un acoplamiento de dos ciclos básicos.</p>	<p>Lado de alta temperatura LiBr-H<sub>2</sub>O</p> <p>Lado baja temperatura NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O</p> <p>COP<sub>e</sub> = 2</p> <p>COP<sub>c</sub> = 3</p>
	8  Triple efecto binario		<p>Ciclo del tipo recuperación de calor de condensación y absorción, donde el calor de condensación y absorción del lado del ciclo de alta temperatura es utilizado para calentar el generador en el lado del ciclo de baja temperatura.</p>	<p>NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O</p> <p>COP<sub>e</sub> = 3</p> <p>COP<sub>c</sub> = 4</p>
	9  Reabsorción		<p>Ciclo del tipo incremento de calor de evaporación, donde la bomba de calor por absorción tipo I y tipo II son acoplados.</p> <p>El modo de enfriamiento, el calor es recibido en el evaporador de media presión y en el generador a baja presión, aumentando de ésta forma su capacidad de enfriamiento.</p>	<p>NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O</p> <p>COP<sub>e</sub> = 2</p> <p>COP<sub>c</sub> = 3</p>
	10  Triple efecto Triple etapa Ternario		<p>Ciclo del tipo recuperación de calor de condensación y absorción, donde el calor del condensador de temperatura media es particularmente utilizado para calentar el generador en el lado del ciclo de baja temperatura.</p> <p>Un fluido de trabajo de menor corrosión es utilizado en el lado del ciclo de alta temperatura.</p>	<p>Lado de alta temperatura H<sub>2</sub>O - Nitrato</p> <p>Lado de media y baja temperatura LiBr-H<sub>2</sub>O</p> <p>COP<sub>e</sub> = 3</p> <p>COP<sub>c</sub> = 4</p>

Tabla 3.4 Características de los ciclos de absorción avanzados (cont.)

	Ciclo	Flujo del ciclo sobre el diagrama Duhring	Características	Fluido de trabajo
				COP ideal
Recuperación e incremento de calor-mejora de rendimiento	11  Bomba de calor tipo III		<p>Es la combinación de una BCA tipo I del lado de alta temperatura y una BCA tipo II del lado del ciclo de más baja presión.</p> <p>El COP de calentamiento es mejorado por el incremento del calor de absorción en la sección de temperatura media y baja presión.</p>	<p>LiBr-H<sub>2</sub>O</p> <p>COP<sub>e</sub> = 4</p> <p>COP<sub>c</sub> = 5</p>
	12  Ciclo híbrido "d" tipo I		<p>El vapor de refrigerante del evaporador es comprimido y descargado en el absorbedor.</p> <p>El propósito principal es el mejoramiento del COP en modo de calentamiento y la disminución de la temperatura del generador en la más baja concentración de la solución.</p>	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O
	13  Ciclo híbrido "d" GAX		<p>Es la combinación del ciclo GAX y el ciclo Híbrido "d".</p> <p>Se puede lograr un COP más alto y utilizar una fuente de calor de temperatura más baja por medio del ajuste de la relación de presión del compresor y la diferencia de concentraciones de la solución.</p>	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O
Aumento del Lift	14  Absorción multietapa (doble etapa)		<p>La temperatura del generador puede ser reducida por la combinación acoplada del absorbedor y dos evaporadores.</p> <p>Una parte del refrigerante proveniente del condensador (C<sub>1</sub>) es evaporado en el evaporador (E<sub>2</sub>) del lado de alta presión utilizando el calor de absorción del lado del ciclo de baja presión.</p>	<p>NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O</p> <p>COP<sub>e</sub> = 1/2</p> <p>COP<sub>c</sub> = 3/2</p>
	15  SRATA (Ciclo GAX tipo II)		<p>La BCA tipo II aplicando el ciclo GAX inverso es llamado amplificador de temperatura por absorción auto regenerado (SRATA por las siglas en ingles).</p> <p>La diferencia más grande de temperaturas (Lift) puede ser obtenida por la utilización de calor de absorción en el calentamiento del generador.</p>	<p>NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O</p> <p>TFE - DMETEG</p> <p>Diferencia de temperatura arriba de 70°C</p> <p>COP<sub>c</sub> &gt; 1/2</p>

Tabla 3.4 Características de los ciclos de absorción avanzados (cont.)

	Ciclo	Flujo del ciclo sobre el diagrama Duhring	Características	Fluido de trabajo
				COP ideal
Aumento del Lift	16  Binario (Dos fluidos de trabajo)		Lifts más grandes pueden ser obtenidos al combinar ciclos de alta y baja temperatura, donde el calor es recibido solamente en el evaporador del lado de baja temperatura, la fuente de calor externa es suministrada a ambos generadores y el calor de condensación y absorción del lado de baja temperatura es recibido por el evaporador del lado de alta temperatura.	Lado de alta temperatura LiBr-H <sub>2</sub> O  Lado baja temperatura NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O  COP <sub>c</sub> = 4/3
	17  Doble etapa		Lifts más grandes pueden ser obtenidos manteniendo la temperatura de ambos generadores relativamente baja.	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O  COP <sub>e</sub> = 1/2  COP <sub>c</sub> = 3/2
	18  Ciclo híbrido "g" tipo II		El vapor de refrigerante del evaporador es comprimido y descargado en el absorbedor en el ciclo híbrido "g" tipo II.  Lifts más altos pueden ser obtenidos por la compresión-calentamiento manteniendo baja la temperatura del evaporador.	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O
	19  Ciclo híbrido "h" tipo II		El vapor de refrigerante del generador es comprimido y descargado al absorbedor en el ciclo híbrido "h" tipo II, donde el evaporador y condensador no son necesarios.  Una fuente de calor de temperatura más baja puede ser utilizada y el intervalo de operación puede ser expandido sin ninguna limitación de agua de enfriamiento y temperatura de la fuente de calor.	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O

Tabla 3.4 Características de los ciclos de absorción avanzados (cont.)

### 3.1.4 Estudio comparativo de los ciclos de refrigeración avanzados

Después de haber clasificado y presentado la información de los ciclos de absorción avanzados en las secciones anteriores, se procede a realizar una comparación de los ciclos más importantes que han sido publicados y discutidos públicamente. Cabe aclarar que puede haber ciclos muy interesantes que no fueron considerados en el análisis por falta de información.

El análisis comparativo tiene como propósito seleccionar un ciclo de absorción avanzado que permita ser operado con una fuente de energía híbrida gas natural-energía solar, ya que uno de los objetivos específicos del proyecto doctoral es adecuar, modificar o desarrollar un nuevo ciclo avanzado que permita la incorporación de la energía solar como fuerza motriz del sistema. Con lo anterior lo que se pretende es reducir el costo de operación y mermar el impacto ambiental de esta tecnología.

Para dejar en claro cuales son los beneficios y limitaciones de los diferentes ciclos, antes de proceder a la discusión de los mismos, se definen algunos términos utilizados en la comparación y selección del más prometedor.

Criterios de comparación y selección de los ciclos de absorción avanzados:

- 1). Coeficiente de operación del ciclo (COP) o relación de energía primaria (PER).
- 2). Requerimientos de energía eléctrica para el bombeo.
- 3). Requerimientos de superficie de transferencia de calor total (indicador del costo inicial del sistema de absorción).
- 4). Número de componentes (equipos).
- 5). Número de bombas de solución.
- 6). Nivel de presión de operación (P).
- 7). Rango de temperaturas y concentraciones en que puede operar el ciclo.
- 8). Requerimientos de control por la complejidad del sistema.
- 9). Tipo y características de los fluidos de trabajo.
- 10) Sensibilidad a las condiciones ambientales (temperatura y humedad).

**Coeficiente de rendimiento (COP):** Se consideró como límite inferior para poder competir un COP en modo de enfriamiento y calentamiento 0.8 y 1.8 respectivamente, teniendo en consideración que el propósito es obtener el más alto COP posible, tomando en cuenta los requerimientos de los otros criterios de comparación. El COP debe ser determinado bajo las mismas condiciones para todos los ciclos.

**Transferencia de calor total:** El calor total a ser transferido en un ciclo, es un indicador de primer orden de los requerimientos de superficie de transferencia de calor y por consiguiente también representa los costos relativos del sistema.

**Energía de bombeo:** En algunos sistemas de absorción, el costo de la energía eléctrica puede ser una fracción significativa del costo de operación. Las pequeñas bombas de solución y motores para sistemas de tamaño residencial tienden a tener baja eficiencia, por eso los requerimientos de bombeo excesivos pueden ser factores importantes en el costo de operación.

**Intervalo de operación y convertibilidad:** Todos los ciclos de refrigeración y fluidos de trabajo tienen intervalos limitados sobre los cuales pueden operar en forma efectiva. Hay algunos ciclos en los que éste podría ser un factor limitante.

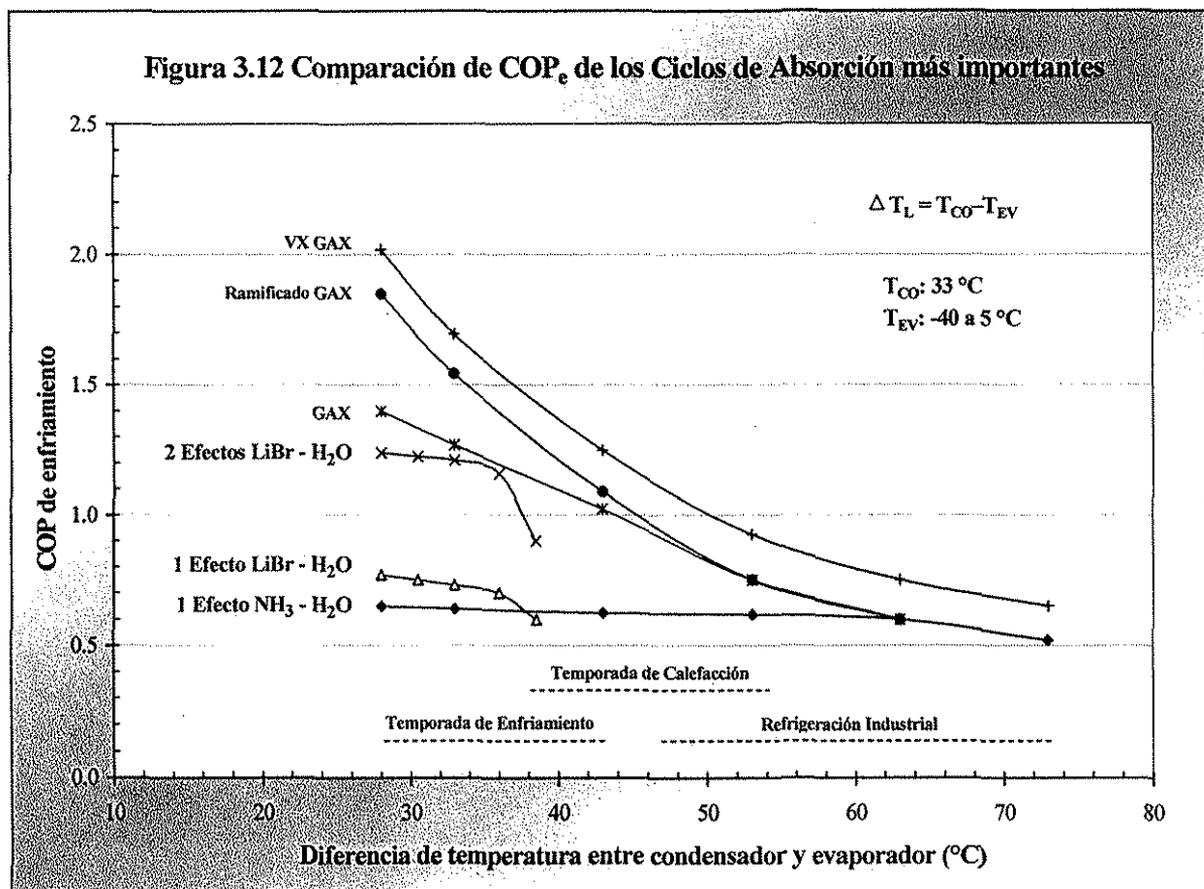
Complejidad, manufactura, tamaño, aspecto, problemas de instalación, vida útil, requerimientos de servicio y mantenimiento son algunos otros aspectos a considerar.

Como se mostró en las Tablas 3.1 y 3.4, los ciclos seleccionados para la comparación representan solo una pequeña parte de la gama total de ciclos de absorción avanzados disponibles. La parte seleccionada de ciclos fue limitada por el COP mínimo, costo de capital y cierto nivel de complejidad exigido por el sector residencial y pequeños comercios, al cual se pretende aplicar el desarrollo tecnológico de acondicionamiento de espacios.

La Figura 3.12 muestra la variación del  $COP_e$  respecto a la temperatura  $\Delta T_L$  para varios ciclos de absorción (Rane y Erickson, 1993). El ciclo VX GAX utilizando  $NH_3-H_2O$  como fluido de trabajo, ofrece un COP de enfriamiento de 1.88 a un  $\Delta T_L$  de 30 °C (3 a 33 °C). Esto es alrededor de 150% más alto que un ciclo de simple efecto y alrededor 8% más alto que el ciclo Ramificado GAX al mismo  $\Delta T_L$ . De esta forma se pueden comparar los diferentes ciclos en cada una de las zonas de aplicación (calefacción, enfriamiento y refrigeración industrial).

En la Figura 3.12 se puede observar, cómo la eficiencia de todos los ciclos disminuye conforme trabajan a más bajas temperaturas en el evaporador ( $\Delta T_L$  más altos). Además se puede apreciar qué ciclos tienen mayor potencial dependiendo de su aplicación. Para acondicionamiento de espacios la mayoría de ellos tiene una eficiencia aceptable.

La Tabla 3.5 resume las características de los ciclos de absorción avanzados, los cuales son considerados para lograr las metas anteriormente planteadas (Phillips, 1986).



**Tabla 3.5. Resumen comparativo de indicadores de comportamiento de los ciclos de absorción analizados**  
(Unidades con una capacidad de enfriamiento de 23.5 kW )

INDICADOR	CICLOS									
	REABSORCIÓN AUMENTADA (RA)	EFEECTO VARIABLE	GAX	BGAX	DOS ETAPAS GAX	VX-GAX	DOBLE EFECTO	TRIPLE EFECTO	DOBLE EFECTO REGENERATIVO (2R)	
COP de enfriamiento	0.83	1.04	1.03	1.74	1.06	1.87	1.11	1.5	1.03	
COP de calentamiento	1.83	2.04	2.03	2.74	2.06	2.87	2.11	2.5	1.03	
Energía de bombeo (Watts)	87.5	35.0	36.0	nd	45.0	nd	388.4	nd	110	
Transferencia de calor total (kW)	84.68	77.23	64.49	nd	86.06	nd	114.76	nd	80.70	
Presión de operación (bar abs.)	1.03 (b) 4.69 (m) 18.28 (a)	4.69 (b) 9.31 (m) 18.28 (a)	4.69(b) 18.28 (a)	nd	4.69 (b) 18.28 (a)	nd	4.62 (EV) 19.6 (2do.) 86.2 (1er.)	nd	4.69 (b) 18.28 (a)	
Número de bombas	2	2	1	2	2	3	2	2	2	
Número de componentes	7	6	5	5	7	9	8	9	8	
Complejidad del sistema	Alta	Media	Baja	Media	Alta	Alta	Alta	Alta	Alta	

nd: No disponible. m: Media presión. a: Alta presión. b: Baja presión.

Los ciclos GAX y Ramificado GAX utilizando como fluido de trabajo  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  ofrecen el COP más alto comparado con los ciclos de simple efecto a bajo (aire acondicionado) y moderado (producción de hielo)  $\Delta T_L$ . Sin embargo, a  $\Delta T_L$  mayores que  $60\text{ }^\circ\text{C}$ , típicamente encontrados en aplicaciones industriales, no hay ningún traslape de temperaturas GAX. Cuando se tienen requerimientos de alto  $\Delta T_L$ , los ciclos GAX avanzados de tres niveles de presión como el VX GAX pueden ofrecer una buena opción.

La selección final del ciclo debe hacerse considerando todos los factores investigados, teniendo en cuenta los requerimientos del sector del mercado en el cual se quiere participar.

Basados en los resultados del presente análisis es posible hacer una selección tentativa del ciclo que será modificado y adecuado para que adquiriera las características buscadas. A dicho ciclo se le hará un estudio detallado por medio del modelado matemático y simulación. Se revisará el rango de operación, el potencial para mejorar el rendimiento por medio de variaciones en su diseño, pero con especial interés en las formas de eliminar sus desventajas, como por ejemplo: el uso de una costosa torre de enfriamiento, costo de capital, costo de operación, requerimientos de espacio, entre otras.

Después de haber analizado las diferentes características de los ciclos de absorción presentados, se concluye que no hay ningún ciclo avanzado que directamente sin ninguna modificación pueda ser operado con una fuente de energía híbrida gas natural-energía solar, por lo que, se considera que trabajar en las modificaciones del ciclo GAX es una de las mejores opciones.

En la investigación bibliográfica, solo se encontró un caso (**Lamp et al., 1998**) que pretendía más o menos el mismo objetivo de este proyecto, que es desarrollar un proyecto que integre los últimos avances de dos importantes tecnologías: la tecnología de sistemas de refrigeración por absorción y la de aprovechamiento de la energía solar fototérmica. En dicho trabajo ellos investigan la posibilidad de utilizar energía solar en un ciclo de doble efecto  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ . En este trabajo se hará en un sistema de absorción GAX avanzado.

### 3.1.5 Comparación entre enfriadores solares y de compresión mecánica

Tratando de establecer dónde se encuentran tecnológicamente hablando los sistemas de enfriamiento por absorción asistidos por una fuente de energía híbrida combustible fósil-energía solar, se hará una breve comparación de los mismos con los sistemas de compresión mecánica de vapor (SCM).

Los sistemas de enfriamiento asistidos parcial o totalmente por energía solar, deben ser comparados con el sistema de enfriamiento convencional (SCM), de acuerdo con su consumo de energía primaria, ya que este último tiene un proceso previo de generación de energía eléctrica, cuya eficiencia ( $\eta_{GE}$ ) tiene que ser considerada en el análisis. Por lo anterior se creó el indicador llamado relación de energía primaria (**Lamp y Ziegler, 1998**).

La relación de energía primaria (PER), se define como la energía primaria (EP) requerida para producir una cantidad dada de enfriamiento ( $Q_{EV}$ ):

$$PER = \frac{Q_{EV}}{EP}, \text{ Cantidad de refrigeración por unidad de energía primaria.} \quad (3.1)$$

La fracción solar (FS) es definida como la relación de energía solar suministrada ( $Q_{Sol}$ ) y la energía total requerida ( $Q_{Sol} + EP$ ):

$$FS = \frac{Q_{Sol}}{Q_{Sol} + EP} \quad (3.2)$$

La demanda de energía primaria esta relacionada con los requerimientos de energía del sistema de absorción ( $Q_{GE}$ ), por medio de la eficiencia del horno o quemador ( $\eta_h$ ):

$$Q_{GE} = Q_{Sol} + n_h \cdot EP \quad (3.3)$$

Combinando la definición del  $COP_e$  con las tres ecuaciones anteriores, se puede obtener la relación de energía primaria de un sistema de absorción operado con una fuente de energía híbrida, como una función de la fracción solar y del  $COP_e$ .

$$PER = \left[ \frac{FS}{(1-FS)} + n_h \right] \cdot COP_e \quad (3.4)$$

Para el sistema de compresión mecánica la relación es más simple.

$$PER = n_{GE} \cdot COP \quad (3.5)$$

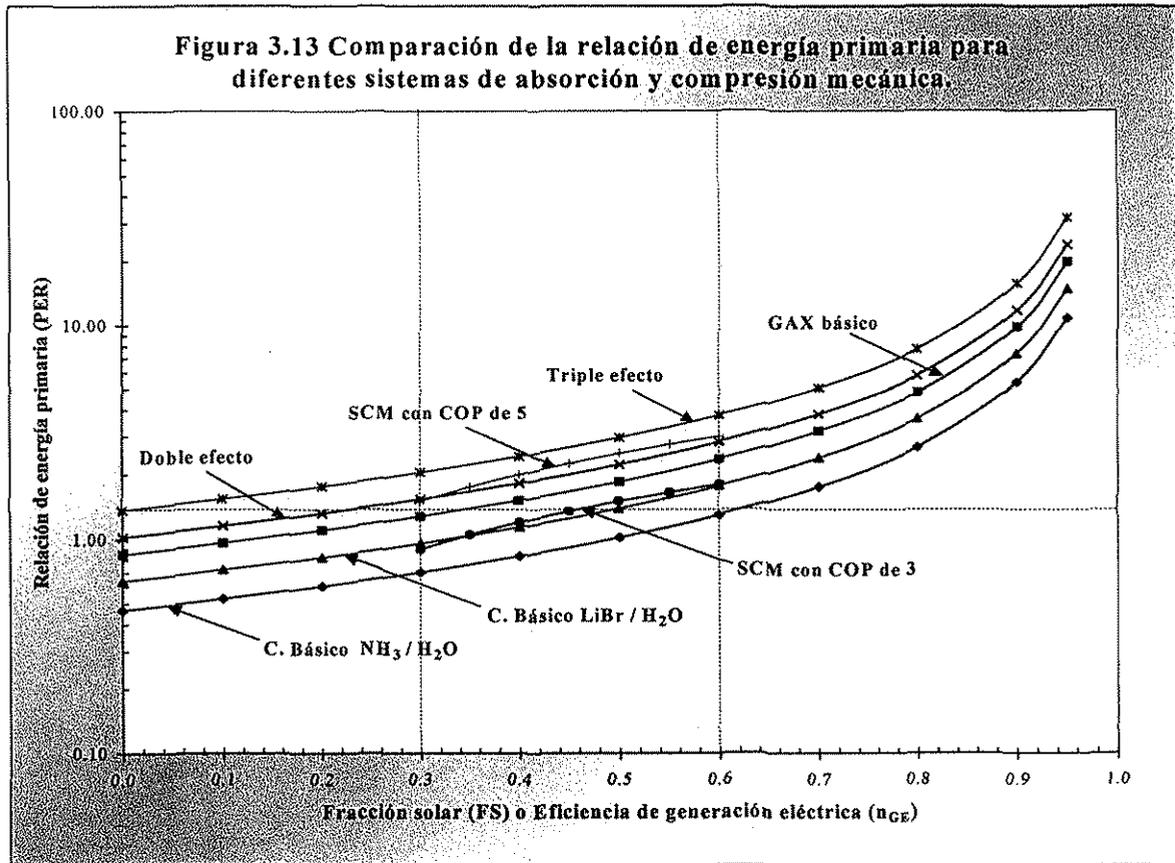
Utilizando las ecuaciones 3.4 y 3.5, junto con el  $COP_e$  de cada ciclo, se obtuvo la gráfica de la Figura 3.13. Donde la abscisa tiene dos diferentes significados: representa la eficiencia de la planta de generación eléctrica para el sistema de compresión mecánica y la fracción solar para los sistemas de absorción asistidos por la fuente de energía híbrida combustible fósil-energía solar.

Las líneas del SCM con COP de 3 y 5, fueron graficadas para un intervalo de eficiencia de generación eléctrica que varía de 0.3 a 0.6. Analizando la Figura 3.13, Primeramente se observa una muy buena concordancia entre la línea del SCM con COP de 3 y la línea del ciclo de simple efecto LiBr-H<sub>2</sub>O con COP de 0.75 y una eficiencia de horno de 0.85 para la operación con combustible fósil. Por lo tanto, el PER de los sistemas de absorción de simple efecto LiBr-H<sub>2</sub>O, con una fracción solar de 0.3 a 0.6 es comparable al obtenido por los SCM con un COP de 3. La misma situación se tiene para las líneas de el SCM con un COP de 5 y el ciclo de doble efecto LiBr-H<sub>2</sub>O con COP de 1.2 y una eficiencia de 0.85 para el horno, los cuales tienen resultados similares.

Observando la línea punteada horizontal, se puede apreciar que un sistema de absorción de triple efecto con un COP de 1.6 operando totalmente con combustible fósil, con una eficiencia 85% en el horno, todavía requiere de algo más de energía primaria que un SCM con un COP de 3 combinado con una planta de generación eléctrica de 50% de eficiencia, de igual manera si se compara con un SCM con COP de 5 combinado con una planta de generación de 30% de eficiencia.

Se debe tomar en cuenta que las unidades pequeñas de los SCM (capacidad de 3.5 a 35.2 kW de refrigeración) existentes en el mercado residencial, tienen eficiencias más bajas que las unidades de gran tamaño (arriba de 351.7 kW). El COP de las unidades pequeñas es alrededor de 3 (EER de 10.2), mientras que para las unidades grandes es de 5 (EER de 17).

Por lo anterior se puede observar en la Figura 3.13, que un ciclo GAX con un COP de 1.0 operado con una fuente de energía híbrida gas natural/energía solar, utilizando una aportación solar superior al 30%, supera el comportamiento de una unidad de compresión mecánica de vapor, si ésta utiliza energía eléctrica de una planta de generación normal (30% de eficiencia) refiriéndose a las unidades pequeñas del sector residencial (COP de 3.0). De acuerdo con estos datos, la opción solar debe ser evaluada cuidadosamente, ya que, el uso de energía solar reduce el costo de operación de los sistemas de absorción, pero esto no es siempre suficiente como para competir con los sistemas de compresión mecánica de vapor.



Continuando con la comparación entre los sistemas de absorción y los sistemas de compresión mecánica, se enlistan los siguientes aspectos generales:

- Una muy importante característica de los sistemas de absorción es que puede utilizar calor de desecho, energía geotérmica, solar y muchos combustibles que son subproductos en las industrias, este tipo de fuentes de energía son de bajo costo, por lo que, disminuyen en forma considerable el costo de operación.
- Como los sistemas de absorción no utilizan compresor mecánico, se tiene una operación con menos ruido y vibración que las alternativas convencionales, esto es una importante ventaja en ciertos lugares como hoteles, hospitales, entre otros.
- Las unidades de absorción requieren menos mantenimiento que los SCM, ya que tienen menos partes móviles.
- El costo de capital de un sistema de absorción es generalmente más alto que los SCM. Pero particularmente si utilizan calor de desecho o trabajan acoplados a un sistema de cogeneración, donde se requieren diseños especiales, pero el costo extra es rápidamente recuperado utilizando este tipo de fuentes de calor.
- Los requerimientos de espacios de los sistemas de absorción son más grandes que los sistemas convencionales.
- El mantenimiento y riesgos en los sistemas de absorción son menos comunes, pero con un buen soporte técnico de los fabricantes deja de ser problema.
- Hay algunos sistemas de absorción que tienen tiempos de respuesta a los cambios de carga más lentos que los sistemas convencionales.

- Las unidades de absorción son igual de eficientes a cargas reducidas como a su capacidad total. La cantidad de solución circulada y la fuente de calor suministrada al generador se pueden cambiar para satisfacer diferentes condiciones de capacidad. Su eficiencia (COP) no depende de los cambios de capacidad como en el caso de los SCM, que es un factor muy drástico en la eficiencia.
- Las unidades de absorción múltiples mayores de 3500 kW (1000 ton) de capacidad se pueden construir a diferencia de las unidades de compresión simples que hasta la fecha, no exceden de 3500 kW.
- Solamente existe una pequeña disminución de la capacidad de la unidad de absorción cuando la temperatura y presión del evaporador disminuyen. Esto puede compensarse al aumentar la alimentación de la fuente de calor al generador. Por contraste, la capacidad del SCM se reduce notablemente cuando la presión del evaporador disminuye.

Como regla general, los sistemas de absorción pueden ser considerados económicamente viables, para producir enfriamiento, si se tiene uno de los siguientes factores:

- Se tiene una unidad de cogeneración y no se puede usar toda la capacidad disponible (fuente de calor disponible), o se está considerando adquirir una nueva planta de cogeneración.
- Se cuenta con calor residual disponible.
- Se tiene una fuente de combustible de bajo costo (puede ser un subproducto industrial, gas natural, etc.).
- La eficiencia de su caldera es baja debido a un pobre factor de planta (particularmente en verano).
- Si la empresa tiene un límite de carga eléctrica que sería muy costoso incrementarla o los cargos (costo de la energía) en el horario pico son muy altos.
- Si la compañía es particularmente sensible a ruidos o vibraciones.
- Si la empresa necesita más enfriamiento, pero tiene una carga eléctrica limitada que es muy caro superar y se tiene un adecuado suministro de calor.
- Se cuenta con una buena disponibilidad de energía solar en el lugar.
- Se tienen objeciones para el uso de la refrigeración convencional, de cualquier índole.

En la actualidad la comunidad de científicos, investigadores e ingenieros que se encuentran trabajando en el desarrollo de tecnología de absorción, consideran que los sistemas de absorción avanzados, son una alternativa muy viable para resolver la fuerte problemática de los energéticos y el daño al medio ambiente provocado por la tecnología de compresión mecánica de vapor.

## CAPÍTULO IV

### ESTUDIO DEL SISTEMA DE ABSORCIÓN PROPUESTO

En este capítulo se realiza un análisis exérgico de un sistema de absorción básico con el propósito de detectar los puntos débiles y generar ideas para el nuevo ciclo, se presenta el acoplamiento de las fuentes de energía gas natural-energía solar y la descripción del ciclo solar-GAX propuesto, se desarrolla el modelado matemático que gobierna el comportamiento del ciclo solar-GAX y su metodología de solución, además se describe el simulador desarrollado para el estudio teórico y se analizan los resultados de la simulación.

#### 4.1 ANÁLISIS EXÉRGICO DE UN SISTEMA DE ABSORCIÓN BÁSICO

Por razones económicas y ambientales se ha incrementado la importancia de la conservación de la energía, creando con ello, la necesidad de optimizar termodinámicamente los procesos para consumir el mínimo de energía, o en términos del Método de Análisis Exérgico (MAE), los procesos deben ser diseñados y operados con una generación mínima de entropía o minimizar la destrucción de exergía.

El propósito de realizar un análisis exérgico en un ciclo de absorción básico, es saber cómo se utilizan los recursos energéticos suministrados al sistema y tener un mayor entendimiento del manejo, transformación y conservación de la energía. De esta forma se podrán detectar cuáles son las áreas de oportunidad o puntos donde se pueden proponer mejoras en el proceso, los cuales deben ser considerados en el ciclo de absorción propuesto.

Por medio de la aplicación sistemática de la primera y segunda ley de la termodinámica se obtendrá una atomización del comportamiento exérgico, el cual una vez tabulado y graficado permitirá observar cual es la distribución de las pérdidas exérgicas y encontrar fácilmente su magnitud, tipo y localización, definiendo si el sistema puede ser mejorado por medio de cambios en las condiciones de operación y/o por modificaciones en el diseño del proceso enfocando los esfuerzos en el desarrollo de tecnología.

##### 4.1.1 Comentarios sobre la primera y segunda ley de la termodinámica

El primer principio de la termodinámica expresa, como es sabido, la **conservación de la energía** y eso es lo que se refleja en los balances energéticos (entradas + generación = salidas + acumulación). De acuerdo con esta ley, todas las formas de energía son convertibles completamente unas en otras y no distingue entre calor y trabajo. Sin embargo, la segunda ley pone limitaciones sobre la conversión de energía, por ejemplo, el trabajo puede ser completamente convertido en calor, pero es imposible convertir todo el calor disponible en trabajo. Las interacciones entre calor y trabajo son mejor entendidas, cuando se definen en términos de exergía, la cual siempre disminuye durante los procesos reales irreversibles. La exergía se define como el máximo potencial de trabajo de un sistema, una sustancia o una forma determinada de energía con respecto al ambiente, o en otras palabras mide la cantidad máxima de trabajo que puede obtenerse de una sustancia al ser llevada de su estado inicial hasta el estado de equilibrio térmico, mecánico y químico con el ambiente que lo rodea.

El segundo principio de la termodinámica, puede considerarse como de la **degradación de la energía** y eso es lo que se pretende analizar con los balances exérgicos (entradas =

salidas + pérdidas por irreversibilidad). La degradación de la energía no es otra cosa que la destrucción de exergía a causa de las irreversibilidades de los procesos.

El método de análisis energético convencional (MAEC) no es capaz de percibir las pérdidas por irreversibilidad, que la mayoría de las veces son las de mayor importancia, ni mucho menos determinar su localización y magnitud. Por lo anterior el MAE provee una medida más rigurosa de las ineficiencias tanto de equipos como de sistemas simples o complejos.

#### 4.1.2 Diferentes indicadores exérgicos

Para evaluar y poder comparar equipos y sistemas de diferentes tipos y tamaños se requieren los siguientes indicadores, los cuales son una relación de la realidad a la idealidad expresada como un porcentaje **Rivero (1994)**.

##### Eficiencia

La eficiencia mide la fracción de la exergía total que entra al sistema y que no se pierde por la irreversibilidad de los procesos que se efectúan en el mismo.

$$\eta = \frac{\sum Ex_{Salida}}{\sum Ex_{Entrada}} = \frac{\sum Ex_{Entrada} - Irr}{\sum Ex_{Entrada}} = 1 - \frac{Irr}{\sum Ex_{Entrada}} \quad (4.1)$$

Donde:  $Irr$  = Pérdidas por irreversibilidad.

##### Efectividad

La efectividad es una medida de la capacidad del sistema para producir el efecto deseado o en otras palabras es la fracción de exergía neta suministrada requerida por el sistema para efectuar su función. La exergía neta suministrada ( $Ex_{ns}$ ) es igual a la disminución de exergía que experimentan las corrientes de exergía que representan las **fuentes**, mientras que la exergía neta producida ( $Ex_{np}$ ) por un sistema es igual al incremento de exergía que experimentan las corrientes de exergía que representan los **sumideros**.

$$\varepsilon = \frac{\Delta Ex_{Sumidero}}{\Delta Ex_{Fuente}} = \frac{Ex_{np}}{Ex_{ns}} = \frac{Ex_{ns} - Irr}{Ex_{ns}} = 1 - \frac{Irr}{Ex_{ns}} \quad (4.2)$$

##### Rendimiento

En nuestro caso definimos el rendimiento como la relación de exergía útil que sale del sistema a la exergía total que entra.

$$R = \frac{\sum Ex_{Util / Sale}}{\sum Ex_{Entrada}} = \frac{\sum Ex_{Entrada} - Irr - Efl}{\sum Ex_{Entrada}} = 1 - \frac{Irr + Efl}{\sum Ex_{Entrada}} \quad (4.3)$$

Donde:  $Efl$  = Pérdidas por efluentes.

##### Potencial de mejoramiento

El potencial de mejoramiento de un sistema es una medida de qué tanto y qué tan fácilmente podría mejorarse el sistema para propósitos de optimización. Se obtiene combinando las pérdidas de exergía y la efectividad del sistema **Rivero y Le Goff (1992)**.

$$P. de M. = Irr (1-\varepsilon) + Efl \quad (4.4)$$

Donde:  $(1-\varepsilon)$  = Potencial relativo,  $Irr$  = Potencial absoluto y  $Efl$  = Potencial ambiental.

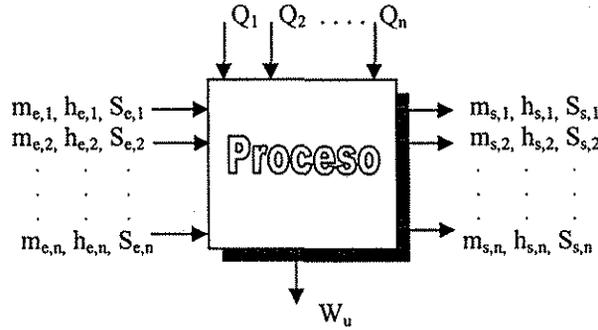
### Coefficiente de operación exérgico (EXCOP)

El coeficiente de operación exérgico se define con base a la Figura 4.1 como la relación de los resultados deseados a lo que es necesario suministrar para obtener dicho resultado.

$$EXCOP = -\frac{Q_{EV}(1-T_o/T_{EV})}{Q_{GE}(1-T_o/T_{GE})+W_{BS}} = -\frac{m_{13}(Ex_{13}-Ex_{14})}{m_{19}(Ex_{19}-Ex_{20})+W_{BS}} \quad (4.5)$$

### 4.1.3 Metodología de análisis exérgico

Para deducir las fórmulas generales se considera el siguiente caso de un sistema abierto en régimen permanente. Existen varios flujos de materia entrando y saliendo, intercambio de calor con manantiales caloríficos a diversas temperaturas y producción de trabajo útil. Se desprecia la energía cinética y potencial de las corrientes.



Balance de materia para el proceso en estado estable:

$$\sum_{i=1}^n m_{e,i} = \sum_{i=1}^n m_{s,i} \quad (4.6)$$

Balance energético (entálpico) aplicando la primera ley de la termodinámica:

$$\sum_{i=1}^n m_{e,i} h_{e,i} + \sum_{i=1}^n Q_i = \sum_{i=1}^n m_{s,i} h_{s,i} + W_U \quad (4.7)$$

Donde  $h_e$  y  $h_s$  representan respectivamente las entalpías específicas de las entradas y salidas de materia.

Aplicando la segunda ley, se tiene el balance entrópico:

$$\sum_{i=1}^n m_{e,i} S_{e,i} + \sum_{i=1}^n \frac{Q_i}{T_i} + \Delta S_g = \sum_{i=1}^n m_{s,i} S_{s,i} \quad (4.8)$$

Donde  $s_e$  y  $s_s$  son las entropías específicas entrantes y salientes y  $\Delta S_g$  representa la entropía generada o creada en el sistema por unidad de tiempo.

Multiplicando la ec. (4.8) por  $T_o$  y restando de la ec. (4.7) como resultado se obtiene:

$$\sum_{i=1}^n m_{e,i} (h_{e,i} - T_o s_{e,i}) + \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_o}{T_i}\right) Q_i - T_o \Delta S_g = \sum_{i=1}^n m_{s,i} (h_{s,i} - T_o s_{s,i}) + W_U \quad (4.9)$$

Por otra parte, en el estado estable y en equilibrio con el ambiente (estado muerto),  $1 - T_o/T = 0$  porque  $T = T_o$ ,  $W_u = 0$  porque no se produce trabajo útil y  $\Delta S_g = 0$  porque el sistema se encuentra en equilibrio termodinámico, luego de (4.9) se obtiene que:

$$\sum_{i=1}^n m_{e,i} (h_{e,i}^0 - T_o s_{e,i}^0) = \sum_{i=1}^n m_{s,i} (h_{s,i}^0 - T_o s_{s,i}^0) \quad (4.10)$$

Finalmente al restar (4.10) de (4.9) resulta el balance exérgico:

$$\sum_{i=1}^n m_{e,i} [h_{e,i} - h_{e,i}^0 - T_o (s_{e,i} - s_{e,i}^0)] + \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_o}{T_i}\right) Q_i - T_o \Delta S_g = \sum_{i=1}^n m_{s,i} [h_{s,i} - h_{s,i}^0 - T_o (s_{s,i} - s_{s,i}^0)] + W_U \quad (4.11)$$

Para simplificar aún más la ec. (4.11), se utilizan las siguientes definiciones básicas:

$$\text{Exergía del calor:} \quad Ex_Q = \eta_c Q = Q (1 - T_o/T) \quad (T \rightarrow T_o) \quad (4.12)$$

$$\text{Exergía física:} \quad Ex_f = [(h - h_o) - T_o(S - S_o)] \text{ a } X \text{ cte.} \quad (4.13)$$

Aplicando las ecuaciones (4.12) y (4.13) se obtiene la ecuación general del balance exérgico:

$$\sum_{i=1}^n m_{e,i} Ex_{e,i} + \sum_{i=1}^n Ex_{Q,i} - T_o \Delta S_g = \sum_{i=1}^n m_{s,i} Ex_{s,i} + W_U \quad (4.14)$$

La ecuación (4.14) da una imagen muy expresiva de cómo fluye y se destruye exergía en el sistema. Éstas serán las ecuaciones que se aplicarán en el análisis termodinámico de cada uno de los equipos del sistema de absorción. Es conveniente comentar que en éste tipo de procesos no se considere la exergía química por tener poca importancia práctica.

#### 4.1.4 Descripción general y operativa del sistema de absorción

El sistema bajo estudio es un ciclo básico de absorción que utiliza amoníaco-agua como fluido de trabajo, el cual es representado esquemáticamente en la Figura 4.1. Esta unidad de absorción fue diseñada y construida en el Centro de Investigación en Energía (UNAM) **Best y Hernandez (1991)** y cuenta con los siguientes componentes: generador (GE), rectificador (RE), condensador (CO), pre-enfriador (PRE), evaporador (EV), absorbedor (AB), economizador (ECO), dos válvulas de expansión (V.E.) y una bomba.

##### Descripción operativa

El ciclo de absorción utiliza como fluido de trabajo amoníaco-agua, donde el amoníaco es el refrigerante y el agua es el absorbente. Para explicar la operación se utilizará la Figura 4.1 y se iniciará con el vapor que sale del generador. Se trata entonces de vapor de amoníaco con pequeñas cantidades de agua, saturado y seco a la presión mayor ( $P_{GE}$ ). El agua contenida en el vapor de amoníaco es separada por condensación en el rectificador y es reciclada al generador. Por su parte el vapor de amoníaco de alta pureza (estado 7) es licuado en el condensador y sale como líquido saturado (estado 8); luego, antes de pasar por la válvula de expansión (VER), es subenfriado en el pre-enfriador para aumentar su efecto frigorífico en el evaporador. Al pasar por la válvula de estrangulamiento la presión se reduce a ( $P_{EV}$ ), saliendo en el estado 9.

El amoniaco pasa enseguida por el evaporador, recibiendo calor del medio a enfriar, para salir en forma de vapor saturado en el estado 11. Este vapor frío antes de entrar al absorbedor enfría al amoniaco líquido que proviene del condensador en el pre-enfriador y sale en el estado 12, ya en el absorbedor el vapor se pone en contacto con una solución acuosa caliente, siendo condensado y absorbido. El calor de reacción es positivo en el caso del amoniaco, de modo que se debe colocar un cambiador de calor en el absorbedor con el fin de enfriar dicha solución caliente, mejorando así su capacidad de absorción al retirar la entalpía de condensación y el calor de reacción (disolución).

Esta solución acuosa (solución fuerte) con un alto porcentaje de amoniaco en agua, sale del absorbedor en el estado 1 y entra a la bomba de donde sale a la presión alta del sistema ( $P_{EV}$ ) (estado 2). La solución fría a alta presión entra al economizador donde es precalentada por la solución caliente que sale del generador, y una vez precalentada, entra al generador donde se agrega calor para extraer el amoniaco de la solución. Este último sale en forma de vapor saturado en el estado 7. Parte del líquido caliente que ahora presenta un bajo porcentaje de amoniaco (solución débil), sale del generador en el estado 4 y antes de reducir su presión pasando por la válvula (VES), es preenfriada en el economizador, saliendo en el estado 5, después reduce su presión al estado 6. La solución acuosa preenfriada entra posteriormente al absorbedor, completando el ciclo de esta forma.

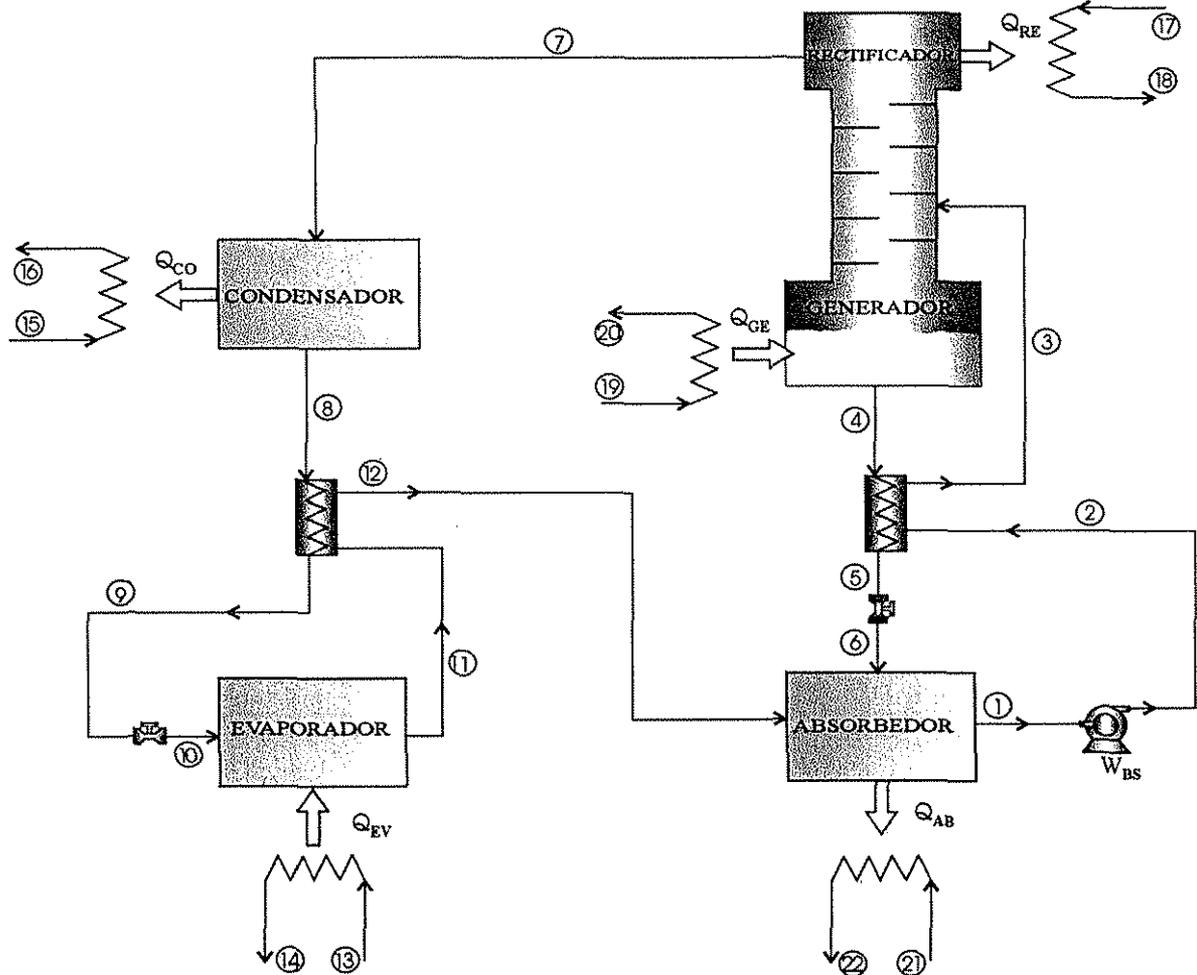


Figura 4.1 Sistema de absorción amoniaco-agua.

### 4.1.5 Cambios de entalpía y exergía en los componentes del sistema

Para cada componente del ciclo de absorción mostrado en la Figura 4.1, los cambios de energía y exergía pueden ser calculados como sigue:

**Condensador.** El condensador desecha calor durante el proceso de condensación hacia el agua de enfriamiento.

$$Q_{CO} = m_7(h_7 - h_8) = m_{15}(h_{16} - h_{15}) \quad (4.14)$$

Cambio de exergía en el agua de enfriamiento.

$$\Delta Ex_{CO,agua} = m_{15}(Ex_{15} - Ex_{16}) \quad (4.15)$$

Pérdidas por efluentes en el condensador.

$$Efl_{CO} = m_{16} Ex_{16} \quad (4.16)$$

Se asume que el calor  $Q_{CO}$  es desechado hacia el agua de enfriamiento a la temperatura promedio  $T_{CO}$ . La **irreversibilidad externa** que ocurre durante el proceso de transferencia de calor, es medida por la diferencia entre la exergía del flujo de calor  $Q_{CO}$  y el cambio de exergía en el agua de enfriamiento.

Balance parcial de exergía en el circuito de agua de enfriamiento (pérdidas de exergía):

$$\Delta Ex_{CO,EXT} = Q_{CO}(1 - T_o/T_{CO}) - m_{15}(Ex_{16} - Ex_{15}) \quad (4.17)$$

La **irreversibilidad interna** (circuito de refrigerante) es definida como la diferencia entre el cambio de exergía del fluido de trabajo (refrigerante o solución) y la exergía del flujo de calor  $Q_{CO}$ .

Balance parcial de exergía en el circuito de refrigerante (pérdidas de exergía):

$$\Delta Ex_{CO,INT} = m_7(Ex_7 - Ex_8) - Q_{CO}(1 - T_o/T_{CO}) \quad (4.18)$$

Las ecuaciones (4.17) y (4.18) son obtenidas aplicando la ecuación general (4.14) para el agua de enfriamiento y refrigerante respectivamente.

Balance global de exergía en el condensador:

$$\begin{aligned} \Delta Ex_{CO} &= \Delta Ex_{CO,EXT} + \Delta Ex_{CO,INT} \\ &= m_7(Ex_7 - Ex_8) + m_{15}(Ex_{15} - Ex_{16}) \end{aligned} \quad (4.19)$$

Para los demás componentes, los cambios de energía y exergía pueden ser obtenidos en una forma similar. En la Tabla 4.1 se resume el resto de las ecuaciones de los balances energéticos y exergéticos.

Las ecuaciones utilizadas para calcular los indicadores exérgicos de los diferentes equipos del sistema de absorción, se muestran en la Tabla 4.2.

### Propiedades de los fluidos

Las propiedades termodinámicas de la solución amoníaco/agua y amoníaco fueron obtenidas con el programa de propiedades termodinámicas desarrollado por Keith E. Herold en 1986, utilizando las correlaciones de **Ziegler y Trepp, 1984**, mientras que para

Tabla 4.1. Fórmulas utilizada en el cálculo de los cambios y pérdidas de exergía de los módulos del sistema de absorción.

COMPONENTES (MÓDULOS)	CAMBIO DE EXERGÍA DE: ACEITE TÉRMICO, AGUA DE ENFRÍAMIENTO, AGUA FRÍA. (W)	EXERGÍA DESTRUÍDA: IRREVERSIBILIDADES EXTERNAS AL FLUIDO DE TRABAJO. (W)	EXERGÍA DESTRUÍDA: IRREVERSIBILIDADES DEL FLUIDO DE TRABAJO. (REFRIG. O SOLUCIÓN) (W)	EXERGÍA DESTRUÍDA TOTAL POR COMPONENTE (IRREVERSIBILIDADES) (W)
GENERADOR - RECTIFICADOR.	$m_{19}(Ex_{19} - Ex_{20})$	$m_{19}(Ex_{19} - Ex_{20}) - Q_{GE}(1 - T_0/T_{GE})$	$m_3Ex_3 + Q_{GE}(1 - T_0/T_{GE}) - m_4Ex_4 - m_7Ex_7 - Q_{RE}(1 - T_0/T_{RE})$	$m_3Ex_3 - m_4Ex_4 - m_7Ex_7 + m_{19}(Ex_{19} - Ex_{20}) + m_{17}(Ex_{17} - Ex_{18})$
RECTIFICADOR	$m_{17}(Ex_{17} - Ex_{18})$	$m_{17}(Ex_{17} - Ex_{18}) + Q_{RE}(1 - T_0/T_{RE})$		
CONDENSADOR	$m_{15}(Ex_{15} - Ex_{16})$	$Q_{CO}(1 - T_0/T_{CO}) - m_{15}(Ex_{16} - Ex_{15})$	$m_7(Ex_7 - Ex_8) - Q_{CO}(1 - T_0/T_{CO})$	$m_7(Ex_7 - Ex_8) + m_{15}(Ex_{15} - Ex_{16})$
PREENFRÍADOR			$m_8(Ex_8 - Ex_9) + m_{11}(Ex_{11} - Ex_{12})$	$m_8(Ex_8 - Ex_9) + m_{11}(Ex_{11} - Ex_{12})$
EVAPORADOR	$m_{13}(Ex_{13} - Ex_{14})$ Efecto desecado.	$m_{13}(Ex_{13} - Ex_{14}) - Q_{EV}(1 - T_0/T_{EV})$	$m_{10}(Ex_{10} - Ex_{11}) + Q_{EV}(1 - T_0/T_{EV})$	$m_{10}(Ex_{10} - Ex_{11}) + m_{13}(Ex_{13} - Ex_{14})$
ABSORBEDOR	$m_{21}(Ex_{21} - Ex_{22})$	$m_{21}(Ex_{21} - Ex_{22}) + Q_{AB}(1 - T_0/T_{AB})$	$m_{12}Ex_{12} + m_6Ex_6 - m_1Ex_1 - Q_{AB}(1 - T_0/T_{AB})$	$M_{12}Ex_{12} + m_6Ex_6 - m_1Ex_1 + m_{21}(Ex_{21} - Ex_{22})$
ECONOMIZADOR			$m_2(Ex_2 - Ex_3) + m_4(Ex_4 - Ex_5)$	$m_2(Ex_2 - Ex_3) + m_4(Ex_4 - Ex_5)$
BOMBA DE SOLUCIÓN.	$m_1(Ex_2 - Ex_1)$			$m_1(Ex_1 - Ex_2) + m_1W_{BS}$
VAL.DE EXP.REFRIGER.			$m_9(Ex_9 - Ex_{10})$	$m_9(Ex_9 - Ex_{10})$
VAL.DE EXP.SOLUCIÓN.			$m_5(Ex_5 - Ex_6)$	$m_5(Ex_5 - Ex_6)$
<b>SISTEMA DE ABSORCIÓN (Pérdidas totales):</b>	Sumatoria	Sumatoria	Sumatoria	Sumatoria o fórmula general

Tabla 4.2. Formulas utilizadas para calcular los indicadores exérgicos de los diferentes módulos del sistema de absorción.

COMPONENTES (MÓDULOS)	EFICIENCIA $n = 1 - \frac{Irr}{\sum Ex_{entra}}$	EFFECTIVIDAD $\varepsilon = \frac{\Delta Ex_{Sumidero}}{\Delta Ex_{Fuente}} = 1 - \frac{Irr}{Ex_{ns}}$	RENDIMIENTO $R = 1 - \frac{Irr + Efl}{\sum Ex_{entra}}$	POTENCIAL DE MEJORAMIENTO $P.deM. = Irr(1 - \varepsilon) + Efl$
GENERADOR-RECTIFICADOR	$n_{G/R} = 1 - \frac{Irr_{G/R}}{m_3 Ex_3 + m_{19} Ex_{19} + m_{17} Ex_{17}}$	$\varepsilon_{G/R} = 1 - \frac{Irr_{G/R}}{m_{19} (Ex_{19} - Ex_{20}) + m_{17} (Ex_{17} - Ex_{18})}$	$R_{G/R} = 1 - \frac{(Irr_{G/R} + m_{17} Ex_{18})}{m_3 Ex_3 + m_{19} Ex_{19} + m_{17} Ex_{17}}$	$P.deM. = Irr_{G/R} (1 - \varepsilon_{G/R}) + Efl_{G/R}$
CONDENSADOR	$n = 1 - \frac{Irr_{CO}}{m_7 Ex_7 + m_{15} Ex_{15}}$	$\varepsilon = 1 - \frac{Irr_{CO}}{m_7 (Ex_7 - Ex_8)}$	$R = 1 - \frac{(Irr_{CO} + m_{15} Ex_{16})}{m_7 Ex_7 + m_{15} Ex_{15}}$	$P.deM. = Irr_{CO} (1 - \varepsilon_{CO}) + Efl_{CO}$
PREENFRIADOR	$n = 1 - \frac{Irr_{PRE}}{m_8 Ex_8 + m_{11} Ex_{11}}$	$\varepsilon = 1 - \frac{Irr_{PRE}}{m_{11} (Ex_{11} - Ex_{12})}$	$R = n$	$P.deM. = Irr_{PRE} (1 - \varepsilon_{PRE})$
EVAPORADOR	$n = 1 - \frac{Irr_{EV}}{m_{10} Ex_{10} + m_{13} Ex_{13}}$	$\varepsilon = 1 - \frac{Irr_{EV}}{m_{10} (Ex_{10} - Ex_{11})}$	$R = n$	$P.deM. = Irr_{EV} (1 - \varepsilon_{EV})$
ABSORBEDOR	$n = 1 - \frac{Irr_{AB}}{m_{12} Ex_{12} + m_6 Ex_6 + m_{21} Ex_{21}}$	$\varepsilon = 1 - \frac{Irr_{AB}}{m_{12} Ex_{12} + m_6 Ex_6 - m_1 Ex_1}$	$R = 1 - \frac{(Irr_{AB} + m_{21} Ex_{22})}{m_{12} Ex_{12} + m_6 Ex_6 + m_{21} Ex_{21}}$	$P.deM. = Irr_{AB} (1 - \varepsilon_{AB}) + Efl_{AB}$
ECONOMIZADOR	$n = 1 - \frac{Irr_{EC}}{m_4 Ex_4 + m_2 Ex_2}$	$\varepsilon = 1 - \frac{Irr_{EC}}{m_4 (Ex_4 - Ex_5)}$	$R = n$	$P.deM. = Irr_{EC} (1 - \varepsilon_{EC})$
BOMBA DE SOLUCIÓN	$n = 1 - \frac{Irr_{BS}}{m_1 Ex_1 + m_1 W_{BS}}$	$\varepsilon = 1 - \frac{Irr_{BS}}{m_1 W_{BS}}$	$R = n$	$P.deM. = Irr_{BS} (1 - \varepsilon_{BS})$
VALVULA DE EXPANSIÓN DE REFRIGERANTE	$n = 1 - \frac{Irr_{VER}}{m_9 Ex_9}$		$R = n$	$P.deM. = Irr_{VER} (1 - \varepsilon_{VER})$
VALVULA DE EXPANSIÓN DE SOLUCIÓN	$n = 1 - \frac{Irr_{VES}}{m_5 Ex_5}$		$R = n$	$P.deM. = Irr_{VES} (1 - \varepsilon_{VES})$
INDICADORES DEL SISTEMA DE ABSORCIÓN (Comportamiento global).	$n = 1 - \frac{Irr_{SIST}}{m_{19} Ex_{19} + m_{17} Ex_{17} + m_{15} Ex_{15} + m_{13} Ex_{13} + m_{21} Ex_{21} + m_1 W_{BS}}$	$\varepsilon = 1 - \frac{Irr_{SIST}}{m_{19} (Ex_{19} - Ex_{20}) + m_{17} (Ex_{17} - Ex_{18}) + m_{21} (Ex_{21} - Ex_{22}) + m_{15} (Ex_{15} - Ex_{16}) + m_1 W_{BS}}$	$R = 1 - \frac{(Irr_{SIST} + Efl_{G/R} + Efl_{CO} + Efl_{AB})}{m_{19} Ex_{19} + m_{17} Ex_{17} + m_{15} Ex_{15} + m_{13} Ex_{13} + m_{21} Ex_{21} + m_1 W_{BS}}$	$P.deM. = Irr_{SIST} (1 - \varepsilon_{SIST}) + Efl_{G/R} + Efl_{CO} + Efl_{AB}$

el agua y aceite térmico (mobiltherm 603) se utilizó el simulador **ASPEN PLUS** desarrollado por Aspen Technology, Inc. 1997, en dicho programa se selecciona la ecuación de estado de Redlich-Kwong-Soave (PSRK). La exergía fue calculada utilizando la entalpía ( $h_0$ ) y entropía ( $s_0$ ) evaluadas a las condiciones de referencia/ambiente de 25 °C y una atmósfera. Las propiedades de las diferentes corrientes del sistema se muestran en la Tabla 4.3.

#### 4.1.6 Análisis de resultados y detección de áreas de oportunidad

En la Tabla 4.4 se muestra un resumen de los resultados obtenidos al aplicar el método de análisis energético convencional en un sistema de refrigeración por absorción amoníaco-agua. En dicho análisis se puede observar que la energía suministrada al sistema en el generador, evaporador y bomba de solución es igual a la energía desechada en el absorbedor, condensador y rectificador. También se puede apreciar el nivel de integración energética interna que se tiene, que es de 18.29 kW.

Para analizar, evaluar y comparar este tipo de sistemas bajo los principios de la primera ley de la termodinámica, se utilizan dos tipos de indicadores, el coeficiente de operación o rendimiento (COP) y las relaciones de flujo másico. En este caso se tiene un COP en modo de enfriamiento de 0.535, lo cual significa que por cada unidad de energía suministrada al generador se retiran 0.535 unidades de energía del evaporador. Por su parte la relación de flujo (RF) de 6.35, significa que es necesario suministrar 6.35 unidades másicas de solución rica en amoníaco (fuerte) al generador para producir una unidad másica de refrigerante.

En la Tabla 4.5 y Figura 4.2, se presenta una atomización del comportamiento exérgico del sistema de absorción. Las pérdidas/destrucción de exergía de cada componente del sistema son calculadas utilizando las ecuaciones de la Tabla 4.1. Analizando la información, se observa cual es la distribución de las pérdidas exérgicas, encontrando fácilmente su magnitud, tipo y localización. Lo anterior permite realizar una discusión sobre las distintas alternativas y complejidad para reducir la destrucción de exergía, definiendo si las pérdidas pueden ser reducidas por medio de cambios en las **condiciones de operación** o por modificaciones en el **diseño del proceso** fomentando el desarrollo tecnológico.

Analizando los resultados de la atomización exérgica, en primer lugar se puede observar que el balance global de exergía es correcto, ya que, la suma de exergía que entrega el fluido de calentamiento al generador, el agua de enfriamiento al rectificador, condensador y absorbedor y la bomba de solución (**entradas**) es igual a la exergía que recibe el agua fría en el evaporador (**salidas**) más las pérdidas por irreversibilidad totales del sistema.

De la exergía total suministrada al sistema (5.67 kJ/s), el aceite térmico aporta el 95.0%, mientras que el agua de enfriamiento el 3.6% y la bomba de solución el restante 1.4%. El **92.2%** de la exergía suministrada se pierde por las irreversibilidades de los procesos o en términos de la efectividad solo se aprovecha el 7.8% de la exergía suministrada. El equipo con mayores pérdidas por irreversibilidad es el generador-rectificador con **32.6%** de las pérdidas totales, esto es debido a que involucra procesos de transferencia de calor y separación de una mezcla (destilación del amoníaco), luego le sigue el evaporador con **28.2%**, el cual involucra un proceso de transferencia de calor con cambio de fase, posteriormente se tiene al absorbedor con **15.0%**, efectuando procesos de transferencia de calor y mezclado de corrientes (absorción), en el mismo orden se tiene al economizador con **13.0%**, donde se realiza un intercambio de calor entre la solución débil

Tabla 4.3. Propiedades termodinámicas de las corrientes del sistema de absorción.

Numero de Corriente	Fase	T (°C)	P (bar)	x ó y (kg NH <sub>3</sub> /kg sol.)	Flujo (x10 <sup>3</sup> kg/s)	h (kJ/kg)	h <sub>o</sub> (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	s <sub>o</sub> (kJ/kg K)	Ex = h-h <sub>o</sub> -T <sub>o</sub> (s-s <sub>o</sub> ) (kJ/kg)
1	L	26.1	2.1	0.408	58.17	-123.5	102.2	0.2047	0.9822	6.144
2	L	26.1	13.8	0.408	58.17	-122.4	102.2	0.2037	0.9822	7.506
3	L	93.3	13.8	0.408	58.17	186.9	102.2	1.1378	0.9822	38.386
4	L	115.5	13.8	0.298	49.00	318.8	-97.1	1.4432	0.2254	52.800
5	L	36.1	13.8	0.298	49.00	-43.6	-97.1	0.3971	0.2254	2.258
6	L	36.1	2.1	0.298	49.00	-44.6	-97.1	0.3981	0.2254	0.950
7	V	54.5	13.8	0.996	9.17	1349.9	1350.5	4.4077	5.6327	364.646
8	L	36.1	13.8	0.996	9.17	168.6	1350.5	0.5998	5.6327	318.718
9	L	30.0	13.8	0.996	9.17	138.8	1350.5	0.5024	5.6327	317.934
10	L/V	-17.7	2.1	0.996	9.17	20.7	1350.5	0.1074	5.6327	317.614
11	L/V	4.4	2.1	0.996	9.17	1277.8	1350.5	5.0250	5.6327	108.541
12	V	13.8	2.1	0.996	9.17	1318.0	1350.5	5.1660	5.6327	106.651
13	Agua	16.0	1.5		419.17	67.2	104.9	0.2412	0.3699	0.685
14	Agua	10.0	1.5		419.17	41.9	104.9	0.1531	0.3699	1.744
15	Agua	20.0	1.5		431.83	83.9	104.9	0.2989	0.3699	0.227
16	Agua	26.0	1.5		431.83	109.1	104.9	0.3839	0.3699	0.057
17	Agua	20.0	1.5		102.33	83.9	104.9	0.2989	0.3699	0.227
18	Agua	26.0	1.5		102.33	109.1	104.9	0.3839	0.3699	0.057
19	Aceite	130.0	1.5		883.33	-84.0	-310.4	0.1000	-0.5470	33.507
20	Aceite	120.0	1.5		883.33	-107.4	-310.4	0.0420	-0.5470	27.407
21	Agua	20.0	1.5		673.50	83.9	104.9	0.2989	0.3699	0.227
22	Agua	26.0	1.5		673.50	109.1	104.9	0.3839	0.3699	0.057

Tabla 4.4. Resumen de resultados del análisis energético por primera ley del sistema.

COMPONENTES (Módulos)	FORMULAS UTILIZADAS	GANANCIAS (kW)	PÉRDIDAS (kW)	INTEGRACIÓN ENER. INTERNA (kW)
GENERADOR	$Q_{GE} = 1.15*(Q_{GE}-Q_{RE}) = 1.15*(m_4h_4 + m_7h_7 - m_3h_3)$	19.71		
RECTIFICADOR	$Q_{RE} = Q_{GE} - Q_{neto}$		2.57	
ECONOMIZADOR	$Q_{EC} = m_2(h_3 - h_2) = m_4(h_4 - h_5)$			18.02
ABSORBEDOR	$Q_{AB} = m_{12}h_{12} + m_6h_6 - m_1h_1 = m_{19}(h_{20} - h_{19})$		16.91	
BOMBA DE SOL.	$W = (m_1(h_2 - h_1))/\eta$	0.08		
CONDENSADOR	$Q_{CO} = m_7(h_7 - h_8) = m_{15}(h_{16} - h_{15})$		10.84	
PREENFRIADOR	$Q_{PRE} = m_8(h_8 - h_9) = m_{11}(h_{12} - h_{11})$			0.27
EVAPORADOR	$Q_{EV} = m_{10}(h_{11} - h_{10})$	10.55		
<b>TOTAL:</b>	<b>CICLO</b>	<b>30.34</b>	<b>30.32</b>	<b>18.29</b>
Indicadores del Comportamiento Energético:	$COP_E = Q_{EV}/Q_{GE}$ $COP_{E,T} = Q_{EV}/(Q_{GE} + W_{BS})$ $COP_C = (Q_{CO} + Q_{AB} + Q_{RE})/Q_{GE}$	0.535 0.533 1.538		Modo de enfriamiento. Incluyendo motor eléctrico. Modo de calentamiento.
	<b>RELACIONES DE FLUJO MÁSSICO</b>			
	Relación de circulación ( $RC = m_4/m_7$ )		Relación de flujo ( $RF = m_3/m_7$ )	
CICLO BASICO	5.35		6.35	

Tabla 4.5. Resultado del análisis por segunda ley para el ciclo de absorción.

COMPONENTES (MÓDULOS)	CAMBIO DE EXERGIA DE: AC. TÉRMICO AGUA DE ENF. AGUA FRÍA. (W)	EXERGIA DESTRUIDA: IRREVERSIB. EXTERNAS. (W)	EXERGIA DESTRUIDA: IRREVERSIB. EN REFRIGERANTE O SOLUCIÓN (W)	EXERGIA DESTRUIDA TOTAL POR COMPONENTE (IRREVERSIBILIDADES) (W)	PÉRDIDAS TOTALES (%)
GENERADOR - RECT.	5389.00	438.17	1267.02	1705.30	32.59
RECTIFICADOR	17.47	0.10			
CONDENSADOR	73.65	0.45	494.68	495.13	9.46
PREENFRIADOR			24.53	24.53	0.47
EVAPORADOR	-443.75	-1.42	1476.33	1474.90	28.19
ABSORBEDOR	114.88	0.70	781.75	782.45	14.96
ECONOMIZADOR			681.13	681.13	13.02
BOMBA DE SOL.	79.32			1.43	0.03
VAL. DE EXP. REF.			2.93	2.93	0.06
VAL. DE EXP. SOL.			64.17	64.17	1.23
<b>SISTEMA DE ABSORCIÓN (global):</b>		<b>438.00</b>	<b>4792.54</b>	<b>5231.97</b>	<b>100.00</b>
<b>EXERGIA QUE ENTRADA AL SISTEMA:</b>		<b>EXERGIA QUE SALE Y PÉRDIDAS POR IRREVERSIBILIDAD:</b>			
CAMBIO DE EXERGIA DEL FLUIDO DE CALENTAMIENTO		5389.0	TOTAL IRREVERSIBILIDADES EXT. AL CICLO	438.0	
BOMBA DE SOLUCIÓN		79.3	TOTAL IRREVERSIBILIDADES INT. DEL CICLO	4792.5	
TOTAL DE EXERGIA ENTREGADA POR EL AGUA DE ENFRIAMIENTO		206.0	CAMBIO DE EXERGÍA DEL AGUA FRÍA	443.8	
<b>TOTAL</b>		<b>5674.3</b>	<b>TOTAL</b>	<b>5674.3</b>	
PÉRDIDAS POR EFLUENTES EN EL GENERADOR-RECT.			$E_{fl_{G/R}}$	5.82	
PÉRDIDAS POR EFLUENTES EN EL CONDENSADOR			$E_{fl_{CO}}$	24.53	
PÉRDIDAS POR EFLUENTES EN EL ABSORBEDOR			$E_{fl_{AB}}$	38.27	
<b>PÉRDIDAS TOTALES DE EXERGÍA POR EFLUENTES EN EL SISTEMA:</b>				<b>68.62</b>	

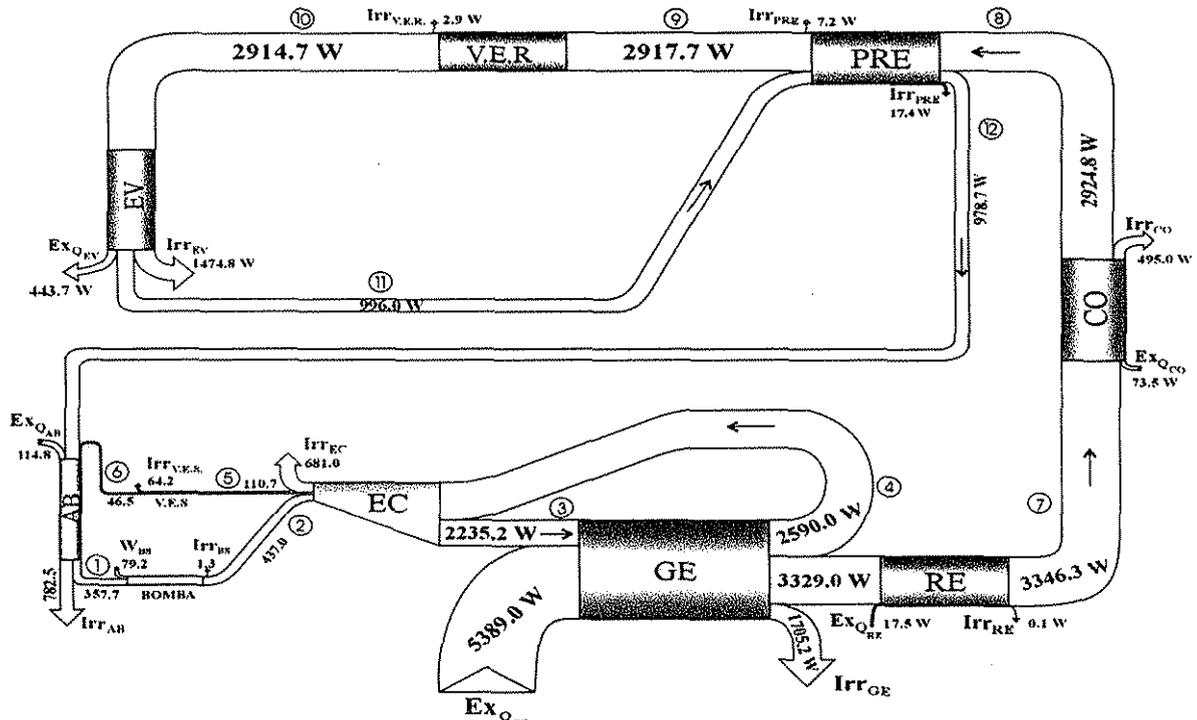


Figura 4.2. Distribución de los flujos exérgicos en el sistema de refrigeración por absorción.

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

y fuerte, luego se tiene al condensador con 9.5% cuyo proceso consiste en transferencia de calor con cambio de fase, por último se tiene el resto de los equipos representando el 1.7% de las pérdidas totales.

Otro punto que conviene resaltar es que las pérdidas por irreversibilidad más importantes ocurren en el circuito de refrigerante/solución siendo de 4792.5 W, mientras que en los circuitos externos (aceite térmico, agua de enfriamiento y agua fría) resultó de 438.0 W, teniendo en cuenta que la corriente de agua fría gana exergía a pesar de perder calor.

La atomización del comportamiento exérgico del sistema y su representación gráfica en el diagrama de distribución, proporcionan información muy valiosa para analizar un proceso, sin embargo, para comparar los diferentes equipos entre sí y el sistema con otros sistemas, es necesario determinar los indicadores exérgicos. Se debe tener presente que el propósito es maximizar la eficiencia, efectividad, rendimiento y COP exérgico, mientras que las pérdidas de exergía por irreversibilidad y por efluentes y el potencial de mejoramiento deben ser minimizados.

Antes de iniciar el análisis del sistema utilizando los indicadores exérgicos es conveniente comentar algunas características particulares del mismo. En los sistemas de refrigeración se tienen corrientes y equipos que operan en condiciones por arriba y por abajo del punto de referencia (ambiente de los alrededores), esto da como resultado comportamientos del sistema no convencionales, afectando principalmente la efectividad, ya que dada su definición puede resultar superior al 100% o valores negativos y afectar el potencial de mejoramiento, el cual presenta valores ilógicos, como se puede observar en los resultados del absorbedor, pre-enfriador y condensador mostrados en la Tabla 4.6.

En los procesos que son operados en condiciones por arriba del ambiente que los rodea, una corriente al ceder calor disminuye su contenido exérgico, ya que su temperatura también disminuye y se acerca a las condiciones del ambiente, esto se puede considerar como lo normal en dichos procesos. Pero en los procesos de refrigeración se tienen corrientes y equipos con temperatura de operación inferiores a las del ambiente y cuando ceden calor incrementan su exergía, ya que, la temperatura disminuye y se aleja de las condiciones de referencia, esto se puede apreciar en la corriente de agua fría del evaporador. Por su parte, en el mismo equipo, el refrigerante (amoníaco) al recibir calor del agua disminuye su exergía, puesto que, tiende a aproximarse a las condiciones de referencia (estas corrientes tienen un comportamiento contrario al normal).

También se presentan casos donde tanto la corriente que cede calor como la que lo recibe disminuyen su contenido exérgico, esto se puede apreciar en los resultados obtenidos en el condensador, pre-enfriador y absorbedor.

En otras palabras, en este tipo de sistemas se tienen corrientes que al recibir calor aumentan su contenido exérgico y al cederlo disminuye, corrientes con un comportamiento contrario al anterior (al recibir calor disminuyen su exergía y al cederlo aumenta) y corrientes con un comportamiento mixto. Estas últimas son aquellas corrientes que al recibir o ceder calor atraviesan el estado de referencia, dicho de otra forma, son las corrientes que al recibir o ceder calor llegan a un estado de cero exergía y como continúan recibiendo o cediendo calor pasan de nuevo a un estado de desequilibrio, pero ahora por arriba o por abajo del punto de referencia. Un ejemplo de este tipo de corrientes es el agua de enfriamiento del rectificador, donde cambia de 20 a 26 °C al recibir calor (la referencia es 25 °C). En los equipos de sistemas de refrigeración, incluso se pueden tener combinaciones de estos tipos de corrientes y pueden dar como resultado indicadores

exérgicos aparentemente ilógicos, principalmente la efectividad y el potencial de mejoramiento, ya que en los casos donde no se tiene una fuente y un sumidero de exergia, y las dos corrientes disminuyen su contenido exérgico, la definición de exergia neta suministrada y exergia neta producida no se aplican.

La Tabla 4.6, resume los resultados de los cálculos de los diferentes indicadores exérgicos para cada uno de los equipos y el comportamiento global del sistema.

Al analizar los resultados, se puede apreciar que de acuerdo con la eficiencia y rendimiento, los equipos con mayores posibilidades de ser mejorados, son en orden de importancia el absorbedor, evaporador, economizador, condensador y generador-rectificador, ahora, si se fusionan estos criterios con los obtenidos a partir de las pérdidas exérgicas en cada equipo y la efectividad, se puede concluir que los equipos que son susceptibles de ser mejorados son el generador-rectificador, evaporador, absorbedor, economizador y condensador. Los indicadores del comportamiento global del sistema, como la efectividad con 7.8% y el coeficiente de operación exérgico en 8.8%, muestran que este sistema tiene un gran potencial de mejoramiento o muchas áreas de oportunidad que deben ser evaluadas con criterios que incluyan la cantidad y calidad de la energía.

Habiendo determinado los equipos del sistema donde se pueden obtener los máximos beneficios, el siguiente paso es realizar un análisis de los parámetros involucrados en el comportamiento y la relación eficacia/costo global de diferentes configuraciones del sistema, diferentes tipos de equipos y varios métodos de operación, antes de seleccionar el diseño final y las condiciones de operación del nuevo sistema de absorción.

La reducción de las pérdidas por irreversibilidad puede verse limitada por la tecnología existente, pero surge una pregunta, ¿se debe enfocar los esfuerzos en investigación y desarrollo para obtener una tecnología con mayor eficiencia en el uso de la energía? Si se ven ejemplos como el de Alemania y Japón, se pensaría que sí es una buena inversión.

Las pérdidas de exergia se disminuyen cuando se hacen coincidir los niveles de calidad de las fuentes de energía (aceite térmico) del sistema con las condiciones de operación del mismo. Los sistemas de refrigeración por absorción pueden lograr una mayor coincidencia en los niveles de energía, cuando son diseñados para operar con energía de baja calidad, tal como el calor de desecho o calor de un sistema de captación solar.

**Tabla 4.6 Indicadores exérgicos de los diferentes equipos del sistema de absorción.**

COMPONENTES (MÓDULOS)	EFICIENCIA $\eta = 1 - \frac{Irr}{\sum Ex_{entra}}$	EFFECTIVIDAD $\varepsilon = \frac{\Delta Ex_{Sumidero}}{\Delta Ex_{Fuente}}$	RENDIMIENTO $R = 1 - \frac{Irr + Efl}{\sum Ex_{entra}}$	POTENCIAL DE MEJORAMIENTO $P.deM. = Irr(1 - \varepsilon) + Efl$
GENERADOR-RECT.	94.65	68.46	94.63	543.67
CONDENSADOR	85.63	-17.48	84.91	606.17
PREENFRIADOR	99.37	-41.49	99.37	34.67
EVAPORADOR	53.94	23.13	53.94	1133.83
ABSORBEDOR	33.61	-17.21	30.36	955.33
ECONOMIZADOR	77.50	72.53	77.50	187.17
BOMBA DE SOLUCIÓN	99.67	98.22	99.67	0.025
VÁLVULA DE EXP. REF.	99.90		99.90	3.00
VÁLVULA DE EXP. SOL.	42.07		42.07	64.17
SISTEMA DE ABSORCIÓN.	<b>82.70</b>	<b>7.82</b>	<b>82.47</b>	<b>4891.50</b>
COEFICIENTE DE OPERACIÓN EXERGICO (EXCOP) DEL SISTEMA:				<b>0.088</b>

En todos los componentes que son susceptibles de mejoramiento, se tienen involucrados procesos de transferencia de calor, por lo tanto, es conveniente hacer una discusión de las variables de operación y parámetros de diseño involucrados en dichos procesos.

En un intercambiador de calor, entre más grande sea la diferencia de temperaturas ( $\Delta T$ ) entre las corrientes, mayor serán las pérdidas de exergía debidas a la transferencia de calor. La destrucción de exergía puede ser debida al tipo de diseño y/o las condiciones de operación del intercambiador de calor.

Para un flujo de calor dado, si se quiere disminuir el  $\Delta T$  y tener menos pérdidas exérgicas se puede aumentar el flujo másico de las corrientes, aunque es bien sabido que se incrementará la caída de presión en las corrientes del fluido. Sin embargo, en muchos casos el incremento en el consumo de energía de la bomba que se utiliza para mover el fluido, resulta en solamente un pequeño incremento en las pérdidas de exergía, comparadas con el beneficio por reducir la diferencia de temperaturas en las corrientes. **Bejan, (1978)**, hace una discusión muy completa con relación a la transferencia de calor irreversible y la caída de presión.

Otra forma de reducir la diferencia de temperaturas en el intercambiador de calor y con ello la destrucción de exergía, es incrementando el área de transferencia de calor. Esto se puede lograr con los nuevos diseños de intercambiadores de calor compactos de alta eficiencia, los cuales utilizan superficies extendidas.

Modificando las condiciones de operación del ciclo, se puede disminuir la destrucción de exergía, por ejemplo al operar el condensador a una temperatura menor como resultado de bajar la presión en la zona de alta, no solo se disminuyen sus irreversibilidades por transferencia de calor, sino que también, al tener menos presión en el generador se puede liberar más vapor de amoníaco de la solución y producir más refrigerante por unidad másica de solución alimentada al generador (se modifican las relaciones de flujo másico). Al incrementar la temperatura del generador se tiene el mismo efecto, se produce una mayor cantidad de refrigerante por unidad másica de solución alimentada y al regresar la solución al absorbedor con menos amoníaco, se tendrá una mayor capacidad de absorción y se liberará más calor, el cual puede ser aprovechado transfiriendo calor de la parte más caliente del absorbedor a la parte más fría del generador (efecto GAX).

Al aumentar la temperatura del generador, se requiere una fuente de energía con mayor calidad y esto puede incrementar las irreversibilidades por transferencia de calor, pero se debe buscar la mayor coincidencia posible entre la fuente de energía y las condiciones de operación del sistema, teniendo presente que al aumentar la temperatura del generador, también se puede tener una mayor integración energética interna.

Si se incrementa la presión y se disminuye la temperatura en el absorbedor, se puede absorber una mayor cantidad de refrigerante por unidad másica de absorbente, así la solución que sale del absorbedor, llevará una mayor concentración y se requerirá menos solución para producir la misma cantidad de refrigerante en el generador (se disminuye las relaciones de flujo másico). Como se puede apreciar los equipos más ineficientes, están muy interrelacionados y si se modifican las condiciones de operación de uno automáticamente repercute en los otros. Al modificar las condiciones de operación debemos tener presente, el no afectar el efecto frigorífico del sistema.

Las irreversibilidades más significativas en el generador, ocurren durante el proceso de transferencia de calor y éstas pueden ser reducidas efectuando una mejor aproximación

entre las temperaturas del aceite térmico y la solución. Las restantes irreversibilidades internas del generador resultan de calentar la solución subenfriada proveniente del absorbedor hasta llegar a la temperatura de equilibrio. Esta destrucción de exergía puede ser reducida disminuyendo la relación de flujo (RF) y utilizando un economizador más eficiente o por medio de una mayor integración energética interna al dividir el generador en secciones y modificar las condiciones de operación como lo propone **Altenkirch (1913)**. Al operar en condiciones de efecto GAX la solución entra en estado de saturación al generador (cero subenfriamiento de la solución).

Las irreversibilidades internas en el absorbedor son resultado de la alta temperatura con la que entra la solución proveniente del economizador y al calor desechado al agua de enfriamiento a relativamente baja temperatura. También durante el proceso de absorción el potencial químico del vapor de amoníaco es más grande que el del amoníaco que se encuentra presente en la solución **Aphornratana et al., (1995)**. Las irreversibilidades del absorbedor pueden ser reducidas de la misma forma que en el generador, disminuyendo la RF y utilizando un intercambiador de calor de la solución más eficiente o con una mayor integración energética interna por medio del efecto GAX.

La relación de flujo es baja cuando el sistema es operado a alta temperatura en el generador y evaporador, o a baja temperatura en el absorbedor y condensador. Al reducir la relación másica de flujo e incrementar la eficiencia del economizador se disminuye el calor requerido en el generador y las necesidades de enfriamiento en el absorbedor junto con su irreversibilidad interna, de esta forma se mejora el comportamiento del ciclo, como se puede observar en los nuevos ciclos avanzados: Ciclo GAX, ciclo ENGAX, ciclo multi GAX, ciclo VX-GAX, ciclo de dos etapas GAX, ciclo Poli ramificado GAX, entre otros, la relación de flujo puede ser hasta un 62% menor y al dividir el generador y absorbedor en tres secciones se tiene una mayor integración energética interna, esta acción es equivalente a mejorar el economizador, **Velázquez y Best, (2000)**.

De acuerdo con los estudios realizados por **Best, et al., (1993)**, y **Aphornratana, et al., (1995)**, al incrementar la temperatura del evaporador o reducir la temperatura del condensador no solamente se reducen sus irreversibilidades de transferencia de calor, también se reduce la relación de flujo y así la irreversibilidad interna en el generador y absorbedor. La irreversibilidad interna en el condensador, es resultado del grado de sobrecalentamiento del vapor de amoníaco que proviene del generador y al calor desechado al agua de enfriamiento a una temperatura relativamente baja. Otra forma de reducir las irreversibilidades en el condensador es recuperando el calor de condensación en una segunda o tercera etapa de generación, como se hace en los ciclos de múltiple efecto.

Al analizar los resultados y proponer formas para disminuir la destrucción de exergía, se generaron las ideas que dieron origen al ciclo de absorción solar-GAX propuesto en este proyecto.

## 4.2 SISTEMA DE ABSORCIÓN AVANZADO PROPUESTO

En esta sección se presenta el acoplamiento de las fuentes de energía gas natural-energía solar y la descripción del ciclo solar-GAX propuesto.

### 4.2.1 Factores que incidieron en la generación de la propuesta

En este proyecto se parte de la base de que es necesario desarrollar un sistema de absorción para el acondicionamiento de espacios, que reúna las siguientes características:

- Tener una alta eficiencia energética, para que se traduzca en un bajo costo de operación del sistema.
- Utilizar el mínimo de equipos, buscando el menor costo de la unidad para que la inversión inicial se ajuste a la competencia del mercado residencial.
- Bajo costo de mantenimiento y una larga vida útil de la unidad.
- Unidades pequeñas con gran capacidad de enfriamiento y sin riesgos de operación.
- El fluido de trabajo debe ser seguro, no corrosivo, manejable, barato, estable, con propiedades térmicas adecuadas, no tóxico, ni irritante, etc..
- La unidad debe provocar el mínimo de efectos secundarios al ambiente.

Si el sistema logra reunir estas características, tendrá una alta posibilidad de tener éxito comercial y se estará contribuyendo en la solución de la problemática anteriormente descrita.

En la toma de la decisión para el diseño y construcción de la planta piloto se utilizaron los siguientes criterios.

#### **REQUERIMIENTOS GEOMÉTRICOS DEL EQUIPO:**

- Que permita el retiro de calor con agua y aire.
- Que permita acoplar los equipos y obtener una unidad más compacta.
- Posibilidades de utilizar tubos aletados o superficies mejoradas (extendidas).
- Que permita el intercambio de calor interno (seccionar en partes).

#### **EFICIENCIA DE INTERCAMBIO DE CALOR Y MASA:**

- Corrientes en contra flujo o flujo cruzado.
- Contacto íntimo vapor-líquido.
- Estabilidad o permanencia.
- Altos coeficientes de transferencia de calor y masa.

#### **EXPERIENCIA EN LA TECNOLOGÍA:**

- Comportamiento / caracterización de los equipos.
- Metodología de diseño, construcción, operación y estabilidad.
- Recomendaciones de la bibliografía.
- Líneas de investigación CIE o UABC.

#### **OTROS:**

- Sin consumo de energía adicional o equipo de bombeo.
- Construcción y operación no complicada del equipo.
- Que sea posible su fabricación en México.

### 4.2.2 Fuente de energía primaria

La energía motriz del sistema de absorción propuesto, se obtiene de una fuente híbrida gas natural-solar. Se propone un arreglo del ciclo GAX tal que, al variar la demanda en capacidad de la unidad, se permita en primer lugar dar prioridad a la integración energética interna, posteriormente al suministro de energía solar y por último se complementa con el gas natural. De esta manera se pretende obtener una operación más económica del sistema, teniendo presente que un calentamiento externo de más alta temperatura propicia una mayor integración energética interna en este tipo de ciclos.

El sistema de captación solar que se contempla en este proyecto, utiliza las tecnologías de captación solar de tubos evacuados y concentradores parabólicos compuestos. Un esquema del arreglo de acoplamiento de las energías se presenta en la Figura 4.3.

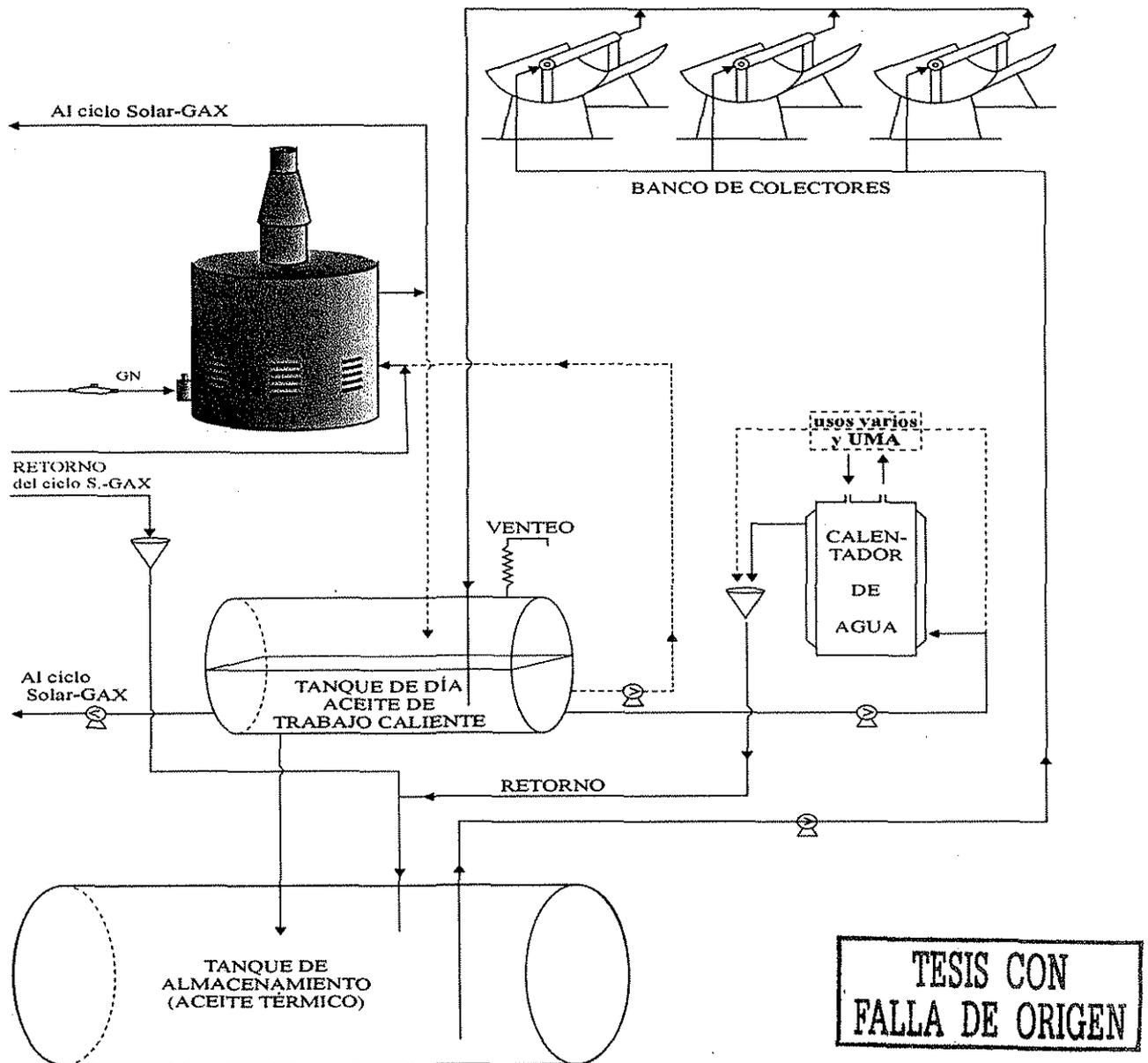


Figura 4.3. Subsistema de energía primaria del ciclo solar-GAX

### 4.2.3 Descripción y ventajas del Ciclo Solar-GAX

El sistema de absorción propuesto para el acondicionamiento de espacios del sector residencial es mostrado esquemáticamente en las Figuras 4.4, 4.5 y 4.6. Esta unidad utiliza como fluidos de trabajo  $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ , tiene una capacidad de 10.6 kW de enfriamiento y está compuesta por seis equipos principales, dos menos que el ciclo básico de una sola etapa: Generador, rectificador, condensador, pre-enfriador, evaporador, absorbedor, dos válvulas de expansión y una bomba de solución. Se eliminó el economizador y la torre de enfriamiento.

Para obtener una unidad más compacta, eficiente y con menos costo de equipo, el rectificador fue incorporado al generador formando la columna Generador-Rectificador y la sección más fría del generador (GAX-generador) se integró al absorbedor para formar la columna Absorbedor-GAX. Al integrar el GAX-generador al absorbedor, se elimina la bomba, el circuito de tuberías y el sistema de control del fluido de transferencia de calor externo.

El generador y absorbedor son divididos en secciones, para obtener una mayor integración energética interna y de esta manera disminuir los requerimientos de calentamiento externo en el generador y las necesidades de servicios de enfriamiento externo en el absorbedor.

Se propone una configuración del sistema de absorción, que permite la incorporación de una fuente de energía híbrida gas natural-solar. Las fuentes de energía como no están intermezcladas pueden manejarse en forma independiente. Con lo anterior evitamos que se afecte la eficiencia del SCS.

Otra característica importante del sistema, es que utiliza aire como medio de enfriamiento del absorbedor, condensador y rectificador, en lugar de agua de una costosa torre de enfriamiento. Se considera que la torre de enfriamiento no es práctica, ni económicamente viable para estas pequeñas máquinas. Al enfriar con aire se reduce el costo de mantenimiento (limpieza mecánica y química), costo de operación (químicos; cloro y antiincrustante) y el espacio requerido por la unidad. Lo anterior tiende a compensar el decaimiento en la eficiencia del sistema provocado por el enfriamiento con aire.

El sistema de absorción Solar-GAX puede trabajar en modo de enfriamiento en verano y calentamiento en invierno, si se le adapta un circuito de tuberías o ductos de aire.

Antes de realizar la descripción operativa del ciclo, es conveniente analizar algunos aspectos importantes de la integración energética interna y comportamiento del sistema.

De acuerdo con el estudio realizado a los ciclos de absorción avanzados y a lo reportado en artículos de revistas especializadas, **Scharfe et al. (1986)**, **Carmody (1993)** y **Garimella (1994)**, entre otros, la principal característica de un ciclo como el propuesto, es que la gran diferencia de concentración entre la solución débil y la solución fuerte, trae asociado un traslape parcial de los intervalos de temperatura del absorbedor y generador, lo cual significa que la sección del absorbedor con temperatura más alta, puede calentar a la sección del generador con temperatura más baja. Con lo anterior se reduce la cantidad de calor externo de alta temperatura requerido para operar el ciclo.

De lo anterior se deduce que entre mayor sea el traslape de temperaturas entre absorbedor y generador mayor será el potencial del ciclo propuesto. Se espera que entre más alta sea la temperatura de la fuente de calor externo, se liberará una mayor cantidad de refrigerante de la solución y en consecuencia provocará que al ingresar al absorbedor dicha solución, tenga una mayor capacidad de absorción, por estar más lejos del punto de

saturación y por lo tanto, al absorber más refrigerante amoníaco se generará una mayor cantidad de calor de condensación y dilución y con más calidad energética, que puede ser utilizado fácilmente en el generador.

El proceso de precalentamiento y pre-enfriamiento de la solución fuerte y débil respectivamente se realiza de la siguiente forma: Al salir la solución fría del absorbedor es de nuevo introducida a la parte media del mismo absorbedor para que a través de la pared de las tuberías aletadas reciba el calor de absorción de esta sección del absorbedor y se precaliente antes de entrar al generador. Por su parte la solución caliente que sale del generador, es de nuevo introducida a la sección media del mismo generador donde a través de la pared de los tubos aletados cederá calor a la solución, enfriándose antes de entrar al absorbedor. En consecuencia se tienen menos pérdidas por irreversibilidad y se requerirán menos servicios de enfriamiento y calentamiento externo del sistema.

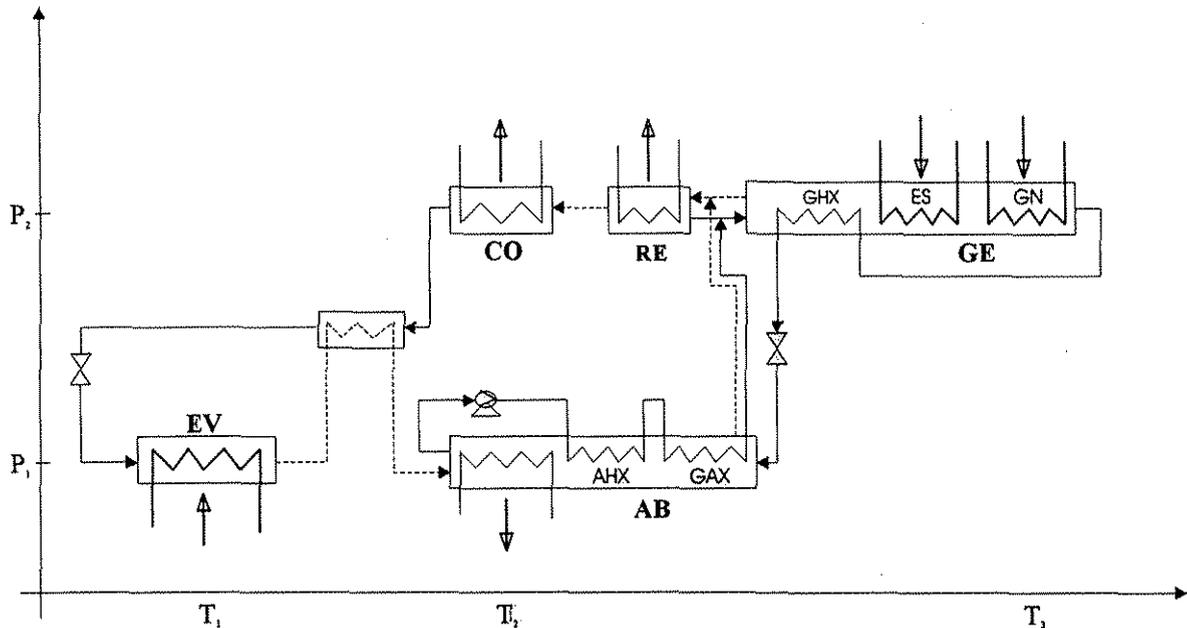


Figura 4.4 Diagrama esquemático de los componentes del Ciclo Solar-GAX.

#### 4.2.4 Descripción operativa

Para explicar el funcionamiento del sistema de absorción avanzado, se utilizarán las Figuras 4.5 y 4.6. Iniciando con el vapor de refrigerante cuando sale del rectificador en el estado 15. Se trata entonces de vapor de amoníaco saturado con alta pureza, a la presión alta del sistema. El refrigerante al ser enfriado en el condensador se condensa y sale como líquido saturado, estado 16; Luego es subenfriado en el pre-enfriador (estado 17) y posteriormente pasa a un proceso de expansión en una válvula de estrangulamiento, donde la presión es reducida, dando como resultado un fluido frío en dos fases (mezcla vapor líquido), estado 18. El refrigerante entra al evaporador, donde al recibir calor del agua a enfriar, termina de convertirse en vapor, produciendo el efecto frigorífico deseado y sale en forma de vapor saturado en el estado 21 o en algunos casos con un poco de líquido, este líquido que es en mayor proporción agua, se termina de evaporar en el pre-enfriador, saliendo en el estado 22. El vapor relativamente frío entra luego a la columna absorbedor-

GAX por la parte inferior, donde es condensado y absorbido en tres diferentes etapas por medio de una solución acuosa caliente. La reacción de disolución del amoníaco es exotérmica, de modo que se deben colocar equipos con intercambio de calor en el absorbedor con el fin de enfriar dicha solución caliente, mejorando así su capacidad de absorción al retirar la entalpía de condensación y el calor de reacción. Lo anterior se logra por medio de aire de enfriamiento y la utilización de la misma solución fría que deja el absorbedor, como se puede observar en las Figuras 4.5 y 4.6.

La solución acuosa con alto porcentaje de amoníaco en agua (solución fuerte), sale de la columna absorbedor-GAX en el estado 23 y entra en la bomba, de donde sale a la presión alta del sistema, estado 24. Luego es introducida de nuevo a la sección media de la columna (AHX), donde enfría o recibe calor del absorbedor, saliendo en el estado 28, 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), sale en el estado 7, 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 (estado 11) y entran al generador en el estado 10, en 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 en el estado 1, Posteriormente la solución caliente se introduce de nuevo a la columna para que caliente la sección GHX del generador, saliendo en el estado 6, luego reduce su presión al pasar por una válvula, para salir en el estado 31. 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 en el estado 12, pasando a la cámara de separación en donde se une con la fase vapor proveniente de la columna absorbedor-GAX, resultando en el estado 13. 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, saliendo después amoníaco de alta pureza en el estado 15. De esta manera se completa la operación del ciclo.

Para realizar el estudio energético integral del ciclo de absorción se asumen las siguientes condiciones:

- El sistema de absorción opera en el estado estable.
- Las soluciones amoníaco agua se encuentran en equilibrio.
- La alta presión del sistema, es la presión de saturación correspondiente a la temperatura del refrigerante a la salida del condensador y es igual a la presión en el generador.
- La baja presión en el sistema, es la presión de saturación correspondiente a la temperatura del refrigerante (amoníaco) en la salida del evaporador, y es igual a la presión en el absorbedor, ( $P_{EV} = P_{AB}$ ).
- El proceso de expansión de los fluidos al pasar por las válvulas del sistema se considera isoentalpicos. Fuera de lo especificado el sistema se considera adiabático.
- Los equipos; generador, condensador, evaporador y absorbedor trabajan en condiciones de saturación y la caída de presión en los equipos y tuberías es despreciable.

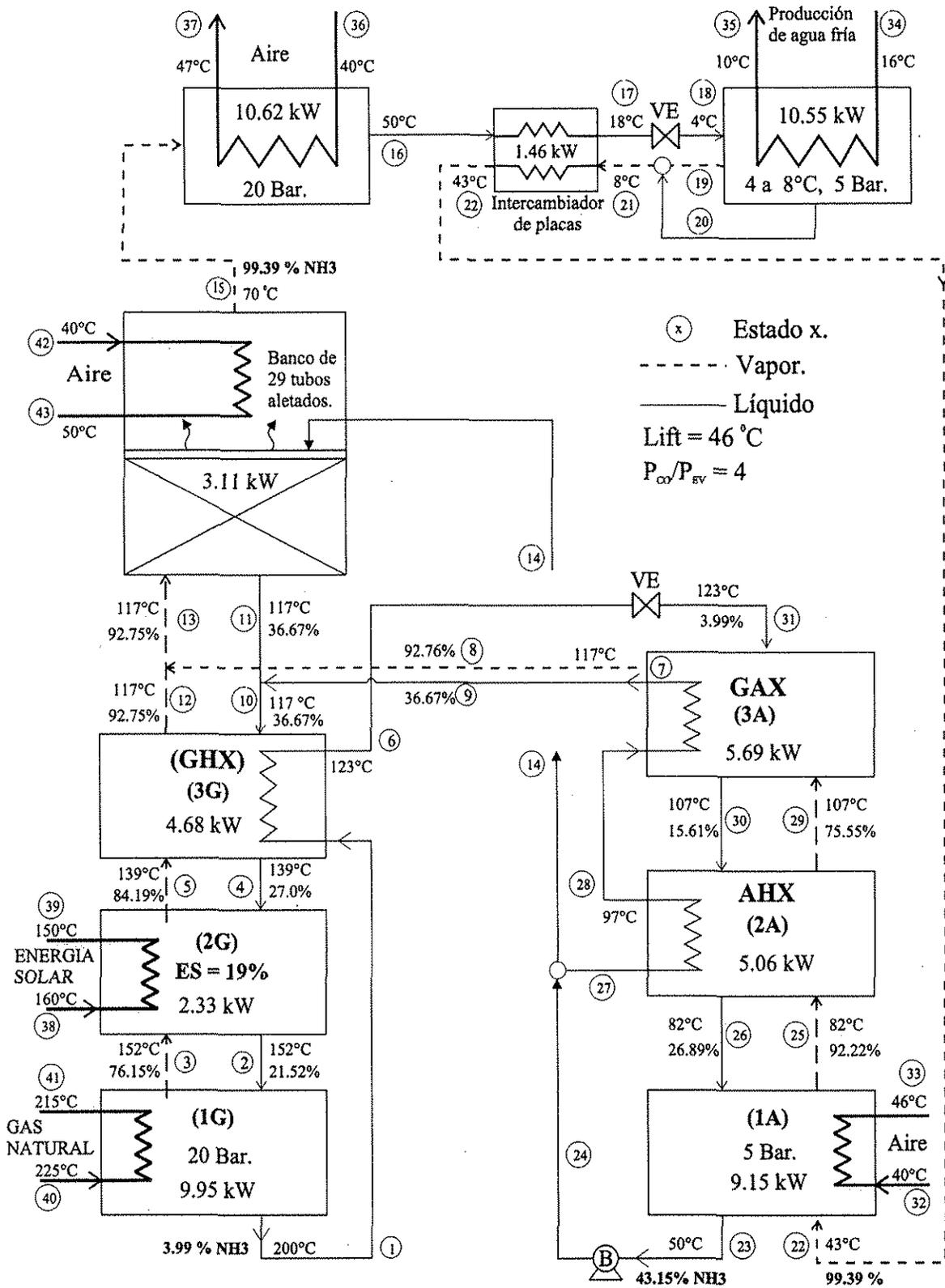


Figura 4.5. Diagrama de bloques del Ciclo Solar-GAX.

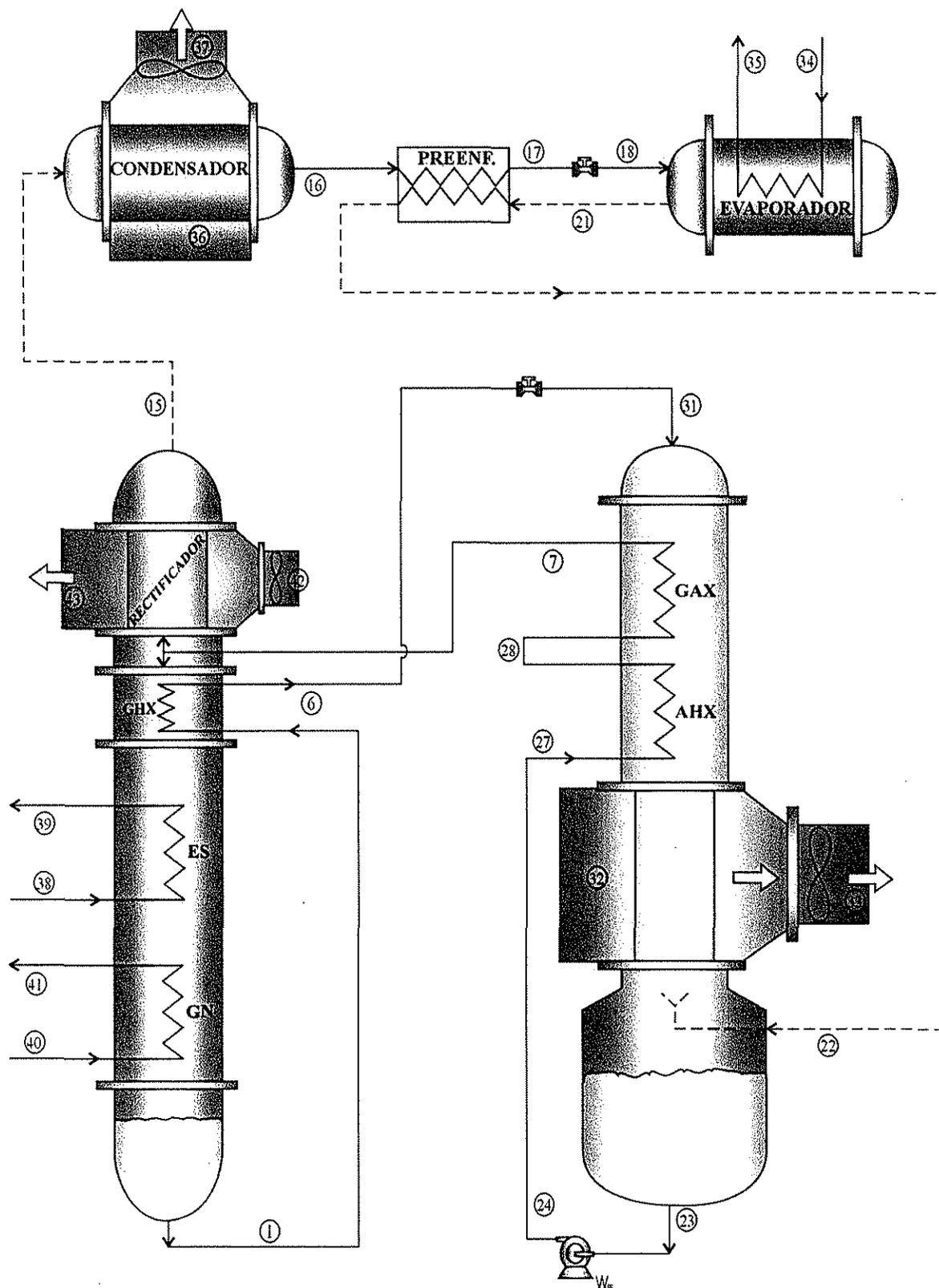


Figura 4.6. Diagrama esquemático del Sistema de Absorción Solar-GAX.

### 4.3 ANÁLISIS Y CARACTERIZACIÓN DEL SISTEMA DE ABSORCIÓN SOLAR-GAX POR SIMULACIÓN NUMÉRICA

En esta sección se presenta el sistema de ecuaciones que gobierna el comportamiento del ciclo solar-GAX y la metodología de solución de dicho sistema, además se describe el simulador desarrollado para el estudio y se analizan los resultados de la simulación.

#### 4.3.1 Modelo matemático y la metodología de solución

La secuencia de cálculo que se presenta en esta sección, tiene como propósito resolver el sistema de ecuaciones que rigen los procesos del ciclo y obtener las condiciones de operación que serán utilizadas en el diseño del sistema de absorción solar-GAX.

Después de realizar un proceso de exploración del comportamiento del sistema, con el apoyo del simulador desarrollado y por medio del manejo de los modelos matemáticos, se definirán los parámetros de operación de los equipos y las propiedades de las diferentes corrientes: flujo, composición, temperatura, presión, eficiencias energéticas, entre otras.

La metodología que se describe a continuación utiliza la nomenclatura y numeración de la Figura 4.5.

1. Construir un diagrama de bloques del sistema, en donde se de nombre a cada uno de los módulos / equipos y se enumeren todas las corrientes.

2. Establecer las condiciones de diseño: capacidad de enfriamiento de la unidad, puntos donde se suponen condiciones de saturación y/o equilibrio, temperatura de aproximación entre las diferentes corrientes y demás parámetros de diseño que se pueden consultar en la sección 2.2.1 del Apéndice B.

3. Las propiedades termodinámicas del líquido y vapor saturado para la mezcla amoníaco-agua, fueron obtenidas utilizando las correlaciones de **Pátek y Klomfar (1995)**, dichas ecuaciones se muestran a continuación:

$$T(p, \bar{x}) = T_0 \sum_i a_i (1 - \bar{x})^{m_i} \left[ \ln \left( \frac{p_0}{p} \right) \right]^{n_i} \quad (4.20)$$

$$T(p, \bar{y}) = T_0 \sum_i a_i (1 - \bar{y})^{m_i/4} \left[ \ln \left( \frac{p_0}{p} \right) \right]^{n_i} \quad (4.21)$$

$$y(p, \bar{x}) = 1 - \exp \left[ \ln(1 - \bar{x}) \sum_i a_i \left( \frac{p}{p_0} \right)^{m_i} \bar{x}^{n_i/3} \right] \quad (4.22)$$

$$h_L(T, \bar{x}) = h_0 \sum_i a_i \left( \frac{T}{T_0} - 1 \right)^{m_i} \bar{x}^{n_i} \quad (4.23)$$

$$h_V(T, \bar{y}) = h_0 \sum_i a_i \left( 1 - \frac{T}{T_0} \right)^{m_i} (1 - \bar{y})^{n_i/4} \quad (4.24)$$

Los coeficientes respectivos  $a_i$ , los exponentes  $n_i$  y  $m_i$  y las condiciones de referencia de las ecuaciones (4.20) a (4.24), son dadas en las Tablas 1 a 5 de **Pátek y Klomfar (1995)**.

4. Por medio de los parámetros de diseño y las correlaciones de Pátek y Klomfar se obtienen las propiedades de las corrientes 15, 16, 17, 23, 26, 28, 30, 1, 2, 4, 10 y 6.

5. Determinación de las características de la **corriente No. 21** y cálculo del flujo de refrigerante.

La temperatura y presión de la corriente 21 están definidas como parámetro de diseño.

Con  $T_{21}$  y  $P_{21}$  se obtiene:

Para la fase líquida:  $x_{L,21}$  (de ec. 4.20) y  $h_{L,21}$  (de ec. 4.23).

Para la fase vapor:  $y_{V,21}$  (de ec. 4.21) y  $h_{V,21}$  (de ec. 4.24).

Donde:

$$x_{L,21} = x_{20}, h_{L,21} = h_{20}, y_{V,21} = y_{19}, h_{V,21} = h_{19} \text{ y } x_{21} = y_{21}$$

Para calcular  $h_{21}$  es necesario suponer una base de cálculo de  $m_{21}$ , que en este momento es desconocida. Con  $m_{21}$  supuesta se obtiene:

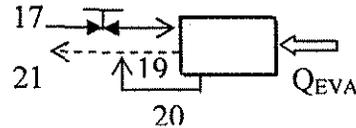
$$m_L = \frac{m_{21}(x_{21} - y_{V,21})}{x_{L,21} - y_{V,21}} \quad (4.25)$$

$$m_V = m_{21} - m_L \quad (4.26)$$

$$h_{21} = \frac{m_V h_{V,21} + m_L h_{L,21}}{m_{21}} \quad (4.27)$$

Cálculo del flujo de refrigerante por medio de las ecuaciones de balance de materia y energía en el grupo **evaporador-válvula de expansión**.

$$m_R = \frac{Q_{EV}}{h_{21} - h_{17}} \quad (4.28)$$



$$m_R = m_{15} = m_{16} = m_{17} = m_{18} = m_{21} = m_{22} \quad (4.29)$$

$$y_{15} = x_{16} = x_{17} = x_{18} = y_{21} = y_{22} \quad (4.30)$$

Ya conociendo  $m_{21}$ , se procede a obtener los flujos másicos reales de cada una de las fases de la corriente 21.

$$m_{20} = \frac{m_{21}(x_{21} - y_{19})}{x_{20} - y_{19}} \quad (4.31)$$

$$m_{19} = m_{21} - m_{20} \quad (4.32)$$

Cálculo del porcentaje de líquido en la corriente 21:

$$L_{21} \% = \frac{m_{20}}{m_{21}} \times 100 = \frac{x_{21} - y_{19}}{x_{20} - y_{19}} \times 100 \quad (4.33)$$

6. Proceso de estrangulamiento de la corriente 17: cálculo del porcentaje de líquido en la **corriente 18** antes de entrar al evaporador. El proceso de expansión se considera isoentálpico:  $h_{17} = h_{18}$ . En la Figura 4.7 se muestra el procedimiento iterativo que se utiliza para el cálculo de propiedades de la mezcla vapor-líquido de la corriente 18.

7. Cálculo de  $h_{22}$ ,  $T_{22}$  y estado físico de la **corriente 22**: con los balances de materia y energía en el pre-enfriador se obtiene:

$$h_{22} = h_{16} + h_{21} - h_{17} \quad (4.34)$$

$$m_{16} = m_{17} = m_{21} = m_{22} \quad (4.35)$$

La corriente 22 se puede presentar de *tres formas*: mezcla vapor-líquido, vapor saturado y vapor sobre calentado.

Cuando se presenta como mezcla vapor-líquido ( $h_{22} < h_{v,Sat,22}$ ), se sigue el mismo procedimiento de la corriente 18 para obtener  $T_{22}$  y el porcentaje de líquido.

Cuando se presenta como vapor saturado ( $h_{22} = h_{v,Sat,22}$ ), con  $y_{22}$ ,  $P_{22}$  y la ecuación 4.21 se obtiene  $T_{v,Sat,22} = T_{22}$ .

Sí se presenta como vapor sobrecalentado ( $h_{22} > h_{v,Sat,22}$ ), se deben seguir los siguientes pasos:

- Con  $y_{22}$ ,  $P_{22}$  y la ecuación 4.21, se obtiene  $T_{v,Sat,22}$ .
- Con  $T_{v,Sat,22}$ ,  $y_{22}$  y la ecuación 4.24, se obtiene  $h_{v,Sat,22}$ .
- Cálculo del sobrecalentamiento:

$$Q_{SC} = m_{22}(h_{22} - h_{v,Sat,22}) = m_{22}Cp(T_{22} - T_{v,Sat,22}) \quad (4.36)$$

- Cálculo de  $T_{22}$ :

$$T_{22} = \frac{Q_{SC}}{m_{22}Cp} + T_{v,Sat,22} \quad (4.37)$$

8. Calor transferido en el **pre-enfriador**:

$$Q_{PRE} = m_{16}(h_{16} - h_{17}) = m_{21}(h_{22} - h_{21}) \quad (4.38)$$

9. Calor retirado en el **condensador** y flujo de aire requerido:

$$Q_{CO} = m_{15}(h_{15} - h_{16}) = m_a(Cp_a\Delta T + Cp_{H_2O}w\Delta T) \quad (4.39)$$

$$m_a = \frac{Q_{CO}}{1.008\Delta T + 1.85w\Delta T} \quad (\text{kg / min.}) \quad (4.40)$$

donde:

$$w = m_w / m_a \cdot (0.0186 \text{kg} \cdot \text{de} \cdot \text{H}_2\text{O} / \text{kg} \cdot \text{aire} \cdot \text{seco})$$

$$\Delta T = T_{37} - T_{36} \cdot (^\circ\text{C})$$

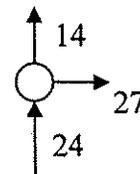
10. Flujos másicos de corrientes externas en el divisor de corrientes y generador-rectificador.

Combinando las ecuaciones del balance de masa se obtiene:

$$m_{14} = \frac{m_{15}(y_{15} - x_6)}{(1 + a)(x_{14} - x_6)} \quad (4.41)$$

$$m_6 = (1 + a)m_{14} - m_{15} \quad (4.42)$$

$$m_{27} = a \cdot m_{14} \quad (4.43)$$



$$m_{24} = m_{14} + m_{27} \quad (4.44)$$

$$m_6 = m_1 = m_{31}$$

$$m_{27} = m_{28} = m_7$$

$$m_{24} = m_{23}$$

$$x_1 = x_6 = x_{31}$$

$$x_{23} = x_{24} = x_{14} = x_{27} = x_{28} = x_7$$

El termino “a” es la relación de corrientes del divisor y es un parámetro de diseño.

11. Cálculo del trabajo de la bomba por unidad de masa y la entalpía de la corriente No. 24.

**Trabajo de la bomba:**

$$W_{BS} = (P_{24} - P_{23}) \cdot v_{23} \cdot 100 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (4.45)$$

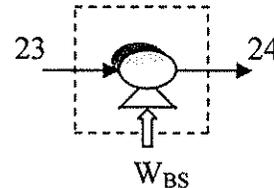
El volumen específico ( $v_{23}$ ) puede obtenerse de la siguiente ecuación (ASHRAE handbook, 1993):

$$v_{23} = \sum_{j=0}^3 \sum_{i=1}^4 a(i, j) (T_{23} - 273.15)^{(i-1)} x_{23}^j \quad (4.46)$$

La entalpía de la corriente 24, se obtiene del balance de energía en la bomba de solución:

$$h_{24} = h_{23} + W_{BS} \quad (4.47)$$

$$\therefore h_{24} = h_{14} = h_{27} \quad (4.48)$$



12. Cálculo de potencia de la bomba con un rendimiento mecánico ( $n$ ) de 75%:

$$\overset{0}{W} = \frac{m_{23} (h_{24} - h_{23})}{n} \quad (4.49)$$

13. Como la corriente No.7 es una mezcla vapor-líquido, es necesario calcular las propiedades termodinámicas para cada fase:

Con  $T_7$ ,  $P_7$  y las ecuaciones 4.20, 4.21, 4.23 y 4.24, se obtiene  $y_8$ ,  $x_9$ ,  $h_8$ , y  $h_9$ .

Cálculo de la fracción de líquido:

$$\frac{m_9}{m_7} = \frac{x_7 - y_8}{x_9 - y_8} \quad (4.50)$$

Flujo másico de líquido en la corriente 7:

$$m_9 = m_7 \left( \frac{m_9}{m_7} \right) \quad (4.51)$$

Flujo másico de vapor en la corriente 7:

$$m_8 = m_7 - m_9 \quad (4.52)$$

Entalpía de la corriente 7:

$$h_7 = \frac{m_8 h_8 + m_9 h_9}{m_7} \quad (4.53)$$

14. Calor retirado en el **absorbedor** y flujo de aire requerido:

$$Q_{AB} = m_{22}h_{22} + m_{31}h_{31} + m_{23}W_{BS} - m_7h_7 - m_{14}h_{14} \quad (4.54)$$

$$m_{a,AB} = \frac{Q_{AB}}{1.008 \cdot \Delta T_{AB} + 1.89 \cdot w \cdot \Delta T_{AB}} \quad (\text{kg/min}) \quad (4.55)$$

donde:

$$w = m_w / m_{a,AB} \quad (0.0186 \text{ kg de H}_2\text{O} / \text{kg de aire seco})$$

$$\Delta T_{AB} = T_{33} - T_{32} \quad (^\circ\text{C})$$

15. Calor retirado por la solución en la **sección AHX** del absorbedor:

$$Q_{AHX} = m_{27}(h_{28} - h_{27}) \quad (4.56)$$

16. Calor transferido del absorbedor al generador (**sección GAX**):

$$Q_{GAX} = m_7(h_7 - h_{28}) \quad (4.57)$$

17. Criterio heurístico para determinar el calor agregado al generador y el retirado del rectificador.

En caso de no disponer de información sobre el rectificador, supóngase que el calor suministrado al generador es **15%** mayor que el **calor neto** transferido en la columna generador-rectificador, **Pilatowsky et al.1993**. Otra opción es que este porcentaje o fracción (FCN) puede ser establecido como un parámetro de diseño.

Del balance de energía en la columna generador-rectificador se obtiene:

$$Q_{neto} = (Q_{GE} - Q_{REC}) = m_6h_6 + m_{15}h_{15} - m_7h_7 - m_{14}h_{14} \quad (4.58)$$

$$Q_{GE} = Q_{GN} + Q_{ES} = (1 + FCN) \cdot (Q_{neto}) \quad (4.59)$$

donde  $(1+FCN) = 1.15$  (con el 15% más que el calor neto)

Calor retirado del **rectificador** de la columna:

$$Q_{REC} = Q_{GE} - Q_{neto} \quad (4.60)$$

Aportación energética del **gas natural**(GN) y **energía solar**(ES):

$$Q_{ES} = \sigma \cdot Q_{GE} \quad (4.61)$$

donde:

$$\sigma = \text{Fracción} \cdot \text{solar}$$

$$Q_{GN} = Q_{GE} - Q_{ES} \quad (4.62)$$

Flujo másico de **aceite de calentamiento** requerido en el generador:

$$m_{ac,Total} = \frac{Q_{GE}}{Cp_{ac}(T_{40} - T_{41})} \quad (4.63)$$

$$m_{ac,38} = \frac{Q_{ES}}{Cp_{ac}(T_{38} - T_{39})} \quad (4.64)$$

Flujo másico de aire requerido en el rectificador:

$$m_{a,REC} = \frac{Q_{REC}}{Cp_{aire} \cdot \Delta T_{REC} + Cp_{H_2O} \cdot w \cdot \Delta T_{REC}} \quad (4.65)$$

18. Calor adicionado por la solución a la **sección GHX** del generador:

$$Q_{GHX} = m_1(h_1 - h_6) \quad (4.66)$$

19. Cálculo de las corrientes internas de la **columna generador-rectificador**.

**Sección 1G:** Para encontrar las propiedades de las corrientes internas 2 y 3, se sigue el procedimiento iterativo que se muestra en la Figura 4.8.

**Nota:** Siempre se debe tener  $T_3 \geq T_2$

**Sección 2G:** para encontrar las propiedades de las corrientes internas 4 y 5 se sigue el mismo procedimiento iterativo de la Figura 4.8, pero con las ecuaciones correspondientes de esta sección.

**Nota:** Siempre se debe tener  $T_5 \geq T_4$

**Sección 3G (GHX):** Para encontrar las propiedades de las corrientes internas 10 y 12 de nuevo se sigue el mismo procedimiento iterativo de la Figura 4.8.

**Nota:** Se debe cumplir también  $T_{12} \geq T_{10}$

**Cámara de separación:**

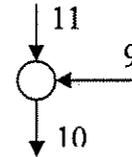
**Mezclador de líquidos:** utilizando las ecuaciones de los balances de materia y energía del mezclador, se obtienen las propiedades de la corriente No. 11:

$$m_{11} = m_{10} - m_9 \quad (4.67)$$

$$x_{11} = \frac{x_{10}m_{10} - x_9m_9}{m_{11}} \quad (4.68)$$

$$h_{11} = \frac{m_{10}h_{10} - m_9h_9}{m_{11}} \quad (4.69)$$

Con  $x_{11}$ ,  $P_{11}$ , y la ecuación 4.20, se obtiene  $T_{11}$  (P,x).



**Mezclador de vapor:** utilizando las ecuaciones de los balances de materia y energía del mezclador, se obtienen las propiedades de la corriente No. 13:

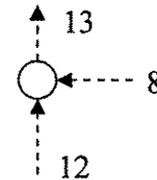
$$m_{13} = m_{12} + m_8 \quad (4.70)$$

$$y_{13} = \frac{y_{12}m_{12} + y_8m_8}{m_{13}} \quad (4.71)$$

$$h_{13} = \frac{m_{12}h_{12} + m_8h_8}{m_{13}} \quad (4.72)$$

Con  $y_{13}$ ,  $P_{13}$  y la ecuación 4.21, se obtiene  $T_{13}$  (P, y).

**Nota:** Siempre se debe tener  $T_{13} \geq T_{11}$



**Rectificador:** La validación de los resultados obtenidos se realiza en el rectificador y en el sistema total, por medio de la verificación del cumplimiento de los balances de materia y energía

$$m_{13} = m_{11} + m_{15} - m_{14} \quad (4.73)$$

$$Q_{REC} = m_{13}h_{13} + m_{14}h_{14} - (m_{11}h_{11} + m_{15}h_{15}) \quad (4.74)$$

Se comparan estos valores con los obtenidos anteriormente y si existe alguna diferencia se procede al ajuste respectivo.

## 20. Cálculo de las corrientes internas de la columna absorbedor-GAX.

**Sección 1A:** Para encontrar las propiedades de las corrientes internas 25 y 26 se sigue el mismo procedimiento iterativo de la Figura 4.8, el cual fue aplicado en la columna generador-rectificador.

**Nota:** Siempre se debe tener  $T_{25} \leq T_{26}$ .

**Sección 2A:** Se aplica el mismo procedimiento anterior, para las corrientes 29 y 30.

**Nota:** Siempre se debe tener  $T_{29} \leq T_{30}$ .

**Sección 3A (GAX):** en la columna absorbedor-GAX la verificación del cumplimiento de los balances de materia y energía se realiza en la sección 3A:

$$m_{30} = m_{29} + m_{31} \quad (4.75)$$

$$Q_{GAX} = m_{29}h_{29} + m_{31}h_{31} - m_{30}h_{30} \quad (4.76)$$

Se comparan estos valores con los obtenidos anteriormente y si existe alguna diferencia se procede al chequeo y ajuste respectivo.

**21. Producción de agua fría.** Por lo general en climas cálidos, el agua proveniente de las manejadoras de aire, entra al evaporador a 16 °C y sale a 10 °C.

$$m_{A.F.} = \frac{Q_{EV}}{C_{p_{agua,liq.}}(T_{34} - T_{35})} \quad (4.77)$$

**22. Relaciones de flujo másico.** Este tipo de relaciones son indicadores del comportamiento del sistema.

Relación de circulación (RC):

$$RC = \frac{\text{masa} \cdot \text{solución} \cdot \text{pobre} \cdot \text{saliendo} \cdot \text{generador}}{\text{masa} \cdot \text{refrigerante} \cdot \text{saliendo} \cdot \text{del} \cdot \text{generador}}$$

$$RC = \frac{m_6}{m_{15}} = \frac{y_{15} - x_{23}}{x_{23} - x_1} \quad (4.78)$$

Relación de flujo (RF):

$$RF = \frac{\text{masa} \cdot \text{solución} \cdot \text{rica} \cdot \text{que} \cdot \text{entra} \cdot \text{al} \cdot \text{generador}}{\text{masa} \cdot \text{refrigerante} \cdot \text{saliendo} \cdot \text{del} \cdot \text{generador}}$$

$$RF = \frac{m_{23}}{m_{15}} = \frac{y_{15} - x_1}{x_{23} - x_1} \quad (4.79)$$

23. Indicadores energéticos del sistema de absorción con intercambio de calor entre el absorbedor y generador:

Coefficiente de rendimiento en modo de enfriamiento:

$$COP_{Enfr.} = \frac{Q_{EV}}{Q_{GE}} \quad (4.80)$$

$$COP_{Enfr, Total} = \frac{Q_{EV}}{Q_{GE} + W_{BS} + W_{VE, AB} + W_{VE, REC} + W_{VE, CO}} \quad (4.81)$$

Coefficiente de rendimiento en modo de calentamiento:

$$COP_{Calent.} = \frac{Q_{CO} + Q_{AB} + Q_{REC}}{Q_{GE}} \quad (4.82)$$

Esta secuencia de cálculo fue primeramente programada en Microsoft Excel 97 y posteriormente compilada en Visual Basic 6.

Con la secuencia de cálculo propuesta, es fácil desarrollar un simulador modular secuencial específico para el sistema de absorción Solar-GAX, que permita, manipulando los modelos matemáticos, explorar y encontrar las mejores condiciones de operación y diseño.

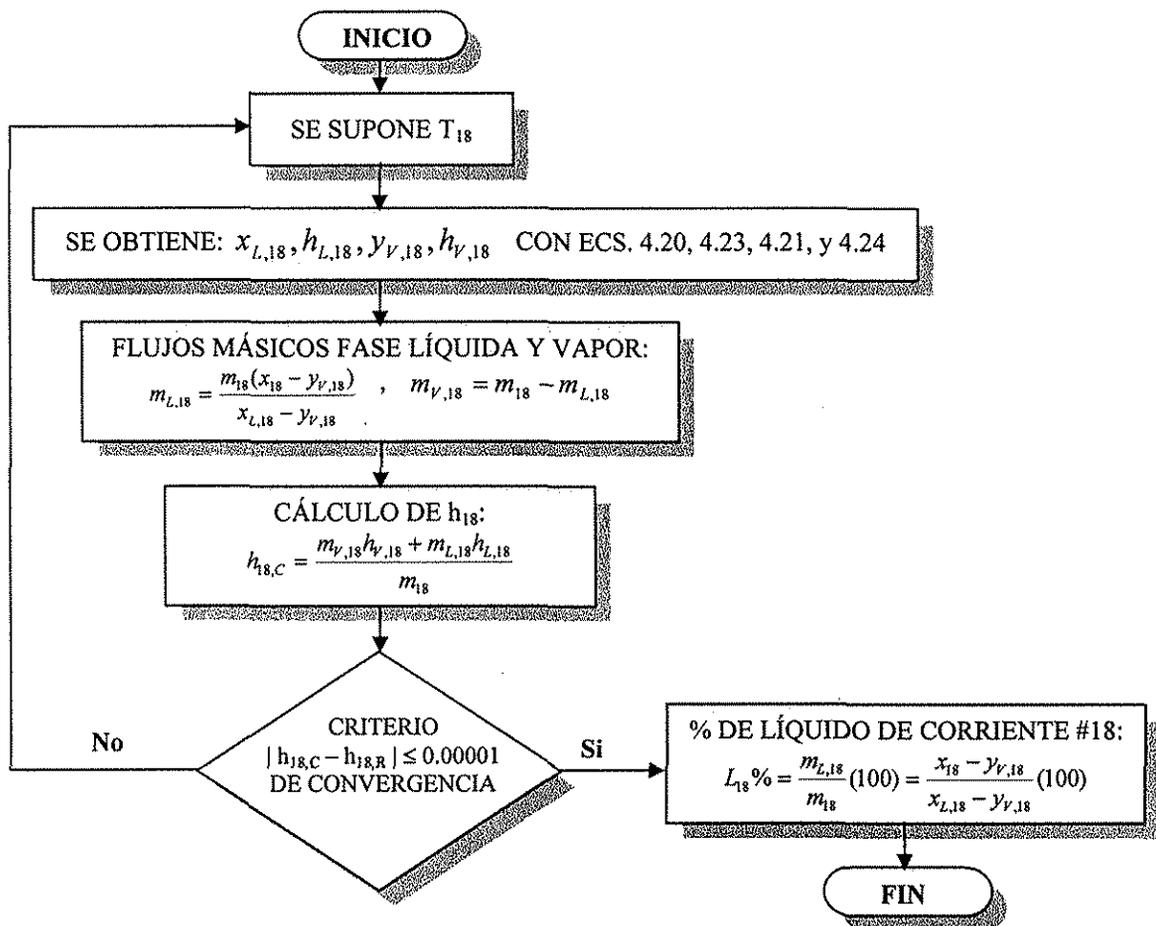


Figura 4.7. Procedimiento iterativo para el cálculo de propiedades de corriente No. 18.

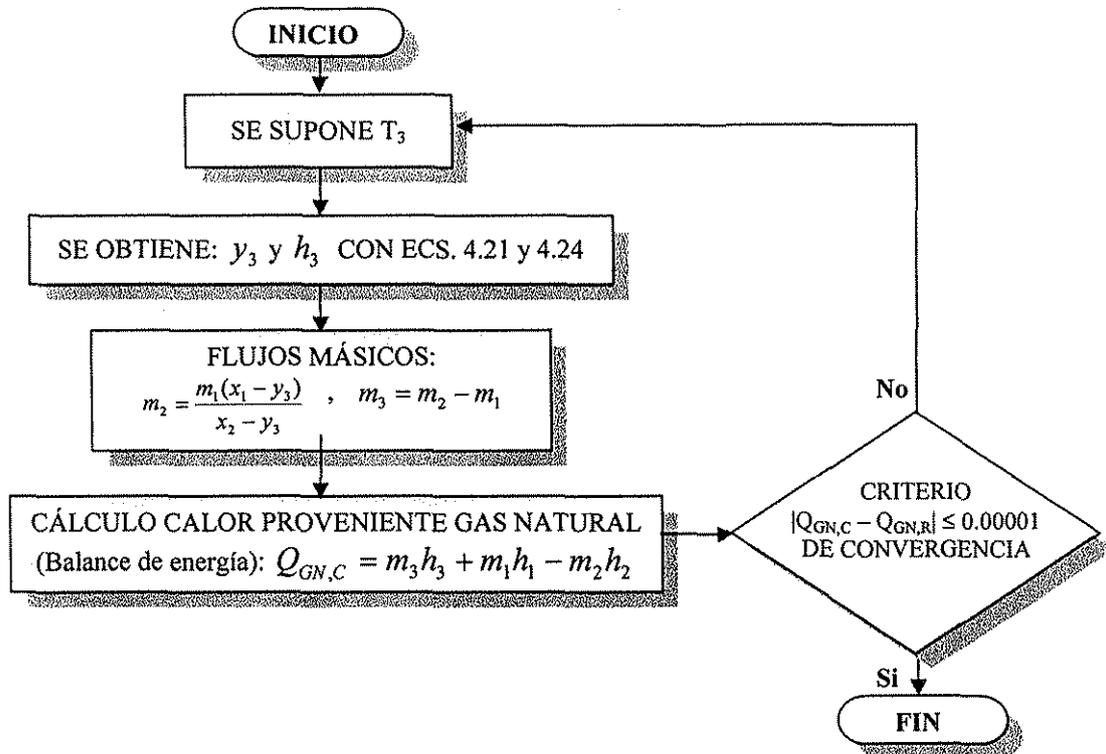


Figura 4.8 Procedimiento iterativo para obtener propiedades de corrientes internas.

### 4.3.2 Simulador del sistema de absorción Solar-GAX

Una vez que se obtuvo el modelo matemático y la metodología de solución, se procedió al desarrollo del simulador modular secuencial específico del sistema de absorción Solar-GAX (SIMSAAGAX). Se decidió utilizar como lenguajes de programación Visual Basic 6.0, porque es uno de los más conocidos, sencillos y poderosos, permitiendo diseñar programas muy amigables para el usuario y a la vez muy potentes.

Por medio de la simulación se realiza un análisis y evaluación del comportamiento energético del sistema de absorción, con intercambio de calor absorbedor-generator (GAX), enfriado por aire y asistido por una fuente de energía híbrida gas natural-solar. Dada la característica de alta no-linealidad del sistema de ecuaciones resultante, la metodología del simulador como se mostró anteriormente, contempla una secuencia de cálculo para las corrientes externas y un procedimiento iterativo para las corrientes internas.

#### Características operacionales

En la Figura 4.9 se presenta el diagrama de flujo general del simulador SIMSAAGAX, en el cual se puede apreciar que opciones se tiene y como fluye la información en cada una de las etapas del simulador.

La descripción de las características operacionales y las distintas opciones que componen el simulador se muestran en el apéndice B de esta tesis.

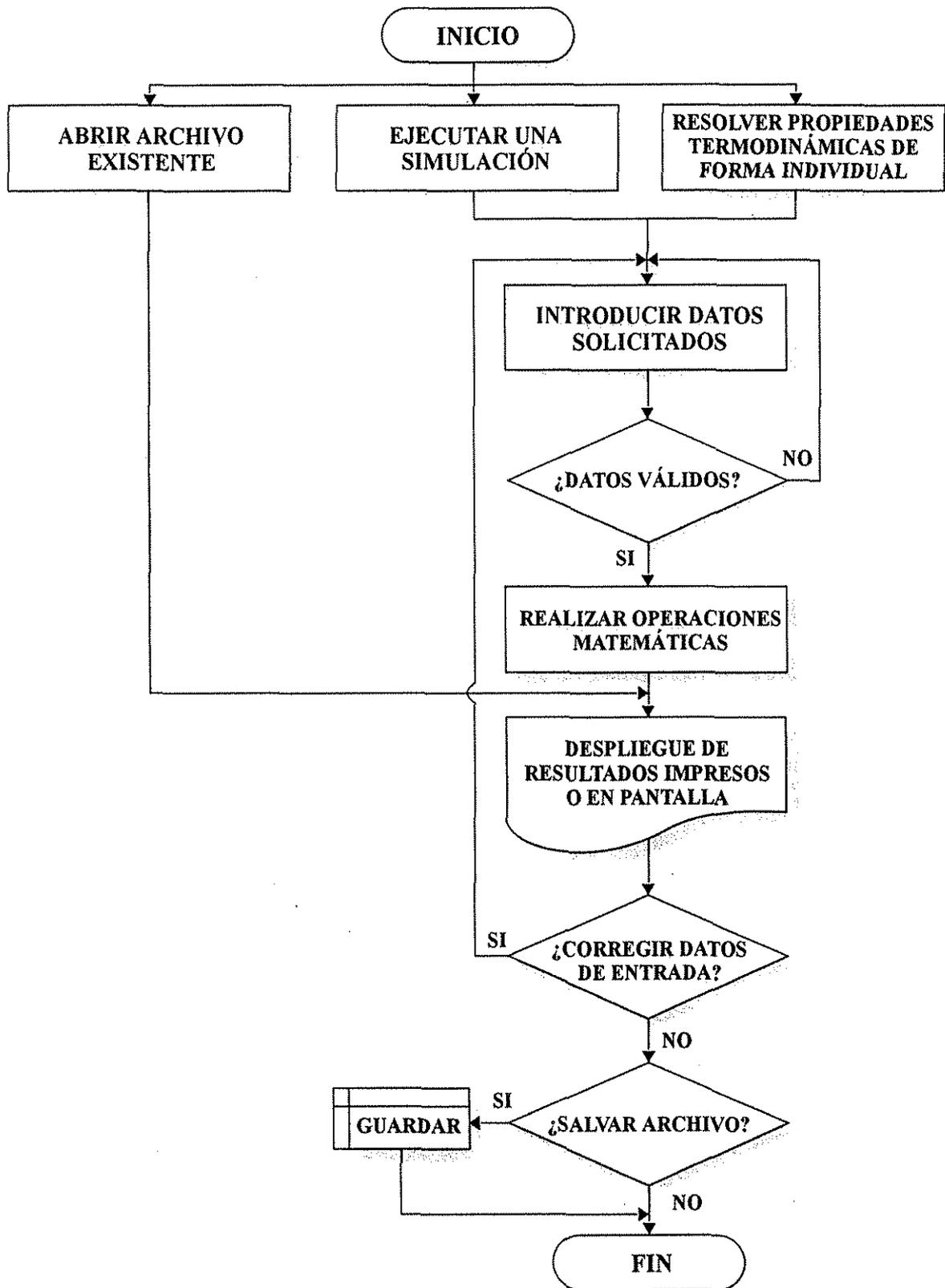


Figura 4.9. Diagrama general de flujo del simulador SIMSAAGAX.

### 4.3.3 Análisis y discusión de resultados de la simulación

Los resultados obtenidos son mostrados en la Figuras 4.5 y en las Tablas 4.7 y 4.8. La unidad de absorción Solar-GAX se utilizará en climas de calor extremo, por lo que, las condiciones del aire de enfriamiento fueron establecidas bajo los siguientes criterios:

- La temperatura de diseño máxima fue determinada con base en el promedio de la máxima extrema anual y la promedio máxima anual de la zona.
- La humedad relativa de diseño fue determinada como la humedad relativa promedio mensual durante el mes más caluroso de la zona.

Con base en lo anterior, fueron establecidas como condiciones de diseño para el aire de enfriamiento 40 °C y 24% de humedad relativa. El COP obtenido en el sistema fue de 0.86 y 1.86 en modo de enfriamiento y calentamiento respectivamente. Las principales condiciones de operación del ciclo Solar-GAX fueron: una temperatura en el evaporador de 4 °C, temperatura de condensación de 50 °C ( $\Delta T_L$  de 46 °C), temperatura de la solución fuerte a la salida del absorbedor de 50 °C y una temperatura de la solución débil saliendo del generador de 200 °C.

El efecto GAX se reduce con el incremento de la diferencia de temperaturas entre el condensador y el evaporador ( $\Delta T_L$  del ciclo), pero como en la producción de aire acondicionado los  $\Delta T_L$  requeridos son pequeños, el ciclo Solar-GAX propuesto con un  $\Delta T_L$  de 46 °C es una excelente opción que tiene posibilidades comerciales. Para una unidad con capacidad de enfriamiento de 10.6 kW (633 kJ/min), se tiene una integración energética interna de 16.9 kW (1013 kJ/min), un 37% más, de la energía que se suministra en el generador.

**Tabla 4.7. Principales condiciones de operación del sistema de absorción Solar-GAX.**

DESCRIPCIÓN	Valor	Unidades
<b>CONCENTRACIÓN DE AMONIACO:</b>		
Solución débil. (1)	3.99	%
Solución fuerte. (23)	43.15	%
Refrigerante. (15)	99.39	%
<b>PRESIÓN:</b>		
Presión del generador.	2.0 (20.0)	MPa (bar)
Presión del condensador.	2.0 (20.0)	MPa (bar)
Presión del evaporador.	0.5 (5.0)	MPa (bar)
Presión del absorbedor.	0.5 (5.0)	MPa (bar)
<b>FLUJO MÁSSICO:</b>		
Solución débil. (1)	$13.302 \times 10^{-3}$	kg/s
Solución fuerte. (23)	$22.565 \times 10^{-3}$	kg/s
Refrigerante. (15)	$9.263 \times 10^{-3}$	kg/s
Aire de enfriamiento absorbedor.	1.306	m <sup>3</sup> /s
Aire de enfriamiento condensador.	1.410	m <sup>3</sup> /s
Aire de enfriamiento rectificador.	0.270	m <sup>3</sup> /s
Aceite de calentamiento.	0.122	kg/s
<b>PRODUCCIÓN DE AGUA FRÍA:</b>		
Temperatura de entrada al evaporador.	16	°C
Temperatura de salida del evaporador.	10	°C
Flujo másico.	0.419	kg/s

Tabla 4.8. Resumen del análisis energético del sistema de absorción solar-GAX.

COMPONENTE ( Equipo)	FORMULA UTILIZADA	GANANCIAS (kW)	PÉRDIDAS (kW)	INTERCAMBIO DE CALOR INTERNO (kW)
<b>GENERADOR:</b>	$(Q_{GE}-Q_{REC})=m_6h_6+m_{15}h_{15}-m_7h_7-m_{14}h_{14}$			
Unidad 1G+2G	$Q_{GE}=Q_{GN}+Q_{ES}=(1+FCN)*(Q_{GE}-Q_{REC})$	9.95		
Unidad 1G (GN)	$Q_{GN}=m_3h_3+m_1h_1-m_2h_2=Q_{GE}-Q_{ES}$	2.33	19% SOLAR	
Unidad 2G (ES)	$Q_{ES}=m_5h_5+m_2h_2-m_4h_4-m_3h_3=(\sigma)Q_{GE}$			
Unidad 3G (GHX)	$Q_{GHX}=m_1(h_1-h_6)$			4.68
<b>Rectificador</b>	$Q_{REC}=Q_{GE}-Q_{neto}=Q_{GE}-(Q_{GE}-Q_{REC})$		3.11	
<b>ABSORBEDOR:</b>				
Unidad 1A	$Q_{AB}=m_{22}h_{22}+m_{31}h_{31}+m_{23}W_{BS}-m_7h_7-m_{14}h_{14}$		9.15	
Unidad 2A (AHX)	$Q_{AHX}=m_{27}(h_{28}-h_{27})$			5.06
Unidad 3A (GAX)	$Q_{GAX}=m_7(h_7-h_{28})$			5.69
Bomba de solución	$W=(m_{23}(h_{24}-h_{23}))/\eta$	0.083		
<b>CONDENSADOR</b>	$Q_{CO}=m_{15}(h_{15}-h_{16})$		10.62	
<b>PREENFRIADOR</b>	$Q_{PRE}=m_{16}(h_{16}-h_{17})=m_{21}(h_{22}-h_{21})$			1.46
<b>EVAPORADOR</b>	$Q_{EV}=m_{17}(h_{21}-h_{17})=m_{18}(h_{21}-h_{18})$ Dato de capacidad de la unidad.	10.55		
Ventilador del abs.	$W_{VE,AB}=W_{t,AB}/\eta_{ve}$ $W_t=(m_{aire}/\rho)\Delta P=G\Delta P$	0.266		
Ventilador del cond.	$W_{VE,CO}=W_{t,CO}/\eta_{ve}$	0.267		
Ventilador del rect.	$W_{VE,REC}=W_{t,REC}/\eta_{ve}$	0.016		
<b>TOTAL:</b>	Ciclo GAX.	<b>22.91</b>	<b>22.87</b>	<b>16.89</b>
<b>Indicadores del comportamiento energético:</b>	$COP_{Enfr.}$	<b>0.86</b>	Modo de enfriamiento.	
	$COP_{Enfr, total}$	<b>0.82</b>	Incluye consumo de los motores eléctricos.	
	$COP_{Calent.}$	<b>1.86</b>	Modo de calentamiento.	
<b>RELACIONES DE FLUJO MÁSSICO</b>				
	Relación de circulación (RC):	Relación de flujo (RF=RC+1):		
<b>Ciclo GAX</b>	1.436	2.436		
<b>Ciclo básico</b>	5.345	6.345		
	<b>73% menos</b>	<b>62% menos</b>		

Las relaciones de flujo másico del ciclo GAX, fueron comparadas con las de un ciclo básico, resultando el 73% y 62% menor para la relación de circulación (RC) y relación de flujo (RF) respectivamente.

Los resultados también son presentados en forma gráfica: La Figura 4.10 muestra la variación del COP con respecto al  $\Delta T_L$  del ciclo. Se exploró el comportamiento del sistema desde el caso base ( $\Delta T_L$  de 46 °C) hasta un  $\Delta T_L$  de 55.5 °C ( $T_{EV}$  de -5.5 °C), en dicha grafica es notorio el decaimiento del COP conforme aumentamos el  $\Delta T_L$ . Por su parte la Figura 4.11 muestra como se comporta la transferencia de calor de los principales componentes del ciclo Solar-GAX, en dicha figura se puede observar un fuerte incremento en el calor agregado al generador y el calor retirado en el absorbedor conforme incrementa el  $\Delta T_L$  del ciclo. En la Figura 4.12 se presenta el comportamiento de la integración energética interna del ciclo, en ella se observa claramente como disminuye el efecto GAX conforme aumentamos el  $\Delta T_L$ . Por último en la Figura 4.13 se muestra la variación de las relaciones de flujo másico conforme cambia el  $\Delta T_L$  del ciclo, se puede apreciar que conforme se aumenta el  $\Delta T_L$  se requiere alimentar una mayor cantidad de solución al generador para producir la misma cantidad de refrigerante.

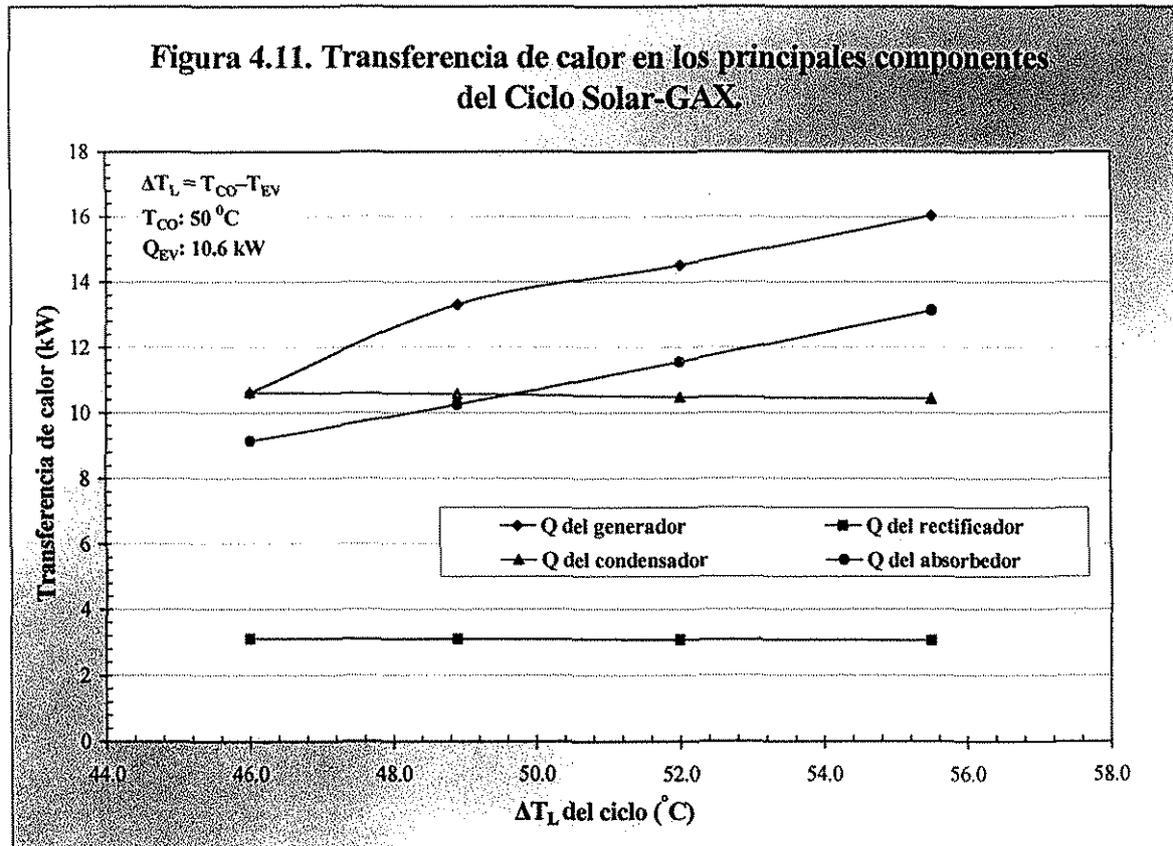
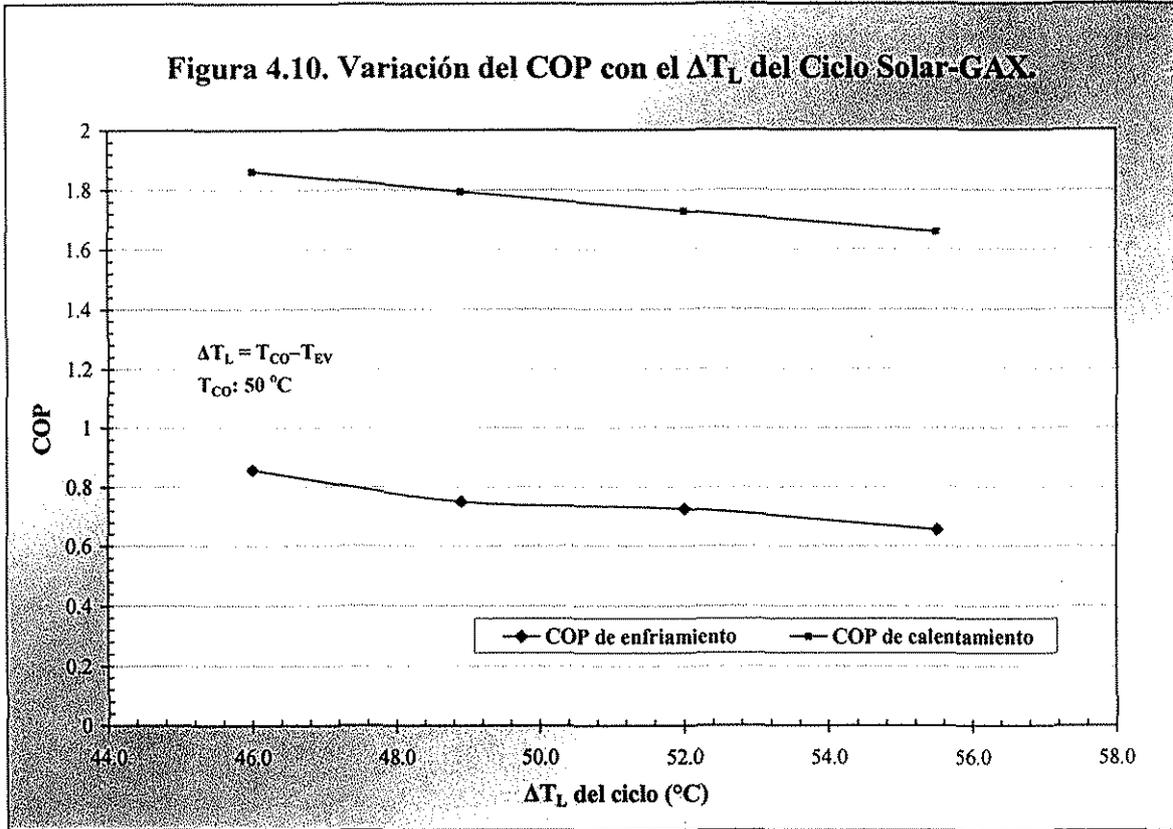
El absorbedor y generador son equipos de película descendente, en donde líquido y vapor son puestos en contacto en un flujo a contracorriente, esto da como resultado diferentes perfiles de temperatura y composición a lo largo de los tubos de las columnas, algunos puntos de esos perfiles se pueden observar en la Figura 4.5.

Como los equipos de película descendente trabajan muy bien con una diferencia de temperatura pequeña, se establecieron las temperaturas de aproximación de las corrientes del sistema, en un rango que va de 6 °C a 67 °C; presentándose los puntos más críticos en un extremo de la sección del generador calentada con la solución (GHX) (6 °C) y en un extremo del evaporador (6 °C).

Dentro de los tubos se tienen gradientes de temperatura, concentración y presión, los cuales tienden en forma natural al equilibrio. Dichos gradientes se manifiestan entre el seno de la corriente de vapor y su interfase con el líquido y entre el seno de la corriente de líquido y su interfase con el vapor.

En el absorbedor, la temperatura de la película de líquido descendente (solución absorbente) es más alta que la temperatura del vapor ascendente, debido a sus condiciones de entrada y a la liberación de energía en la interfase durante el proceso de absorción. Lo anterior provoca un flujo de calor de la película de líquido hacia el vapor, incrementado la temperatura de este último, es por eso, que el vapor tiene una temperatura de 43 °C en la entrada y llega a ser mayor a 110 °C en la última etapa de absorción (sección GAX). Por su parte la composición del vapor y del líquido, en un principio se encuentra en desequilibrio químico, tanto por el contenido de amoníaco, como por el contenido de agua en ambas fases. Después de un cierto tiempo de contacto entre las fases, se tiende en forma natural al equilibrio químico, llevándose a cabo un proceso de absorción de amoníaco y desorción de agua, el cual se manifiesta por una disminución de la concentración del vapor conforme éste asciende a través de los tubos. Que entra a la columna a 99.4% de  $NH_3$  y llega a ser menor del 75%.

El modelo de **Herbine y Pérez-Blanco (1995)** también predijo la absorción del amoníaco y desorción de agua en un absorbedor de burbujeo amoníaco-agua.



TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

Figura 4.12. Intercambio de calor interno en el ciclo Solar-GAX.

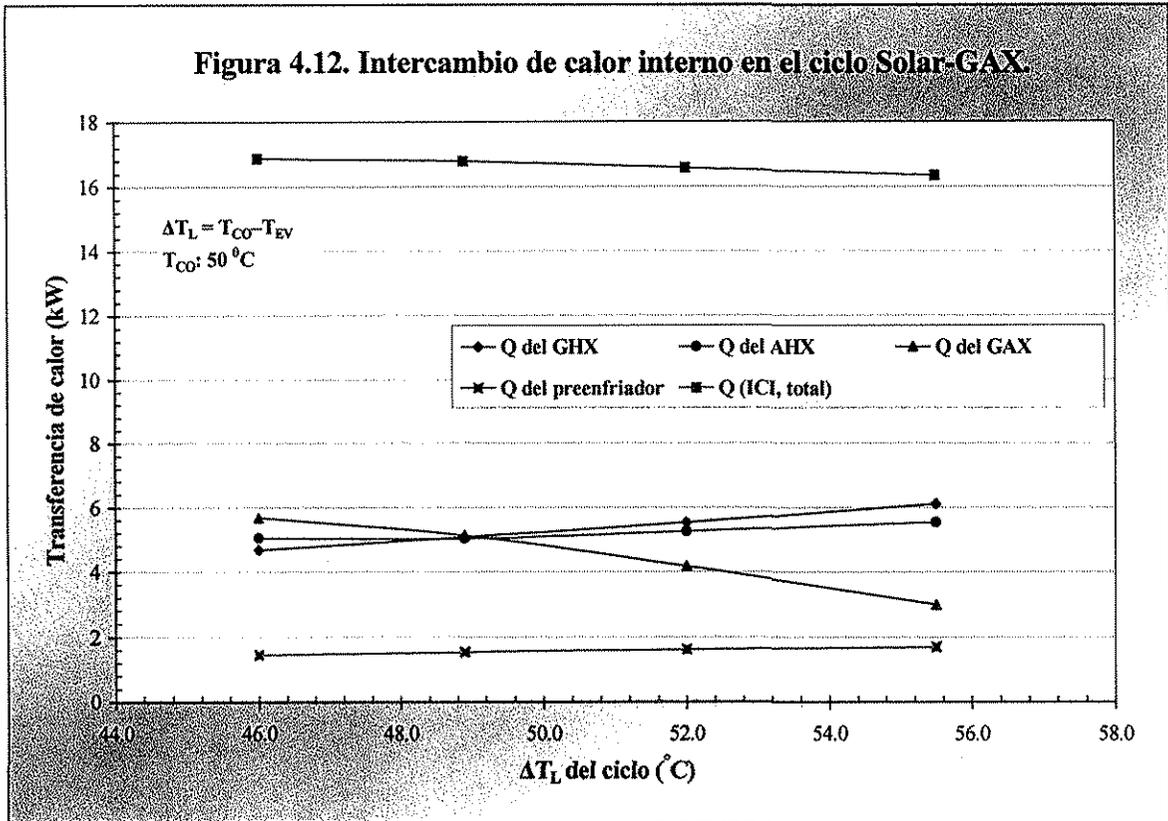
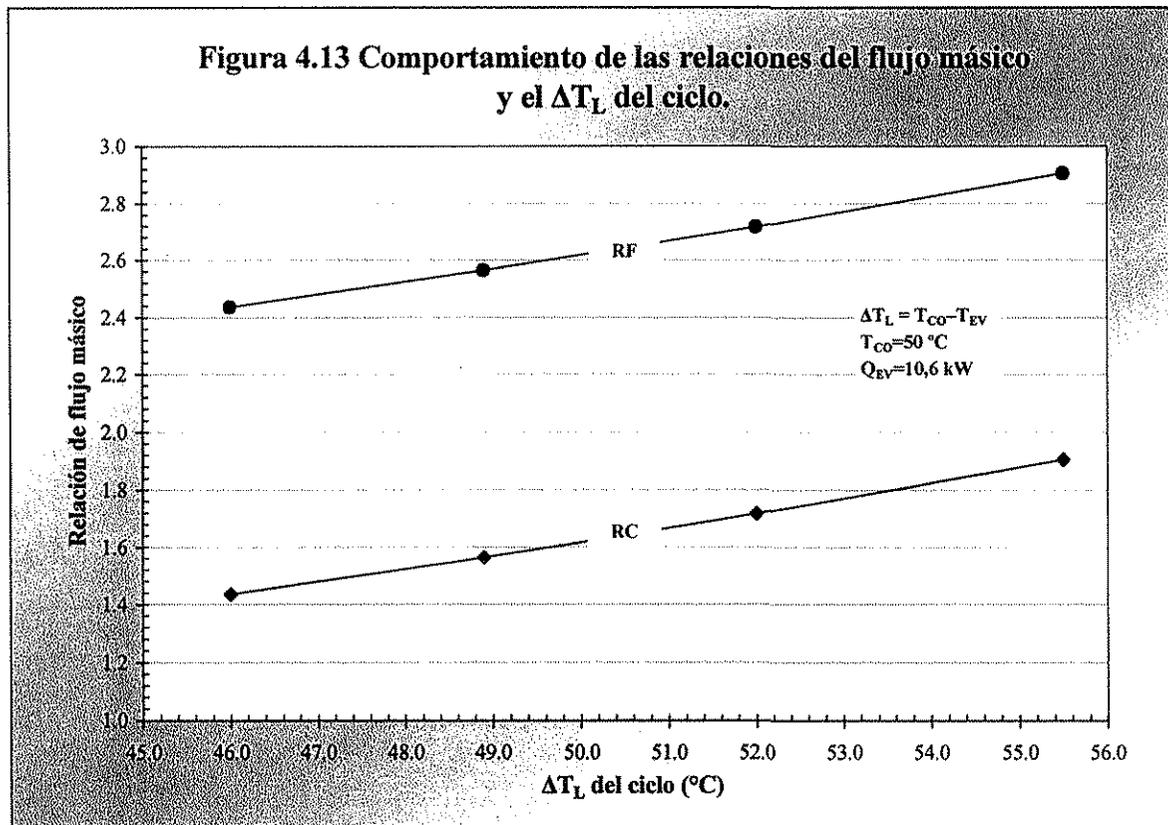


Figura 4.13 Comportamiento de las relaciones del flujo másico y el  $\Delta T_L$  del ciclo.



TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

Por su parte como era de esperarse, los perfiles de composición y temperatura de la película de líquido descendente, incrementan y disminuyen respectivamente, debido a las mismas fuerzas motrices (gradientes de concentración y temperatura) y al proceso de enfriamiento. La concentración pasa de 3.99% de  $\text{NH}_3$  en la entrada del absorbedor a 43.15% en la salida y la temperatura de 123 °C en la entrada a 50 °C en la salida.

Al observar en la Figura 4.5 los perfiles de temperatura y composición en las diferentes etapas del generador, se nota que la temperatura en la película de líquido tiene un crecimiento conforme desciende a través de los tubos, mientras que la temperatura del vapor disminuye conforme asciende. Los perfiles de concentración tienen un comportamiento contrario al de la temperatura, en el líquido se tiene una disminución conforme va descendiendo y en el vapor la concentración incrementa conforme asciende a través de los tubos.

Este comportamiento se debe a que la temperatura de la fase vapor es más alta que la del líquido, por provenir de una zona de generación con mayor nivel energético, esto hace que se tenga un flujo de calor del vapor hacia el líquido. Al enfriarse el vapor saturado, éste sufre un proceso de rectificación condensándose el agua, lo cual hace que su concentración vaya en aumento y disminuya su temperatura conforme asciende a través de los tubos.

Por su parte la película de líquido saturado, al recibir calor tanto del vapor como del medio de calentamiento, libera en mayor proporción en forma de vapor el componente más volátil y conforme cambia de composición incrementa su temperatura, debido a la modificación en el punto de ebullición. El proceso de liberación de amoníaco se presenta en el momento que el líquido saturado recibe calor y se evapora el componente más ligero, que es precisamente el amoníaco. Este tipo de equipos trabajan de la misma forma que lo hace una torre de destilación.

### 3.3.4 Comportamiento de los perfiles radiales de temperatura y concentración

Es importante que al menos se tenga una comprensión cualitativa de los diferentes procesos que ocurren en el sistema en estudio, por lo que en esta sección se presentan los perfiles radiales esperados de temperatura y concentración, que permitirán establecer las condiciones de diseño del ciclo con un poco más de fundamentos.

Dado que el flujo de calor tiene lugar cuando se presenta un gradiente de temperatura y el flujo másico cuando se tiene un gradiente de concentración, se pueden predecir los perfiles radiales que se muestran en la Figura 4.14.

Es conveniente resaltar que donde ocurre la absorción, el vapor es más frío que el líquido de la película descendente, por provenir de una zona más fría del absorbedor y que más allá del espesor de película de vapor establecido no hay cambio en concentración y temperatura. De igual forma en donde se lleva a cabo la desorción o generación de vapor de refrigerante, el vapor es más caliente que el líquido de la película descendente por provenir de una zona más caliente del generador.

En la absorción de película descendente, la capa límite de vapor está sujeta a una fuerte succión, mientras que en la evaporación en película dicha capa límite se somete a un efecto de soplado ya que la velocidad del vapor en la dirección normal a la película apunta hacia el exterior de la superficie. Mientras que la succión aumenta el arrastre del vapor y la transferencia de calor hacia éste, el soplado reduce el arrastre y la transferencia de calor desde el vapor.

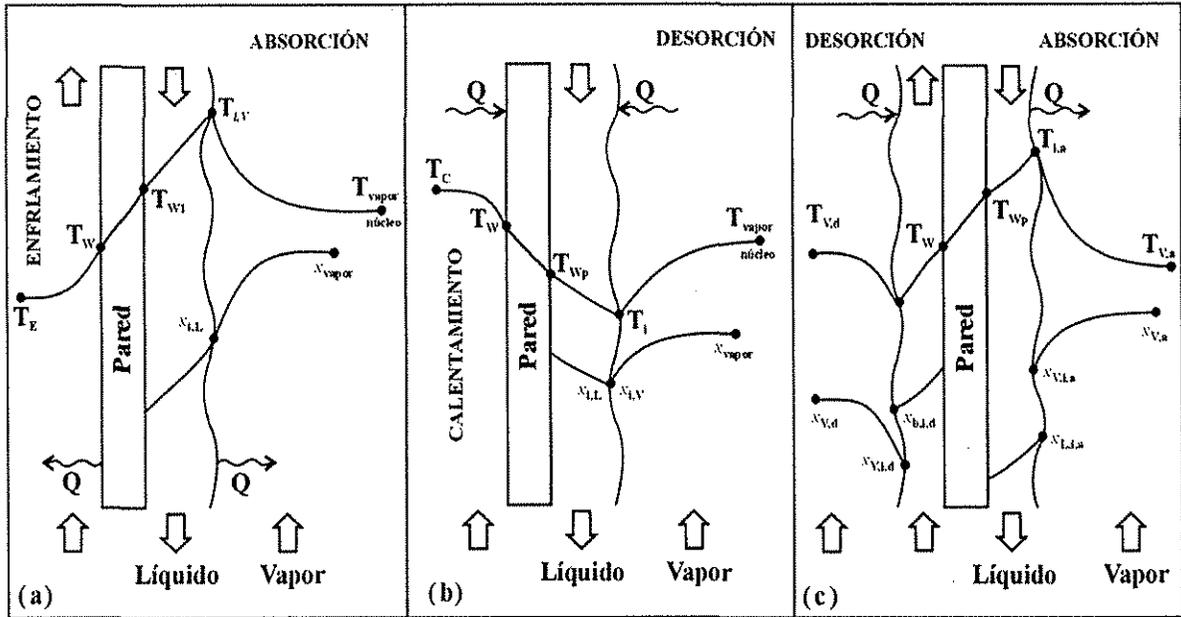


Figura 4.14. Perfiles radiales de temperatura y concentración (a) Sección de absorción, (b) Sección de generación y (c) Unidad Absorbedor/Generador (GAX).

Hay fuertes diferencias entre calentar o enfriar una película, si el fluido es un líquido, la viscosidad de la película laminar será menor en el caso de **calentamiento** que en el de **enfriamiento**. Es de esperarse que el espesor de la película laminar en modo de calentamiento sea menor que en enfriamiento, obteniéndose una menor resistencia a la transferencia de calor cuando la película es sometida a un proceso de calentamiento. Esto desde luego implica un mayor coeficiente de transferencia de calor ( $h_i$ ) al calentar la película que cuando es enfriada. Con estos criterios se pueden cuestionar los resultados obtenidos con las diferentes correlaciones experimentales que han sido publicadas.

Finalmente después de describir y estudiar el ciclo propuesto, cabe mencionar que las características principales de la unidad, proporcionan un potencial que puede permitir la posibilidad de competir técnica y económicamente en el mercado de acondicionamiento de espacios del sector residencial.

**CAPÍTULO V****DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE ABSORCIÓN**

En este capítulo se presentan los criterios y las metodologías para el diseño de los diferentes componentes del sistema de absorción solar-GAX y los resultados de la ingeniería realizada.

**5.1 PROCEDIMIENTO GENERAL DE DISEÑO**

Una vez que se estableció y estudió termodinámicamente el ciclo de absorción, lo siguiente fue especificar los diferentes componentes del sistema para su construcción.

Los requerimientos para construir la planta piloto fueron: especificación detallada del diseño de cada uno de los componentes, dibujos de fabricación, diagrama de tuberías e instrumentación (DTI) y accesorios auxiliares, entre otros. Se necesitó especificar todos los detalles mecánicos completamente y sin ambigüedad.

**5.1.1 Criterios y normalización en el diseño de equipos**

Cuando se quiere diseñar equipos, es importante mantenerse actualizado con las publicaciones sobre este campo, en cuanto a especificaciones, normas y ecuaciones de diseño. En primer lugar, se debe conocer la última versión de las normas aplicables. Después, se tiene que buscar en las publicaciones las técnicas adecuadas para el diseño que cumplan con las disposiciones de las normas. Finalmente, se tiene que seleccionar, a partir de diversos manuales y catálogos de proveedores, las propiedades de los materiales y las dimensiones que se deben utilizar en las ecuaciones de diseño.

Existen varios organismos que establecen normas y lineamientos en el diseño de diferentes tipos de equipos, algunos de los que fueron consultados se muestran a continuación:

- American National Standards Institute (ANSI).
- American Standard Code for Pressure Piping (ASCPP).
- The American Society of Mechanical Engineers (ASME), Boiler and Pressure Vessel Code, 1992.
- American Society of Testing Materials (ASTM).
- Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA).
- Air Moving and Conditioning Association (AMCA).
- Air Movement and Control Association (AMCA).
- Sheet Metal and Air Conditioning Contractors National Association (SMACNA).

**5.1.2 Desarrollo del diseño**

El diseño consiste en la determinación de todos los parámetros de construcción para los diferentes componentes del sistema, a partir de las condiciones de operación definidas en la simulación termodinámica del proceso y considerando las restricciones de diseño, tanto físicas como de operación.

Las etapas en las que se dividió el diseño fueron:

- SIMULACIÓN OPERATIVA DEL SISTEMA: análisis termodinámico para determinar las condiciones de operación del sistema.
- DISEÑO TÉRMICO: es el procedimiento iterativo que se siguió para determinar la geometría de cada uno de los componentes del sistema, por medio de la evaluación térmica / fluido-dinámica del diseño en cuestión.
- DISEÑO MECÁNICO (resistencia a las condiciones de operación): fue el procedimiento aplicado en la selección de los materiales de construcción y determinación de espesores que soporten los esfuerzos mecánicos y los efectos de corrosión de los fluidos que se manejen.
- ANÁLISIS DE CONSISTENCIA: se revisó la consistencia y suficiencia de los datos y de ser necesario asumir valores estándar de normas para cualquiera de las variables que no estén suficientemente especificadas.

En esta sección se explica como se determinó la geometría más adecuada de los equipos, tomando como base las especificaciones del sistema, buscando que cumpliera tanto térmica como fluido-dinámicamente con el servicio deseado. Para encontrar los parámetros geométricos, se tuvo que establecer tentativamente una geometría dada (diseño tentativo) y realizar una evaluación del comportamiento de la misma; si esta no cumplía con el servicio o requerimientos, se modificaba y se evaluaba nuevamente. Este procedimiento se repitió tantas veces como fue necesario, hasta encontrar un arreglo (geometría) tal que cumpliera con las condiciones del proceso.

Más específicamente se movieron los parámetros geométricos buscando maximizar los coeficientes individuales de transferencia de calor (mínima resistencia térmica), minimizar la caída de presión o la potencia de los motores y maximizar la eficiencia de aleta cumpliendo con los requerimientos de transferencia de calor y el punto de inundación establecido de la columna. La opción seleccionada estuvo basada en una comparación entre las ventajas y desventajas de cada uno de los arreglos, tipos y geometrías posibles.

La metodología general de diseño o algoritmo de proposición de geometría, se muestra en la Figura 5.1.

### **Factor de sobre diseño**

El sobre diseño es la capacidad que puede tener un equipo para transferir una carga térmica extra. Generalmente el sobre diseño deberá ser menor al 10% (**Robles, IMP**). Sin embargo, debido a incertidumbres en los cálculos, puede ser necesario tener un factor mayor. En este caso el factor de sobre diseño de los diferentes componentes del sistema varió de 2.4 a 8.9%.

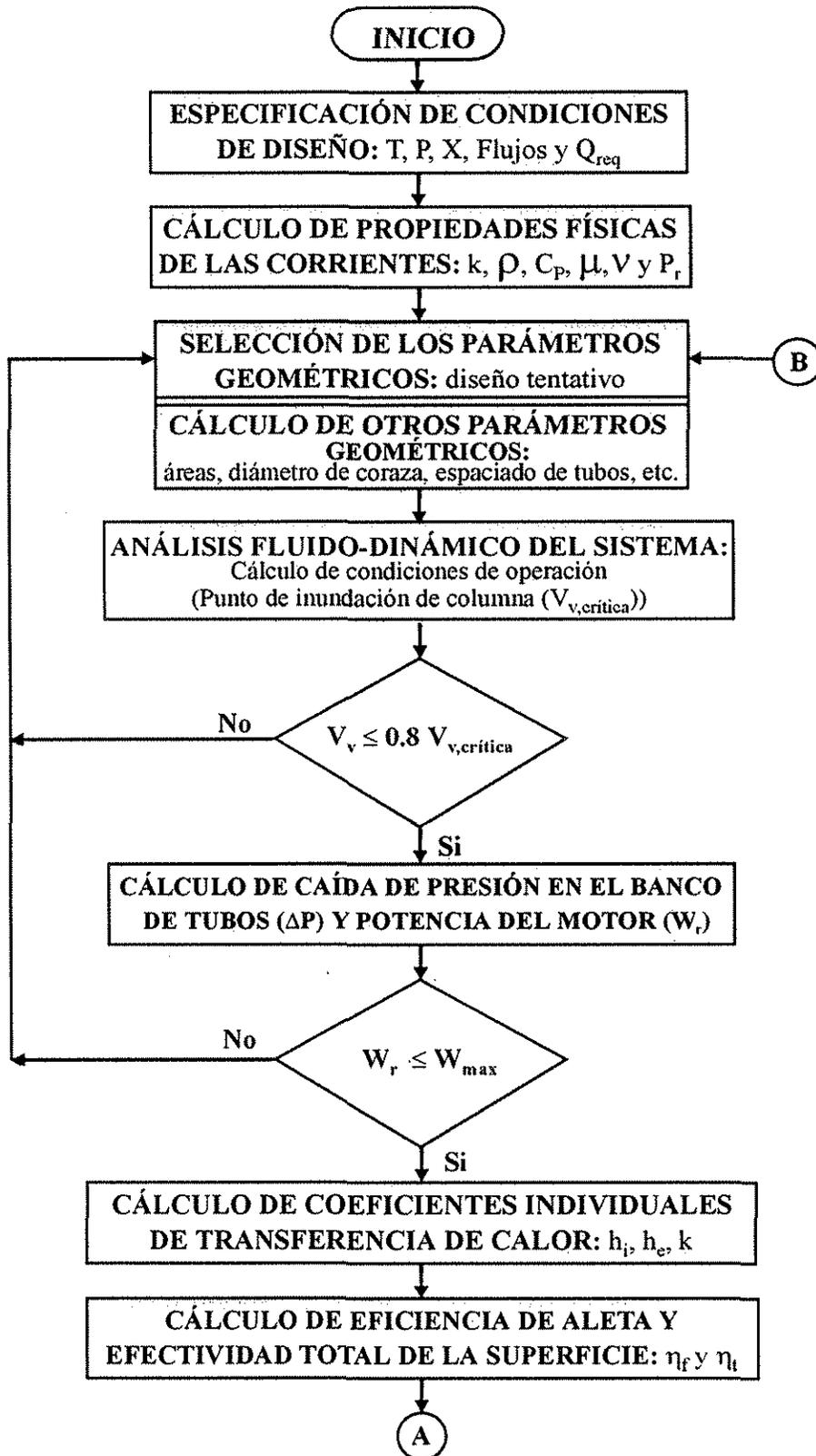


Figura 5.1 Diagrama de flujo del procedimiento general de diseño

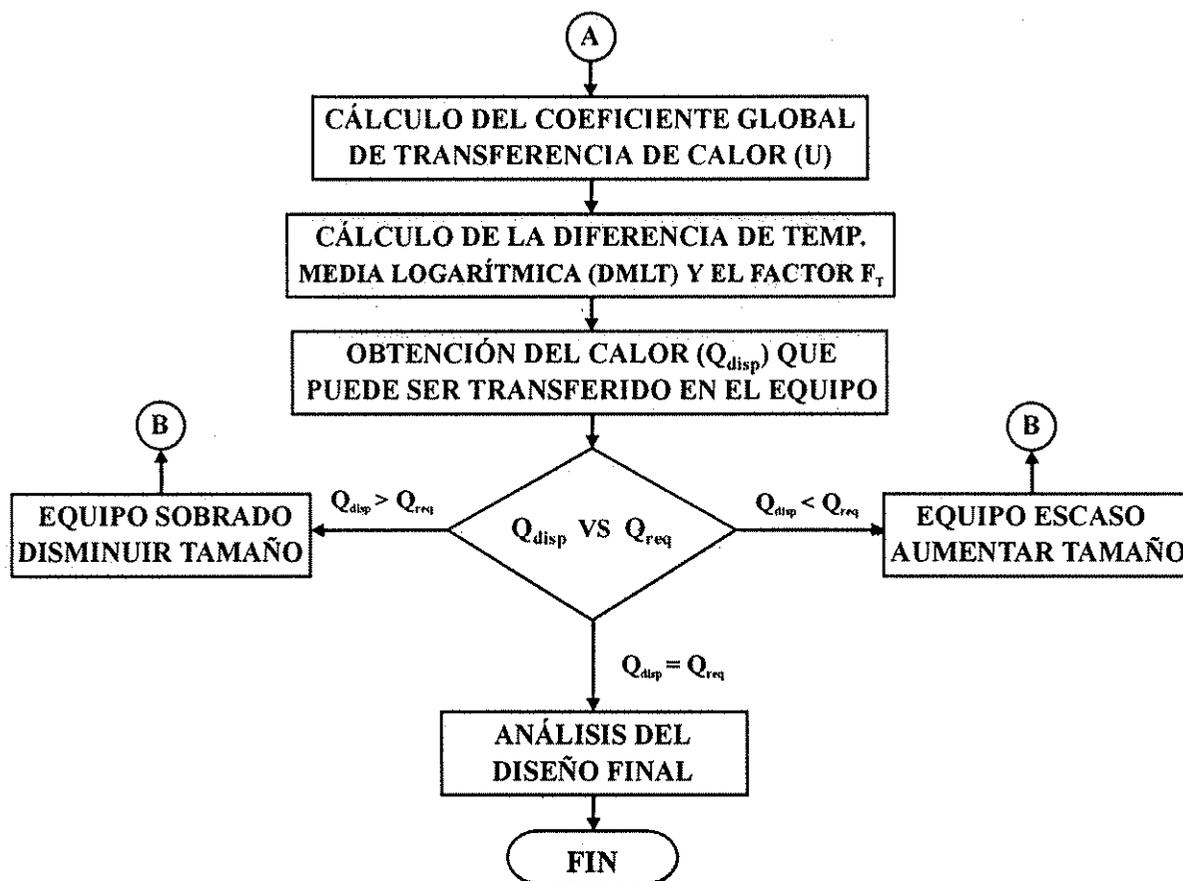


Figura 5.1 Diagrama de flujo del procedimiento general de diseño (cont.)

## 5.2 METODOLOGÍA DE DISEÑO COLUMNA ABSORBEDOR-GAX

### 5.2.1 Diseño de la unidad "1A" (enfriamiento con aire)

1. Especificación de las condiciones de diseño: T, P, x y flujo másico de todas las corrientes,  $Q_{req}$ , entre otros.

2. Cálculo de las propiedades físicas de las corrientes: conductividad térmica (k), densidad ( $\rho$ ), calor específico (Cp), viscosidad dinámica ( $\mu$ ), viscosidad cinemática ( $\nu$ ) y número de Prandtl (Pr).

3. Especificación de los parámetros geométricos de la unidad 1A (diseño tentativo), es un banco de tubos aletados verticales enfriados por aire con película descendente por la parte interna: diámetro interno ( $D_i$ ), diámetro externo ( $D_o$ ), número de tubos (N), longitud del tubo ( $L_t$ ), separación entre tubos aletados ( $S_t$ ), No. de hileras de tubos que atraviesa el aire ( $N_j$ ), No. de tubos en la cara frontal, entrada de aire ( $N_{CF}$ ), No. de aletas por pulgada ( $N_a$ ), altura de aleta (H), espesor de aleta (E) y conductividad térmica (k).

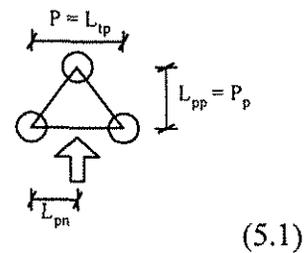
Tipo de aleta anular: extruida.

Material de construcción de aleta y tubo: aluminio puro y acero al carbón (A-179).

Tipo de arreglo del banco de tubos: triangulo equilátero.

Espaciado de tubos:

$$P = D_f + S_t, \quad P_p = 0.866025(P), \quad L_{pn} = P_n = P/2$$



#### Parámetros geométricos que son calculados

Diámetro del tubo con aletas:

$$D_f = D_o + 2(H)$$

Espacio entre aletas:

$$S_a = \frac{(1 - E \cdot N_a)}{(N_a - 1)} \quad (=) \text{ pulg.} \quad (5.2)$$

Diámetro del haz de tubos:

$$D_{OTL} = P(N_j) + D_f \quad (5.3)$$

Diámetro del envolvente del banco de tubos:

$$D_{ENV} = D_s = P(N_j) + D_f + L_{bb} = D_{OTL} + L_{bb} \quad (5.4)$$

donde:  $L_{bb}$  = claro entre el haz de tubos y la coraza en el centro de la columna.

Longitud o ancho en la sección de flujo mínimo:

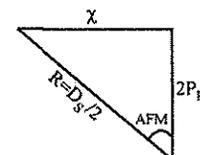
$$L_{AFM} = 2(x) \quad (5.5)$$

donde:  $AFM = \arccos(2 \cdot P_p / (D_{ENV} / 2)) \quad (=) \text{ grados}$

$$x = 2 \cdot P_p \cdot \tan(AFM)$$

Separación entre la primera hilera de tubos y la coraza:

$$L_{bb,i} = (L_{AFM} - (3 \cdot P + D_f)) / 2 \quad (5.6)$$



**Cálculo de áreas**

Área de flujo mínimo:

$$A_{FM} = L_t \left[ (N_a - 1) \cdot 2 \cdot H \cdot S_a (N_{CF}) + S_t (N_{CF} - 1) + 2 \cdot L_{bb,l} \right] (=) \text{Pulg}^2 \quad (5.7)$$

Área frontal:

$$A_F = L_t (N_{CF} D_f + S_t (N_{CF})) = L_t * L_{AFM} (=) \text{Pulg}^2 \quad (5.8)$$

Área de aletas por tubo:

$$A_a = 2 \cdot N_a \left( \frac{\pi}{4} (D_f - D_o) \right) L_t (=) \text{Pulg}^2 \quad (5.9)$$

Área del tubo liso, sin área cubierta por las aletas:

$$A_t = \pi \cdot D_o \cdot L_t (1 - N_a \cdot E) (=) \text{Pulg}^2 \quad (5.10)$$

Área de transferencia de calor total por tubo:

$$A_T = A_a + A_t \quad (5.11)$$

Área de transferencia de calor total:

$$A_{total} = N \cdot A_T \quad (5.12)$$

Cálculo de relaciones de áreas (indicadores):

$$R_1 = \frac{A_{FM}}{A_F}, \quad R_2 = \frac{A_a}{A_T} \quad \text{y} \quad R_3 = \frac{A_T}{A_t}$$

**4. Análisis fluido-dinámico del sistema. Comportamiento de la película de solución descendente y el vapor de amoniaco ascendente en un tubo vertical.**

Espesor de la película descendente:

$$\delta = 0.042(\text{Re})^{0.315} \quad (5.13)$$

Diámetro vacío:

$$D_v = D_i - 2 \cdot \delta \quad (5.14)$$

Área transversal de la película:

$$S_L = \pi / 4 (D_i^2 - D_v^2) \quad (5.15)$$

Velocidad de la película descendente:

$$V_L = G / (\rho_L \cdot S_L \cdot N) \quad (5.16)$$

Área transversal del flujo de vapor:

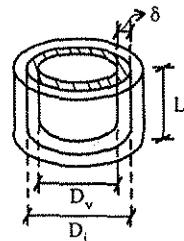
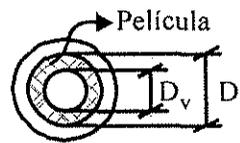
$$S_V = \pi / 4 (D_v^2) \quad (5.17)$$

Velocidad del vapor (punto de operación):

$$V_V = m_V / (S_V \cdot \rho_V \cdot N) \quad (5.18)$$

**Velocidad de inundación (punto crítico), ecuación propuesta por G.B. Wallis, (1961):**

$$V_{V,critica} = 0.525 \frac{[g_n \cdot D_i (\rho_L - \rho_V)]^{0.5}}{\rho_V^{0.5}} \quad (5.19)$$



El estudio fluido-dinámico de la columna, se hizo para determinar los límites de capacidad de la unidad (velocidad de inundación) y debe realizarse principalmente en la zona con mayor flujo tanto de líquido como de vapor, en este caso el mayor flujo se tiene en el fondo del absorbedor (parte baja de la sección 1A). En este punto puede iniciarse la inundación al modificar las condiciones de operación.

### 5. Caída de presión en el banco de tubos aletados.

El factor de fricción para el banco de tubos se obtiene de las correlaciones de **Robinson y Briggs (1966)**, reportadas por **Webb (1994)**:

$$f_{bt} = 9.47 \cdot R_{eD}^{-0.316} \left( \frac{P_t}{D_o} \right)^{-0.927} \left( \frac{P_t}{P_d} \right)^{0.515} \quad (5.20)$$

Donde: para el triangulo equilátero  $P = P_t = P_d$

La caída de presión esta dada por:

$$\Delta P = 2 \cdot f_{bt} \cdot N_j \cdot \rho \cdot V_{\max}^2 \quad (=) \text{ Pa} = \text{kg/m}^2 \quad (5.21)$$

Restricciones de la correlación:

$$\begin{aligned} 2000 < R_{eD} < 50000 & \quad 0.35 < ((D_f - D_o)/2)/D_o < 0.56 \\ 0.13 < S_a / ((D_f - D_o)/2) < 0.19 & \quad 0.01 < E/D_o < 0.03 \\ 3.8 < S_a / E < 6.0 & \quad 1.9 < P/D_o < 4.6 \end{aligned}$$

Potencia del ventilador:

$$\overset{\circ}{W}_t = \frac{m_{\text{aire}}}{\rho_{\text{aire}}} \Delta P = G \cdot \Delta P \quad (5.22)$$

$$W_{\text{real}} = \frac{\overset{\circ}{W}_t}{\eta_{\text{vent.}}} \quad \text{donde: } \eta_{\text{vent.}} \text{ es el rendimiento mecánico del ventilador.}$$

### 6. Coeficientes individuales de transferencia de calor.

a). Para la **sección interna de los tubos**, película descendente de solución absorbente en contra corriente con el vapor de amoniaco. Se utiliza la correlación de **Chun-Seban** modificadas por **Kang y Christensen (1993)**. Se tomo la decisión de emplear estas correlaciones, porque dichos autores reportan el diseño de un equipo con geometría y tipo de fluidos similares:

$$h_i = h_p = 0.606 \cdot \left( \frac{k_L^3 \cdot g}{\nu_L^2} \right)^{1/3} \left( \frac{4 \cdot \Gamma_L}{\mu_L} \right)^{-0.22} \quad (5.23)$$

$$\text{Para } R_e = \frac{4 \cdot \Gamma_L}{\mu_L} < 1600$$

$$h_i = h_p = 4 \times 10^{-3} \left( \frac{k_L^3 \cdot g}{\nu_L^2} \right)^{1/3} \left( \frac{4 \cdot \Gamma_L}{\mu_L} \right)^{0.4} \left( \frac{\nu_L}{\alpha_L} \right) \quad (5.24)$$

Para  $R_e > 1600$

$$\text{Donde: } \alpha_L = \frac{k_L}{\rho_L \cdot Cp} \quad \text{y} \quad \Gamma_L = \frac{m_{\text{sol. total}}}{\pi \cdot D_i \cdot N}$$

b). Para el lado del fluido de enfriamiento, aire ambiente circulando por un banco de tubos aletados. El factor de Colburn para la geometría propuesta, se obtuvo de la correlación de **Briggs y Young (1963)**, para banco de tubos con más de 6 hileras en la dirección del flujo de aire ( $N_j$ ):

$$J_{N_j > 6} = 0.134 \cdot R_{e_D}^{-0.319} \left[ \frac{2 \cdot S_a}{(D_f - D_o)} \right]^{0.20} \left( \frac{S_a}{E} \right)^{0.11} \quad (5.25)$$

$$\text{Donde: } G_{\max} = \frac{m_{\text{aire}}}{A_{FM}} = \rho \cdot V_{\max} \quad R_{e_D} = \frac{G_{\max} \cdot D_o}{\mu}$$

Como se tiene menos de 6 hileras de tubos que atraviesa el aire ( $N_j$ ), se utilizó el factor de corrección propuesto por **Gianolio y Cuti (1981)**:

$$J_{N_j < 6} = J_{N_j > 6} \left[ 1 + \frac{G_{\max}}{(\rho \cdot N_j^2)} \right]^{-0.14} = J_{N_j > 6} \left[ 1 + \frac{V_{\max}}{N_j^2} \right]^{-0.14} \quad (5.26)$$

$$h_a = J_{N_j > 6} \left[ 1 + \frac{V_{\max}}{N_j^2} \right]^{-0.14} \left( \frac{C_p \cdot G_{\max}}{\text{Pr}^{2/3}} \right) \quad (=) \text{ W/m}^2 \text{ K} \quad (5.27)$$

Como el factor de corrección no es adimensional se debe tener:

$$G_{\max} (=) \text{ kg/m}^2 \text{ s} \quad , \quad V_{\max} (=) \text{ m/s} \quad \text{ y } \quad \rho (=) \text{ kg/m}^3$$

Intervalo de validez para estas correlaciones:

$$1100 < R_{e_D} < 18000 \quad 0.09 < [(D_f - D_o)/2]/D_o < 0.69$$

$$0.13 < S_a / [(D_f - D_o)/2] < 0.63 \quad 0.01 < E/D_o < 0.15$$

$$1.0 < S_a / E < 6.6 \quad 1.5 < P/D_o < 8.2$$

## 7. Eficiencia de aleta y efectividad total de la superficie.

La eficiencia de aleta es calculada por la ecuación de **McQuiston y Tree (1972)**:

$$n_a = n_f = \frac{\tanh \left( \frac{2 \cdot h_a}{\sqrt{E \cdot k_{\text{aluminio}}}} \cdot \psi \right)}{\frac{2 \cdot h_a}{\sqrt{E \cdot k_{\text{aluminio}}}} \cdot \psi} \quad (5.28)$$

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

La efectividad total de la superficie se obtiene de la siguiente ecuación:

$$n_t = 1 + \frac{A_a}{A_T} (n_f - 1) \quad (5.29)$$

## 8. Coeficiente global de transferencia de calor.

En la ecuación del coeficiente global se toma como superficie de referencia a  $A_T$ :

$$\frac{1}{U} = \frac{A_T}{h_i \cdot \pi \cdot D_i \cdot L_i} + \frac{\ln \left( \frac{r_o}{r_i} \right) A_T}{2 \cdot \pi \cdot L_i \cdot k_{SA-179}} + \frac{1}{h_a n_t} = \sum R \quad (5.30)$$

$$U = \frac{1}{\sum R} \quad (5.31)$$

### 9. Cálculo de DMLT y $F_T$ :

$$DMLT = \frac{(T_{s,e} - T_{a,s}) - (T_{s,s} - T_{a,e})}{\ln\left[\frac{(T_{s,e} - T_{a,s})}{(T_{s,s} - T_{a,e})}\right]} \quad (5.32)$$

Donde:  $T_{s,e}$ ,  $T_{s,s}$  son las temperaturas de la solución entrando y saliendo.  
 $T_{a,e}$ ,  $T_{a,s}$  son las temperaturas del aire entrando y saliendo.

El factor  $F_T$  en flujo cruzado se obtiene de la grafica 8 (pag. 1.5.3.-11) del **Heat Exchanger Design Handbook (1983)** utilizando  $P'$  y  $R'$ .

$$P' = \frac{T_{a,s} - T_{a,e}}{T_{s,e} - T_{a,e}} \quad R' = \frac{T_{s,e} - T_{s,s}}{T_{a,s} - T_{a,e}}$$

### 10. Obtención del calor que puede ser retirado en el equipo (disponible), con la geometría especificada:

$$Q_{disp.} = U \cdot A_{total} \cdot F_T \cdot DMLT \quad (5.33)$$

### 11. Comparación del $Q_{disp.}$ con el $Q_{req.}$ y aplicación de criterios de la Figura 5.1.

Caso 1:  $Q_{disp.} > Q_{req.}$  El equipo está sobredimensionado.

Caso 2:  $Q_{disp.} < Q_{req.}$  El equipo está escaso.

Caso 3:  $Q_{disp.} = Q_{req.}$  El equipo cumple con los requerimientos.

## 5.2.2 Diseño de la unidad "2A" o AHX (enfriamiento con solución)

1. Especificación de las condiciones de diseño: T, P, x y flujo másico de todas las corrientes,  $Q_{req.}$ , entre otros.

2. Cálculo de las propiedades físicas de las corrientes: conductividad térmica (k), densidad ( $\rho$ ), calor específico (Cp), viscosidad dinámica ( $\mu$ ), viscosidad cinemática ( $\nu$ ) y número de Prandtl (Pr).

3. Especificación de los parámetros geométricos de la unidad 2A (diseño tentativo), es un equipo de tubos aletados y coraza vertical con película descendente por la parte interna: diámetro interno ( $D_i$ ), diámetro externo ( $D_o$ ), No. de tubos (N), longitud del tubo ( $L_t$ ), separación entre tubos aletados ( $S_t$ ), No. de aletas por pulgada ( $N_a$ ), altura de aleta (H), espesor de aleta (E), No. de hileras que atraviesa el fluido ( $N_j$ ), conductividad térmica (k), tolerancia entre tubo-mampara ( $L_{tb}$ ) y claro entre el haz de tubos y la coraza ( $L_{bb}$ ). Los dos últimos parámetros se especifican siguiendo la norma **TEMA**.

Tipo de aleta anular: extruida.

Material de construcción de aleta y tubo: aluminio puro y acero al carbón (A-179).

Tipo de arreglo del banco de tubos: triángulo equilátero.

El espaciado de tubos debe ser el mismo para conservar la película descendente en toda la columna:  $P = D_f + S_t = L_{pp} = \text{Pitch}$ ,  $L_{pp} = P_p = 0.866025(P)$ ,  $L_{pn} = P_n = P/2$

**Parámetros geométricos que son calculados**

Diámetro del tubo con aletas:

$$D_f = D_o + 2(H)$$

Espacio entre aletas:

$$S_a = \frac{(1 - E \cdot N_a)}{(N_a - 1)} \text{ (=) pulg.}$$

Diámetro del haz de tubos:

$$D_{OTL} = P(N_j) + D_f$$

Diámetro del envolvente del banco de tubos:

$$D_{ENV} = P(N_j) + D_f + L_{bb} = D_{OTL} + L_{bb}$$

Altura del corte de la mampara:

$$L_{bch} = H_{cm} = 0.25 \cdot D_{ENV}$$

(de 20 a 35% de  $D_{ENV}$ )

Espaciamiento entre mamparas:

$$L_{bc} = S_b = 0.235 \cdot D_{ENV}$$

(de 20 a 100% de  $D_{ENV}$ )

No. de mamparas:

$$N_b = (L_t / S_b) - 1$$

Tolerancia envolvente-mampara:

$$L_{sb} = t_{sb} = 1.6 + 0.004 \cdot D_{ENV} \text{ (=) mm}$$

Diámetro de la mampara:

$$D_b = D_{ENV} - L_{sb}$$

Diámetro de orificio para tubo de la mampara:

$$D_{ob} = D_f + L_{tb} = D_f + t_{tb}$$

Ángulos generados por el corte de la mampara:

$$AN_{ds} = \theta_{ds} = 2 \cdot \text{Cos}^{-1} \left[ 1 - 2 \left( \frac{B_c}{100} \right) \right] \text{ (=) grados}$$

$$AN_{ccl} = \theta_{ccl} = 2 \cdot \text{Cos}^{-1} \left\{ \frac{D_{ENV}}{D_{ccl}} \left[ 1 - 2 \left( \frac{B_c}{100} \right) \right] \right\} \text{ (=) grados.}$$

$$\text{Donde: } B_c = \left( \frac{H_{cm}}{D_{ENV}} \right) \cdot 100$$

$$D_{ccl} = D_{OTL} - D_f$$

Diámetro hidráulico equivalente de la ventana de la mampara:

$$D_w = \frac{4 \cdot S_w}{\pi \cdot D_f \cdot N_{tw} + \pi \cdot D_{ENV} \cdot \theta_{ds} / 360}$$

Diámetro equivalente proyectado:

$$D_{req} = D_o + 2H \cdot N_a \cdot E$$

Fracción de tubos en la ventana de mampara:

$$F_w = \frac{\theta_{ccl}}{360} - \frac{\text{Sen}(\theta_{ccl})}{2 \cdot \pi}$$

No. de tubos en la ventana de mampara:

$$N_{tw} = N \cdot F_w$$

Fracción de tubos sección de flujo cruzado:

$$F_c = 1 - 2(F_w)$$

Número de hileras de tubos efectivas en la ventana de la mampara:

$$N_{icw} = N_{cw} = \frac{0.8}{L_{pp}} \left[ D_{ENV} \left( \frac{B_c}{100} \right) - \frac{D_{ENV} - D_{ccl}}{2} \right]$$

Número de hileras de tubos en la sección de flujo cruzado:

$$N_c = N_{icc} = \frac{D_{ENV}}{L_{pp}} \left[ 1 - 2 \left( \frac{B_c}{100} \right) \right]$$

No. de tubos en la sección de flujo cruzado e hileras de tubos que cruza el fluido:

$$N_{ic} = N \cdot F_c$$

$$N_j = N_{icc} + 2 \cdot N_{icw}$$

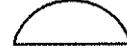
**Cálculo de áreas**

Área de flujo cruzado, en el centro de la coraza:

$$S_m = S_b \left[ (D_{ENV} - D_{OTL}) + \frac{D_{OTL} - D_f}{P} (P - D_{req}) \right] = L_{bc} \left[ L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tp}} (L_{tp} - D_{req}) \right]$$

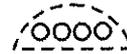
Área gruesa de flujo de la ventana de la mampara:

$$S_{wg} = \frac{\pi}{4} (D_{ENV})^2 \left( \frac{\theta_{ds}}{360} - \frac{\text{Sen}(\theta_{ds})}{2 \cdot \pi} \right)$$



Área de la ventana ocupada por tubos:

$$S_{wt} = N \cdot F_w \left( \frac{\pi}{4} \cdot D_f^2 \right)$$

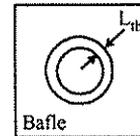


Área de flujo de la ventana de la mampara:

$$S_w = S_{wg} - S_{wt}$$

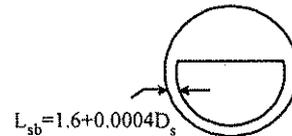
Área de derrame tubo-mampara:

$$S_{tb} = \left\{ \frac{\pi}{4} \left[ (D_f + L_{tb})^2 - D_f^2 \right] \right\} (N) (1 - F_w)$$



Área de derrame envolvente-mampara:

$$S_{sb} = \pi \cdot D_{ENV} \left( \frac{L_{sb}}{2} \right) \left( \frac{360 - \theta_{ds}}{360} \right)$$



Área de ByPass entre haz de tubos-coraza:

$$S_b = L_{bc} \left[ (D_{ENV} - D_{OTL}) + L_{pl} \right]$$

Área de aletas por tubo:

$$A_a = 2 \cdot N_a \left( \frac{\pi}{4} (D_f - D_o) \right) L_t \quad (=) \text{Pulg}^2$$

Área del tubo liso, sin área cubierta por las aletas:

$$A_t = \pi \cdot D_o \cdot L_t (1 - N_a \cdot E) \quad (=) \text{Pulg}^2$$

Área de transferencia de calor total por tubo:

$$A_T = A_a + A_t$$

Área de transferencia de calor total:

$$A_{total} = N \cdot A_T$$

4. Análisis fluido-dinámico del sistema. Comportamiento de la película de solución descendente y el vapor de amoniaco ascendente en un tubo vertical. Se utilizan las mismas ecuaciones de la sección "1A".

#### 5. Caída de presión en el banco de tubos aletados dentro de la coraza.

Cálculo de la caída de presión en el sistema ideal:

$$\Delta P_{S,i} = 2 \times 10^{-3} \cdot f_{i,a} \cdot N_{icc} \cdot \frac{(m_s)^2}{\rho_s} \left( \frac{\mu_s}{\mu_{s,w}} \right)^{-0.14} \quad (=) \text{ kPa}$$

$$\text{Donde: } f_{i,a} = 1.4 \cdot f_{i,d} \quad , \quad f_{i,d} = b_1 \left( \frac{1.33}{P/D_f} \right)^b (R_{es})^{b_2} \quad , \quad b = \frac{b_3}{1 + 0.14 \cdot (R_{es})^{b_4}}$$

$$m_s = \frac{M_s}{S_m} \quad , \quad R_{es} = \frac{D_{req} \cdot m_s}{\mu_s}$$

Las constantes  $b_1$ ,  $b_2$ ,  $b_3$  y  $b_4$  se obtienen de la Tabla 5.1.

#### 6. Coeficientes individuales de transferencia de calor.

a). Para la **sección interna de los tubos**, película descendente de solución absorbente en contra corriente con el vapor de amoniaco. Se utiliza las mismas correlaciones de la sección "1A".

b). Para el **lado del fluido de enfriamiento**: la solución fría circula a través de un banco de tubos aletados por el lado de la coraza. El haz de tubos aletados cuenta con mamparas para direccionar el flujo (tipo tubo y coraza).

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor de esta sección, se aplica la metodología de tubos lisos adecuada para tubos de bajo aletado que se propone en **Heat Exchanger Design Handbook (HEDH)**, pag. 3.3.11-2 (tomo III).

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor ideal:

$$h_{S,i} = J_{i,a} \cdot C_{p_s} \cdot m_s \cdot (Pr_s)^{-2/3} \left( \frac{\mu_s}{\mu_{s,w}} \right)^{0.14} \quad (=) \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$\text{Donde: } J_{i,a} = J_f \cdot J_{i,d} \quad , \quad J_{i,d} = a_1 \left( \frac{1.33}{P/D_f} \right)^a (R_{es})^{a_2} \quad , \quad a = \frac{a_3}{1 + 0.14 \cdot (R_{es})^{a_4}}$$

( $J_f$ ) es el factor de corrección por bajo régimen de flujo ( $R_{es} < 1000$ ) y se obtiene de la Figura 4 del HEDH (pag. 3.3.11-3). Las constantes  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $a_3$  y  $a_4$  se obtienen de la Tabla 5.1.

Tabla 5.1 Constantes de las correlaciones de la metodología de diseño HEDH.

ANGULO DEL TRINGULO	$R_{es}$	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_4$
Equilátero 30°	$10^5 - 10^4$	0.321	-0.388	1.450	0.519	0.372	-0.123	7.00	0.500
	$10^4 - 10^3$	0.321	-0.388			0.486	-0.152		
	$10^3 - 10^2$	0.593	-0.477			4.570	-0.476		
	$10^2 - 10$	1.360	-0.657			45.100	-0.973		
	$< 10$	1.400	-0.667			48.000	-1.00		

Ahora es necesario calcular los factores de corrección para obtener el coeficiente de transferencia de calor y caída de presión real. Se obtendrá un factor de corrección total.

- Factor de corrección ( $J_c$ ): corrección por el efecto del cambio de flujo en la ventana de la mampara, sobre el coeficiente de transferencia de calor.

$$J_c = 0.55 + 0.72 \cdot F_c \quad F_c = 1 - 2(F_w)$$

- Factores de corrección ( $J_1$  y  $R_1$ ): corrección por el efecto de derrame de fluido entre coraza-mampara y tubos-mampara, sobre el coeficiente de transferencia de calor y caída de presión.

$$J_1 = 0.44(1 - r_s) + [1 - 0.44(1 - r_s)] \text{EXP}(-2.2 \cdot r_{lm})$$

$$R_1 = \text{EXP}[-1.33(1 + r_s)(r_{lm})^P]$$

$$\text{Donde: } P = [-0.15(1 + r_s) + 0.8] \quad , \quad r_{lm} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} \quad , \quad r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}}$$

- Factores de corrección ( $J_b$  y  $R_b$ ): corrección por el efecto de corrientes de bypass sobre el coeficiente de transferencia de calor y caída de presión.

$$J_b = \text{EXP}[-C_{bh} \cdot F_{sbp} \cdot (1 - \sqrt[3]{2 \cdot r_{ss}})]$$

Con el límite de  $J_b = 1$  para  $r_{ss} \geq 1/2$  y

$C_{bh} = 1.35$  para flujo laminar,  $Re_s \leq 100$

$C_{bh} = 1.25$  para flujo transitorio y turbulento,  $Re_s > 100$

$$R_b = \text{EXP}[-C_{bp} \cdot F_{sbp} \cdot (1 - \sqrt[3]{2 \cdot r_{ss}})]$$

Con el límite de  $R_b = 1$ , para  $r_{ss} \geq 1/2$

$C_{bp} = 4.5$  para flujo laminar,  $Re_s \leq 100$

$C_{bp} = 3.7$  para flujo transitorio y turbulento,  $Re_s > 100$

$$\text{Donde: } r_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_{icc}} \quad , \quad F_{sbp} = \frac{S_b}{S_m}$$

$N_{ss}$  es el número de tiras de sellado en una mampara.

- Factor de corrección ( $J_r$ ): corrección por el efecto adverso de la capa límite cuando se tiene flujos muy bajos (flujo laminar) sobre el coeficiente de transferencia de calor.

$$J_r = (J_r)_r = \left( \frac{10}{N_c} \right)^{0.18} \quad \text{Para: } Re_s \leq 20$$

$$\text{Donde: } N_c = (N_{icc} + N_{icw})(N_b + 1)$$

$$J_r = (J_r)_r + \left( \frac{20 - Re_{e,s}}{80} \right) [(J_r)_r - 1] \quad \text{Para: } 20 < Re_s \leq 100$$

Con los límites:  $J_r = 1$  para  $Re_s > 100$

$$J_r = (J_r)_r \text{ para } Re_s \leq 20 \quad ; \quad J_r \geq 0.4$$

- Factores de corrección ( $J_s$  y  $R_s$ ): corrección por el efecto de tener espaciado de mamparas diferentes, sobre el coeficiente de transferencia de calor y caída de presión. En el caso seleccionado se tiene espaciado uniforme en todo el equipo:

Con  $L^* = L_{bo}/L_{bc} = L_{bi}/L_{bo} = 1$  y la Figura 13 del HEDH (pag. 3.3.6-10) se obtiene un  $J_s = 1$ . Para  $L_{bc} = L_{bo} = L_{bc}$  se tiene  $R_s = 2$ .

- Cálculo del factor de corrección total para el coeficiente de transferencia de calor:

$$J_{\text{total}} = (J_c) (J_l) (J_b) (J_r) (J_s)$$

Utilización de los factores de corrección para obtener un coeficiente de transferencia de calor y una caída de presión más real:

$$h_s = h_{s,i} \cdot J_{\text{total}}$$

El cálculo de la caída de presión real se obtiene por etapas. Caída de presión en la sección de flujo cruzado:

$$\Delta P_C = \Delta P_{S,i} (N_b - 1) R_b \cdot R_l \quad (=) \text{ kPa}$$

Caída de presión en la ventana de la mampara:

$$\Delta P_W = N_b \left[ (2 + 0.6 \cdot N_{icw}) \frac{(m_s)^2}{2 \cdot \rho_s} \times 10^{-3} \right] R_l \quad \text{Para } Re_s \geq 100$$

$$\Delta P_W = N_b \left\{ 26 \frac{(m_s) \cdot \mu_s}{\rho_s} \left[ \frac{N_{icw}}{L_p - D_f} + \frac{L_{bc}}{(D_W)^2} \right] + \left[ 2 \times 10^{-3} \cdot \frac{(m_s)^2}{2 \cdot \rho_s} \right] \right\} R_l \quad (=) \text{ kPa}$$

Para  $Re_s < 100$

Caída de presión en la mampara de entrada y salida:

$$\Delta P_e = \Delta P_{S,i} \left( 1 + \frac{N_{icw}}{N_{icc}} \right) R_b \cdot R_s$$

Caída de presión total en todo el lado de la coraza:

$$\Delta P_S = \Delta P_C + \Delta P_W + \Delta P_e \quad (=) \text{ kPa}$$

Potencia requerida de bomba en esta sección:

$$\dot{W}_l = \frac{m_s}{\rho_s} \Delta P_S = G \cdot \Delta P$$

$$W_{\text{real}} = \frac{\dot{W}_l}{\eta_{\text{bomb.}}} \quad \text{donde: } \eta_{\text{bomb.}} \text{ es el rendimiento mecánico de la bomba.}$$

## 7. Eficiencia de aleta y efectividad total de la superficie.

La eficiencia de aleta y efectividad total de la superficie se obtienen utilizando las mismas ecuaciones que en la sección "1A".

## 8. Coeficiente global de transferencia de calor.

En la ecuación del coeficiente global se toma como superficie de referencia a  $A_T$ :

$$\frac{1}{U} = \frac{A_T}{h_i \cdot \pi \cdot D_i \cdot L_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) A_T}{2 \cdot \pi \cdot L_i \cdot k_{SA-179}} + \frac{1}{h_a n_i} = \sum R, \quad \text{Por lo tanto: } U = \frac{1}{\sum R}$$

**9. Cálculo de DMLT y  $F_T$  :**

$$DMLT = \frac{(T_{s,e} - T_{se,s}) - (T_{s,s} - T_{se,e})}{\ln\left[\frac{(T_{s,e} - T_{se,s})}{(T_{s,s} - T_{se,e})}\right]}$$

Donde:  $T_{s,e}$ ,  $T_{s,s}$  son las temperaturas de la solución entrando y saliendo.

$T_{se,e}$ ,  $T_{se,s}$  son las temperaturas de la solución enfriante entrando y saliendo.

El factor  $F_T$  en flujo cruzado se obtiene de la grafica 8 (pag. 1.5.3.-11) del **Heat Exchanger Design Handbook (1983)** utilizando  $P'$  y  $R'$ .

$$P' = \frac{T_{se,s} - T_{se,e}}{T_{s,e} - T_{se,e}} \quad R' = \frac{T_{s,e} - T_{s,s}}{T_{se,s} - T_{se,e}}$$

**10. Obtención del calor que puede ser retirado en el equipo (disponible), con la geometría especificada:**

$$Q_{disp.} = U \cdot A_{total} \cdot F_T \cdot DMLT$$

**11. Comparación del  $Q_{disp.}$  Con el  $Q_{req.}$  y aplicación de criterios de la Figura 5.1.**

Caso 1:  $Q_{disp.} > Q_{req.}$  El equipo está sobredimensionado.

Caso 2:  $Q_{disp.} < Q_{req.}$  El equipo está escaso.

Caso 3:  $Q_{disp.} = Q_{req.}$  El equipo cumple con los requerimientos.

**5.2.3 Diseño de la unidad "3A" (sección GAX)**

En el diseño de la unidad 3A se sigue el mismo procedimiento utilizado en la unidad 2A, pero con los siguientes ajustes:

- En esta parte del diseño se trabaja con las condiciones y corrientes correspondientes a la unidad 3A.
- Para poder mantener una película descendente de la solución absorbente a lo largo de toda la columna, es necesario respetar en esta sección ciertos parámetros geométricos que fueron establecidos con anterioridad en las secciones 1A y 2A (principalmente número, diámetro y espaciado de los tubos).
- En esta sección hay que tener un cuidado especial en la diferencia de temperaturas media logarítmica (DMLT), ya que es pequeña y puede afectar el dimensionamiento del equipo. Esto debe ser considerado al determinar el factor de sobre diseño.
- En esta parte de la columna por el lado de la coraza, la solución enfriante primeramente recibe calor sensible hasta llegar al punto de saturación y posteriormente se inicia un cambio de fase, la corriente finalmente sale con un 88.1% de líquido. El cambio de fase da como resultado un mayor coeficiente de transferencia de calor por el lado de la coraza, dicho incremento no es considerado en los cálculos (se maneja como una sola fase), pensando en dejarlo como respaldo o factor de sobre diseño. Si se quiere ser riguroso se necesita calcular el coeficiente de transferencia de calor en la sección de dos fases y promediar con el de la sección de una sola fase, pero dada la complejidad y la geometría tan especial que se tiene, no se encontraron publicadas las correlaciones correspondientes.

### 5.2.4 Diseño mecánico del envolvente y cabezas de la columna

ENVOLVENTE / CORAZA: En la columna Absorbedor-GAX se tienen dos tipos de envolventes: 1) En la sección 1A, donde su función es direccionar el aire y soportar junto con los tubos la parte alta de la columna y 2) En la sección 2A y 3A, el envolvente contiene la solución amoníaco-agua y esta sometido a una presión de 20 bar y a temperaturas máximas de 120 °C.

En el diseño mecánico se deben especificar: tipo de material, tipo de soldadura, margen por corrosión, espesor de pared y presión máxima de trabajo permitida.

De acuerdo con la norma ASME Code for Pressure Vessel, sección VIII, para un envolvente cilíndrico con **costura longitudinal** (esfuerzos circunferenciales) se tiene:

Espesor de pared:

$$t = \frac{P \cdot (R + M.C.)}{S \cdot E - 0.6 \cdot P} + M.C.$$

Presión máxima de trabajo permitida:

$$P_{mt} = \frac{S \cdot E \cdot t}{R + 0.6 \cdot t}$$

Donde:

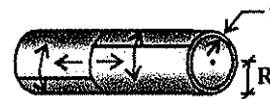
P = Presión de diseño = 1.1 \* P<sub>max. op.</sub> (=) lb / pulg<sup>2</sup>

E = Eficiencia de la junta (sin costura E = 1).

R = Radio interior (=) pulg.

M.C. = Margen por corrosión (=) pulg.

S = Esfuerzo máximo permitido del material, por presión interna a la temperatura de diseño (cuando es sin costura se toma 0.85\*S).



Envolvente Cilíndrico

De la misma forma de acuerdo a la norma, cuando se tiene un envolvente con **costura circunferencial** (esfuerzos longitudinales) las ecuaciones son:

Espesor de pared:

$$t = \frac{P \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0.4 \cdot P}$$

Presión máxima de trabajo permitida:

$$P_{mt} = \frac{2 \cdot S \cdot E \cdot t}{R - 0.4 \cdot t}$$



Envolvente sin Costuras

Como el esfuerzo que se origina en la costura circunferencial es igual a la mitad del que se origina en la costura longitudinal, es mejor utilizar envolventes y tubos sin costura.

CABEZAS DE LAS COLUMNAS: En la columna es necesario especificar las características del domo y fondo, estas partes suelen llamarse cabezas, las elipsoidales y semiesféricas son las más comunes.

De acuerdo a la norma ASME, para **cabezas elipsoidales** se tiene:

Espesor de pared:

$$t = \frac{P \cdot D \cdot K}{2 \cdot S \cdot E - 0.2 \cdot P} + M.C.$$

Presión máxima de trabajo permitida:

$$P = \frac{2 \cdot S \cdot E \cdot t}{K \cdot D + 0.2 \cdot t}$$

$$\text{Donde: } K = \frac{1}{6} \left[ 2 + \left( \frac{D}{2 \cdot H} \right)^2 \right]$$

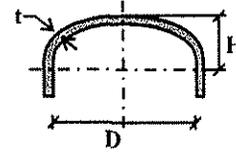
P = Presión de diseño (=) lb/pulg<sup>2</sup>

S = Esfuerzo del material (=) lb/pulg<sup>2</sup>

E = Eficiencia de la junta

D = Diámetro interno (=) pulg<sup>2</sup>

M.C. = Margen por corrosión (=) pulg.



Cabezas Elipsoidales

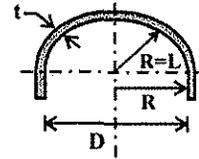
Para las **cabezas semiesféricas**:

Espesor de pared:

$$t = \frac{P \cdot R}{2 \cdot S \cdot E - 0.2 \cdot P} + M.C.$$

Presión máxima de trabajo permitida:

$$P = \frac{2 \cdot S \cdot E \cdot t}{R + 0.2 \cdot t}$$



Cabezas Semiesféricas

Se decidió utilizar las cabezas elipsoidales, porque son las que recomienda la norma para diámetros pequeños y medianos.

### 5.2.5 Dimensionamiento del recipiente de almacenamiento de solución

Antes de iniciar con el procedimiento de diseño del recipiente de almacenamiento de solución, es conveniente mencionar la razón por la que es creado o integrado al sistema.

- Una de las principales funciones del recipiente, es disponer de suficiente solución en el arranque, para que permita que el sistema se estabilice sin riesgos de que la bomba se quede sin alimentación de líquido. En el arranque se tiene la mayor cantidad de solución en la torre de absorción y una vez que se inicia la operación de bombeo hacia el generador, donde debe formar una película descendente previo a la aplicación de calor, pasará un tiempo antes de que por efecto de la auto presión (generación de vapor) empiece a retornar la solución al absorbedor.
- Otra función es recibir la solución al parar la unidad. Al suspender la operación del sistema, automáticamente por efecto de la diferencia de presiones la solución del generador pasará al absorbedor.
- Otra función no menos importante es amortiguar las perturbaciones o cambios en la operación del sistema.
- También este recipiente sirve para preparar la solución amoniaco-agua en el procedimiento de carga del sistema.

Los elementos que son tomados en cuenta para dimensionar el recipiente de almacenamiento de solución son: volumen de retención de cada una de las secciones de las columnas, velocidad de bombeo y procedimiento de arranque y operación del sistema. Por medio de lo anterior se establece el volumen que debe tener el recipiente.

El dimensionamiento de este equipo puede hacerse con un diámetro mayor que el de la columna, para que no se incremente demasiado la altura de la misma.

El diseño se divide en tres partes: i) Sección de cono truncado, ii) Sección cilíndrica y iii) Fondo o cabeza inferior.

1) La norma ASME para el diseño del cono truncado establece:

Primero se especifican los diámetros y la altura del cono, de tal forma que de como resultado  $\alpha \leq 30^\circ$ .

Cálculo del cateto opuesto:

$$a = \frac{D - d}{2}$$

Cálculo del ángulo ( $\alpha$ ):

$$\alpha = \arctan\left(\frac{a}{H}\right)$$

Cálculo de la hipotenusa:

$$C = \sqrt{a^2 + H^2}$$

Volumen del cono truncado:

$$V_{CT} = \frac{\pi}{12} \cdot H \cdot (D^2 + D \cdot d + d^2)$$

Espesor de pared:

$$t_1 = \frac{P \cdot D}{2 \cdot \cos \alpha (S \cdot E - 0.6 \cdot P)} + M.C. \quad \text{Para } \alpha \leq 30^\circ.$$

Presión máxima de trabajo permitida:

$$P_{mt} = \frac{2 \cdot S \cdot E \cdot t_1 \cdot \cos \alpha}{D + 1.2 \cdot t_1 \cdot \cos \alpha}$$

Donde:

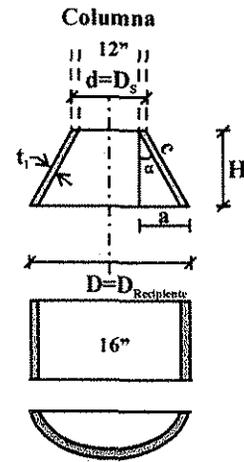
P = Presión de diseño (=) lb/pulg<sup>2</sup>

S = Esfuerzo del material (=) lb/pulg<sup>2</sup>

E = Eficiencia de la junta

D = Diámetro interno (=) pulg<sup>2</sup> (ver figura del cono truncado)

M.C. = Margen por corrosión (=) pulg.



Recipiente de Almacenamiento

2) La sección cilíndrica se rige por las mismas ecuaciones y procedimiento del envolvente anteriormente visto.

La altura se estima con el volumen establecido para esta sección:

$$H_c = \frac{4 \cdot V_c}{\pi \cdot D^2}$$

3) La parte del fondo (cabeza inferior), se rige por las mismas ecuaciones de las cabezas vistas en la sección 5.2.4.

### 5.2.6 Especificación del ventilador y ducto de acoplamiento a la columna

El tipo y tamaño del ventilador fue seleccionado por medio de las gráficas de los fabricantes avaladas por la norma AMCA y utilizando la caída de presión en el banco de tubos y el flujo de aire previamente calculados.

A continuación se enlistan algunas recomendaciones hechas por el AMCA y que fueron consideradas en el diseño de los ductos de acoplamiento:

- **Cámara de aire:** se considera la dimensión de medio diámetro a un diámetro del ventilador como una distancia razonable entre el ventilador y el banco de tubos para proporcionar una distribución de aire satisfactoria. De lo contrario se tendrá una mala distribución del aire en todo el haz de tubos.
- Se recomienda un **ángulo máximo de dispersión** de 45° entre el ventilador y el haz de tubos, lo cual puede ser el factor clave para la determinación del diámetro del ventilador, más que el requisito de cobertura mínima del mismo.
- Aunque la configuración de la cámara de aire es importante para una buena distribución de aire, también se debe considerar que una baja caída de presión en el haz de tubos favorece una mala distribución de aire en el banco de tubos, aún cuando se reduzcan los costos de operación.
- Con el objeto de favorecer una buena distribución del aire a través del haz de tubos, la **superficie del anillo del ventilador** debe ser por lo menos un 40% de la superficie expuesta del haz de tubos.
- La velocidad frontal estándar del aire (FV), por lo general varía entre 1.5 a 3.6 m/s.

El diseño de  **tiro inducido** proporciona una distribución más uniforme del aire sobre el haz de tubos, puesto que la velocidad del aire al acercarse a este último es relativamente baja. Este diseño se adapta mejor para intercambiadores de calor con aproximación de temperaturas pequeñas.

El flujo elevado de aire a través de un intercambiador enfriado por aire, en caso de fuga de NH<sub>3</sub>, reduce considerablemente cualquier concentración de fluidos tóxicos.

El ventilador y el ducto de acoplamiento de la columna Absorbedor-GAX, se muestran en la Figura 5.7.

### 5.2.7 Especificación de la columna absorbedor-GAX

El modelado matemático y la secuencia de cálculo para el diseño de la columna planteado anteriormente, fue programado en Microsoft Excel y los resultados se resumen en las Figuras 5.2 a 5.7 y en las Tablas 5.2 y 5.3.

La columna absorbedor-GAX como se puede observar en la Figura 5.2, cuenta con un buen número de accesorios que mejoran su comportamiento: una malla de alambres en la parte interior de los tubos para aumentar el coeficiente de transferencia de calor, boquillas en la parte baja de los tubos para aumentar la capacidad (alejar el punto de inundación), eliminadores de oleaje, rompedores de vórtices / remolinos, líneas de purga de sólidos e incondensables, superficies extendidas, por mencionar algunos. También esta columna puede ser operada poniendo en contacto la solución y el vapor, tanto en contra corriente como en co-corriente por la parte interna de los tubos.

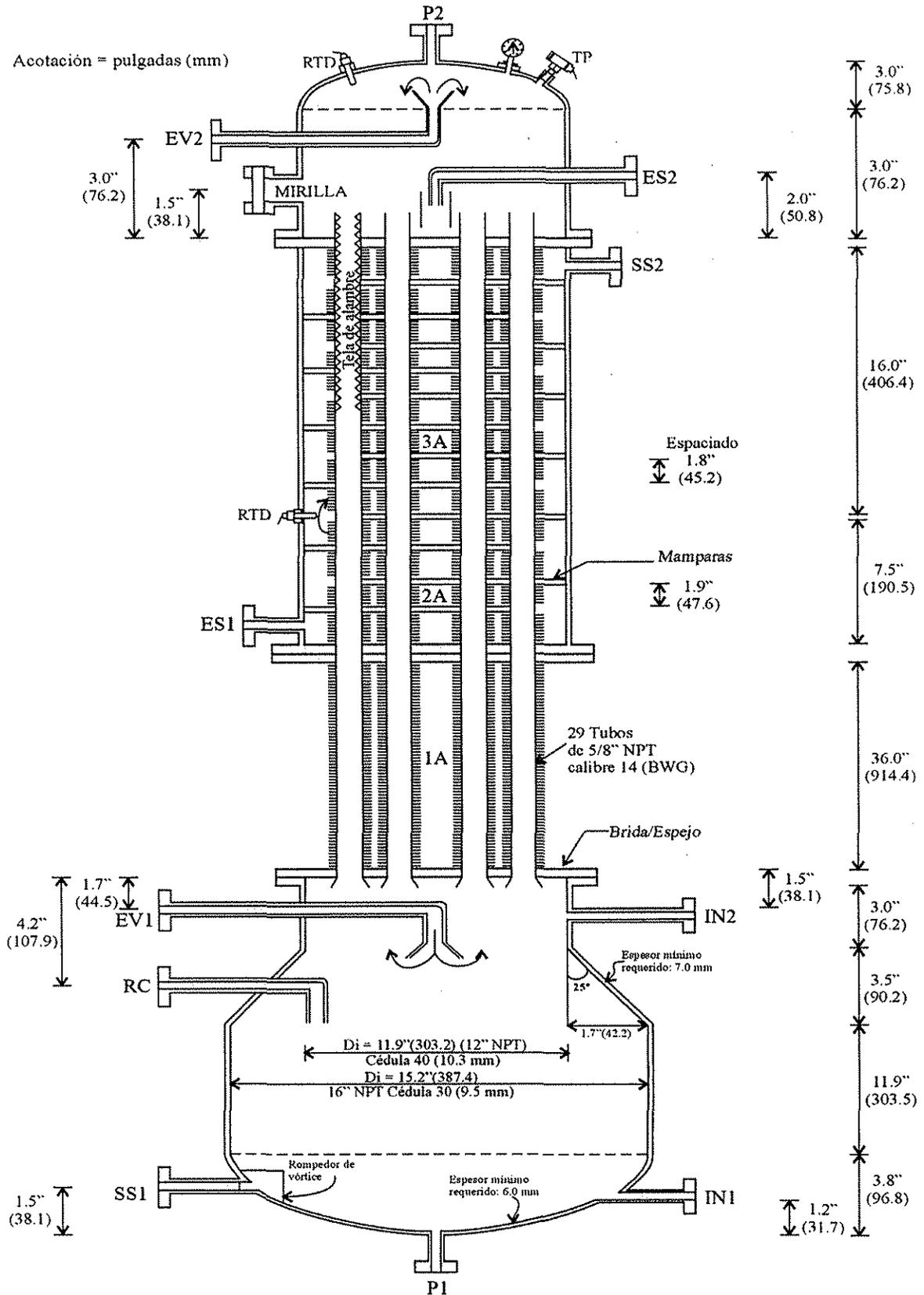
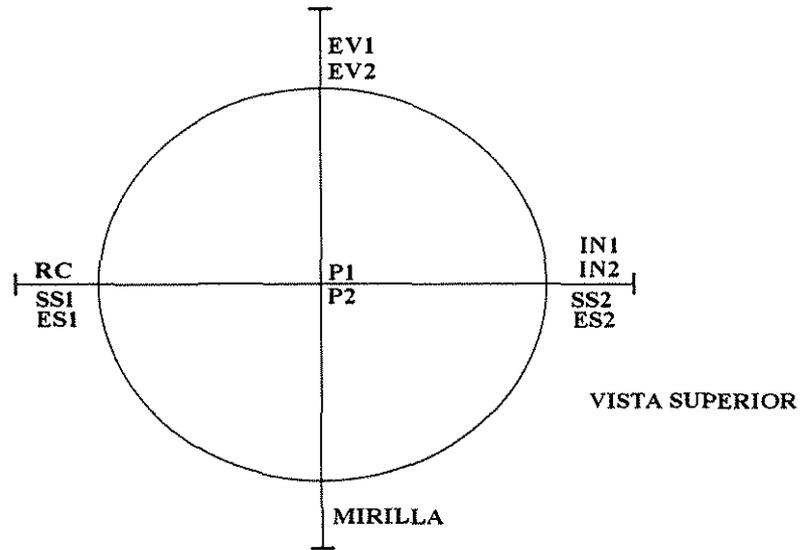


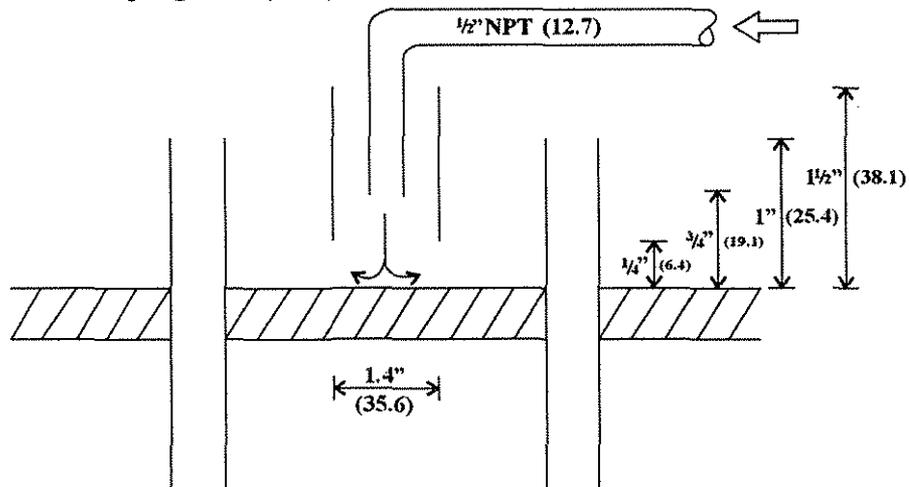
Figura 5.2 Esquema de la columna absorbedor - GAX.



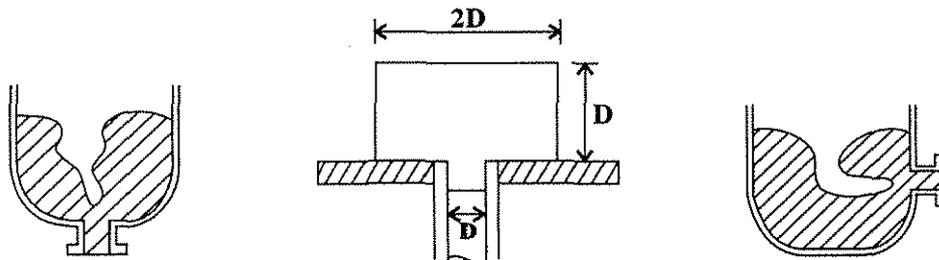
FRENTE DE LA COLUMNA

**Vista de la orientación de boquillas/cuellos soldables.**

Acotación = pulgadas (mm)



**Accesorio rompe olas de la alimentación de líquido a la columna.**



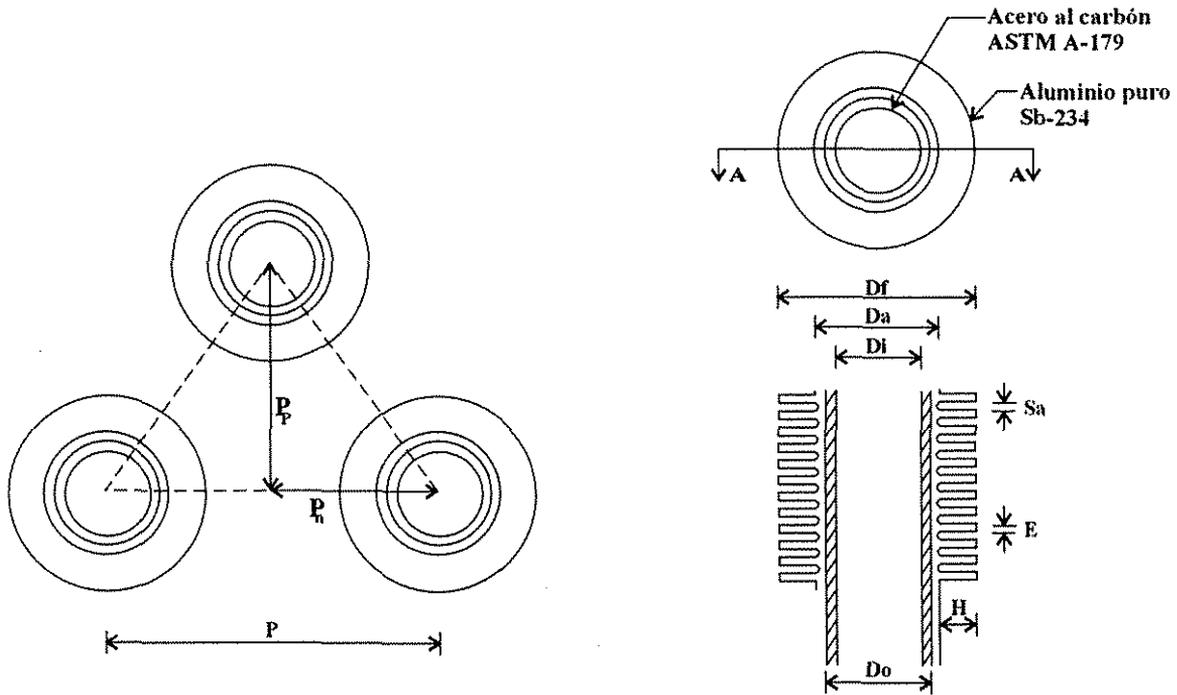
**Rompedor de vórtice o remolino en forma de placa.**

**Figura 5.3 Detalles de los accesorios de la columna absorbedor - GAX.**

Tabla 5.2 Cuellos soldables de la columna absorbedor-GAX.

CUELLO SOLDABLE	DIÁMETRO Pulg. NPT(mm)	LONGITUD Pulg(mm)	CÉDULA	ESPESOR (mm)	OBSERVACIONES
RC	1.0 (25.4)	5.0 (127.0)	5	1.651	Descarga hacia abajo.
SS1	1.0 (25.4)	5.0 (127.0)	5	1.651	
ES1	1.0 (25.4)	4.0 (101.6)	5	1.651	Al centro de mamparas.
SS2	1.0 (25.4)	4.0 (101.6)	5	1.651	Lo más pegada al espejo
ES2	1.0 (25.4)	4.0 (101.6)	5	1.651	
IN1	0.5 (12.7)	5.0 (127.0)			Ind. de nivel inferior.
IN2	0.5 (12.7)	5.0 (127.0)			Ind. de nivel superior.
EV1	1.0 (25.4)	4.0 (101.6)	10	2.769	E. vap. boca hacia abajo.
EV2	1.0 (25.4)	4.0 (101.6)	10	2.769	E. vap. boca hacia arriba
Mirilla	2.0 (50.8)	2.0 (50.8)			
P1 y P2	0.5 (12.7)	4.0 (101.6)			

Material de cuellos soldables: ASTM A-106 B.



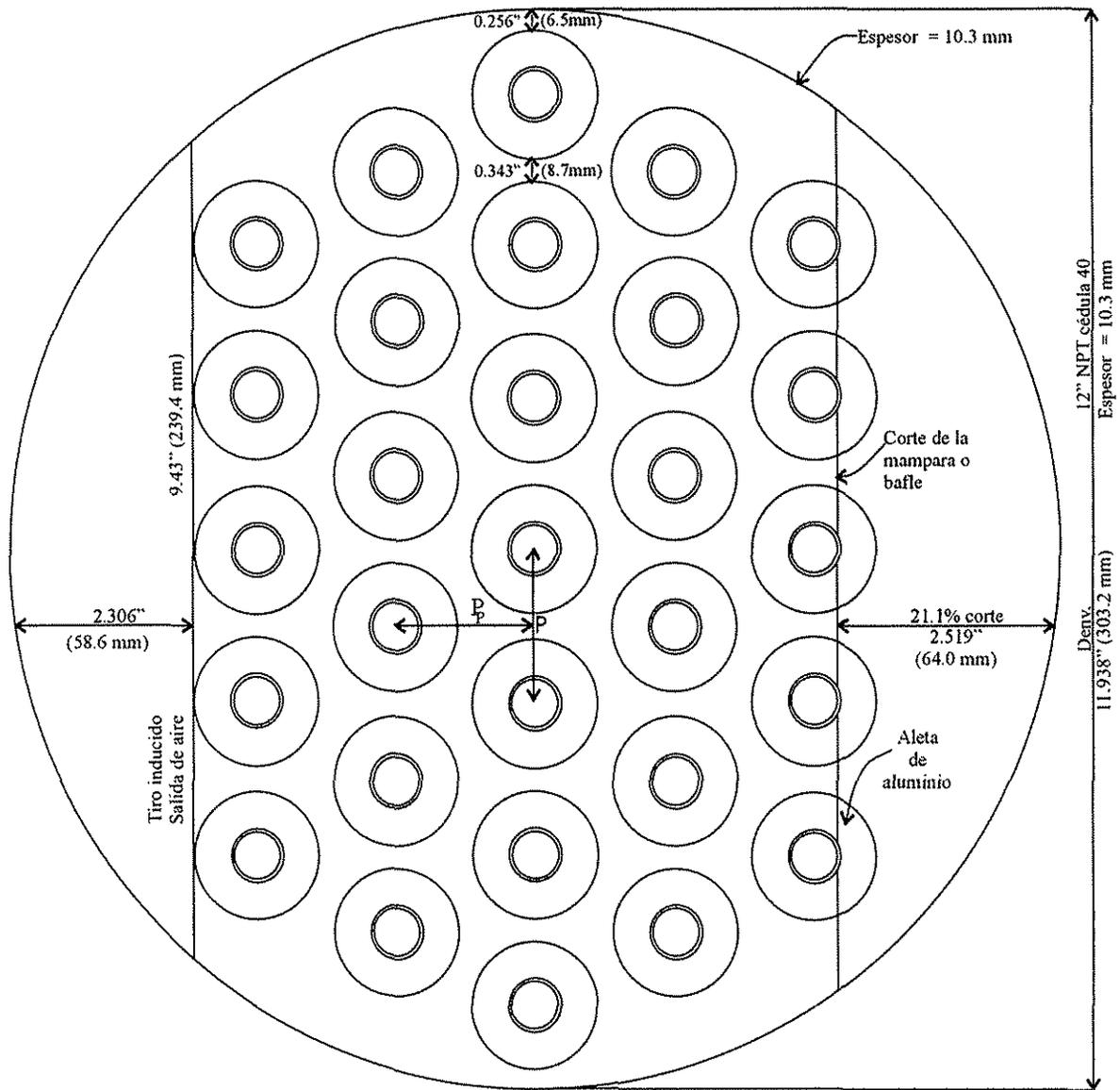
ARREGLO DE TUBOS: TRIÁNGULO EQUILÁTERO.

TIPO DE ALETA: BIMETÁLICA EXTRUIDA.  
SECCIÓN A-A

Figura 5.4 Disposición y características de los tubos aletados.

Tabla 5.3 Características de los tubos aletados de la columna absorbedor-GAX.

P	P <sub>P</sub>	P <sub>n</sub>	D <sub>i</sub>	D <sub>o</sub>	D <sub>f</sub>	H	E	S <sub>a</sub>	N <sub>a</sub>
Pulg. (mm)	Pulg. (mm)	Pulg. (mm)	Pulg. (mm)	Pulg. (mm)	Pulg. (mm)	Pulg. (mm)	Pulg. (mm)	Pulg. (mm)	(aletas por pulgada)
1.718 (43.63)	1.488 (37.79)	0.859 (21.82)	0.459 (11.66)	0.625 (15.87)	1.375 (34.92)	0.375 (9.52)	0.01969 (0.50)	0.0892 (2.27)	10



**Figura 5.5 Espejo, mampara, haz de tubos y entrada de aire de la columna absorbedor-GAX.**



### 5.3 METODOLOGÍA DE DISEÑO COLUMNA GENERADOR-RECTIFICADOR

#### 5.3.1 Diseño de la unidad “1G-2G” (calentamiento externo)

Los cálculos de diseño que se realizan en esta unidad, siguen el mismo procedimiento efectuado en las secciones 2A y 3A de la columna absorbedor-GAX, solo se presentan las siguientes variantes:

- En esta sección de la columna generador-rectificador, se utiliza calentamiento externo por medio de un aceite térmico (Mobiltherm 603), el cual es previamente calentado en un SCS y/o un sistema de resistencias eléctricas. El aceite circula por el lado de la coraza y se utiliza las mismas correlaciones para obtener el coeficiente individual de transferencia de calor que se emplearon en las unidades 2A y 3A.
- El cambio más importante en los cálculos de esta unidad, es la correlación utilizada para determinar el coeficiente individual de transferencia de calor de la parte interna de los tubos, película de solución descendente en contra corriente con el vapor generado.

Para la película descendente en calentamiento, se utiliza las correlaciones de **T. Fujita y T. Ueda, (1978)**, los cuales reportan haber trabajado con  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ :

$$h_i = 0.90 \cdot k_i \cdot R_e^{-0.22} \cdot \left( \frac{v^2}{g} \right)^{-1/3} \quad \text{Para } R_e = \frac{4 \cdot \Gamma_i}{\mu_i} < 3200$$

$$h_i = 6.0 \times 10^{-3} \cdot k_i \cdot R_e^{0.4} \cdot \left( \frac{v^2}{g} \right)^{-1/3} \quad \text{Para } R_e \geq 3200$$

Donde:

$$\Gamma_i = \frac{m_{sol.total}}{\pi \cdot D_i \cdot N}$$

#### 5.3.2 Diseño de la unidad “3G” o GHX (calentamiento con la solución)

En el diseño de esta unidad, se sigue el mismo procedimiento y se aplican las mismas correlaciones utilizadas en la unidad 1G-2G, pero con las siguientes particularidades:

- Dado que se pretende tener una película de líquido descendente continua en todo el generador, es necesario respetar algunos parámetros geométricos establecidos en la sección 1G-2G.
- Analizando las características de las corrientes tanto de líquido como de vapor, en esta sección de la columna que es donde iniciaría la inundación, por lo que es necesario hacer el estudio de capacidad máxima (punto de inundación) en la parte superior de esta unidad.
- En esta unidad se tiene la integración energética interna GHX. La generación de vapor es provocada por el calentamiento con la solución caliente que sale del fondo de la columna. La solución se enfría antes de expandirse y entrar al absorbedor.

### 5.3.3 Diseño de la unidad de rectificación (enfriamiento con aire)

Los cálculos de diseño que se realizan en el rectificador, siguen el mismo procedimiento efectuado en la sección 1A de la columna absorbedor-GAX, solo se presentan las siguientes variantes:

- a) Al realizarse un proceso de condensación de película descendente por la parte interna de los tubos, las ecuaciones que rigen el fenómeno de transferencia de calor, son distintas a las de la unidad 1A.

**Garimella y Coleman, (ASHRAE Transactions, 1998)**, después de hacer un análisis comparativo de varias correlaciones, recomiendan las ecuaciones de **Shah, (1979)** para este tipo de procesos con cambio de fase.

La correlación general de **Shah**, para determinar el coeficiente individual de transferencia de calor, tiene tres presentaciones:

Para un punto dado, que puede ser el punto medio ( $x = (x_e + x_s)/2$ ) se tiene:

$$h_{2f} = 0.023 \cdot \frac{k_i}{D_i} \cdot R_{eL}^{0.8} \cdot Pr_i^{0.4} \left[ (1-x)^{0.8} + \frac{3.8 \cdot x^{0.76} (1-x)^{0.04}}{(P/P_{critica})} \right]$$

Coeficiente de transferencia de calor promedio en el intervalo de fracción de vapor analizado:

$$h_{2M} = \frac{0.023 \cdot R_{eL}^{0.8} \cdot Pr_i^{0.4} \left( \frac{k_i}{D_i} \right)}{(x_2 - x_1)} \left[ \frac{(1-x)^{1.8}}{1.8} + \frac{3.8}{(P/P_{critica})^{0.38}} \left( \frac{x^{1.76}}{1.76} - \frac{0.04 \cdot x^{2.76}}{2.76} \right) \right]_{x_1}^{x_2}$$

Para el caso de condensación total ( de  $x_1 = 1.0$  a  $x_2 = 0.0$ ) la ecuación se reduce a:

$$h_{2M} = 0.023 \cdot R_{eL}^{0.8} \cdot Pr_i^{0.4} \left( \frac{k_i}{D_i} \right) \left( 0.55 + \frac{2.09}{(P/P_{critica})^{0.38}} \right)$$

Donde:

$$R_{eL} = \frac{G \cdot D_i}{\mu_i}, \quad G = \frac{m_{total}}{A \cdot N}, \quad x = \frac{m_v}{m_v + m_L}, \quad P = \text{presión}$$

$Pr_i$  = No. de Prandtl del líquido

Si utilizamos la primera ecuación (comportamiento puntual) con  $x = \frac{x_1 + x_2}{2}$ , el resultado tiene una diferencia de 5 a 8% menor con respecto al resultado de la segunda ecuación (comportamiento promedio).

Cabe comentar que estas correlaciones fueron utilizadas por Garimella y Coleman en el diseño de un condensador de vapor  $NH_3 - H_2O$ .

### 5.3.4 Dimensionamiento del plato redistribuidor (cámara de separación)

Para dimensionar la cámara de separación con plato redistribuidor se sigue el procedimiento siguiente:

1. Cálculo del área transversal, tanto del vapor como del líquido en la sección 3G de la columna. Dicha área se utilizará como referencia en el dimensionamiento de los bajantes y chimeneas del plato redistribuidor.
2. Establecer el número y las dimensiones de los bajantes y chimeneas del plato redistribuidor.
3. Cálculo del área transversal con la que contarán, tanto el vapor como el líquido. Se deben manejar las diferentes dimensiones del plato, buscando un área transversal que no provoque inundación ni canalizaciones inadecuadas de los fluidos.
4. Por último se distribuyen uniformemente los bajantes y chimeneas en el plato redistribuidor.

En las Figuras 5.9 y 5.10 se resumen los resultados del dimensionamiento del plato redistribuidor.

### 5.3.5 Diseño mecánico del envoltente y cabezas de la columna

En el diseño del envoltente y cabezas de la columna generador-rectificador se utilizan las mismas ecuaciones y procedimiento de la sección 5.2.4.

### 5.3.6 Dimensionamiento del fondo de la columna

En esta parte de la columna se coloca un indicador de nivel que nos permite observar el ritmo de estabilización de los flujos de la columna y sistema completo. También nos ayuda detectar cuando la columna se inunda o llega a su capacidad máxima. Cabe mencionar que ni la salida de la solución, ni la conexión para el indicador de nivel es recomendable que se coloquen en el fondo de la columna porque podrían arrastrar sólidos.

Procedimiento para el dimensionamiento del recipiente de la columna generador-rectificador:

1. Establecer el volumen del recipiente.
2. Se respeta el mismo diámetro de la columna y se deja el volumen de la cabeza inferior como espacio vacío del recipiente.

$$D = D_{ENV}$$

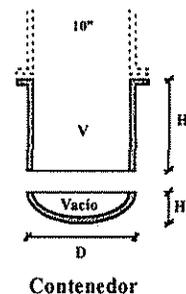
3. Cálculo de altura del cilindro:

$$H = \frac{4 \cdot V}{\pi \cdot D^2}$$

4. Altura de la cabeza inferior:

$$H_C = \frac{D}{4} \quad , \quad K = 1 \quad , \quad \frac{D}{2} \cdot H_C = 2.0$$

5. Para la parte cilíndrica, el espesor de la pared y la presión máxima de trabajo permitida, es igual al de la columna.
6. Las características mecánicas de la cabeza inferior son iguales a la cabeza superior, las cuales fueron especificadas previamente.



### 5.3.7 Especificación del ventilador y ducto de acoplamiento a la columna

Al igual que en la sección 5.2.6, el tipo y tamaño del ventilador fue seleccionado por medio de las gráficas de los fabricantes avaladas por la norma AMCA y utilizando la caída de presión en el banco de tubos y el flujo de aire previamente calculados.

En el dimensionamiento del ducto, se aplican las recomendaciones hechas por el AMCA presentadas en la sección 5.2.6.

### 5.3.8 Especificación de la columna generador-rectificador

La secuencia de cálculos de diseño para la columna generador-rectificador fue programada en Microsoft Excel y los resultados se resumen en las Tablas 5.4 y 5.5 y en las Figuras 5.8 a 5.13.

En la Figura 5.8 se puede apreciar el acoplamiento de las diferentes secciones de la columna generador-rectificador, la ubicación de los instrumentos de medición, mirillas, eliminador de arrastres, eliminador de remolinos, plato redistribuidor, tela de alambre para aumentar el coeficiente de transferencia de calor, entre otros.

En el diseño de los componentes de las columnas, no fue considerado el efecto de la tela de alambre sobre el coeficiente de transferencia de calor por la parte interna de los tubos. Dada la escasez de información al respecto, se planea emplear este equipo para realizar investigación experimental que nos permita obtener nuestras propias correlaciones, las cuales se utilizarán en futuros diseños.

**Tabla 5.4 Cuellos soldables de la columna generador-rectificador.**

CUELLO SOLDABLE	DIÁMETRO Pulg. NPT(mm)	LONGITUD Pulg (mm)	CÉDULA	ESPESOR (mm)	OBSERVACIONES
AL	1.0 (25.4)	5.0 (127.0)	5	1.651	Alimentación al centro
S1	1.0 (25.4)	5.0 (127.0)	5	1.651	Con romp. de remolinos.
S2	1.0 (25.4)	4.0 (101.6)	5	1.651	Al centro de mamparas.
S3	1.0 (25.4)	4.0 (101.6)	5	1.651	Lo más pegada al espejo
EA	1.0 (25.4)	4.0 (101.6)	5	1.651	Al centro de mamparas.
SA	1.0 (25.4)	4.0 (101.6)	5	1.651	Lo más pegada al espejo
N1	0.5 (12.7)	5.0 (127.0)			Ind. de nivel superior.
N2	0.5 (12.7)	5.0 (127.0)			Ind. de nivel inferior.
PS	0.5 (12.7)	4.0 (101.6)	10	2.769	Al centro de cabezas.
SV	1.0 (25.4)	4.0 (101.6)	10	2.769	Al centro de cabezas.
Mirilla	2.5 (63.5)	2.0 (50.8)			Lo más pegado a columna

Material de cuellos soldables: ASTM A-106 B.

**Tabla 5.5 Características de los tubos aletados de la columna generador-rectificador.**

P	P <sub>p</sub>	P <sub>n</sub>	D <sub>i</sub>	D <sub>o</sub>	D <sub>f</sub>	H	E	S <sub>a</sub>	N <sub>a</sub>
Pulg. (mm)	Pulg. (mm)	Pulg. (mm)	Pulg. (mm)	Pulg. (mm)	Pulg. (mm)	Pulg. (mm)	Pulg. (mm)	Pulg. (mm)	(aletas por pulgada)
1.395 (35.43)	1.208 (30.68)	0.697 (17.71)	0.459 (11.66)	0.625 (15.87)	1.375 (34.92)	0.375 (9.52)	0.01969 (0.50)	0.0892 (2.27)	10

Acotación = pulgadas (mm)

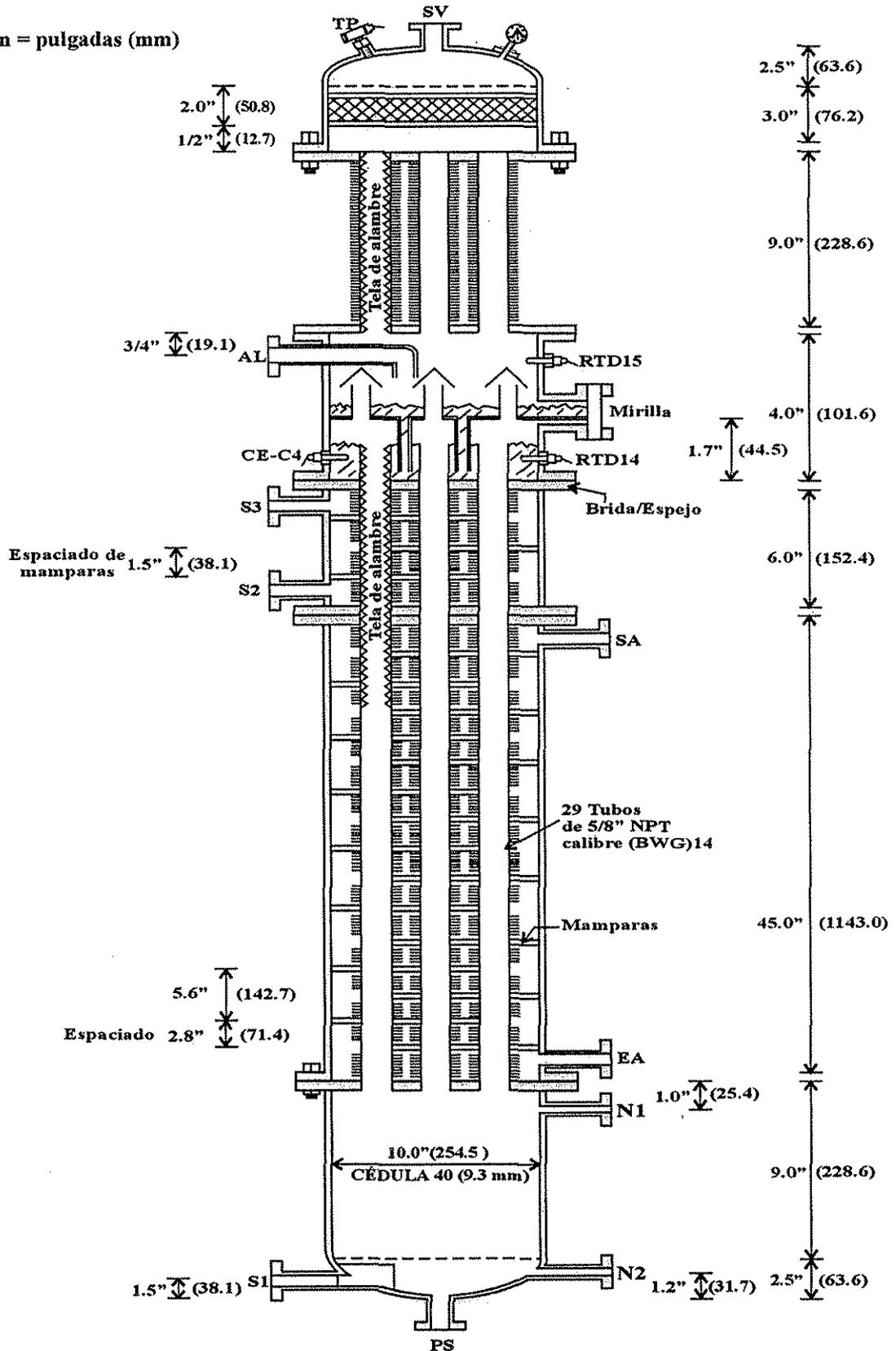


Figura 5.8 Esquema de la columna generador-rectificador.

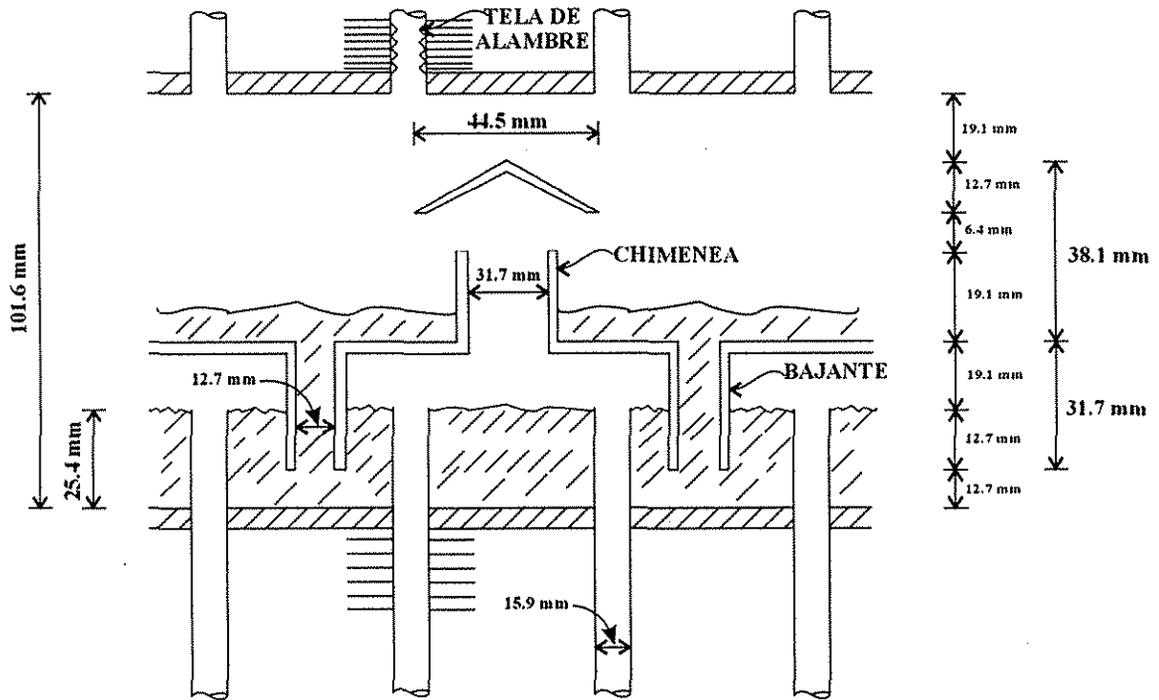
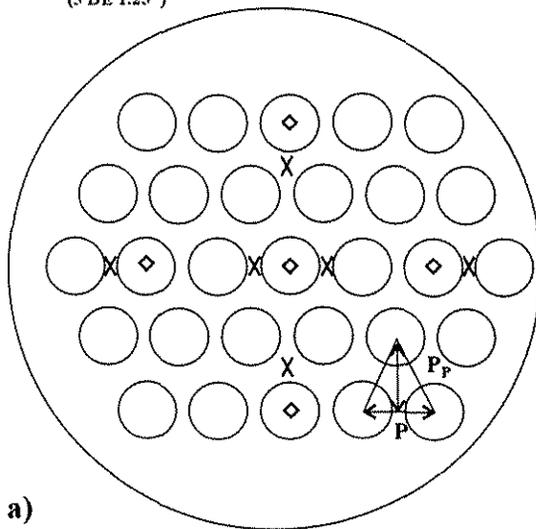
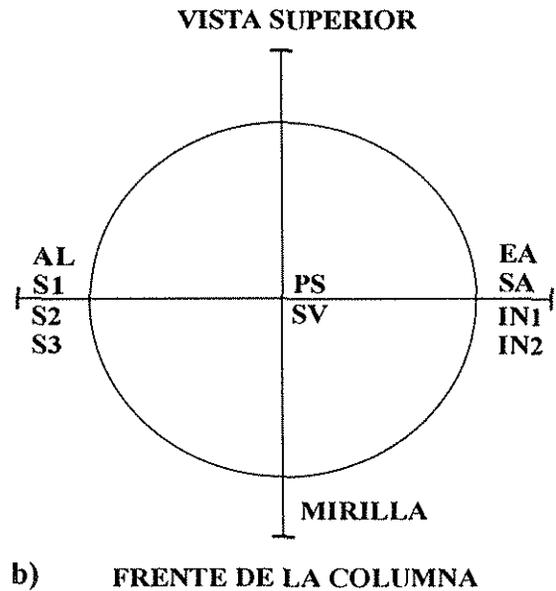


Figura 5.9 Dimensiones del carrete con plato distribuidor de la columna generador-rectificador.

X = BAJANTE DE SOLUCIÓN  
(6 DE 1/2")  
◇ = CHIMENEA DE VAPOR  
(5 DE 1.25")



a)



b)

FRENTE DE LA COLUMNA

Nota: La alimentación (AL) debe hacerse al centro del plato distribuidor.

Figura 5.10 a) Ubicación de los bajantes y chimeneas del plato distribuidor, tomando como referencia el espejo y tubos del generador y b) Orientación de las boquillas de la columna generador-rectificador.

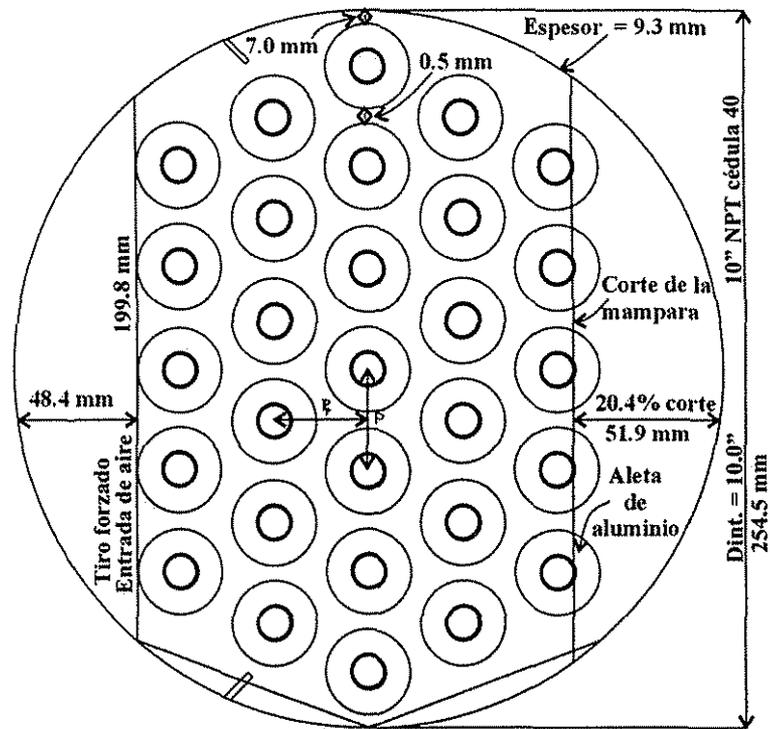


Figura 5.11 Características del haz de tubos aletados, espejo, mampara y entrada de aire de la columna generador-rectificador.

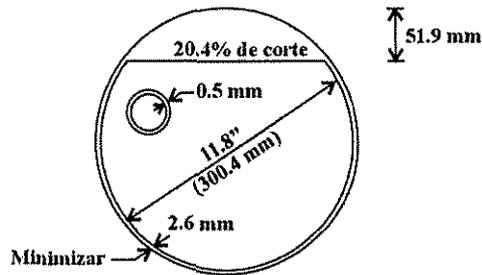


Figura 5.12 Parámetros de las mamparas de la torre de generación.

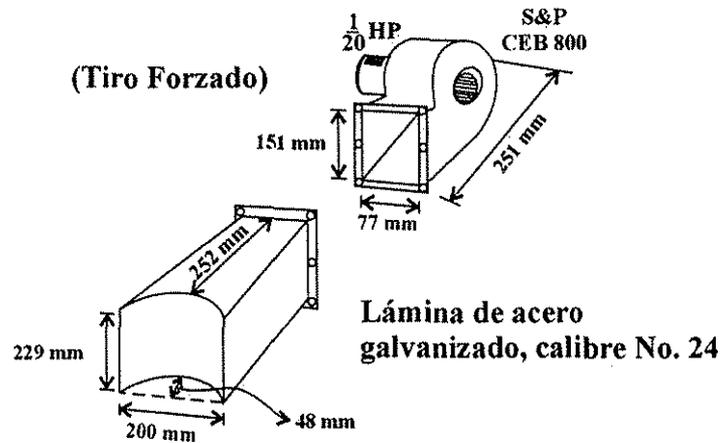


Figura 5.13 Características del carrete de acoplamiento del ventilador rectificador.

## 5.4 ESPECIFICACIONES COMPLEMENTARIAS DEL SISTEMA

### 5.4.1 Selección y dimensionamiento de tuberías externas (líneas de proceso)

En los sistemas de tuberías grandes y complejos, el tamaño óptimo de tuberías que debe usarse para una determinada situación, depende de los costos relativos de inversión de capital, energía, mantenimiento, entre otros. Existen tablas y gráficas para la determinación de estos tamaños óptimos (Saldarriaga, 1998).

Para instalaciones pequeñas se pueden utilizar como referencia los datos de velocidad en tuberías de la Tabla 5.6 (Geankoplis, 1982). El procedimiento consiste en establecer el diámetro de las tuberías y verificar si la velocidad del fluido resultante es razonable, de acuerdo con los datos sugeridos. Es más recomendable quedar por debajo del intervalo recomendado, ya que, como es un equipo experimental los niveles de flujo pueden variar en forma considerable al hacer las pruebas.

**Tabla 5.6 Intervalos representativos de velocidades en tuberías de acero.**

TIPO DE FLUIDO	TIPO DE FLUJO	VELOCIDAD	
		Pies / segundo	metros / segundo
Líquido no viscoso	Entrada a bomba.	2 - 3	0.6 - 0.9
	Línea de proceso o descarga de bomba.	5 - 8	1.5 - 2.5
Líquido viscoso	Entrada a bomba.	0.2 - 0.8	0.06 - 0.25
	Línea de proceso o descarga de bomba.	0.5 - 2.0	0.15 - 0.6
Gas. Vapor.		30 - 120	9 - 36
		30 - 75	9 - 23

En la Tabla 5.7 se presenta un resumen de los resultados de dimensionamiento de las tuberías que conectan las dos columnas de la planta piloto. Es conveniente hacer notar que conforme aumentamos el diámetro, aumenta el espesor de pared requerido por el código ASME y como era de esperarse disminuye la velocidad del fluido. El espesor requerido y presión máxima de trabajo se calculan con las mismas ecuaciones que fueron utilizadas en el envolvente de la columna, sección 5.2.4.

**Tabla 5.7 Resumen del dimensionamiento de tuberías externas del ciclo solar-GAX.**

No. de corriente	Temp. (°C)	P <sub>op.</sub> (bar)	G (kg/s) (x10 <sup>3</sup> )	Comp. (Fracción másica)	ρ (kg/m <sup>3</sup> )	D (m)	V (m/s)	Requerido por Código ASME		Comercial inmediato superior (norma ASA)	
								t (mm)	P <sub>mt</sub> (lb/pulg <sup>2</sup> )	Cédula	t <sub>com.</sub> (mm)
23	50	5.0	22.565	0.4315	833.30	0.00635	<b>0.855</b>	1.042	3496.9	5	1.245
						0.01270	<b>0.214</b>	1.062	1938.3	5	1.651
7 y 24	50-117	20.0	22.565	0.4315	769.20	0.00635	<b>0.926</b>	1.122	3718.7	5	1.245
						0.01270	<b>0.232</b>	1.203	2169.1	5	1.651
1 y 6	123	20.0	13.302	0.0399	909.10	0.00635	<b>0.462</b>	1.122	3718.7	5	1.245
						0.01270	<b>0.116</b>	1.203	2169.1	5	1.651
31	125	5.0	13.302	0.0399	909.10	0.00635	<b>0.462</b>	1.042	3496.9	5	1.245
						0.01270	<b>0.115</b>	1.062	1938.3	5	1.651
15	70	20.0	9.263	0.9939	15.68	0.00635	<b>18.660</b>	1.122	3718.7	5	1.245
						0.01270	<b>4.660</b>	1.203	2169.1	5	1.651
22	43	5.0	9.263	0.9939	4.12	0.00635	<b>71.030</b>	1.042	3496.9	5	1.245
						0.01270	<b>17.760</b>	1.062	1938.3	5	1.651
						0.0254	<b>4.440</b>	1.102	1051.7	5	1.651

### 5.4.2 Selección de los materiales de construcción

Al estudiar los diferentes materiales de construcción y seleccionar el más idóneo para cada uno de los componentes del sistema, se deben considerar los siguientes aspectos:

- Resistencia química: que soporte los fluidos que se manejan sin recibir ningún o poco deterioro.
- Resistencia mecánica: que tenga un alto esfuerzo máximo permitido, para disminuir o minimizar el espesor de pared requerido.
- Estabilidad química y mecánica: que presente poca variación de sus propiedades mecánicas y químicas con la temperatura y tiempo de exposición a la misma.
- Características especiales: en los tubos de intercambio de calor se requiere una alta conductividad térmica, ya que esto disminuye los requerimientos de área. Pero en la coraza y tuberías externas es todo lo contrario, buscamos no perder calor, por lo que se requiere la menor conductividad térmica posible. Todo esto sin descuidar el esfuerzo máximo permisible. Existe en el mercado una amplia gama de aceros al carbón que pueden cubrir ambas demandas.
- En general, se busca que soporte las diferentes condiciones de operación / trabajo y ambientales con una larga vida útil.
- El precio del material debe ser comparativamente bajo.
- Debe también ser fácil de conseguir y manejar a la hora de realizar la construcción, sin complicaciones en el rolado, moldeado, soldado, etc.

Los materiales de construcción más comunes en la fabricación de equipos de transferencia de calor y masa industriales son: aceros al carbón, aceros inoxidable, cobre y aluminio. El **cobre y sus aleaciones** se descartó por ser atacado severamente por la solución y el amoniaco puro. El **acero inoxidable** es excelente mecánicamente hablando y tiene una alta resistencia al ataque químico, pero es pésimo térmicamente al tener baja conductividad térmica y además es costoso.

Si se quiere utilizar aluminio en los tubos de intercambio de calor, en primer lugar debe ser **aluminio puro** (sin nada de cobre) y en segundo se debe tomar en cuenta que su resistencia mecánica disminuye considerablemente por encima de 150 °C. **ASME Materials, (1992)** menciona que cuando la resistencia sea importante, se considera que 200 °C es la temperatura más elevada que resulta segura para este material. Por estas razones, la columna absorbedor-GAX (150 °C máximo) sería la única que pudiera utilizar tubos de aluminio y estando peligrosamente al filo de sus capacidades. Después de ver como cambiaba el esfuerzo máximo permisible con la temperatura se decidió por seguridad no utilizar aluminio en los tubos de intercambio de calor, solo en las aletas, tratando de aprovechar su excelente conductividad térmica. Se utiliza un tubo de acero al carbón recubierto por aletas de aluminio, tipo bimetálica extruida.

Revisando las fichas técnicas de los materiales del **ASME**, se encontró que esta norma recomienda el acero al carbón SA-179 (bajo contenido de carbón) para intercambiadores de calor y tubos de condensadores. Investigando sus propiedades en el **Metals Handbook, de la American Society for Metals (ASM)**, se encontró que es uno de los aceros al carbón con mayor conductividad térmica de todos los metales ferrosos, cuenta con una resistencia mecánica moderada ( $S = 11\ 800$  Psi) y una plasticidad considerable. Tiene una excelente resistencia al  $\text{NH}_3$ , tanto en forma de vapor como en solución, su precio es bajo y es estable química y mecánicamente en el intervalo de temperaturas que opera el sistema.

Los aceros al carbón al disminuir el contenido de carbón aumentan su conductividad térmica, pero disminuyen su resistencia mecánica, lo cual se puede traducir en un mayor requerimiento de espesor de pared, cuando los tubos están expuestos a condiciones severas.

El material que se utiliza en la coraza o envolvente y cabezas de las columnas y en las tuberías externas del sistema, es el recomendado por Megyesy, 1992, en su libro “Manual de Recipientes a Presión”: es el ASTM SA-106-B del tipo C-Si con un esfuerzo máximo permitido de 15 000 Psi y una conductividad térmica poco menor que el ASTM SA-179.

Por último es conveniente comentar lo que marca la norma ASME en cuanto a la presión de la prueba hidrostática que debe hacerse a los equipos una vez construidos, establece que dicha presión debe ser 1.5 veces la máxima presión permitida de operación y que deberá mantenerse por un tiempo adecuado para permitir una inspección completa, pero en ningún caso por menos de 30 minutos.

### 5.4.3 Instrumentación de la planta piloto

Durante los últimos años las tecnologías de medición han evolucionado significativamente, por lo que existe una amplia gama de moderna instrumentación. La tarea de planificación de instrumentación de la planta piloto puede ser un trabajo abrumador por las tantas opciones que existen. Por lo regular, cada instrumento cuenta con características que lo hacen más indicado para una determinada aplicación.

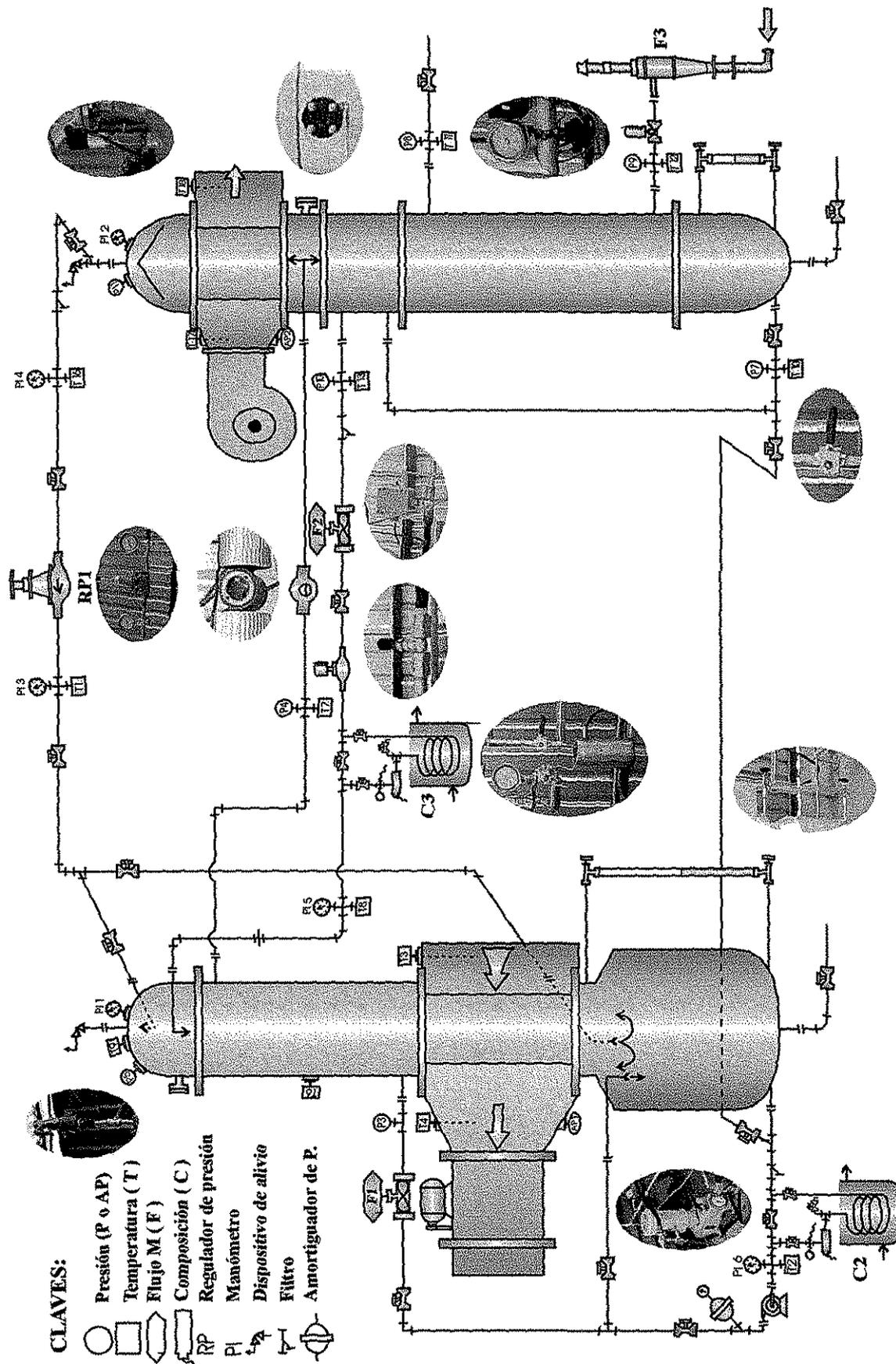
En esta etapa del proyecto, a la hora de querer elegir los instrumentos más indicados que cubran las necesidades requeridas, se suelen hacer las siguientes preguntas: ¿qué variables se deben medir?, ¿qué técnica de medición y en que puntos se debe medir?, ¿físicamente cuales son los puntos más adecuados para colocar los instrumentos?, para validar los datos teóricos ¿que variables y donde es necesario hacer mediciones?, ¿en cuales variables se necesita indicación local y en cuales registro en el sistema de adquisición de datos?, entre otras.

Para contestar estas preguntas se realizó un análisis en cada una de las secciones de las columnas y sistema en general, especificando claramente las características de cada instrumento: ubicación, dimensiones, posible intervalo de trabajo, tipo de señal de salida, tipo de fluido con el que estará en contacto y diferentes condiciones de operación a las que estará expuesto. Esta información fue enviada a los distintos proveedores, solicitándoles la cotización e información técnica certificada de sus instrumentos. El siguiente paso fue hacer un análisis comparativo y selección de los instrumentos más indicados.

Con los distintos instrumentos de medición, indicación y registro se pretende supervisar y controlar las condiciones operacionales del proceso.

Como se puede observar en el diagrama de tuberías e instrumentación (DTI) de la Figura 5.14, los instrumentos involucrados en la planta piloto en cuestión son:

- Indicadores y registradores de presión y presión diferencial.
- Registradores de caudal o flujo.
- Indicadores y registradores de temperatura.
- Indicadores de nivel.
- Registradores de composición.
- Regulador de presión en la línea de vapor.
- Dispositivos de alivio o válvulas de seguridad.
- Amortiguador de pulsaciones.
- Válvula micrométrica.



TESIS CON FALLA DE ORIGEN

Figura 5.14 Diagrama de tuberías e instrumentación (DTI) de la planta piloto.

## CAPÍTULO VI

## DESARROLLO DEL TRABAJO EXPERIMENTAL

En este capítulo se presentan los resultados del trabajo de calibración de los instrumentos de medición, una descripción de la planta piloto y la técnica experimental que permitió caracterizar y evaluar experimentalmente el sistema de absorción en estudio.

## 6.1 CALIBRACIÓN DE INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN

La calibración de los instrumentos de medición juega un papel muy importante en la caracterización y evaluación experimental de cualquier prototipo, ya que si no se obtienen datos veraces y confiables, todo el resto del trabajo experimental puede resultar inútil, dada la falsedad de la información obtenida.

No en todos los casos se puede utilizar la información de calibración de los instrumentos de medición que proporcionan los fabricantes, ya que las condiciones de calibración y fluidos utilizados pueden ser diferentes a los del sistema en estudio.

El objetivo de la calibración es validar las mediciones de los instrumentos y establecer correlaciones de calibración, que permitan obtener el valor de la variable medida en las unidades deseadas. El procedimiento de calibración consiste en una comparación de los instrumentos de medición con respecto a un estándar primario o un estándar secundario con una exactitud mayor que la del instrumento que va a ser calibrado.

## 6.1.1 Sensores de temperatura

Como se puede apreciar en el diagrama de tuberías e instrumentación de la planta piloto, Figura 5.14, el monitoreo de la temperatura se realizó en 20 diferentes puntos. Se tenían 20 RTD ubicados estratégicamente en todo el sistema en estudio.

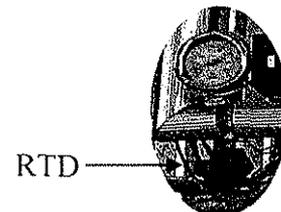
## Descripción del instrumento

Para realizar la tarea de medición de temperatura fueron utilizados detectores de temperatura por resistencia (RTD), los cuales miden la temperatura observando la variación en la resistencia eléctrica de un metal a través de cambios de temperatura. Esta resistencia eléctrica aumenta, por lo general, con la temperatura, como se puede apreciar en la siguiente ecuación:

$$R = R_0(1 + a \cdot t + b \cdot t^2 + c \cdot t^3 + \dots)$$

Para medir la temperatura, la ecuación relevante es:

$$T = (R_t - R_0) / \alpha \cdot R_0$$



Donde  $R_t$  es la resistencia a la temperatura en cuestión y  $R_0$  es la resistencia a  $0^\circ\text{C}$ . El valor de  $\alpha$  es el coeficiente de resistencia y depende del tipo de metal utilizado.

El metal más común para los RTD es el platino (Pt), aunque se utiliza también níquel (70% níquel y 30% hierro), tungsteno y cobre.

Los instrumentos de temperatura seleccionados tienen las siguientes características:

Sensor de temperatura tipo RTD (Pt 100)

Intervalo de temperatura: de  $-180$  a  $480$  °C

Precisión: alta, Sensibilidad: de buena a excelente, Linealidad: buena

Estabilidad: Excelente, Repetibilidad: Excelente, Tiempo de respuesta: Bueno.

### Procedimiento de calibración

En el caso de la temperatura, no se tuvo gran complicación, ya que se contaba con un sistema de adquisición de datos que tiene almacenada toda la información necesaria de este tipo de instrumentos y solo fue necesario especificar el tipo de RTD (Pt 100), proporcionando la lectura directamente en °C. Tratando de tener más certidumbre en la medición, se procedió a tomar algunas mediciones de temperatura utilizando el calibrador electrónico (AMETEK Jofra Inst., modelo D55SE), encontrando que las diferencias con respecto al calibrador eran despreciables.

### 6.1.2 Sensores de presión

Para medir la presión se seleccionaron dos tipos de instrumentos: a) manómetros para la indicación local en planta. y b) transductores de presión para enviar y registrar las mediciones en el sistema de adquisición de datos.

Los manómetros fueron distribuidos estratégicamente en toda la planta piloto, de tal forma que se permitiera observar el comportamiento operacional de los diferentes componentes del sistema de absorción.

### Descripción del instrumento

Los Transductores de presión son instrumentos de medición, que transforman las lecturas de presión en señales de voltaje o amperaje y están conformados por un medidor electrónico de esfuerzos y un amplificador de señal que se encarga de acondicionar la señal de salida.

La presión fue medida por medio de los transductores de presión en tres puntos: 1) en la línea de succión de la bomba de solución (TP1), 2) en el domo de la columna absorbedor-GAX (TP2) y 3) en el domo de la columna generador-rectificador (TP3).

Las principales características de los transductores de presión seleccionados son:

Data Instrument Corporation

Transductor de presión, tipo EA (TP1 y TP2)

Intervalo de presión: 0 a 13.79 bar

Alimentación de 10 a 30 VCD. Salida de 0 a 5 mV

Temperatura de operación máxima: de  $-55$  a  $100$  °C

WIKA Instrument Corporation

Transductor de presión piezoresistivo (TP3)

Intervalo de presión: 0 a 27.59 bar

Alimentación de 10 a 30 VCD, Salida de 4 a 20 mA, 2 hilos.

Linealidad:  $<0.25\%$  del Span, Repetibilidad:  $<0.05\%$  del Span.

Temperatura máxima de operación:  $100$  °C

Parte mojada de SS 316, Cuerpo de SS 304



Transductor de presión

### Procedimiento de calibración

Para la calibración de los sensores de presión se utilizó un sistema que está compuesto por un tanque de nitrógeno unido a un cabezal, donde se colocan los instrumentos que se desea calibrar, un manómetro y dos sensores patrón certificados.

El procedimiento de calibración consiste en hacer un barrido de presión utilizando nitrógeno en el intervalo de interés y registrar la señal de salida de cada instrumento (voltaje o Amperaje), junto con su correspondiente presión. Los datos anteriores son correlacionados dando como resultado las ecuaciones de calibración de los diferentes transductores de presión.

Siguiendo la metodología anterior se determinaron las siguientes ecuaciones que correlacionan la presión en función del Amperaje (miliampere) o Voltaje (milivolts):

Para el transductor TP1:

$$P = 2.7914 \cdot V - 2.7305 \quad (\text{bar}) \quad R^2 = 1.0$$

Para el transductor TP2:

$$P = 2.8095 \cdot V - 2.9001 \quad (\text{bar}) \quad R^2 = 1.0$$

Para el transductor TP3:

$$P = 25.429 \cdot A - 100.89 \quad (\text{bar}) \quad R^2 = 0.9997$$

### 6.1.3 Sensores de flujo volumétrico

La medición de flujo volumétrico que posteriormente es convertida a flujo másico, se realizó en tres puntos: 1) en la línea de solución concentrada (F1), 2) en la línea de solución diluida (F2) y 3) en la línea de alimentación de aceite térmico (F3).

Los medidores de flujo F1 y F2 fueron de tipo turbina electromagnéticos, con señal de salida para el sistema de adquisición de datos, mientras que el medidor de flujo F3 fue tipo rotámetro de indicación local.

#### Descripción del instrumento

Los sensores de flujo volumétrico de turbina electromagnéticos, son instrumentos de medición indirecta ya que la señal de respuesta tiene que ser convertida antes de ser interpretada como variable de flujo volumétrico. Estos instrumentos basan su funcionamiento en el principio físico que se efectúa, cuando se tiene una turbina imantada y esta corta un campo magnético, generando una señal de frecuencia que es proporcional a la velocidad del fluido.

Las características técnicas de los medidores contadores de flujo seleccionados son:

Flow Technology, Inc.

Tipo: Turbina electromagnético (F1 y F2).

Modelo: FT4-8NEXW-LEG-5

Tipo de fluido: Solución amoniaco-agua (5 y 45%).

Material: cuerpo SS 316 e interiores SS 430 F

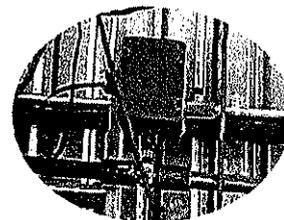
Tamaño conexión: ½ Pulg. de diámetro.

Intervalo de operación: 0.1 a 3.0 GPM (0.38 a 11 LPM)

Incluye transmisor de flujo modelo TWA.

Señal de salida: de 4 a 20 mA y alimentación de 12 a 50 VCD

Clasificación: NEMA 4X.



Sensor de flujo.

### Procedimiento de calibración

Para la calibración de los medidores de flujo volumétrico, se utilizó un pequeño sistema (ciclo cerrado) que está compuesto por dos tanques pequeños con una capacidad de 6 litros cada uno, una bomba, un manómetro y un indicador de nivel con la cubicación para cada tanque, un subsistema de calentamiento eléctrico y un conjunto de válvulas y líneas de recirculación y conexión entre los tanques. La solución amoniaco-agua, es preparada en uno de los tanques que cuenta con una resistencia eléctrica y líneas de recirculación para el mezclado. En las líneas que interconectan los dos tanques se instalan los medidores de flujo a calibrar y una vez conectados al sistema de adquisición de datos, se procede a realizar las corridas, las cuales consisten en pasar la solución de un tanque al otro a través de las líneas por donde están los medidores de flujo, midiendo el volumen y el tiempo en el cual dicho volumen es transportado al tanque receptor, al mismo tiempo se registra la señal que emitió el medidor de flujo que está siendo calibrado. De esta forma se obtienen los datos necesarios para correlacionar el flujo volumétrico con la señal emitida (amperaje de 4 a 20 mA) por el sensor de flujo.

Si se desea tener una mayor descripción del sistema y proceso de calibración se puede consultar **Gómez, (2000)**.

Las correlaciones que fueron obtenidas en el trabajo de calibración de los medidores de flujo volumétrico se presentan a continuación:

Medidor de flujo F1 (solución concentrada):

$$V_{sc} = 708.59 \cdot A - 2809 \quad (\text{ml/min}) \quad R^2 = 1.0$$

Donde: A es el amperaje en mA.

Medidor de flujo F2 (solución diluida):

$$V_{sd} = 709.56 \cdot A - 2834.2 \quad (\text{ml/min}) \quad R^2 = 1.0$$

Medidor de flujo F3 (aceite térmico):

$$V_{ac} = -0.6263 \cdot L^2 + 10.845 \cdot L - 0.613 \quad (\text{l/min}) \quad R^2 = 0.9965$$

Donde: L es el recorrido del indicador del rotámetro en centímetros.

#### 6.1.4 Procedimiento para medir la concentración de la solución de $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$

Para la determinación de concentración de la solución de hidróxido de amonio ( $\text{NH}_4\text{OH}$ ) formada durante el proceso de absorción de amoniaco en agua, se utilizó un procedimiento de titulación con una solución de ácido clorhídrico 1.0 normal, proporcionado por la compañía productora de amoniaco Amomex Mexicana S.A. de C.V.

En la titulación de una solución diluida de hidróxido de amonio con ácido clorhídrico, el cloruro de amonio formado, debido a la hidrólisis, imparte a la solución reacción ácida, de tal manera que antes de adicionar el total del volumen de ácido para neutralizar la solución de hidróxido de amonio, cerca del punto de equivalencia, la solución ya presenta reacción ácida. El punto de equivalencia de ambas soluciones se podrá constatar cuando durante la titulación se tenga un pH igual o muy cercano a 5.

Para obtener un buen resultado en la determinación de la concentración de la solución es muy importante el procedimiento de muestreo. La solución de amoniaco en el proceso, se encuentra a alta presión y alta temperatura, por lo que, al tomar la muestra se podían tener pérdidas de vapor. Para minimizar este efecto se diseñó un pequeño sistema de

muestreo y enfriamiento de la solución, el cual se instaló directamente en los puntos de muestreo del ciclo. En Figura 6.1 se pueden observar cuales fueron los componentes del sistema de muestreo que utiliza agua como medio de enfriamiento. Una característica importante fue que no se tiró la solución remanente en el serpentín de enfriamiento, sino que fue introducida de nuevo en el proceso utilizando el muestreador como un "bypass", de esta forma no se contaminó el ambiente de trabajo.

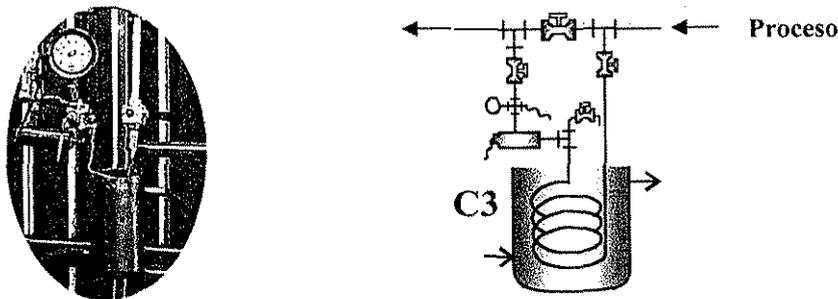


Figura 6.1 Muestreador y enfriador de solución amoniaco-agua.

Una vez que se estabiliza la operación del ciclo de absorción, se procede a la toma de muestras, desviando la solución por el muestreador por un tiempo razonable, considerando que fue desplazada la solución que se tenía inicialmente en el serpentín. Ya con la muestra fría se aplica el procedimiento que se describe a continuación.

### Procedimiento de titulación

El procedimiento que se utilizó para determinar la concentración de la solución de amoniaco en agua, consta de los siguientes pasos:

- Se vierten alrededor de 20 ml de agua destilada fría en un matraz erlenmeyer de 50 ml o más grande. Previamente el agua destilada fue congelada en un refrigerador y conforme se descongelaba, fue utilizándose en el muestreo.
- Agregar dos gotas de indicador rojo de metilo y agitar ligeramente.
- Luego se adicionan 12 ml de ácido clorhídrico 1.0 normal (la cantidad puede variar dependiendo de la concentración de la muestra).
- Posteriormente se procede a pesar el contenido del matraz, anotando el dato en una hoja de registro.
- Se toma la muestra de solución previamente preparada en el sistema de muestreo y se pesa de nuevo el matraz (la diferencia con respecto al peso del paso anterior, da el tamaño de la muestra). La muestra debe ser de alrededor de 1.5 gr. Se anota el peso de la muestra ( $W_m$ ) en la hoja de registro.
- Se procede rápidamente a titular con el ácido clorhídrico, hasta obtener el vire de amarillo a rojo-lila. Se anota el volumen gastado total ( $V_{ac}$ ).
- Cálculo de la concentración, porcentaje en peso:

$$\left( \frac{g \cdot de \cdot NH_3}{g \cdot de \cdot sol.} \right) \times 100 = 1.703 \cdot \frac{V_{ac} \cdot N_{ac}}{W_m}$$

Donde:  $N_{ac}$  es la normalidad del ácido utilizado, en este caso es 1.0.

### 6.1.5 Sistema de adquisición de datos

El objetivo de un sistema de automático de adquisición de datos es hacer más eficiente y confiable la lectura y registro de la información proporcionada por los distintos instrumentos de medición del ciclo de absorción.

Para monitorear en forma automática las distintas variables del ciclo de absorción, se utilizó un adquisitor de datos Hewlett Packard modelo HP 3852A, que contaba con tres tarjetas multiplexoras para conexión de 20 instrumentos de medición cada una. El adquisitor estaba conectado a una computadora personal que funcionó como controlador del sistema de adquisición de datos. La computadora fue programada utilizando el lenguaje de programación HP-VeeTest desarrollado por Hewlett Packard y permitió leer y almacenar los valores de las diferentes variables.

El equipo de adquisición de datos fue utilizado en los procedimientos de calibración y en la operación de la planta piloto, como se muestra en la Figura 6.2.

Los datos obtenidos en cada corrida experimental se guardaron automáticamente en archivos etiquetados, creados al momento de ejecutar el programa en VeeTest.

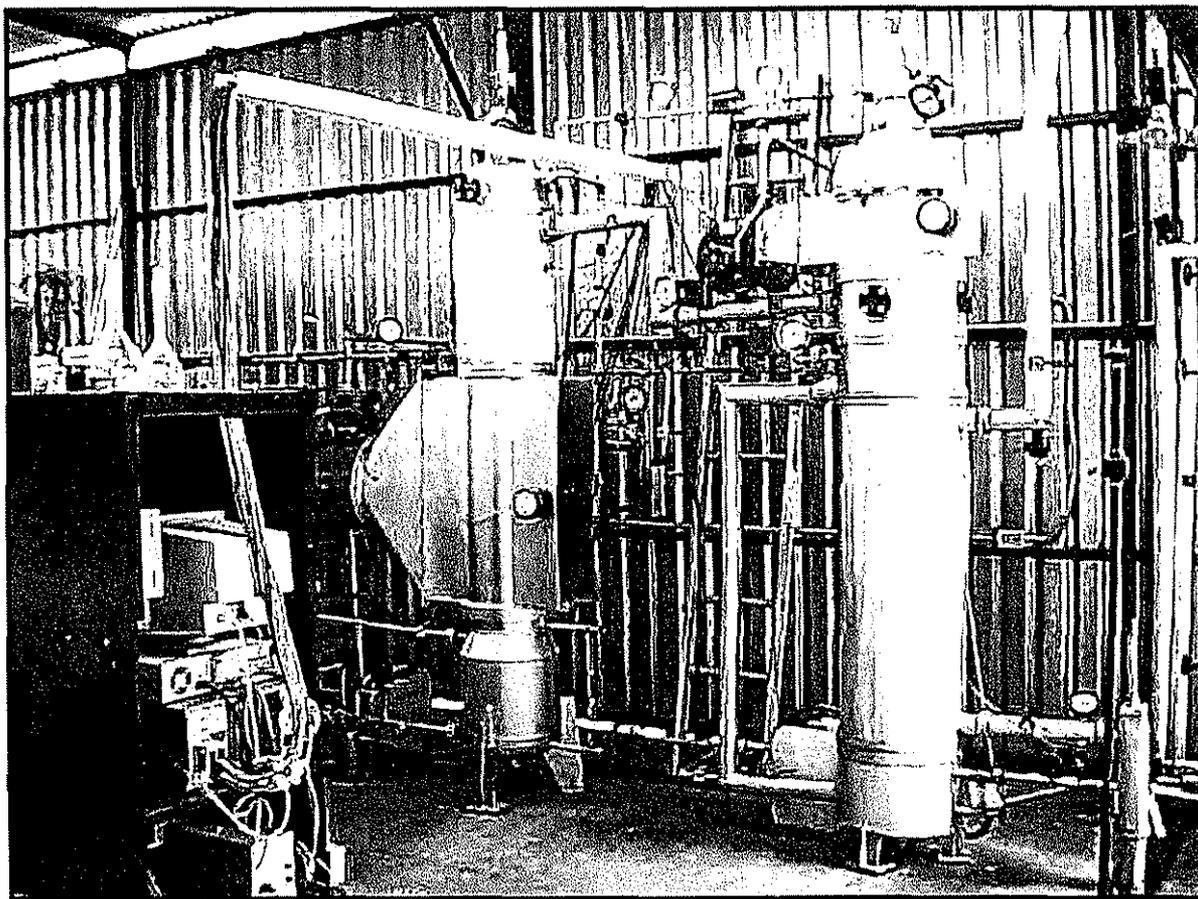


**Figura 6.2 (a) Adquisitor de datos conectado al sistema de calibración y (b) Gabinete de control y monitoreo de variables del sistema de absorción.**

## 6.2 DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA PILOTO

La planta piloto que se muestra en la Figura 6.3, estaba compuesta por generador, intercambiador de calor de la solución en el generador (GHX), cámara de separación, rectificador, absorbedor, intercambiador de calor de la solución en el absorbedor (AHX), intercambiador de calor absorbedor-generador (GAX), tanque de preparación y almacenamiento de solución, bomba de solución y un regulador de presión en la línea de vapor rectificado que hace las funciones del condensador, pre-enfriador y evaporador.

El equipo experimental fue construido utilizando el diseño y las especificaciones proporcionadas en el capítulo V. La idea de instalar un regulador de presión en la línea de vapor de la planta piloto, surgió por no contar con el suficiente apoyo económico para la realización del proyecto y no poder comprar los tres equipos antes mencionados.



**Figura 6.3 Planta piloto del sistema de absorción solar-GAX.**

Como los componentes más novedosos e importantes del ciclo, se encontraban en las columnas generador-rectificador y absorbedor-GAX, realizar un estudio experimental de estas partes del sistema resultó muy interesante, puesto que con el uso del regulador de presión se pudieron obtener resultados extrapolables al ciclo completo. La integración energética interna más importante se encuentra en la parte del sistema construido.

Como ya se ha mencionado anteriormente, se pretendía que el sistema de absorción solar-GAX operara con una fuente de energía híbrida gas natural-energía solar. Para la parte solar se planea utilizar el sistema de captación solar de tubos evacuados que se muestra en la Figura 6.4, pero en esta etapa del proyecto no fue utilizado, ya que se necesitaban condiciones constantes y controladas de la fuente de energía. Por lo anterior, para caracterizar y estudiar el comportamiento experimental del ciclo de absorción, se construyó un subsistema de calentamiento eléctrico de aceite térmico, el cual como se puede observar en la Figura 6.5 estaba compuesto por un tanque que cuenta con una resistencia eléctrica de 20 kW, una bomba de engranes y un control automático de temperatura.

En las Figuras 6.6 a 6.9 se realizó un acercamiento de las distintas secciones del sistema, con el objeto de que se puedan apreciar de una forma más clara los diferentes componentes de la planta piloto. Finalmente en la Figura 6.10 se muestran los tres equipos que hicieron falta y que después de finalizar este proyecto fueron adquiridos. En un futuro cercano serán instalados para estudiar experimentalmente el sistema completo.

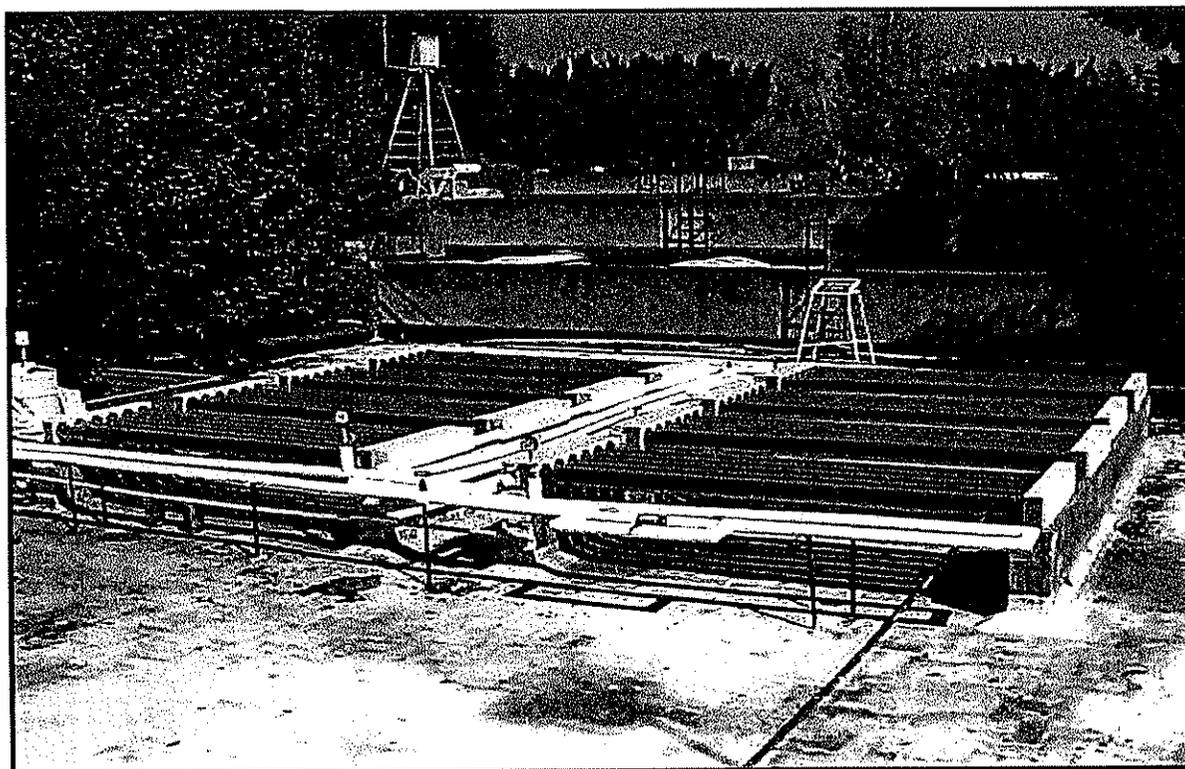


Figura 6.4 Sistema de captación solar de tubos evacuados.

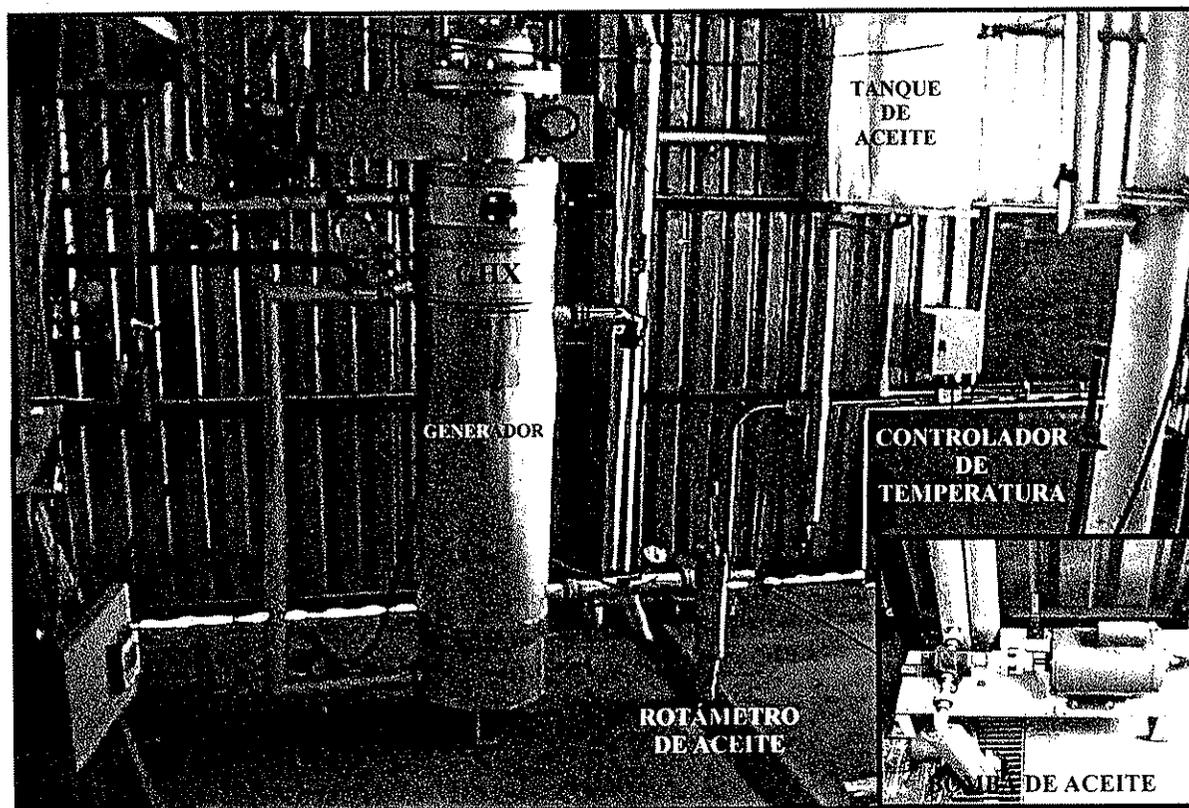


Figura 6.5 Subsistema de calentamiento eléctrico del aceite térmico.

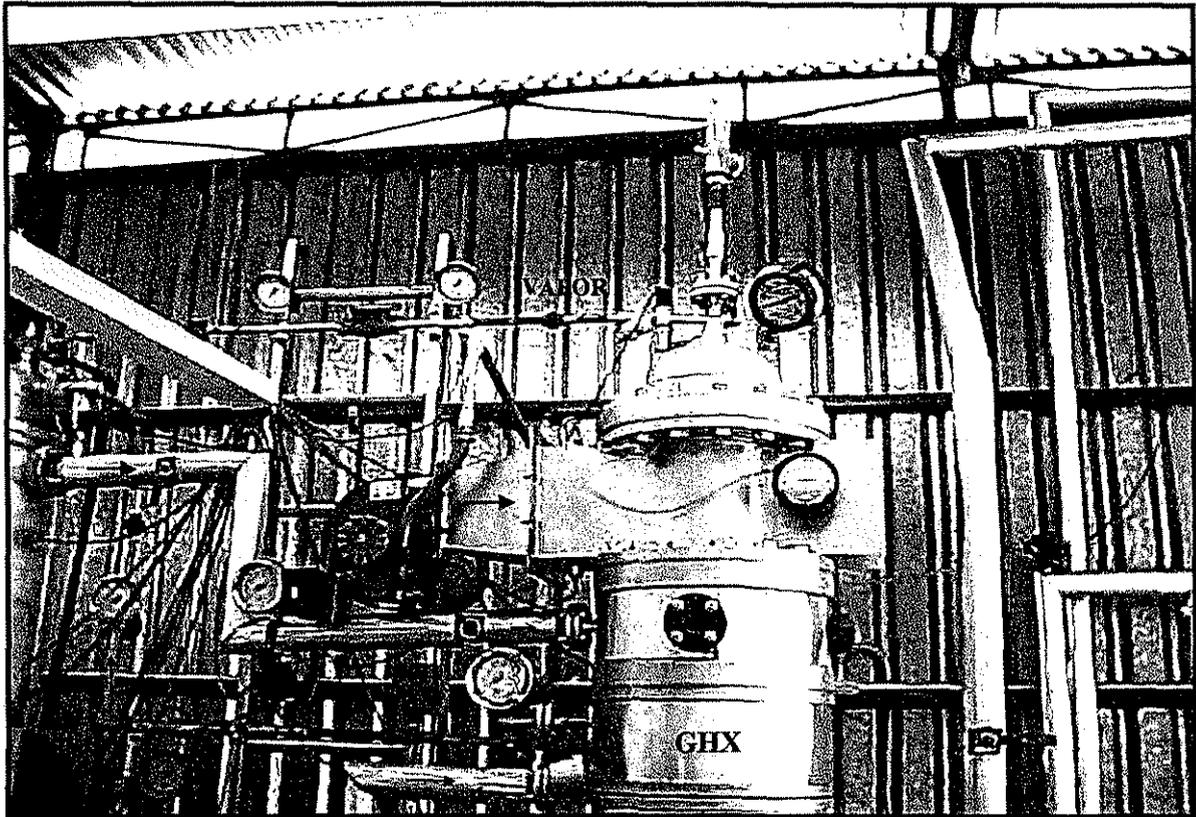


Figura 6.6 Sección GHX, cámara de separación y rectificador enfriado por aire.

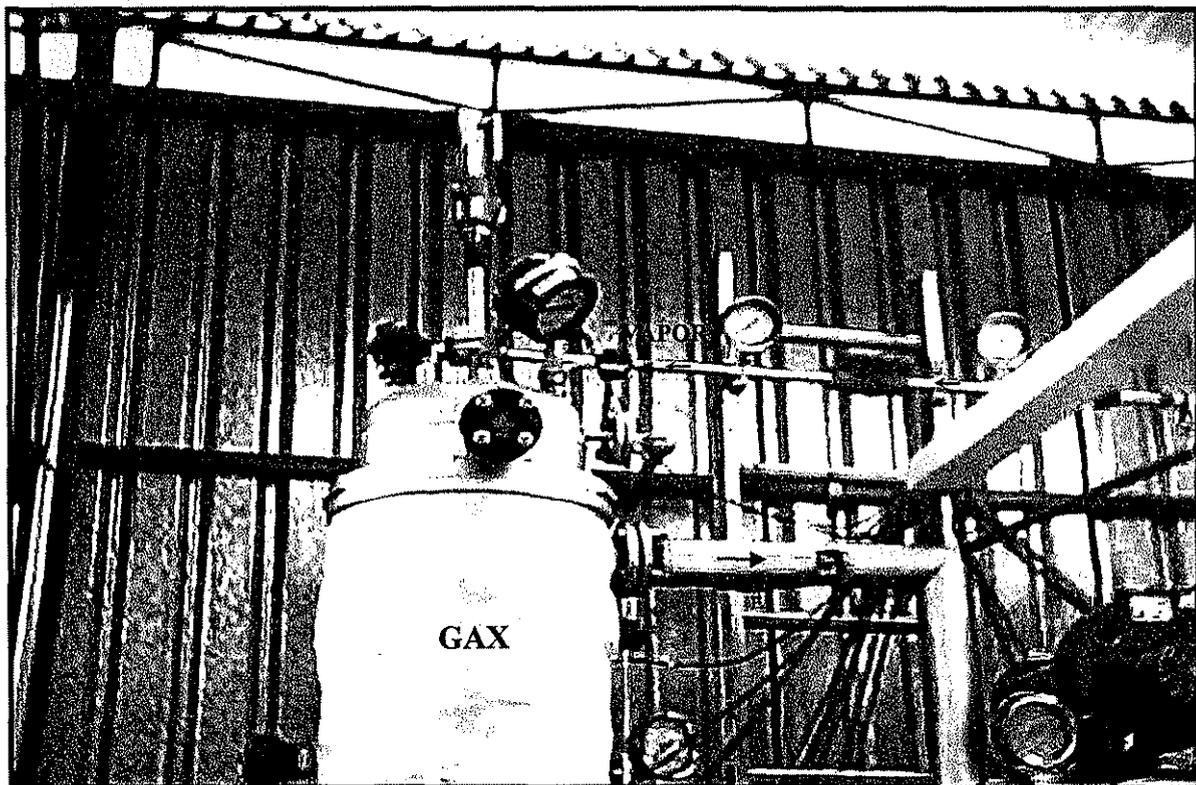


Figura 6.7 Intercambiador de calor absorbedor-generador y domo de columna.

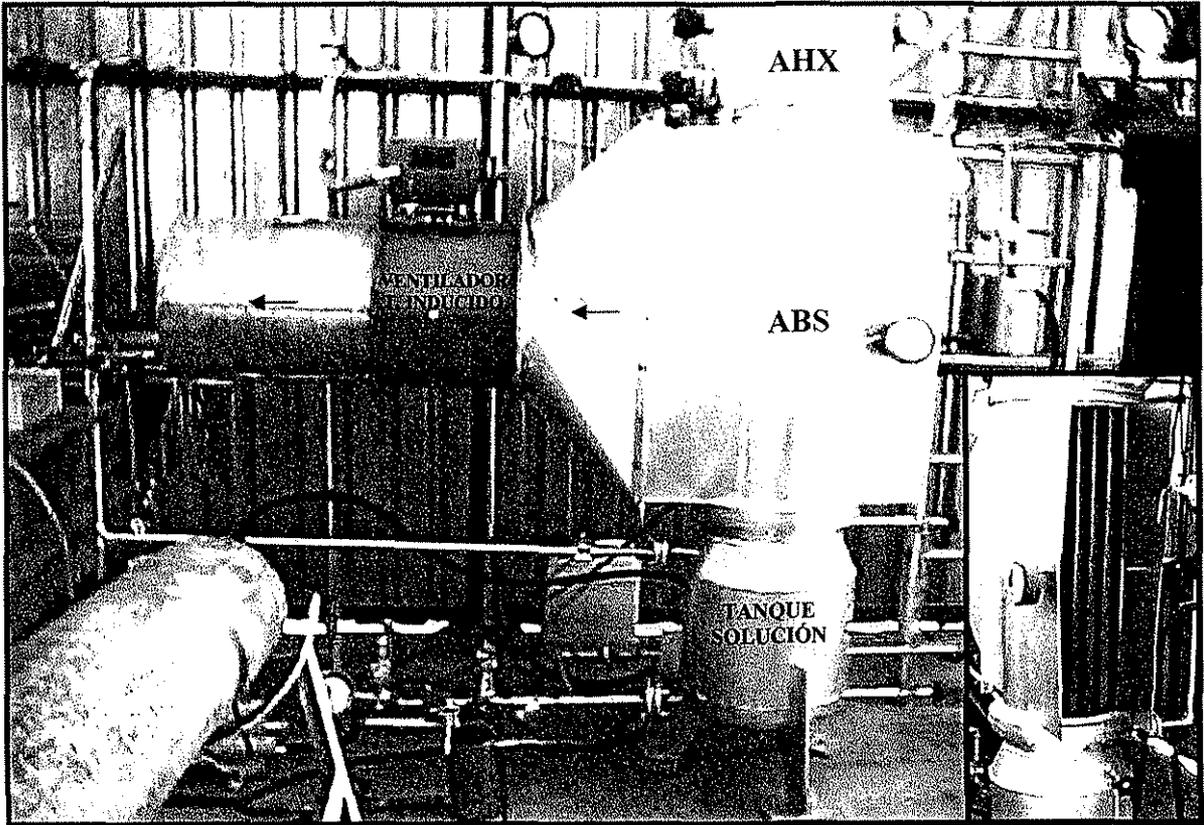


Figura 6.8 Sección del absorbedor enfriada por aire y tanque de solución.

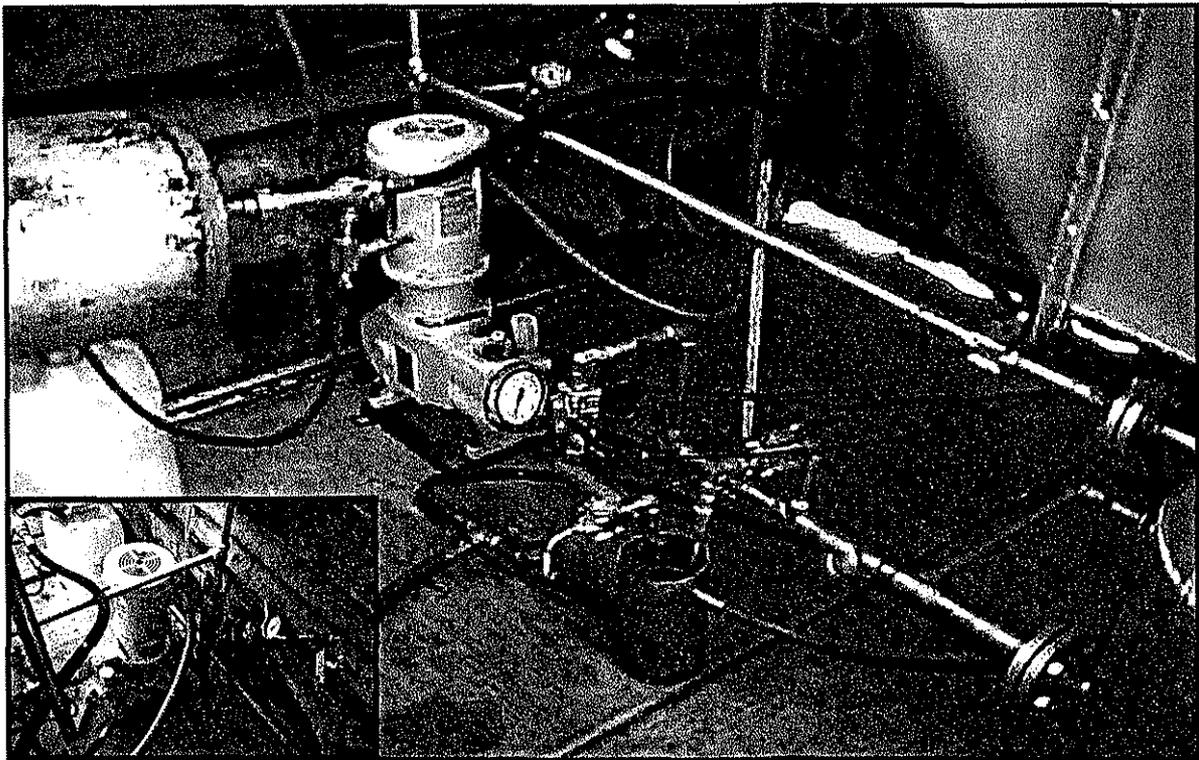


Figura 6.9 Bomba dosificadora de solución Milton Roy.

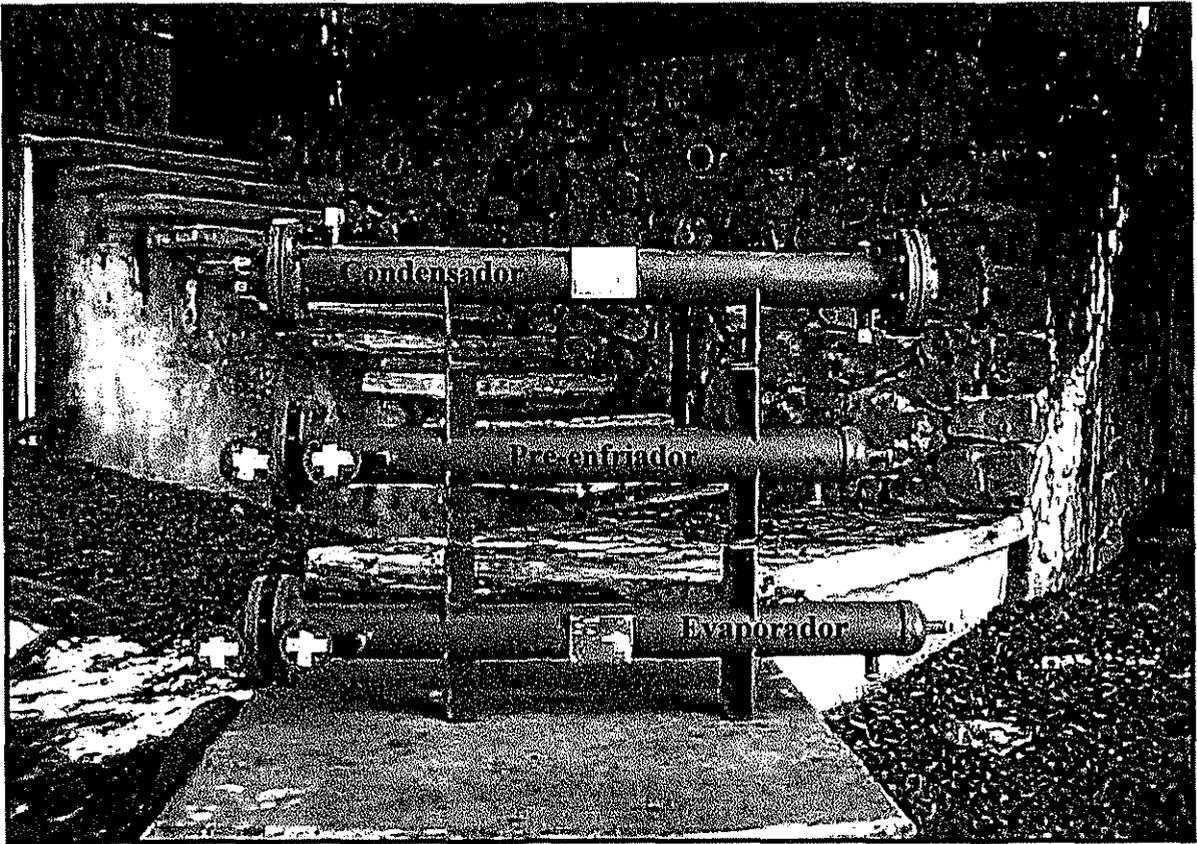


Figura 6.10 Condensador, pre-enfriador y evaporador del sistema.

### 6.3 ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL CICLO DE ABSORCIÓN SOLAR-GAX

Una de las primeras etapas del trabajo experimental consistió en poner a punto la planta piloto, lo cual no fue nada fácil, ya que surgieron varios contratiempos: el equipo se recibió mal conectado, sin accesorios para desmontar en caso de mantenimiento, sin nivelar, válvulas en mal estado, uniones mal soldadas, sin aislar y con fugas múltiples, entre otros. Después de instalar toda la infraestructura eléctrica e hidráulica requerida, se procedió a realizar una limpieza general (eliminación de residuos metálicos, óxido, etc), verificación de conexiones de líneas, instalación de los instrumentos de medición y una serie de pruebas de fugas, primero con nitrógeno y posteriormente se puso a trabajar el equipo con agua, donde la misma presión del vapor de agua hizo que se manifestaran los problemas del equipo sin el riesgo de utilizar amoníaco. Las corridas con agua permitieron obtener una mayor sensibilidad del comportamiento de la bomba de solución, ventiladores, subsistema de calentamiento eléctrico del aceite térmico e interacción entre las dos columnas (retorno de líquido a la columna absorbedor-GAX por efecto de la presión).

#### 6.3.1 Preparación de la solución y carga del sistema

La preparación de la solución amoníaco-agua, se llevó a cabo en el tanque de la columna absorbedor-GAX, por medio del procedimiento siguiente:

- Utilizando la bomba de vacío se extrae el aire por la purga de incondensables del domo de la columna absorbedor-GAX.
- Se prepara el agua destilada con 0.5% de bicromato de sodio o potasio, inhibidor de corrosión.
- El recipiente de agua destilada con inhibidor es conectado al fondo del tanque de la columna (purga con una te), el agua es introducida por efecto del vacío. Buscando preparar una solución amoniacal de alrededor de 45%, el tanque debe llenarse hasta que el indicador de nivel marque aproximadamente la mitad de la escala ( $\approx 35$  litros). La adición de agua destilada pudo haberse realizado sin hacer vacío, aumentando la altura del recipiente de agua y abriendo la válvula de purga de aire del domo, pero de esta forma es necesario efectuar un proceso de purgado de incondensables más exhaustivo una vez preparada la solución.
- Teniendo el tanque a la mitad de agua destilada con inhibidor, se procede a conectar el tanque de amoníaco en la te de la línea de purga del fondo y se adiciona cuidadosamente el amoníaco hasta terminar de llenar el tanque de solución, debe observarse continuamente el incremento de presión de la columna y cuidar de no rebasar los límites de seguridad.
- Posteriormente se enciende la bomba y se recircula la solución por alrededor de 10 minutos para su completa homogenización.
- Una vez homogenizada la solución, se procede a tomar una muestra para determinar la concentración por el método de titulación anteriormente expuesto.
- Si la concentración es baja se agrega más amoníaco y si es alta se purga vapor por el domo de la columna hacia un recipiente con agua.
- Si es necesario introducir más agua se puede utilizar el recipiente presionado con vapor de amoníaco o nitrógeno.

Una vez que se tiene la solución de amoniaco-agua preparada en el tanque de solución, se procede a cargar los distintos compartimentos del sistema, principalmente la parte de la coraza de las secciones AHX y GAX. Con lo anterior se deja listo el equipo, para que en cuanto se encienda la bomba, empiece a caer solución por los tubos de película descendente del generador y se pueda introducir calor al mismo por el lado de la coraza.

El procedimiento de llenado de los compartimentos es muy simple, solo es cuestión de cerrar la válvula de la línea de recirculación al tanque de solución y abrir las válvulas de las líneas que alimentan la solución al sistema, debe observarse la mirilla de indicación de flujo que se encuentra en la línea de salida de la sección GAX y en cuanto se aprecie la presencia de flujo se para inmediatamente la bomba y se cierran las válvulas de entrada y salida de los compartimentos que fueron llenados. Si no se cierran las válvulas, el fluido bajará de nuevo al tanque por gravedad. La bomba puede ser detenida o puesta en modo recirculación hacia el tanque.

### 6.3.2 Puesta en marcha y paro de la planta piloto

En la operación de una planta piloto, los momentos más críticos se presentan al poner en marcha y parar el sistema, es por eso que fue conveniente establecer un procedimiento de paro y arranque.

#### Actividades previas al arranque

En la puesta en marcha de la planta piloto existieron una serie de actividades previas al arranque, las cuales fueron:

- Fijar el flujo inicial de la bomba, es conveniente que inicie con poco flujo para evitar que la columna generador-rectificador se inunde y además, se debe asegurar que la bomba siempre tenga suministro de solución, cuidando el nivel del tanque de almacenamiento de la columna absorbedor-GAX y tomando en cuenta que la solución sólo regresará al absorbedor hasta que el generador tenga suficiente presión.
- Preparar el amortiguador de pulsaciones de la bomba, con el 80% de la presión que se tendrá en la zona de alta. Una vez que la planta piloto alcanza los niveles de presión deseados, se procede al ajuste fino del amortiguador, observando la variación de la aguja del manómetro de la línea de descarga de la bomba.
- Abrir las compuertas de control de flujo de los ventiladores, para que al momento de encenderlos no se pierda tiempo. Como se busca que el sistema se auto presione en el menor tiempo posible para que empiece a retornar solución al absorbedor, los ventiladores son encendidos al lograr  $\approx 10$  bar en la zona de alta.
- Encender la bomba de solución y ponerla en modo recirculación.
- Encender el sistema de adquisición de datos y la computadora, abrir el programa en VeeTest y preparar los archivos de almacenamiento de datos.
- Se debe poner a funcionar el subsistema de calentamiento eléctrico del aceite térmico, fijando el nivel de temperatura de acuerdo al tipo de corrida que se pretenda hacer. La circulación del aceite por medio de la bomba puede ser en modo recirculación o a través del generador, es mejor esto último para precalentar el generador antes del arranque y que permita tener un menor tiempo en el proceso de arranque y estabilización. La temperatura en el precalentamiento del generador no debe ser muy alta. Es importante que el aceite siempre se encuentre circulando

durante el calentamiento eléctrico, de lo contrario se pueden rebasar los límites de temperatura del aceite térmico en los alrededores de las resistencias.

### Procedimiento de arranque

Una vez realizadas todas las actividades previas al arranque, se procede a cerrar la línea de recirculación de la solución y abrir las válvulas que permiten alimentar primeramente a las secciones AHX y GAX y posteriormente al generador formando la película descendente por dentro de los tubos, en este momento como ya se tiene aceite caliente fluyendo por la coraza, da inicio la generación de vapor (liberación de amoniaco). También deben ser abiertas las válvulas que permiten el retorno de solución diluida y vapor al absorbedor. El vapor generado empezará a aumentar la presión dentro de la columna generador-rectificador y esto permitirá regresar la solución al absorbedor por la diferencia de presión entre las dos columnas. La solución caliente que sale por el fondo del generador entra al GHX, provocando una mayor generación de vapor al ceder calor a la película descendente en esta sección, posteriormente la solución sale de la sección GHX, pasa por la válvula de expansión (válvula micrométrica manual) y entra a la columna absorbedor-GAX por el domo, donde se pone en contracorriente en una película descendente con el vapor a absorber.

Es necesario estar muy pendiente del comportamiento de la presión y nivel en las columnas, cuando se tenga  $\approx 10$  bar en la zona de alta, se encienden los ventiladores. El vapor generado pasa al rectificador donde es enfriado y por condensación parcial se le elimina el agua, el vapor una vez rectificado pasa al regulador de presión, que junto con la válvula micrométrica de la línea de solución diluida (corriente 31) mantienen una presión constante en la columna absorbedor-GAX. El vapor que sale del regulador de presión entra al absorbedor por el fondo de la columna, poniéndose en contracorriente con la solución diluida. El proceso de absorción y enfriamiento tanto por el aire como por la misma solución en las secciones AHX y GAX, hacen que la presión disminuya primero en la columna absorbedor-GAX y posteriormente en todo el sistema.

Si después de mantener los ventiladores encendidos, la presión continúa aumentando a un ritmo acelerado, se debe disminuir ya sea el flujo o la temperatura de la fuente de calentamiento externo (aceite térmico). Para llevar el sistema hacia la presión requerida, se manipula el flujo de calor, cuidando los niveles de líquido de las columnas.

### Estabilización del sistema

Las variables dependientes más importantes, que deben ser controladas en el sistema, son la presión en la zona de alta y el nivel de líquido en ambas columnas. Después de un estudio de sensibilidad experimental en el sistema, se manifestaron los siguientes puntos:

La presión en la zona de alta depende de las siguientes variables:

- **Flujo de la bomba de solución**, al aumentar la alimentación de solución concentrada al generador, la presión en dicho equipo tiende a aumentar, manteniendo la temperatura del aceite térmico constante en la entrada. La adición de calor en el generador aumenta, por lo tanto se genera más vapor, lo cual se manifiesta con un incremento de presión.
- **Flujo o temperatura del aceite térmico**, al aumentar ya sea el flujo o la temperatura del aceite térmico, se tiene un incremento en la presión del generador al liberarse más amoniaco. El proceso inverso disminuye la presión.

- **Apertura de la válvula micrométrica**, un pequeño cambio en la apertura de esta válvula tiene un fuerte impacto en la presión del generador. Al cerrar la válvula aumenta la presión y al abrirla disminuye.

El cambio de nivel en las columnas depende de las mismas variables que la presión, pero con efectos diferentes:

- **Flujo de la bomba de solución**, al aumentar la alimentación de solución concentrada al generador, es lógico que el nivel de la columna absorbedor-GAX disminuya y el de la columna generador-rectificador aumente y lo inverso.
- **Flujo o temperatura del aceite térmico**, si se agrega más calor en el generador manteniendo el flujo de alimentación de solución constante, al evaporarse una mayor cantidad de amoníaco por efecto del incremento de calentamiento, se tendrá una disminución del nivel de la columna y un aumento de presión.
- **Apertura de la válvula micrométrica**, si se cierra un poco la válvula micrométrica se manifiesta un incremento de nivel en la columna generador-rectificador y una disminución del nivel de la columna absorbedor-GAX.

Del estudio de sensibilidad experimental, se aprendió como llevar el sistema hacia las condiciones de diseño o hacia las condiciones de capacidad mínima y máxima, manipulando las variables antes mencionadas. Por ejemplo, si se quiere aumentar la capacidad de la unidad, es necesario aumentar la adición de calor al generador, esto tenderá a disminuir el nivel de líquido en el fondo de la columna generador-rectificador, pero para compensar dicha disminución de nivel, se aumenta el flujo de solución concentrada hacia el generador, lo cual hará que baje un poco el nivel de la columna absorbedor-GAX antes de que se encuentre el nuevo punto de equilibrio. Las gráficas en tiempo real que se obtienen en el programa del adquisidor de datos de la computadora, son una excelente forma de ver las tendencias de las variables y estabilidad del sistema. Con esta información se pueden tomar mejores decisiones.

Cuando el sistema mantiene constante la presión y el nivel de líquido en las columnas, además de observar estabilidad en las temperaturas de las diferentes partes del sistema, se concluye que el ciclo ha alcanzado el estado estable.

### **Procedimiento de paro**

El procedimiento de paro consiste en suspender el calentamiento al generador, apagar la bomba de solución cerrando la entrada y salida de las secciones AHX y GAX y permitiendo que automáticamente por el efecto del gradiente de presión entre las dos columnas, la solución del generador pase al absorbedor, en este momento es necesario tener especial cuidado, ya que si se termina de pasar la solución y no se cierra la válvula correspondiente, se continuará pasando vapor, el cual puede sobre presionar la columna absorbedor-GAX, haciendo que se abra la válvula de alivio.

El sistema es muy noble, ya que al terminar la operación con la mayor cantidad de solución en el tanque de la columna absorbedor-GAX, todo queda listo para la próxima corrida del sistema. Una vez que el sistema se ha enfriado y baja su presión se apagan los ventiladores y se cierran sus compuertas.

### 6.3.3 Procedimiento experimental

Es conveniente aclarar que el objetivo de esta etapa del proyecto, no fue optimizar experimentalmente el sistema, eso se realizará, una vez que se tengan todos los equipos instalados. Lo que se pretendía fue sensibilizarse con el comportamiento de las variables del sistema, probar diferentes formas de paro y arranque, encontrar la capacidad máxima y mínima, evaluar el comportamiento fluido-dinámico y térmico de los distintos componentes, observar si las tendencias obtenidas en la simulación coincidían con el comportamiento del equipo experimental, con base en los resultados establecer un potencial experimental de la unidad y en general familiarizarse con la operación y control del sistema.

El procedimiento desarrollado en el trabajo experimental de caracterización y evaluación de la planta piloto, consistió primeramente, en hacer varias corridas buscando acercarse lo más posible a las condiciones de diseño, luego se estudió la operación a flujo de solución mínimo y máximo, posteriormente se realizó un barrido de presión en la zona de alta (de 10 a 21 bar) manteniendo la presión en la zona de baja en  $\approx 5$  bar, después se varía la presión en la zona de baja (de 2.5 a 6.9 bar) manteniendo la presión en la zona de alta en  $\approx 20$  bar. La variación de presión se realizó con incrementos de  $\approx 1$  bar entre corrida y corrida.

Finalmente se aumentó la concentración de la solución fuerte de 41 a 48% y se intentó variar la presión de la misma manera anterior, pero esto último no fue posible, ya que el sistema se sobrepresionaba con la adición de pequeñas cantidades de calor. En este momento se concluyó entonces, que con el regulador de presión no se podía ir más lejos y era necesario el efecto de condensación del condensador para reducir la presión del sistema y poder trabajar con concentraciones más altas y conseguir una mayor liberación de amoniaco en el generador con solución de concentración baja.

Las razones por las cuales no se puede buscar una validación de los resultados de la simulación numérica del sistema son:

- El sistema no contaba con el condensador, pre-enfriador y evaporador.
- Los flujos y condiciones del aire de los ventiladores son distintos, ya que la simulación se hizo para las condiciones de la ciudad de Mexicali, B.C.
- El vapor de amoniaco que salía del regulador de presión y entraba al absorbedor tenía diferentes condiciones de temperatura que en la simulación. El regulador de presión no proporcionó las mismas condiciones que proporcionarían los equipos faltantes, principalmente el efecto de reducción de presión por la condensación del vapor.
- La concentración de las corrientes fue distinta a la especificada en la simulación.
- Los gradientes de temperatura del aceite térmico obtenidos en el generador, fueron distintos a los considerados en la simulación.
- Después de hacer las pruebas experimentales a flujo mínimo, se encontró que en algunos tubos del absorbedor no se formaba la película descendente. Al parecer el fabricante no dejó bien ajustada la altura de los tubos en el plato de rebose.
- El fabricante del equipo, al tener problemas en la fabricación, específicamente por el lado de la coraza del absorbedor y generador, no ajustó correctamente las mamparas a lo especificado. Tienen un acanalamiento indeseable, por no colocarlas en la posición acordada.

### 6.3.4 Procesamiento de la información

En esta sección se presenta cómo fueron agrupadas las diferentes variables medidas de la planta piloto y la metodología que se siguió para procesar la información obtenida.

Lo que se pretende al agrupar las variables es obtener gráficas en tiempo real con información más clara, que permita entender rápidamente que estaba ocurriendo en el proceso y tomar decisiones más acertadas. La agrupación de las variables medidas se hizo siguiendo la trayectoria del fluido.

Grupo 1, puntos de medición de temperatura con RTD:

- 1) Salida de tanque de columna absorbedor-GAX - entrada bomba de solución.
- 2) Salida bomba de solución-entrada sección AHX.
- 3) Salida sección AHX – entrada sección GAX.
- 4) A la mitad de la sección GAX.
- 5) Salida sección GAX – entrada cámara de separación.
- 6) Cámara de separación-entrada rectificador.
- 7) Domo columna absorbedor-GAX.

Grupo 2, puntos de medición de temperatura con RTD:

- 8) Salida de solución generador-entrada sección GHX.
- 9) Salida sección GHX.
- 10) Entrada solución al absorbedor (después de válvula de microregulación).

Grupo 3, puntos de medición de temperatura con RTD:

- 11) Salida vapor de rectificador-entrada regulador de presión.
- 12) Salida de regulador de presión-entrada vapor a absorbedor.

Grupo 4, puntos de medición de temperatura con RTD:

- 13) Entrada aire absorbedor-aire ambiente.
- 14) Salida aire absorbedor.
- 15) Entrada aire rectificador.
- 16) Salida aire rectificador.
- 17) Muestreador 1, solución concentrada (no se grafican).
- 18) Muestreador 2, solución diluida (no se grafican).

Grupo 5, puntos de medición de temperatura con RTD:

- 19) Salida aceite térmico de tanque de calentamiento eléctrico.
- 20) Entrada de aceite térmico a generador.
- 21) Salida de aceite térmico de generador.

Grupo 6, puntos de medición de presión y flujo:

- 1) Presión en entrada bomba de solución (TP1).
- 2) Presión domo columna absorbedor-GAX (TP2).
- 3) Presión domo columna generador-rectificador (TP3).
- 4) Flujo volumétrico de solución concentrada, salida de absorbedor (F1).
- 5) Flujo volumétrico de solución diluida, salida de generador (F2).

En algunas gráficas de los grupos se observarán variables que están repetidas, esto es con el fin de seguir toda la trayectoria del fluido.

### Metodología de procesamiento de la información

Dado que no todas las variables del sistema pueden ser medidas directamente, fue necesario utilizar la siguiente metodología de procesamiento de información experimental, para obtener los datos requeridos en el estudio:

#### 1. Conversión de flujo volumétrico en flujo másico:

Densidad de la solución  $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ :

$$\rho_{sol} = (999.0 - 0.42 \cdot T - 360 \cdot x - 1.4 \cdot T \cdot x) \left( \frac{1}{1 \times 10^6} \right) \quad (\text{kg/ml})$$

Donde: T es la temperatura de la solución en  $^{\circ}\text{C}$ , valor medido.

x es la fracción másica de amoníaco en la solución, valor medido.

$$m_{sd} = \rho_{sd} \cdot V_{sd} \quad (\text{kg/min}) \quad m_{sc} = \rho_{sc} \cdot V_{sc} \quad (\text{kg/min})$$

2. Utilizando las ecuaciones de balances de masa en la columna generador-rectificador se obtienen el flujo y composición del vapor o refrigerante saliendo del rectificador:

$$m_R = m_V = m_{sc} - m_{sd} \quad , \quad y_R = y_V = \frac{x_{sc} \cdot m_{sc} - x_{sd} \cdot m_{sd}}{m_V} \quad \text{fracción másica.}$$

El valor de  $y_V$  como vapor saturado, también se puede obtener utilizando  $T_{15}$ ,  $P_{alta}$  y la ecuación 4.21.

3. Cálculo del flujo másico de aire en el absorbedor, utilizando el área transversal del ducto y la velocidad del aire medida:

$$\text{Flujo volumétrico} = FV_{a,AB} = v_{a,AB} \cdot A_{T,AB} \quad (\text{m}^3/\text{min})$$

Donde:  $v_{a,AB}$  es la velocidad media, medida a la salida del ducto.

$A_{T,AB}$  es el área transversal del ducto.

Correlación para la densidad del aire:

$$\rho_{aire} = \left( 4.43 \times 10^{-17} \cdot T^6 - 1.075 \times 10^{-13} \cdot T^5 + 1.036 \times 10^{-10} \cdot T^4 - 5.325 \times 10^{-8} \cdot T^3 + \right. \\ \left. 1.765 \times 10^{-5} \cdot T^2 - 0.0048 \cdot T + 1.2964 \right) \times \\ (-0.55555 \cdot w + 1.00056) \quad (\text{kg/m}^3)$$

Donde:  $w = m_w / m_a \cdot (0.0186 \text{ kg} \cdot \text{de} \cdot \text{H}_2\text{O} / \text{kg} \cdot \text{aire} \cdot \text{sec})$

T ( $^{\circ}\text{C}$ )

Flujo másico de aire :

$$m_{a,AB} = FV_{AB} \cdot \rho_{a,AB} \quad (\text{kg/min})$$

#### 4. Calor retirado por el aire en el absorbedor:

$$Q_{AB} = m_{a,AB} \cdot [1.008 \cdot (T_{s,AB} - T_{e,AB}) + 1.89 \cdot w \cdot (T_{s,AB} - T_{e,AB})] \quad (\text{kJ/min})$$

#### 5. Calor transferido en la sección AHX:

$$Q_{AHX} = m_{sc} \cdot C_{p_{sc}} \cdot (T_{s,AHX} - T_{e,AHX}) = m_{sc} (h_{s,AHX} - h_{e,AHX})$$

Donde:  $C_{p_{sol}} = 1.52 + 2.54 \cdot x + [(1.98 \cdot x - 0.766) \times 10^{-2}] \cdot \left( \frac{T_{e,AHX} + T_{s,AHX}}{2} \right)$  (kJ/kg  $^{\circ}\text{C}$ )

6. Calor intercambiado en la sección GAX y características de la corriente en dos fases: La corriente de solución que sale de esta sección, puede presentarse como líquido subenfriado, líquido saturado y como mezcla vapor-líquido.

a) Sin cambio de fase se utiliza la siguiente ecuación:

$$Q_{GAX} = m_{sc} C_{p,sc} (T_{s,GAX} - T_{e,GAX}) = m_{sc} (h_{s,GAX} - h_{e,GAX})$$

b) Con cambio de fase, es necesario calcular previamente la entalpía de la mezcla y el % de líquido presente:

Para la parte líquida: Con  $T_{s,GAX}$ ,  $P_{alta}$  y la ecuación 4.20 se obtiene  $x_L$  y con  $x_L$ ,  $T_{s,GAX}$  y la ecuación 4.23 se obtiene  $h_L$ .

Para la parte vapor: con  $T_{s,GAX}$ ,  $P_{alta}$  y la ecuación 4.21 se obtiene  $y_V$  y con  $y_V$ ,  $T_{s,GAX}$  y la ecuación 4.24 se obtiene  $h_V$ .

$$m_L = \frac{m_{sc}(x_{sc} - y_V)}{x_L - y_V}, \quad m_V = m_{sc} - m_L, \quad \%L = \frac{m_L}{m_{sc}} \times 100$$

$$h_m = h_{L/V} = \frac{m_V \cdot h_V + m_L \cdot h_L}{m_{sc}} \quad \text{y} \quad Q_{GAX} = m_{sc} (h_m - h_{e,GAX})$$

7. Calor retirado por el aire en el rectificador:

$$Q_{RE} = (v_{a,RE} \cdot A_{T,RE} \cdot \rho_{a,RE}) \cdot [1.008 \cdot (T_{s,RE} - T_{e,RE}) + 1.89 \cdot w \cdot (T_{s,RE} - T_{e,RE})] \quad (\text{kJ/min})$$

Donde el flujo de aire se calcula de la misma forma que en el absorbedor.

8. Calor transferido en la sección GHX:

$$Q_{GHX} = m_{sd} \cdot C_{p,sd} \cdot (T_{e,GHX} - T_{s,GHX}) = m_{sd} (h_{e,GHX} - h_{s,GHX})$$

9. Calor adicionado al generador por el aceite térmico (Mobiltherm 603):

Densidad del aceite (correlación de graficas proporcionadas por el fabricante):

$$\rho_{ac} = 0.8787999 - 0.00063 \cdot T \quad (\text{kg/l})$$

Flujo másico de aceite:

$$m_{ac} = V_{ac} \cdot \rho_{ac} \quad (\text{kg/min})$$

Calor específico del aceite (correlación obtenida de graficas proporcionadas por el fabricante):

$$C_{p,ac} = 1.74172 + 0.003767999 \cdot T \quad (\text{kJ/kg } ^\circ\text{C})$$

Calor adicionado:

$$Q_{GE} = m_{ac} \cdot C_{p,ac} \cdot (T_{e,ac} - T_{s,ac}) \quad (\text{kJ/min})$$

10. Calor retirado en el condensador:

$$Q_{CO} = m_R (h_{e,CO} - h_{s,CO})$$

Donde:  $h_{e,CO}$  se obtiene con datos medidos de  $T_{15}$ ,  $P_{alta}$  y composición.

$h_{s,CO}$  se obtiene con  $P_{alta}$  y composición medidas y  $T_{16}$  de simulación.

## 11. Calor del pre-enfriador:

$$Q_{PRE} = m_R \cdot C_{pR} \cdot (T_{e,PRE} - T_{s,PRE}) = m_R (h_{e,PRE} - h_{s,PRE})$$

$$\text{Donde: } h_{e,PRE} = h_{s,CO}$$

$h_{s,PRE}$  se obtiene con  $P_{alta}$  y composición medidas y  $T_{17}$  de simulación.

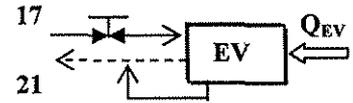
## 12. Cálculo del calor recibido en el evaporador y de las características de la corriente 21 en dos fases:

Para la parte líquida: con  $T_{21}$ ,  $P_{baja}$  y la ecuación 4.20 se obtiene  $x_L$  y con  $x_L$ ,  $T_{21}$  y la ecuación 4.23 se obtiene  $h_L$ .

Para la parte vapor: con  $T_{21}$ ,  $P_{baja}$  y la ecuación 4.21 se obtiene  $y_V$  y con  $y_V$ ,  $T_{21}$  y la ecuación 4.24 se obtiene  $h_V$ .

$$m_L = \frac{m_R(x_R - y_V)}{x_L - y_V}, \quad m_V = m_R - m_L$$

$$\%L = \frac{m_L}{m_R} \times 100, \quad h_{21} = h_{L/V} = \frac{m_V \cdot h_V + m_L \cdot h_L}{m_R}$$



Efecto frigorífico del sistema:

$$Q_{EV} = m_R (h_{21} - h_{17})$$

$$\text{Donde: } h_{17} = h_{s,PRE}$$

## 13. Indicadores del comportamiento energético del sistema:

Coefficientes de operación:

$$COP_{enf} = \frac{Q_{EV}}{Q_{GE}}, \quad COP_{cal} = \frac{Q_{CO} + Q_{RE} + Q_{AB}}{Q_{GE}}$$

Relaciones de flujo:

$$RC = \frac{m_{sd}}{m_V} = \frac{m_{sd}}{m_R}, \quad RF = \frac{m_{sc}}{m_R}$$

## 14. Integración energética interna (IEI):

$$IEI = Q_{PRE} + Q_{GHX} + Q_{GAX} + Q_{AHX}$$

## 15. Pérdidas energéticas del sistema (PE):

$$\text{Entrada de energía al sistema: } EES = Q_{GE} + Q_{EV}$$

$$\text{Salida de energía al sistema: } SES = Q_{CO} + Q_{AB} + Q_{RE}$$

$$\text{Pérdidas energéticas: } PE = EES - SES$$

$$\% \cdot PE = \frac{PE}{Q_{GE}} \times 100$$

## 16. Cálculo del coeficiente de operación sin pérdidas de energía:

$$COP_{enf} = \frac{Q_{EV}}{(Q_{GE} - PE)}, \quad COP_{CAL} = \frac{Q_{CO} + Q_{RE} + Q_{AB}}{(Q_{GE} - PE)}$$

### 6.3.5 Análisis y discusión de resultados experimentales

El análisis de los resultados fue dividido en dos partes: 1) interpretación de los datos experimentales y 2) análisis de los resultados obtenidos en el procesamiento de la información experimental.

#### Análisis de los datos experimentales

El procedimiento de análisis consistió en observar en cada corrida los cambios de la solución concentrada y diluida al pasar por los distintos componentes del ciclo (AHX, GAX y GHX), así como los gradientes de temperatura de las corrientes de aire y aceite térmico y todo lo que pudiera arrojar información que permitiera tener un mayor entendimiento del proceso e indicar hacia donde se debía mover las condiciones del sistema. Es importante también observar las temperaturas de aproximación entre las corrientes de cada equipo, para determinar el potencial de transferencia de calor remanente.

La información experimental obtenida fue muy extensa, ya que por cada corrida para cada variable se obtuvieron entre 4 000 y 17 000 datos. Para mostrar las tendencias de las variables y el comportamiento del proceso, solo se presentan en forma gráfica un arranque-estabilización y cuatro corridas representativas de la experimentación.

En la Figura 6.11 se muestra el comportamiento típico del arranque y estabilización de la planta piloto, posteriormente en las Figuras 6.12 a 6.16 de la corrida 9, se presenta el caso que se considera como base o punto de partida para hacer los distintos cambios en la operación del proceso, este punto fue seleccionado por estar más próximo a las condiciones de simulación por presión, composición y algunas temperaturas del proceso. Después en las Figuras 6.17 a 6.21 de la corrida 18, se puede apreciar el comportamiento del sistema al variar la presión de 3 a 4.2 bar en la zona de baja presión, de la misma forma en las Figuras 6.22 a 6.26 de la corrida 21, se observa cómo al variar la presión de 12 a 10 bar en la zona de alta presión, el sistema emigra hacia un nuevo punto de estabilización, por último en las Figuras 6.27 a 6.31 de la corrida 24, se muestra cómo se comportaron las variables del proceso al pasar de alto flujo ( $m_{sc} = 1.92$  y  $m_{sd} = 1.57$  kg/min) a bajo flujo ( $m_{sc} = 0.511$  y  $m_{sd} = 0.342$  kg/min).

Después de variar la presión de 2.5 a 6.9 bar en la zona de baja presión ( $P_b = P_{EV}$ ), manteniendo la presión en la zona de alta ( $P_a = P_{CO}$ ) en  $\approx 20$  bar, se obtuvieron como conclusiones los siguientes puntos (ver figuras de la corrida 18):

- Al incrementar la presión en la zona de baja, aumentaba la integración energética interna. Se concluye lo anterior al tener diferencias de temperatura entre la entrada y salida del AHX, GAX y GHX mayores.
- Como era de esperarse, al aumentar la  $P_{EV}$  la temperatura después del regulador de presión (RP) aumenta. Si se quiere bajar la temperatura después del RP es necesario incrementar la  $\Delta P = P_{CO} - P_{EV}$  o bajar la  $P_{EV}$ .
- Al aumentar la  $P_{EV}$  se observó un incremento de temperatura en todas las corrientes del proceso: alimentación de solución concentrada al generador (salida GAX), salida de solución diluida del generador, alimentación de solución al absorbedor, vapor saliendo del rectificador, etc.
- Por último, al aumentar  $P_{EV}$  se tenía un incremento en el  $\Delta T$  del aire de enfriamiento del absorbedor y rectificador, así como en el aceite térmico del generador. Esto quiere decir que los flujos de calor se incrementaban.

Al variar la  $P_{EV}$  se obtuvieron dos comportamientos, por un lado al aumentar  $P_{EV}$  se obtiene una mayor IEI, pero por otro, si se desea un nivel de temperatura más bajo para el refrigerante, para aplicaciones de refrigeración industrial, es necesario disminuir la  $P_{EV}$ , teniendo una eficiencia del sistema más baja.

Después de variar la presión de 10 a 21 bar en la zona de alta, manteniendo la presión en la zona de baja en  $\approx 5$  bar, dio como resultado la siguiente interpretación de los datos (ver figuras de la corrida 21):

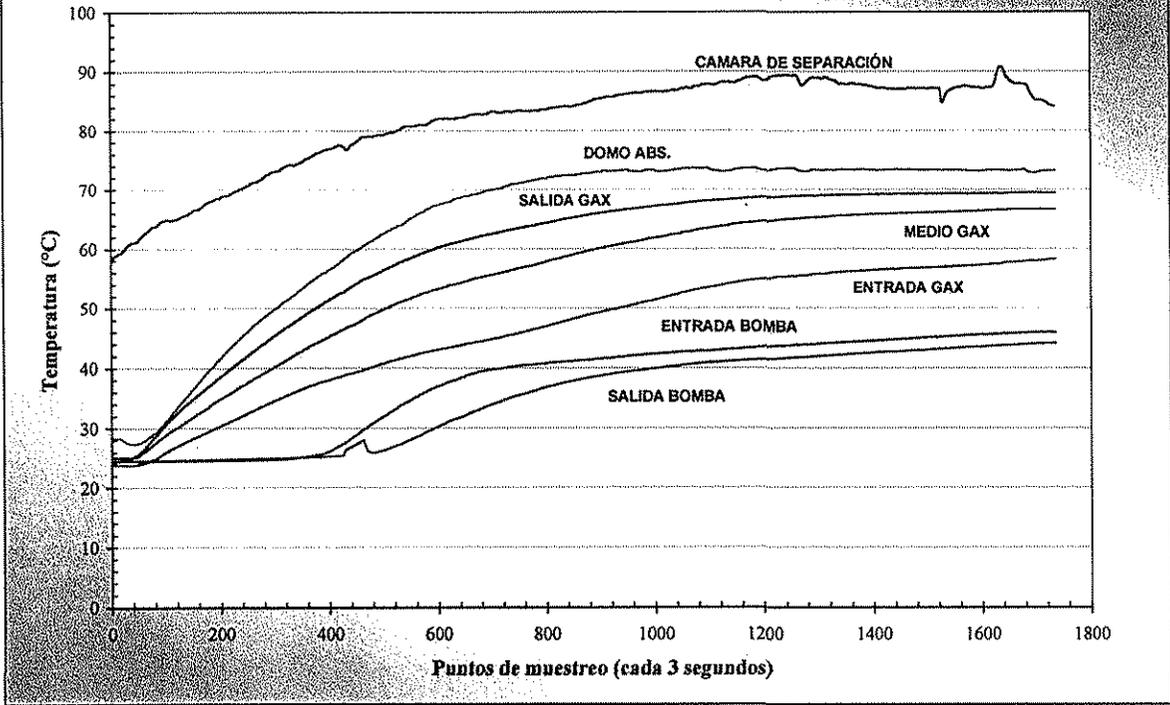
- Se presentó una tendencia clara, al incrementar la  $P_{CO}$  ( $\Delta P$ ) se aumenta la integración energética interna.
- Al provocar un aumento en la  $P_{GE}$  se observó un incremento de temperatura en todas las corrientes del proceso. Las dos columnas están muy interrelacionadas.
- La entrada de solución diluida al absorbedor incrementó su temperatura al aumentar la  $P_{CO}$ , esto provocó que en la columna absorbedor-GAX se tuvieran mayores gradientes de temperatura entre las corrientes, lo cual aumentó el flujo de calor en las diferentes secciones de dicha columna.
- Al aumentar  $P_{CO}$  se obtuvo un incremento en el  $\Delta T$  del aire de enfriamiento del absorbedor y rectificador, así como en el aceite térmico del generador. Esto quiere decir que los flujos de calor también se incrementaron.

El efecto de incrementar la  $\Delta P$  en el RP, sobre la temperatura del vapor a la salida del mismo no fue muy notoria, esto podría deberse a que la disminución de la temperatura se veía mermada por que el vapor que salía del rectificador y entraba al RP, incrementaba su temperatura al aumentar la presión en la zona de alta, no era solo el efecto de  $\Delta P$ . Pero esto cambiará una vez que se instale el condensador, pre-enfriador y evaporador.

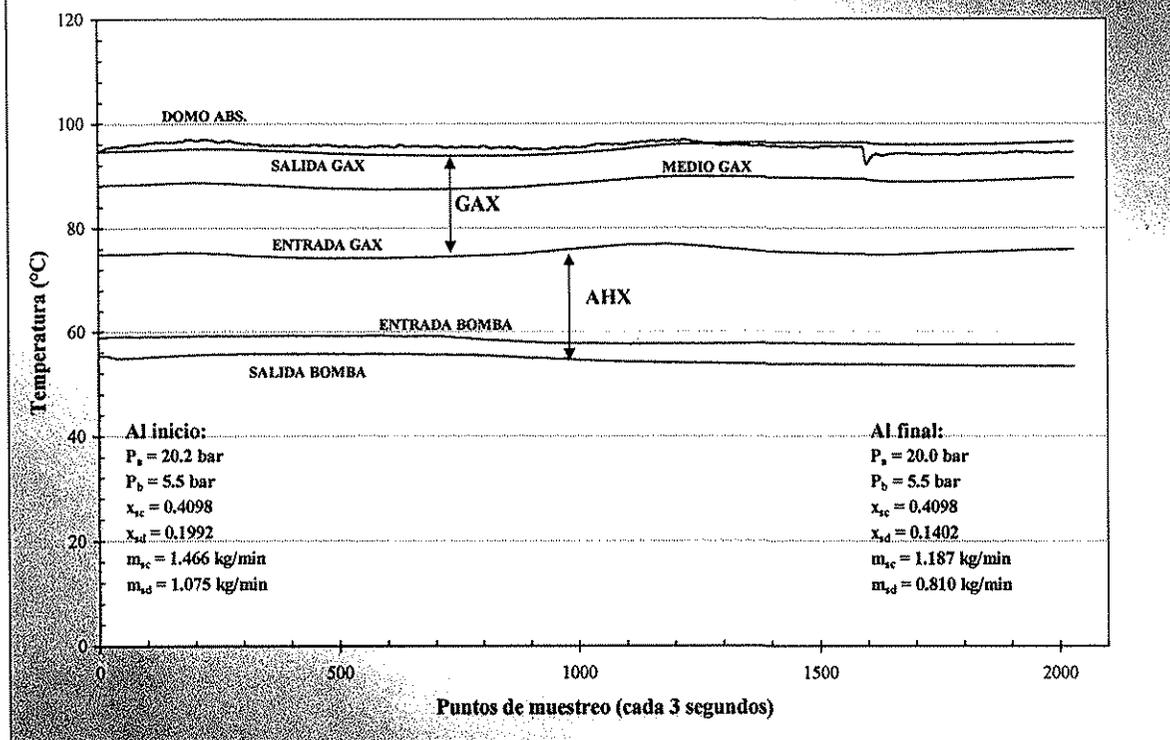
La interpretación de los datos experimentales de las corridas donde se varió el flujo de la solución manteniendo las presiones constantes ( $P_{EV} = 5.0$  y  $P_{CO} = 20$  bar), arrojó las siguientes observaciones (ver figuras de la corrida 24):

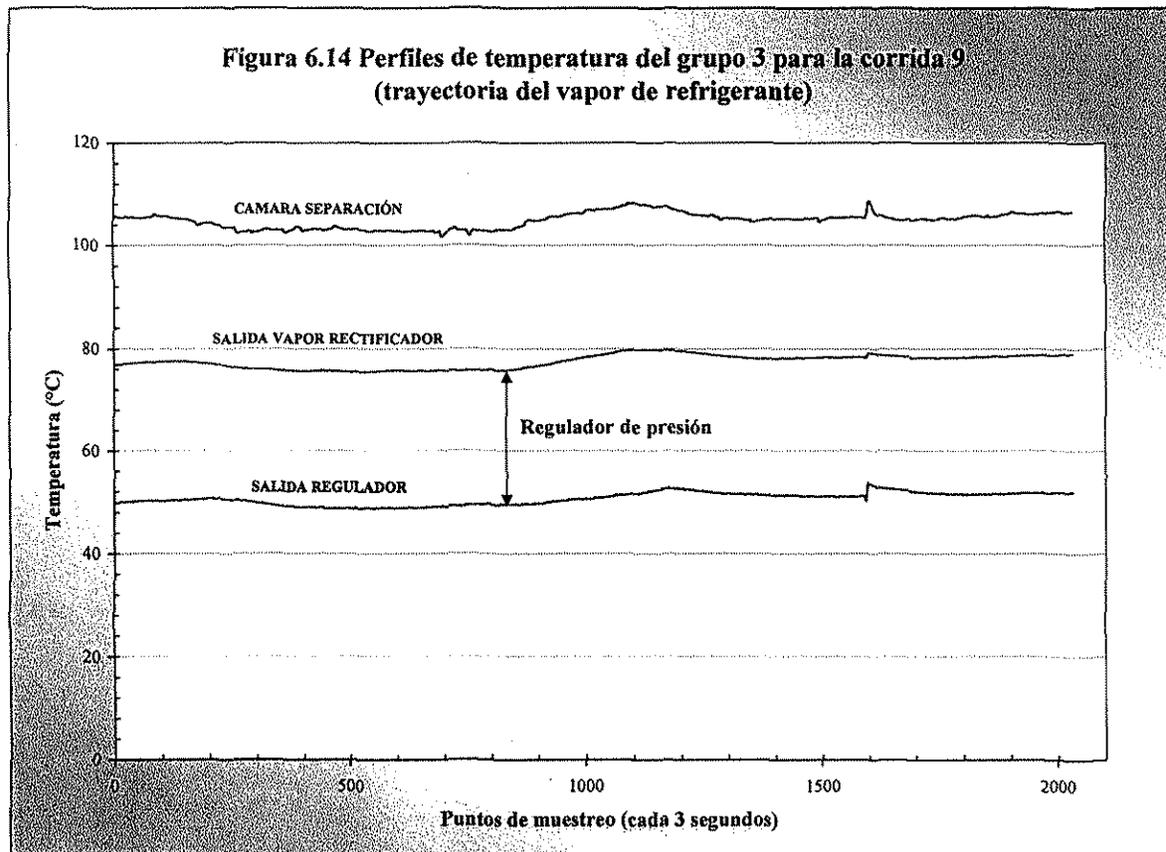
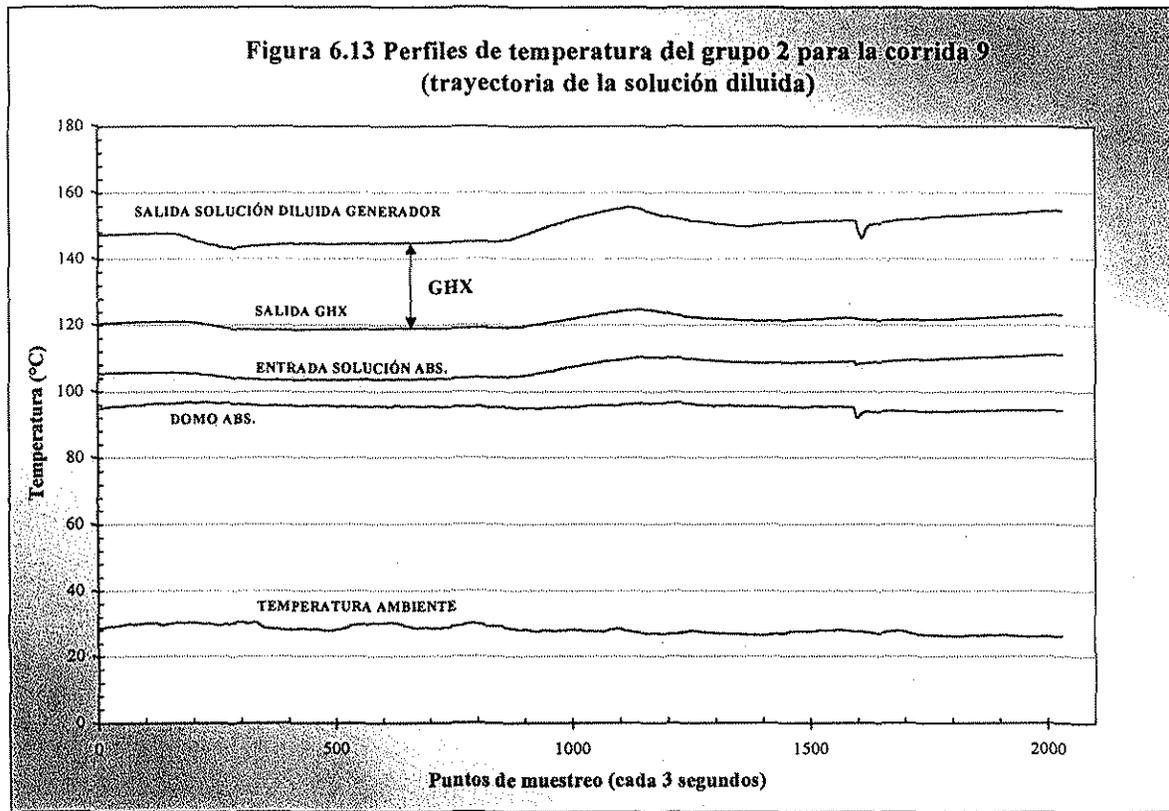
- Al disminuir la alimentación de solución al generador, adicionando el máximo calor que permitía la presión de la columna, se logró una mayor liberación de amoníaco por unidad de solución alimentada, es decir una mayor diferencia de concentración entre la solución concentrada y diluida, de lo cual depende directamente el efecto GAX.
- En general, al disminuir el flujo de solución y aumentar la diferencia de concentración entre las corrientes, se provocó que se tuviera una mayor integración energética interna.
- Al reducir el flujo de solución, el  $\Delta T$  del aire de enfriamiento del absorbedor disminuyó drásticamente, mientras que en el rectificador se incrementó en forma notoria. El comportamiento del absorbedor también se manifestó presentando menos tubos con película descendente al disminuir el flujo de solución. Esto llegó a ser crítico en determinado momento e impidió bajar más el flujo.
- Conforme se redujo el flujo de solución en el sistema, se presentó un menor requerimiento de calor, ya que el  $\Delta T$  del aceite térmico también disminuyó, lo cual es lógico ya que se tenía menos masa que calentar.

**Figura 6.11** Perfiles de temperatura del grupo 1 para la corrida 17  
(variación de temperatura en el arranque y estabilización de la planta piloto)



**Figura 6.12** Perfiles de temperatura del grupo 1 para la corrida 9  
(trayectoria de la solución concentrada)





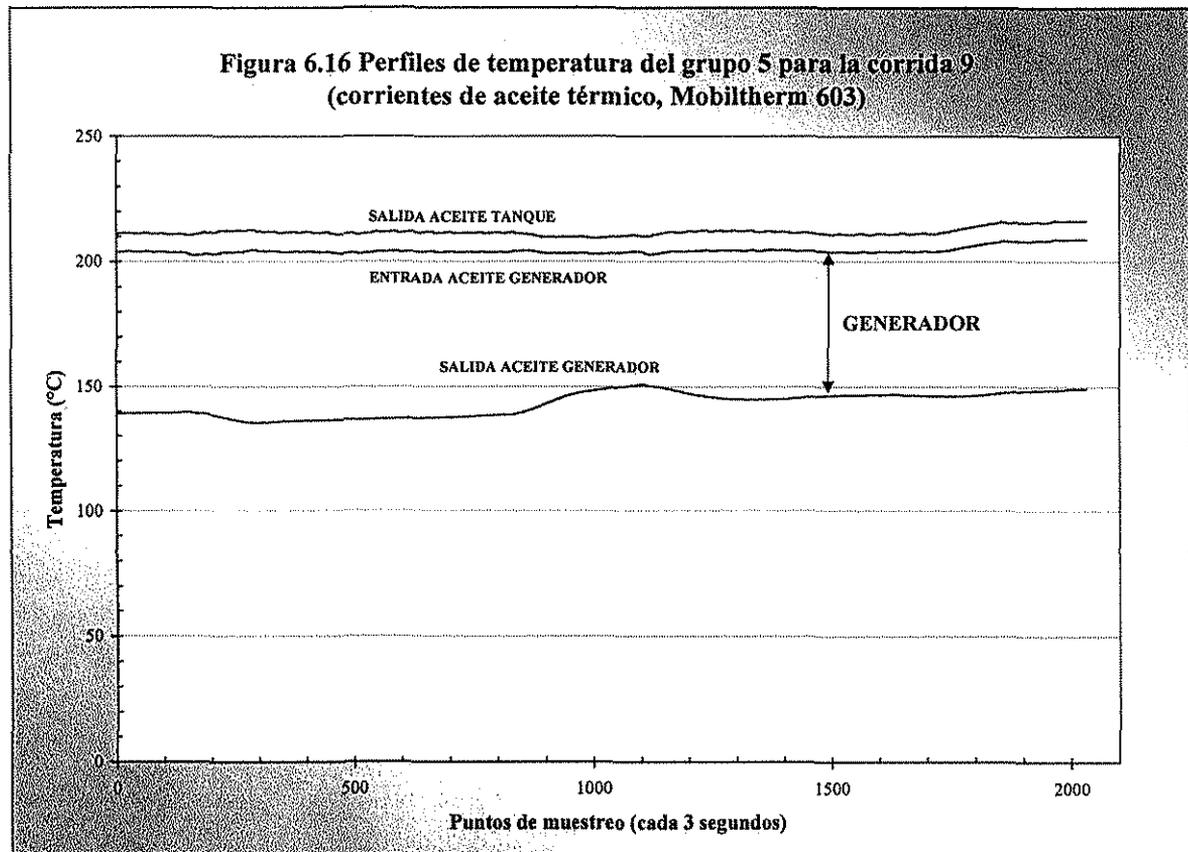
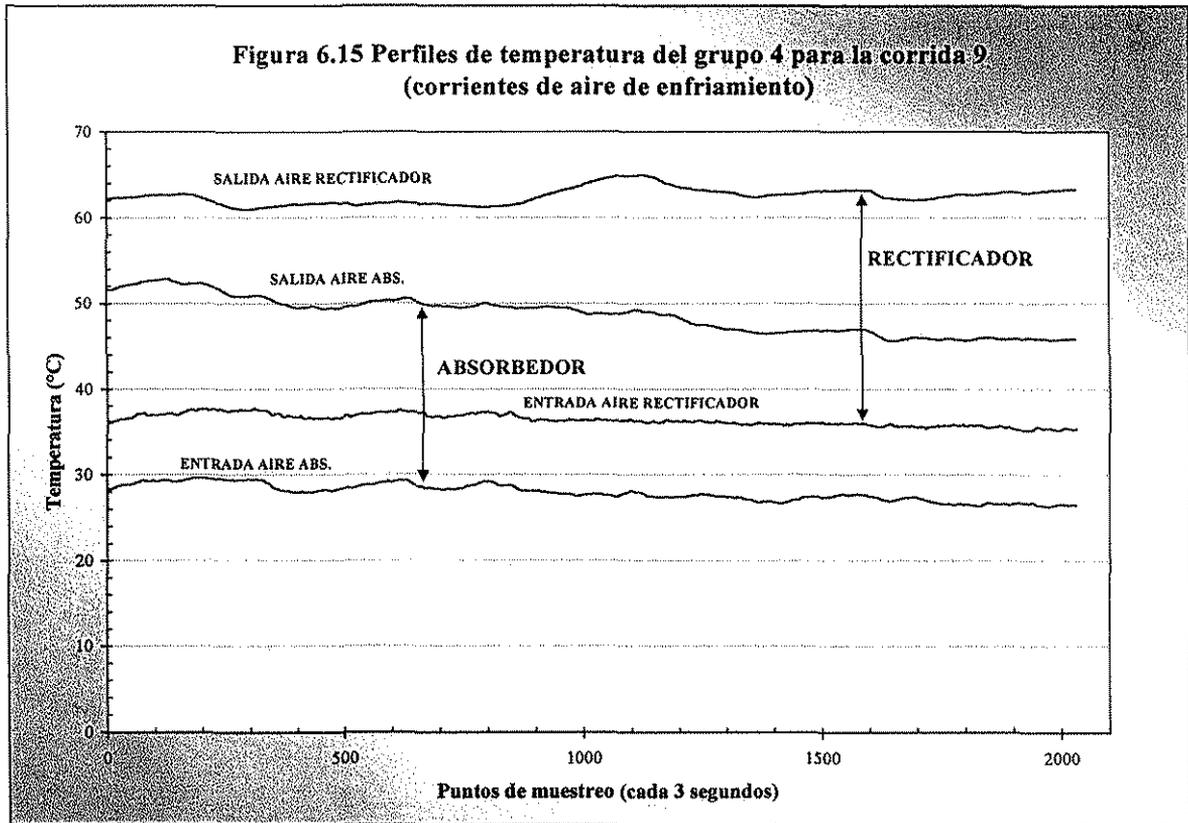


Figura 6.17 Perfiles de temperatura del grupo 1 para la corrida 18 (trayectoria de la solución concentrada)

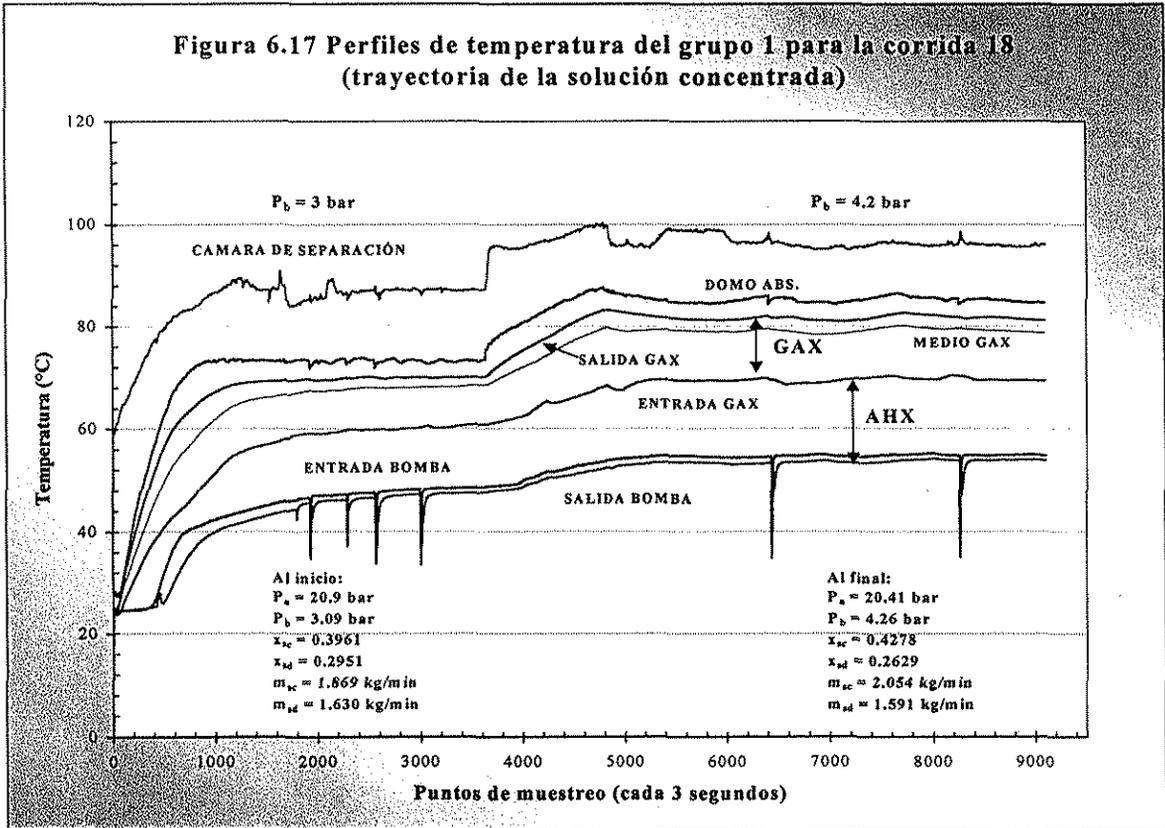
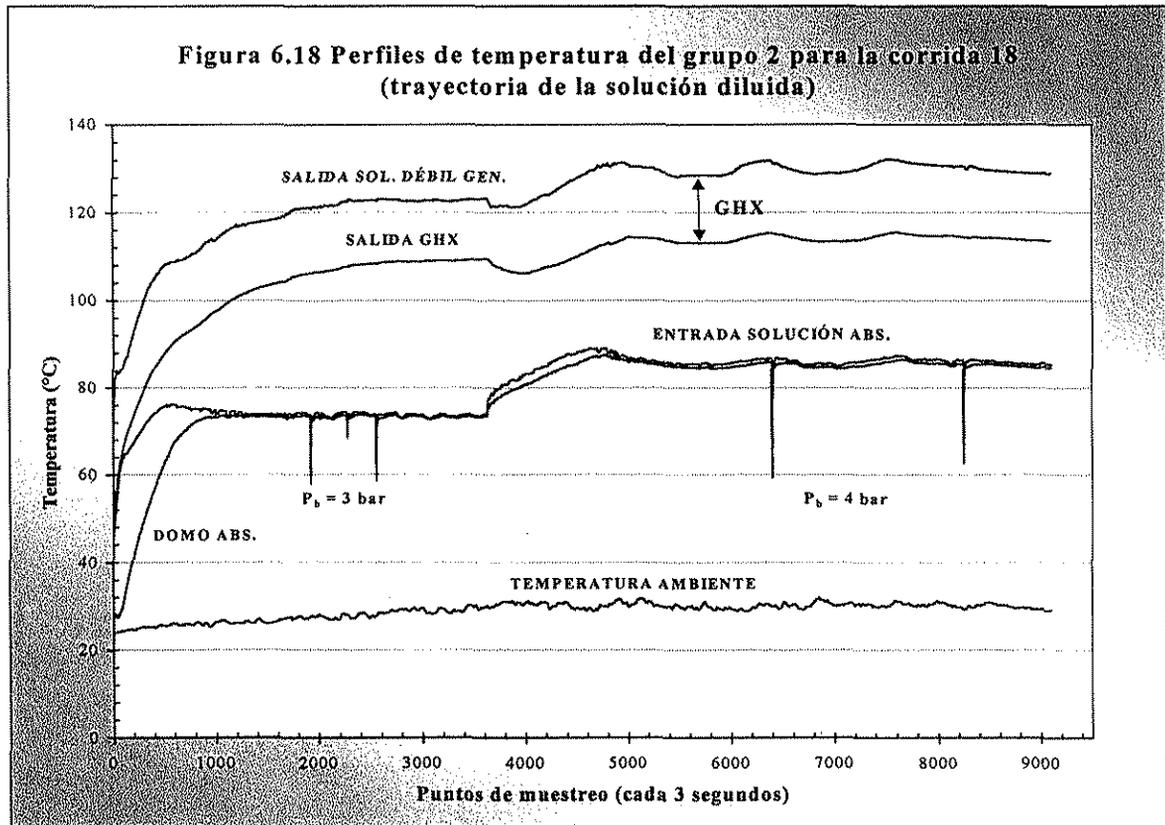


Figura 6.18 Perfiles de temperatura del grupo 2 para la corrida 18 (trayectoria de la solución diluida)



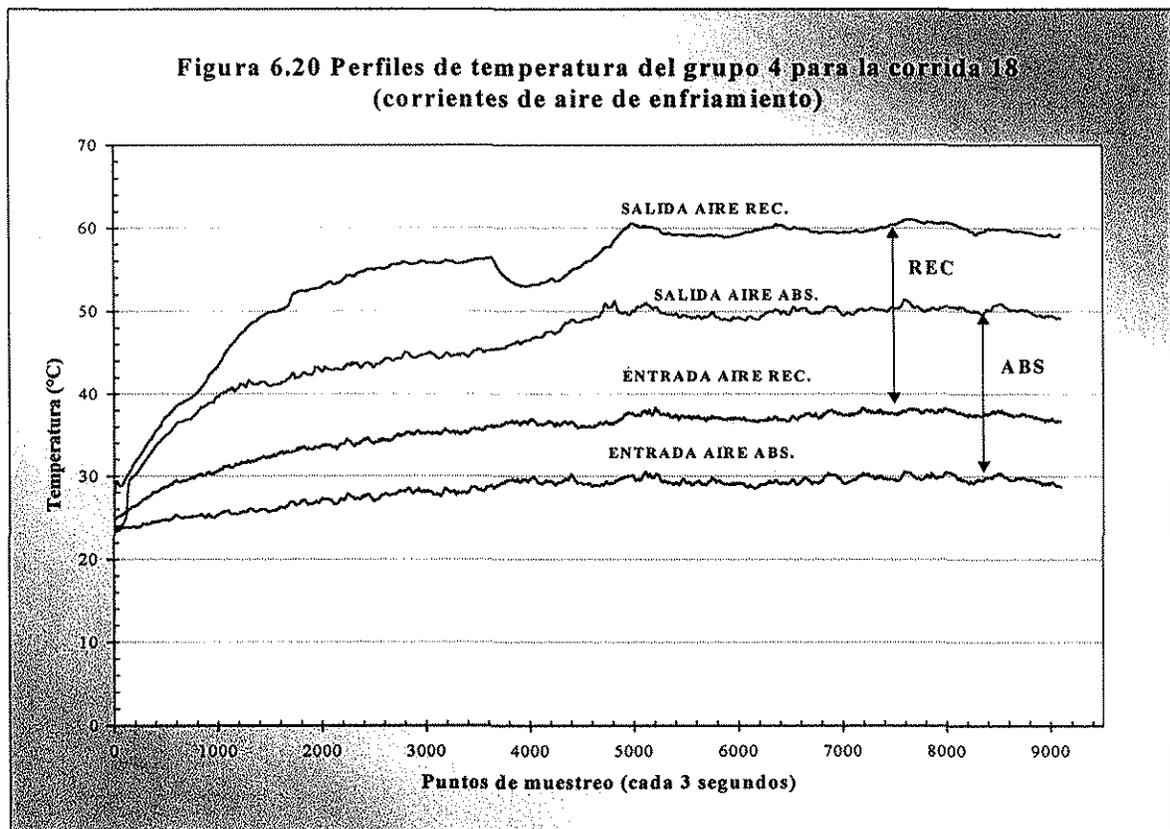
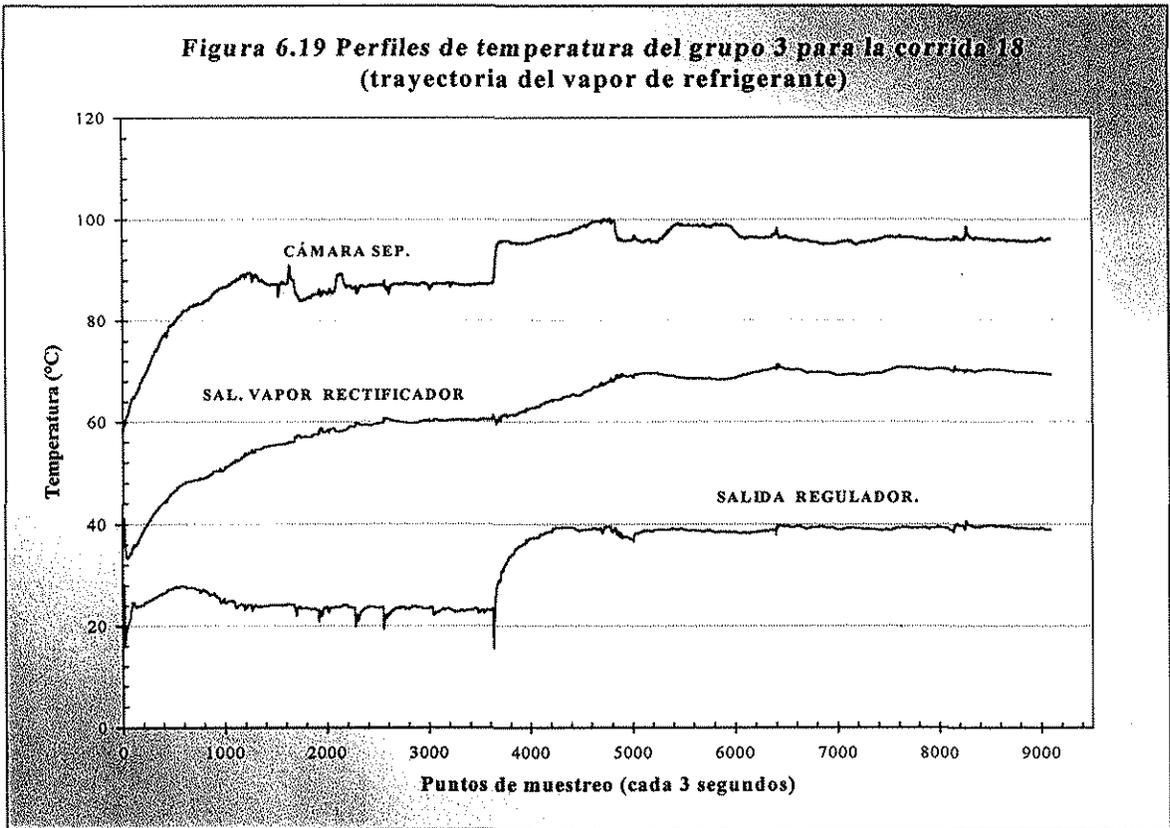


Figura 6.21 Perfiles de temperatura del grupo 5 para la corrida 18 (corrientes de aceite térmico, Mobiltherm 603)

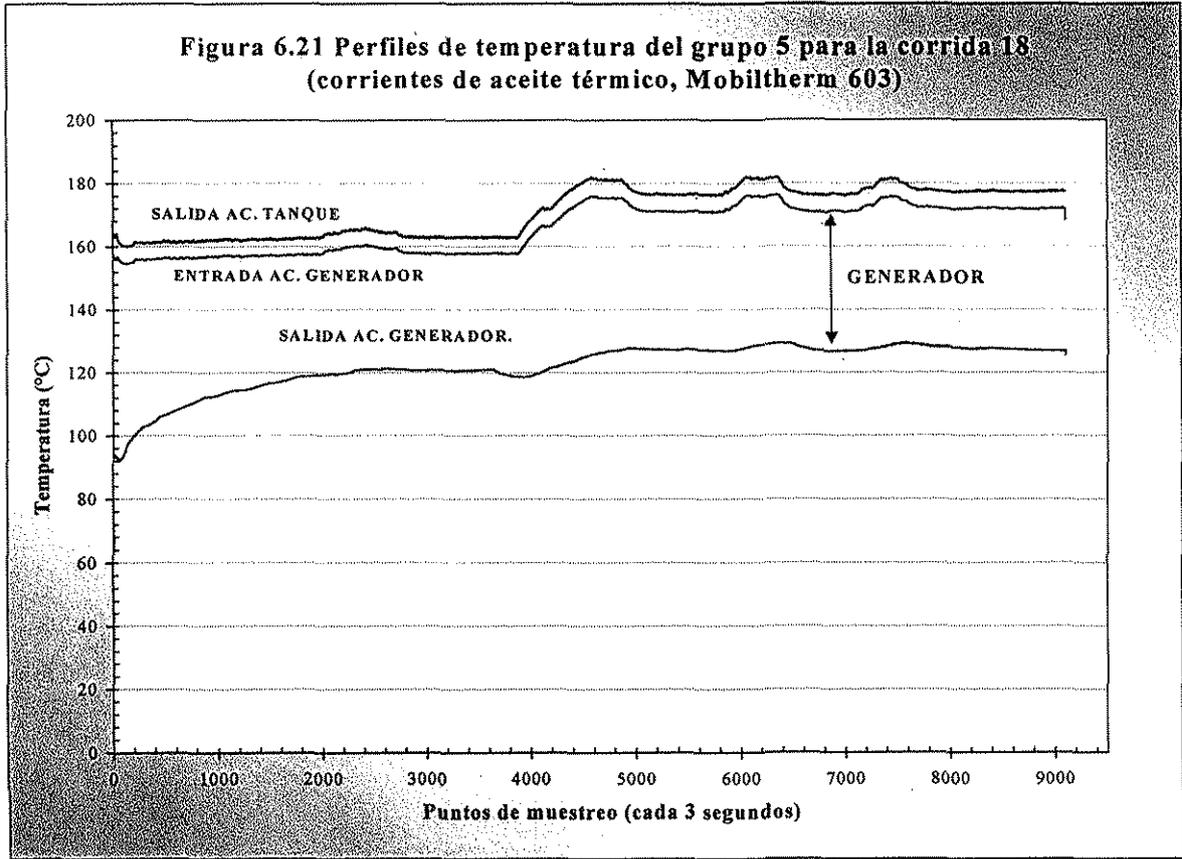
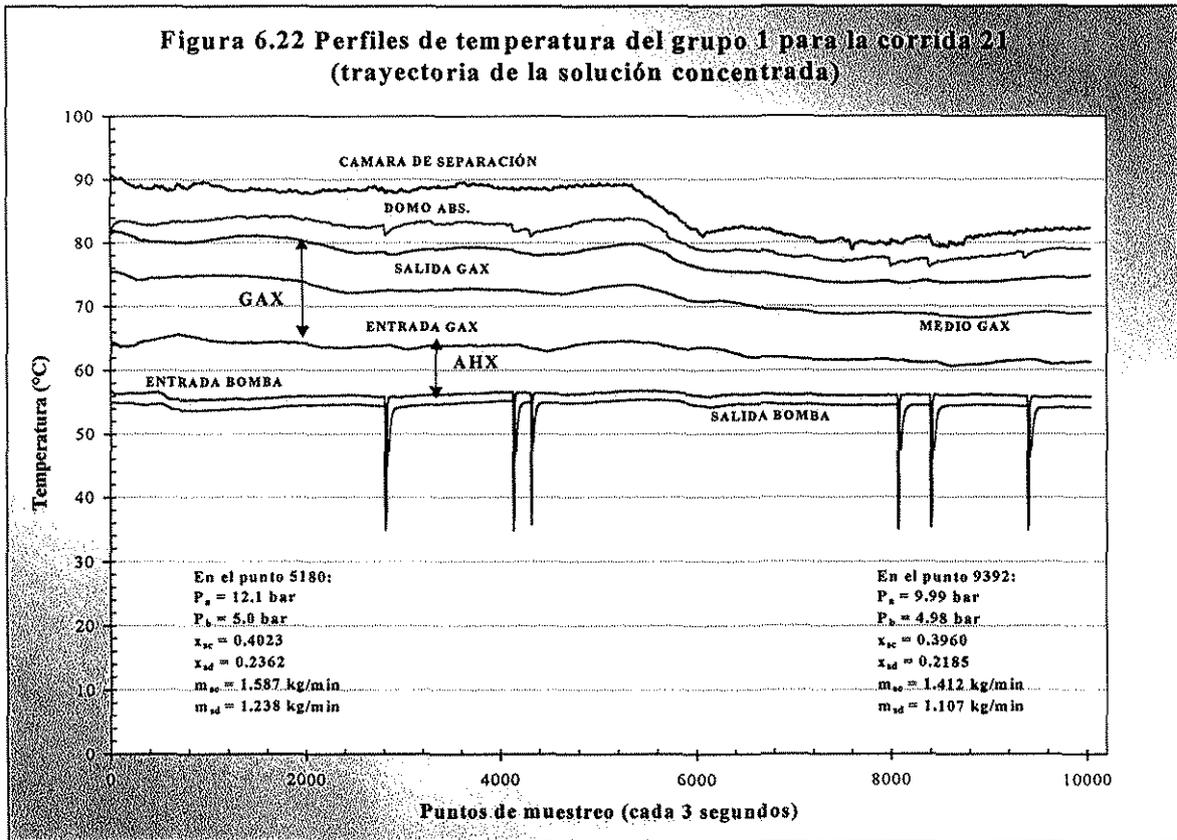
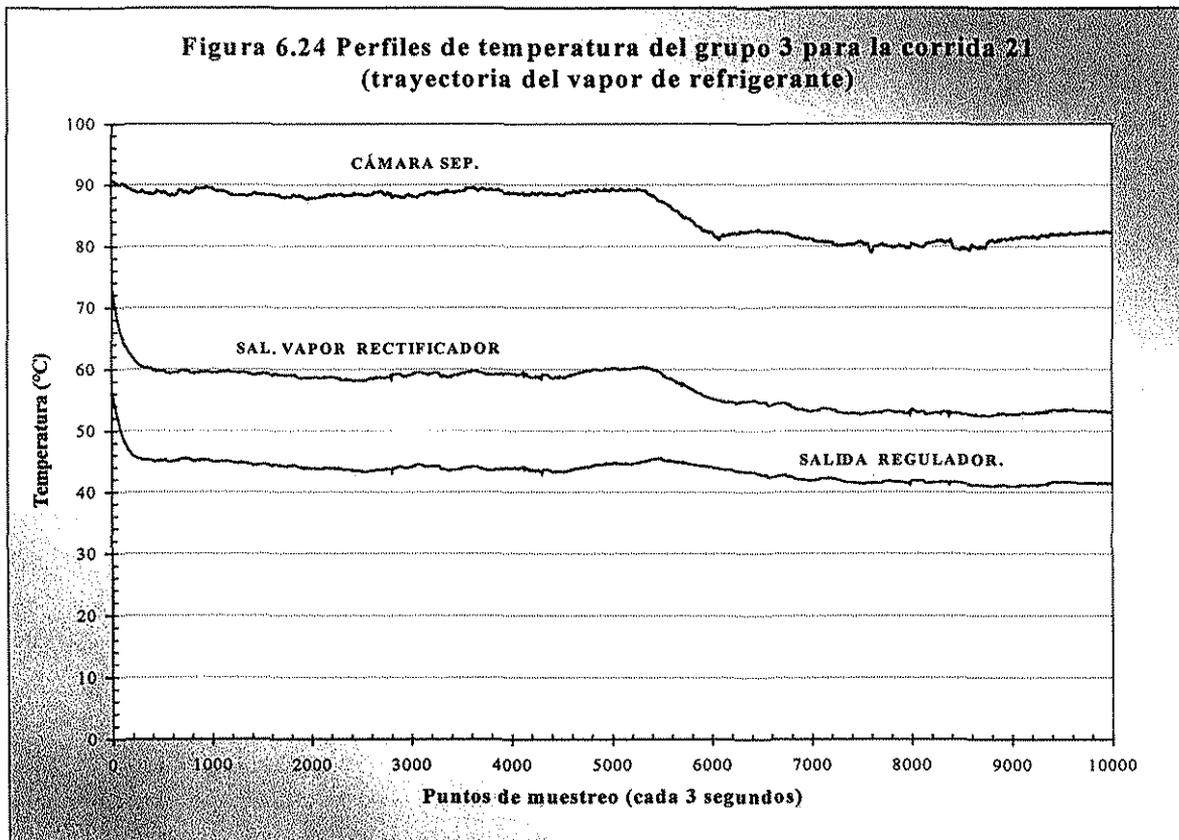
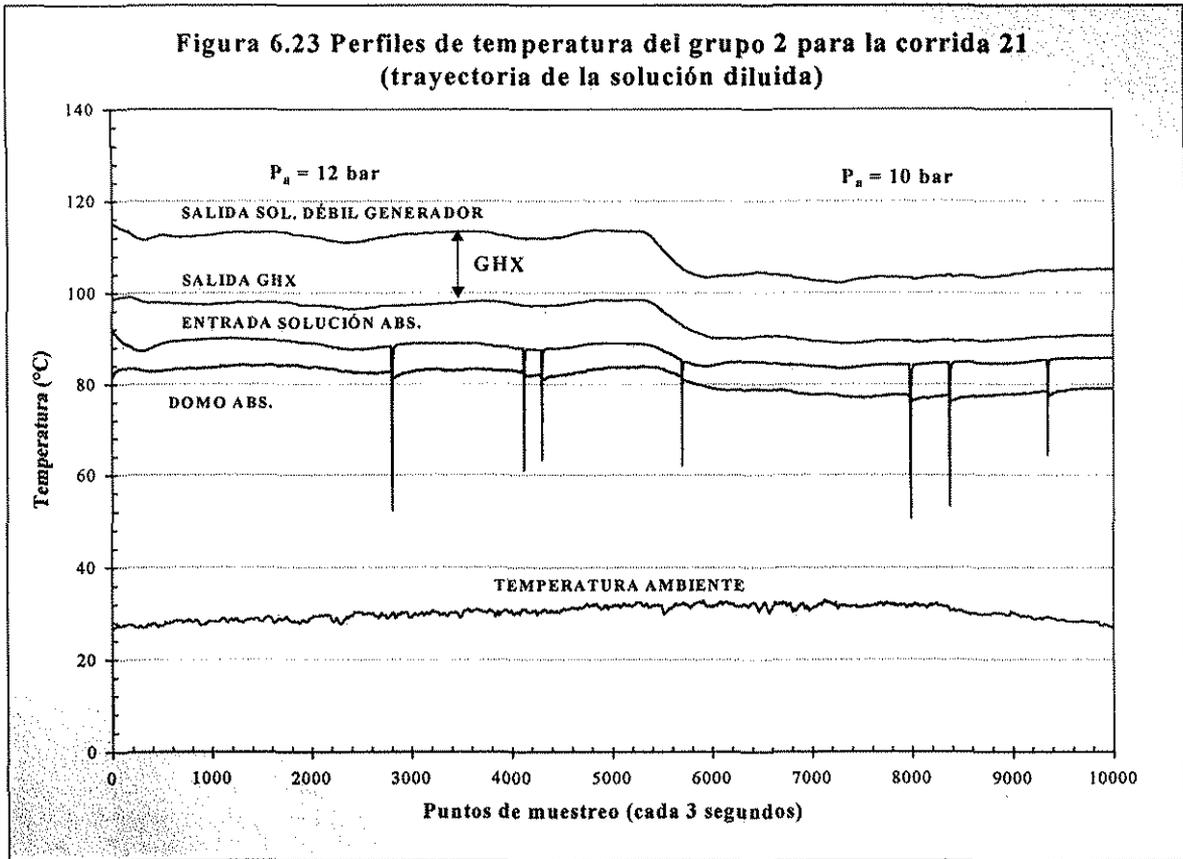
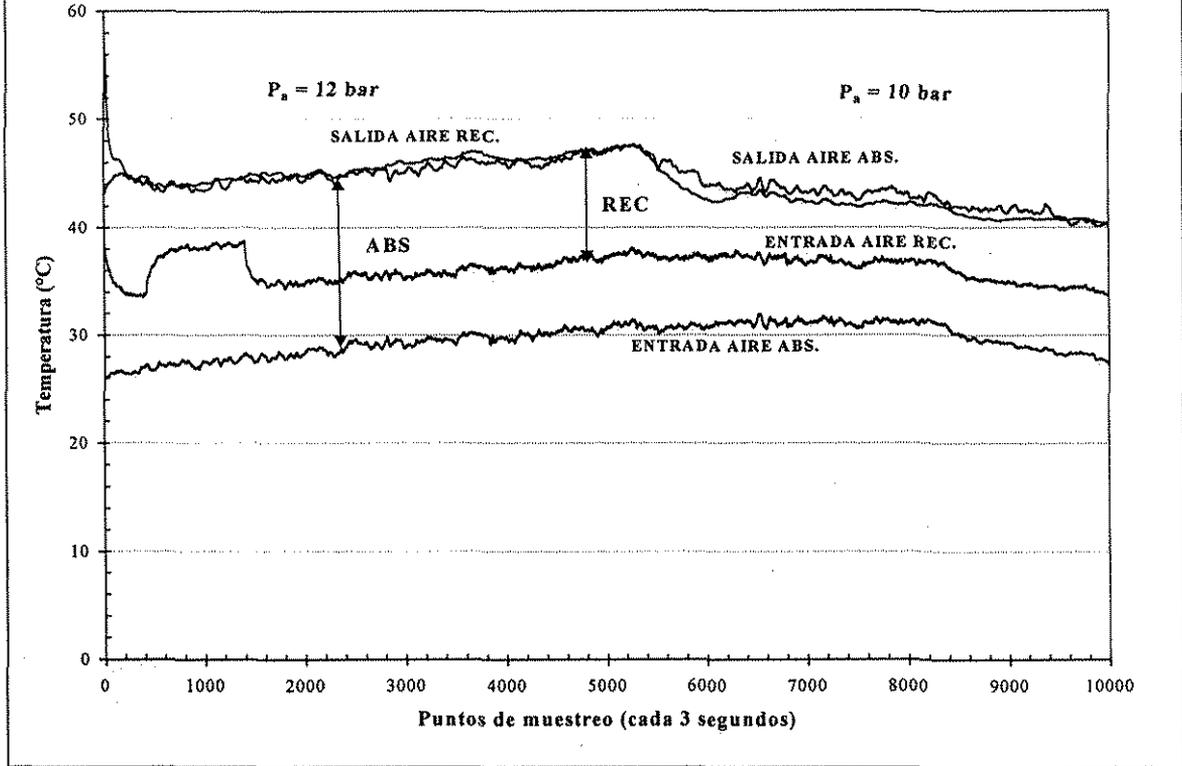


Figura 6.22 Perfiles de temperatura del grupo 1 para la corrida 21 (trayectoria de la solución concentrada)

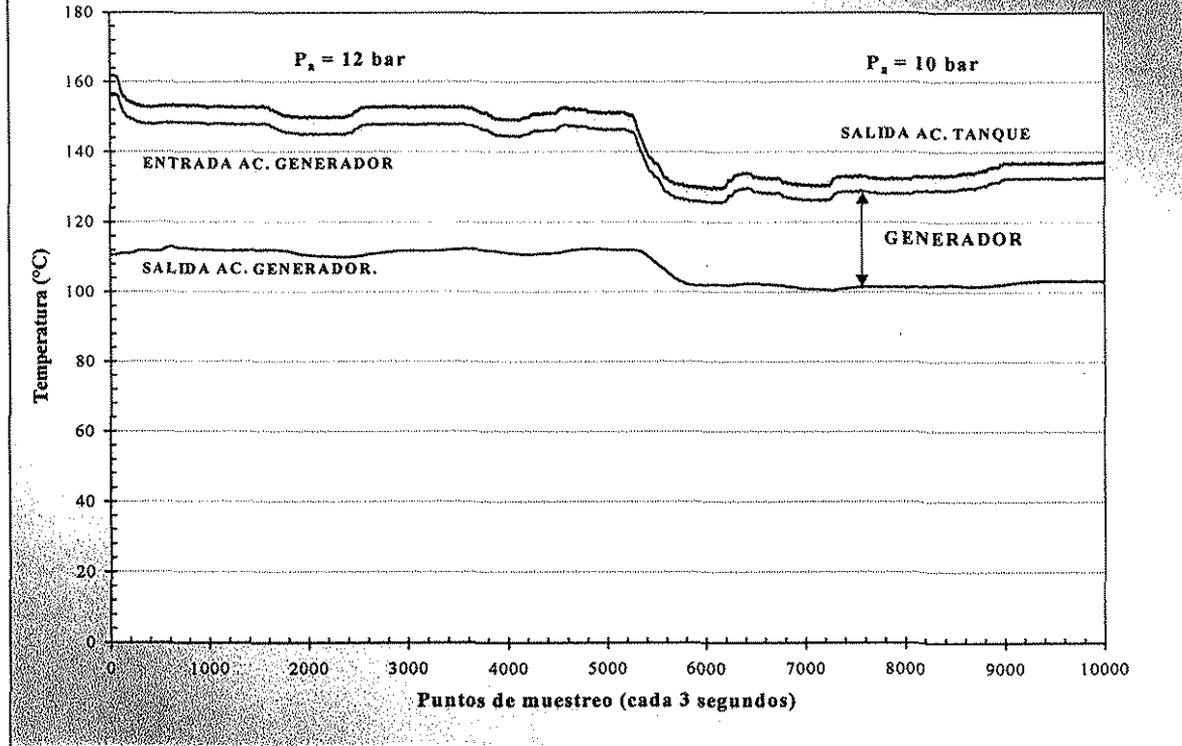




**Figura 6.25** Perfiles de temperatura del grupo 4 para la corrida 21  
(corrientes de aire de enfriamiento)



**Figura 6.26** Perfiles de temperatura del grupo 5 para la corrida 21  
(corrientes de aceite térmico, Mobiltherm 603)



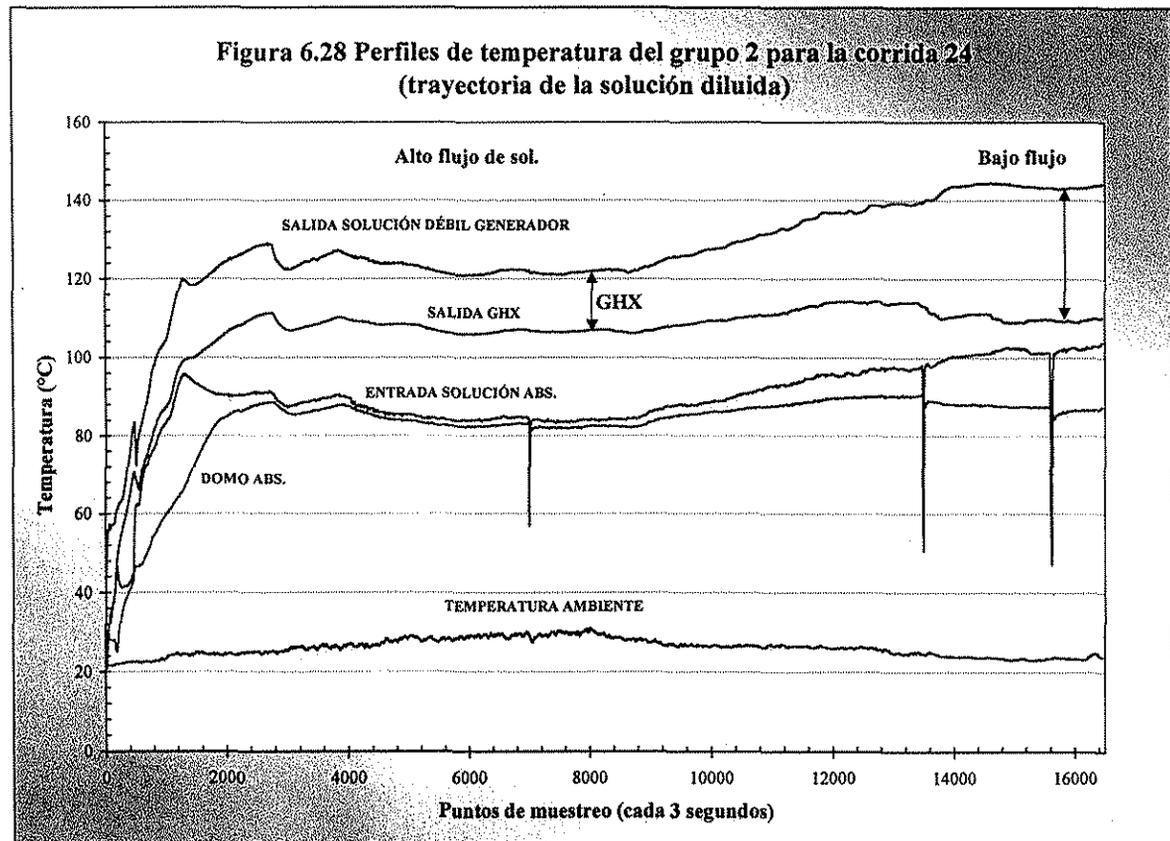
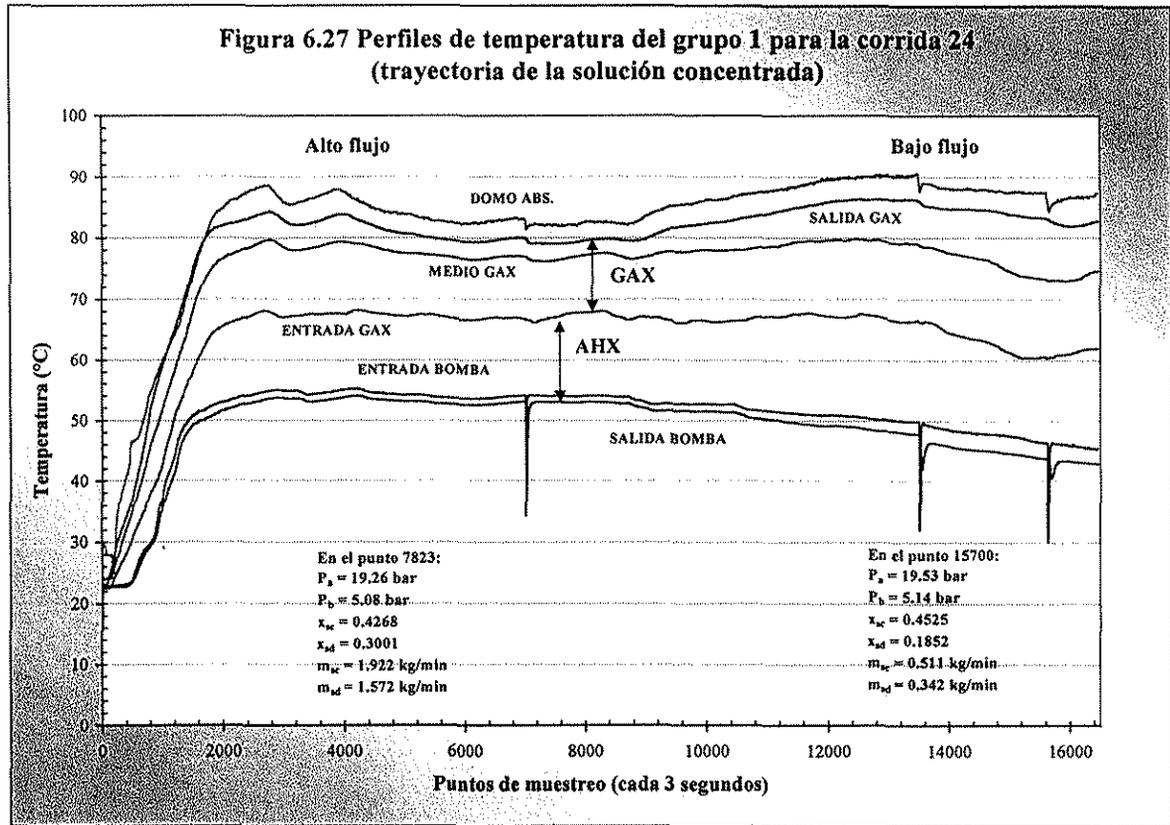


Figura 6.29 Perfiles de temperatura del grupo 3 para la corrida 24 (trayectoria del vapor de refrigerante)

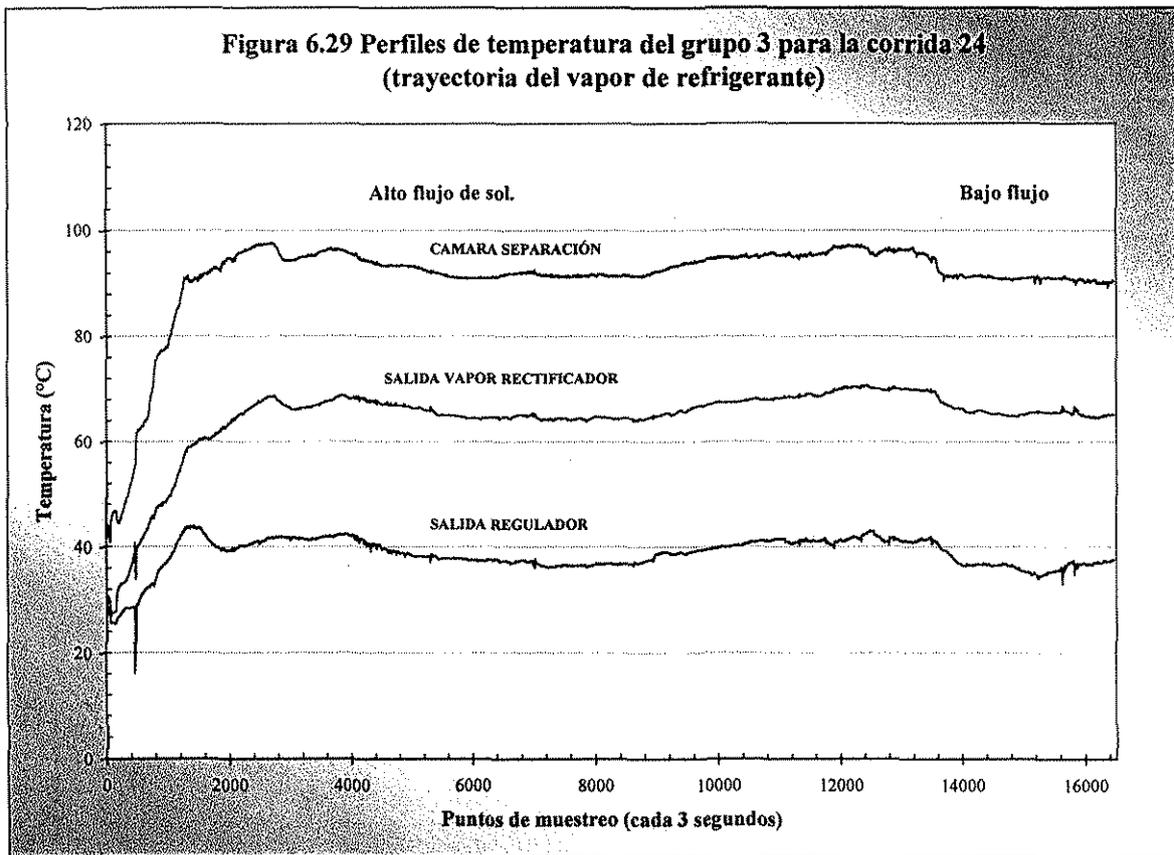
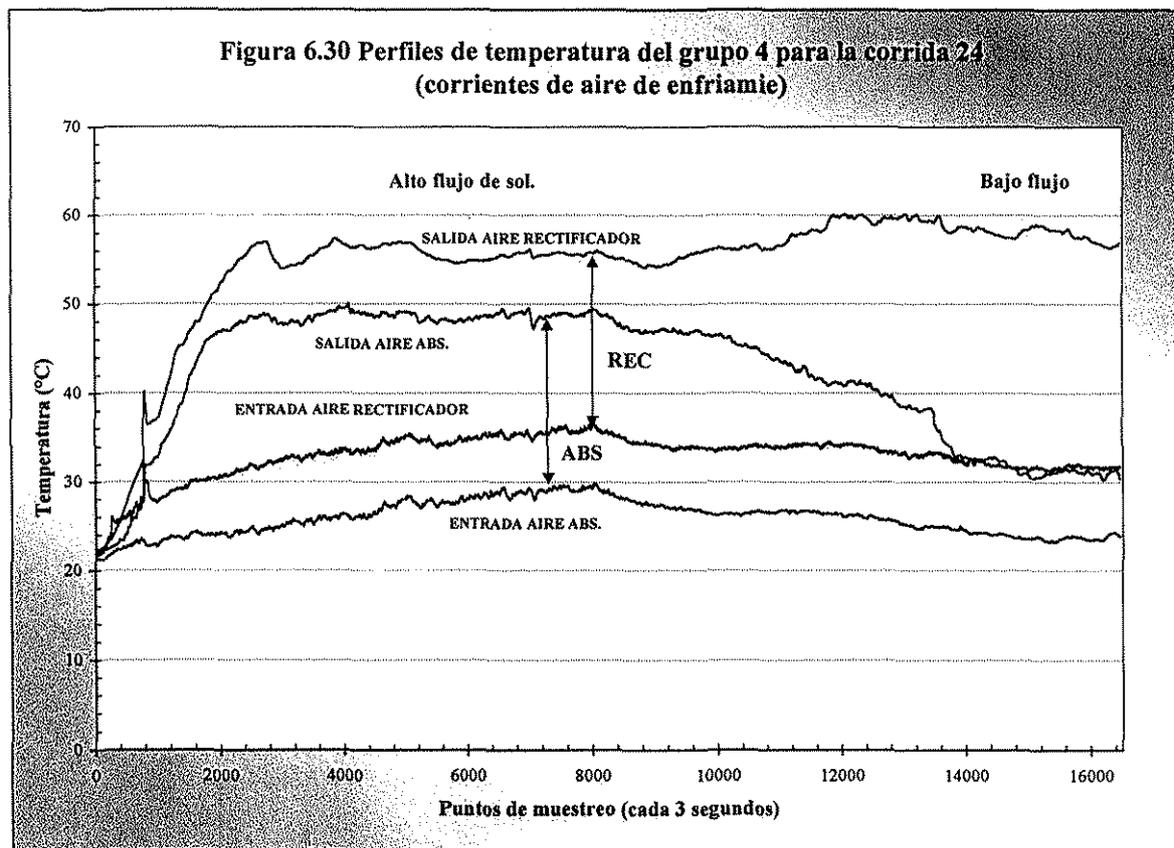
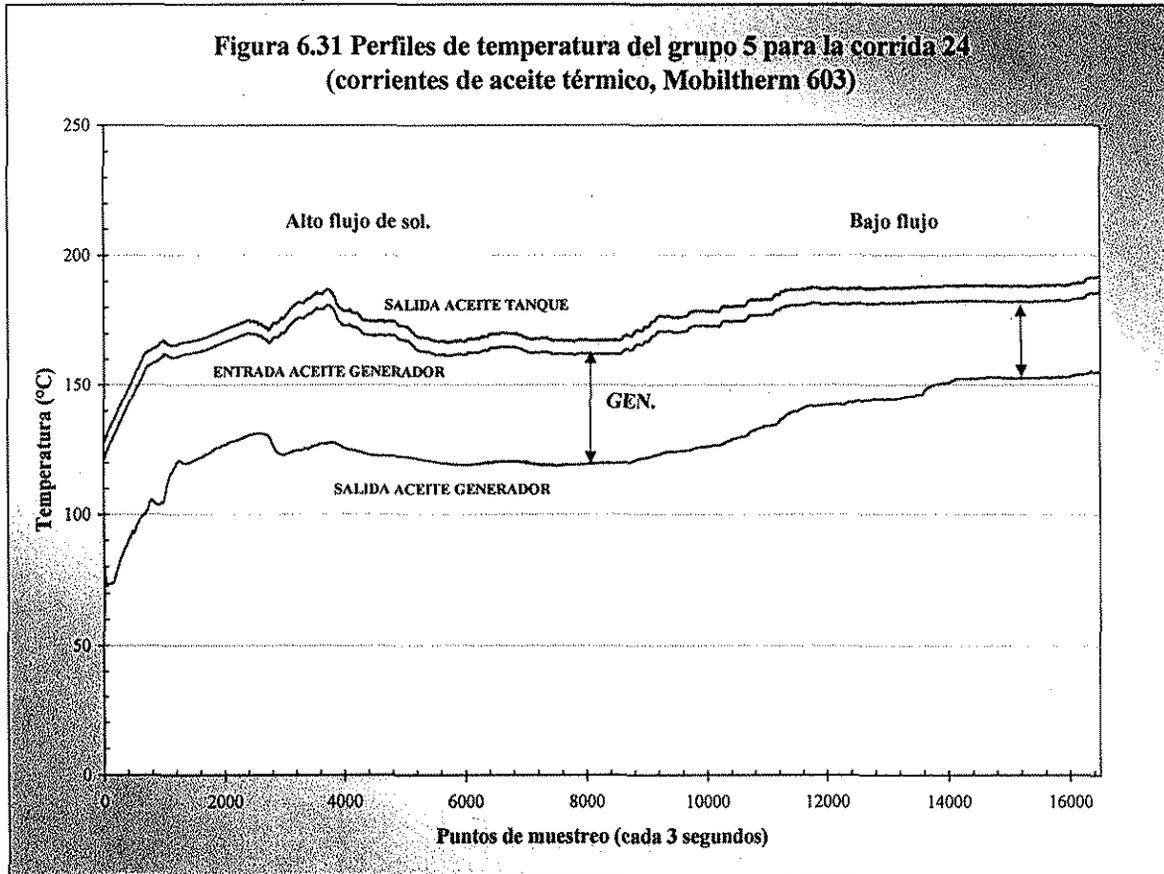


Figura 6.30 Perfiles de temperatura del grupo 4 para la corrida 24 (corrientes de aire de enfriamiento)





Las corridas que se realizaron incrementando la concentración de la solución y operando a flujo de solución mínimo y máximo, similar a la corrida 24 pero con mayor concentración, resultaron con menor IEI, baja diferencia de concentración entre la solución concentrada y diluida, temperaturas después del regulador de presión de cero grados centígrados o cercanas y no fue posible agregarle suficiente calor al generador ya que la presión no lo permitía, también se observó que era más difícil estabilizar el sistema. Se espera que una vez instalados los equipos faltantes, principalmente el condensador, permita aplicar más calor obteniendo un mejor comportamiento del equipo.

Con esta información y la interpretación de los datos experimentales permitirá orientar o dirigir de una forma más precisa las futuras experimentaciones en el sistema, incluyendo el condensador, pre-enfriador y evaporador.

#### **Análisis de los datos calculados**

Los resultados que se presentan en esta sección, se obtuvieron aplicando la metodología de procesamiento de la información presentada anteriormente en el apartado 6.3.4, en dicha metodología se utilizó un conjunto de datos híbridos experimentales y de simulación, estos últimos son empleados en los cálculos de los equipos faltantes de la planta piloto.

La información es presentada en dos bloques: 1) resultados obtenidos en las corridas variando la presión en la zona de baja manteniendo la presión en la zona de alta en  $\approx 20$  bar y 2) resultados obtenidos variando la presión en la zona de alta manteniendo la presión en la zona de baja en  $\approx 5$  bar.

Los resultados del primer bloque se presentan en las Figuras 6.32 a 6.35. La Figura 6.32 muestra el comportamiento energético de los diferentes equipos del sistema, se puede apreciar un incremento en el calor transferido en cada uno de los equipos conforme aumenta la temperatura del aceite térmico, la disminución del calor recibido en el evaporador (capacidad de enfriamiento de la unidad) en los dos últimos puntos de la gráfica, se debe a que se tenía fija la temperatura del refrigerante a la salida del evaporador y conforme aumenta  $P_{EV}$  llega un momento donde con esas condiciones no logra evaporarse todo el refrigerante, dando como resultado un aumento en el % de líquido, por ejemplo en el último punto de la grafica con  $P_b = 5.6$  y  $P_a = 19$  bar se tiene 28% de líquido en dicha corriente, provocándose con esto un menor aprovechamiento del refrigerante. En la Figura 6.33 se puede observar como cambia la integración energética interna al variar la temperatura del aceite térmico, es notorio que al incrementar dicha temperatura aumenta la IEI del ciclo. La Figura 6.34 presenta el comportamiento del coeficiente de operación (COP) en modo de enfriamiento y calentamiento, con y sin pérdidas de energía. En esta gráfica se puede apreciar que conforme se aumenta la temperatura del aceite térmico, se tiene un incremento en el COP del sistema, también se observa un decaimiento de dicho COP en los dos últimos puntos de la grafica, la explicación a lo anterior se debe a que al disminuirse el calor del evaporador por tener un porcentaje de líquido mayor, esto afecta directamente el coeficiente de operación. Finalmente en este primer bloque de resultados se tiene la Figura 6.35 donde se muestra el comportamiento de la relación de flujo y de recirculación al variar la temperatura del aceite térmico, se puede observar una notoria disminución de las relaciones másicas al aumentar la temperatura del aceite térmico. Lo cual resulta lógico, ya que al aplicar más calor se logra liberar más amoniaco teniéndose una mayor cantidad de vapor de refrigerante por unidad de solución alimentada o retirada del generador.

Los resultados del segundo bloque se presentan en las Figuras 6.36 a 6.39. Al observar las gráficas, que fueron obtenidas de las corridas donde se varió la presión en la zona de alta, manteniendo la presión de la zona de baja constante, se aprecian tendencias o comportamientos muy similares a los obtenidos en el primer bloque, con las siguientes particularidades: a) el coeficiente de operación tiene una tendencia muy discreta a aumentar cuando se incrementa la temperatura del aceite térmico, b) al mantener  $P_{EV}$  en  $\approx 5$  bar y variar  $P_a$  de 9.9 a 21 bar, el porcentaje de líquido a la salida del evaporador osciló de 4.4 a 12.4%, es conveniente comentar que dicho porcentaje de líquido obtenido en la corriente de salida del evaporador, depende en forma significativa de la pureza con la que sale el amoniaco del rectificador y la presión  $P_{EV}$  y c) por último la disminución de las relaciones másicas al aumentar la temperatura del aceite térmico no es tan notoria como en los resultados del primer bloque.

Del análisis de los resultados experimentales se deduce que las tendencias de las variables dependientes como la IEI, COP y relaciones másicas tienen un comportamiento similar al obtenido en la simulación. Con el estudio experimental realizado quedó plenamente demostrada la factibilidad técnica del ciclo de absorción solar-GAX.

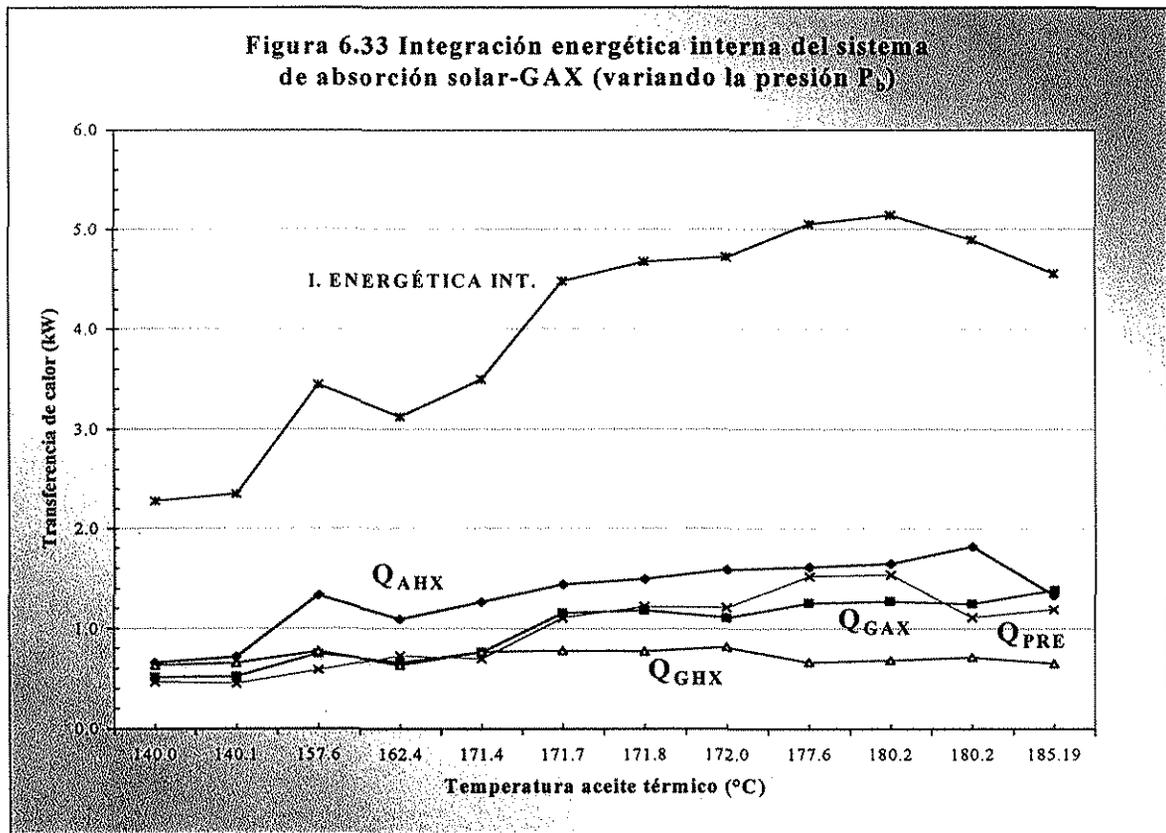
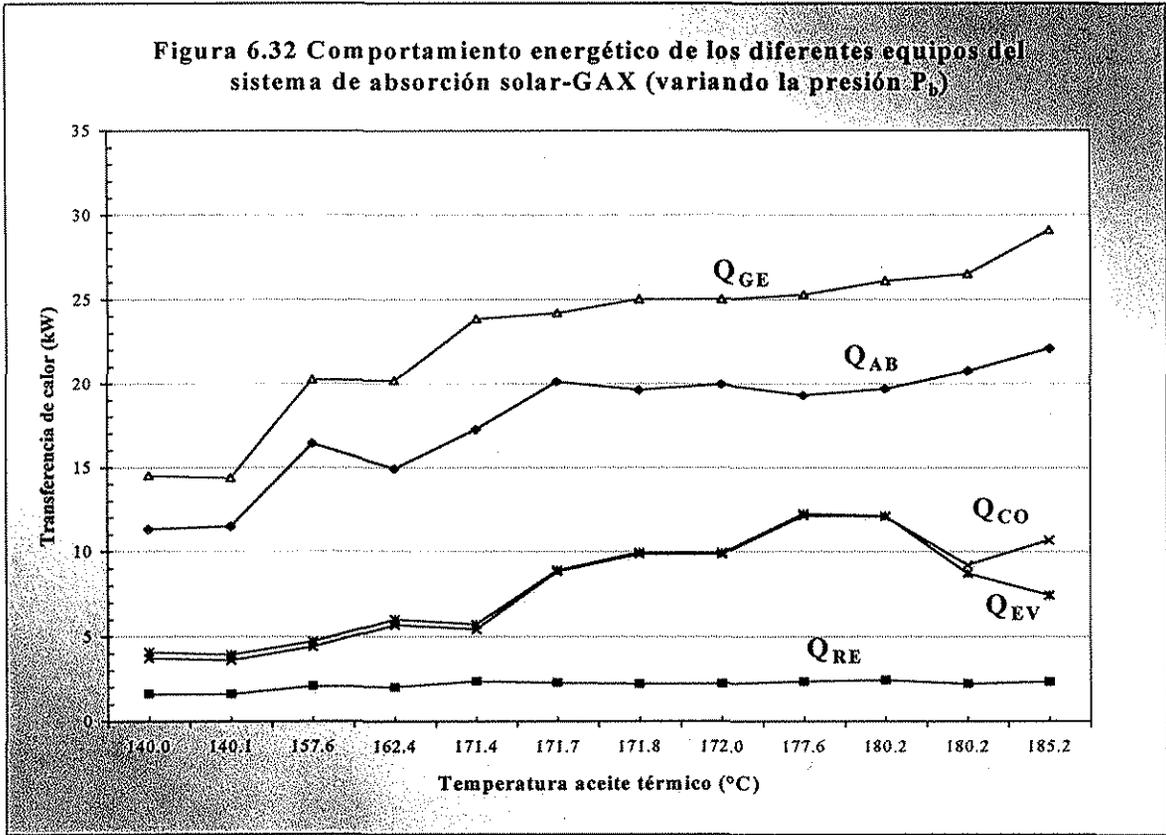


Figura 6.34 Comportamiento del coeficiente de operación del sistema de absorción solar-GAX (variando la presión  $P_D$ )

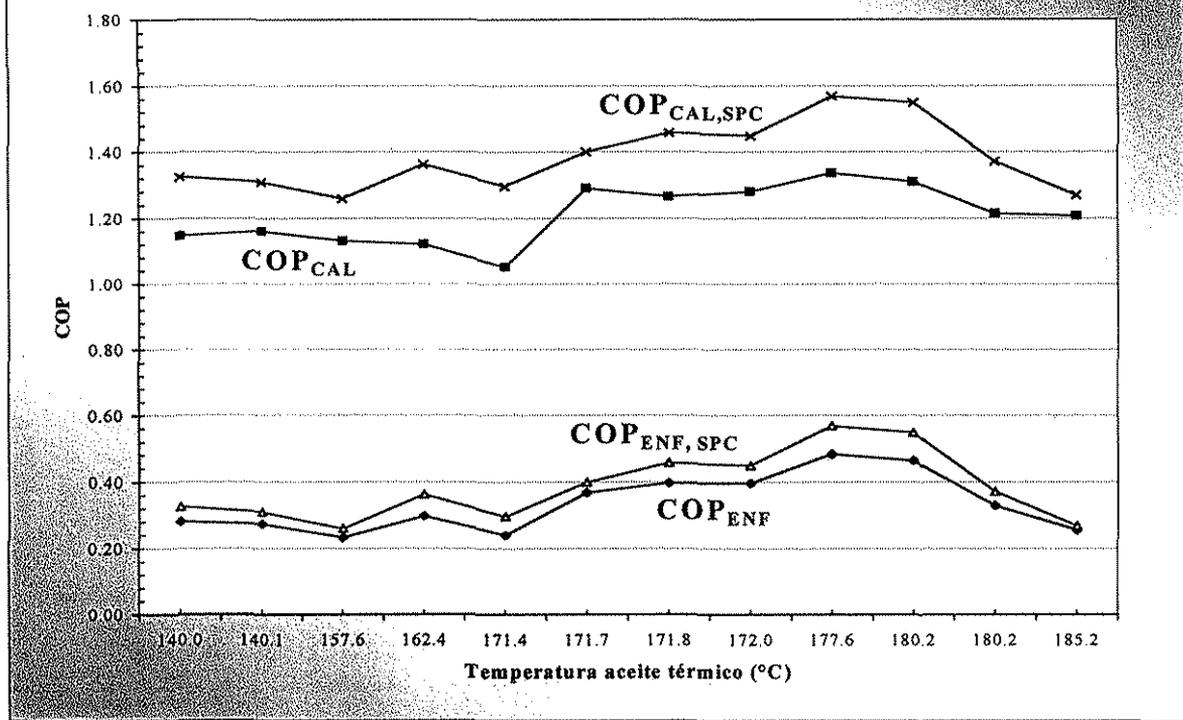
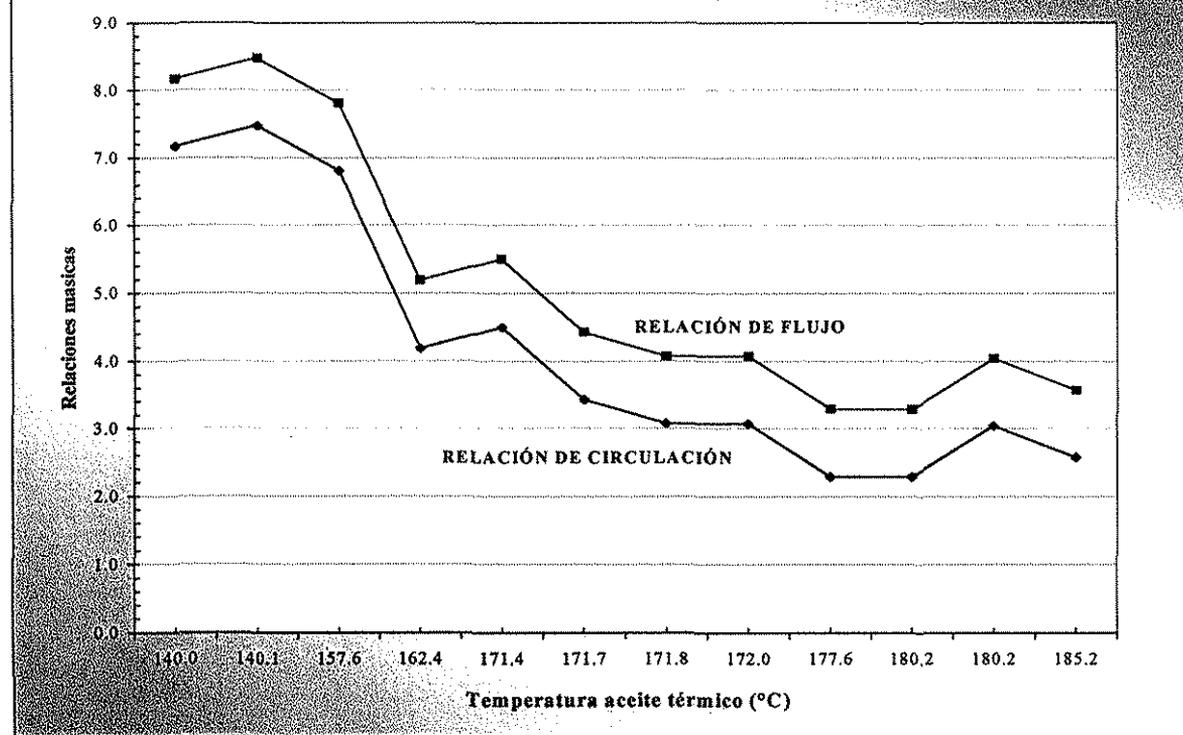


Figura 6.35 Comportamiento de los indicadores de flujo másico al variar la temperatura del aceite térmico (variando  $P_D$  a flujo máximo)



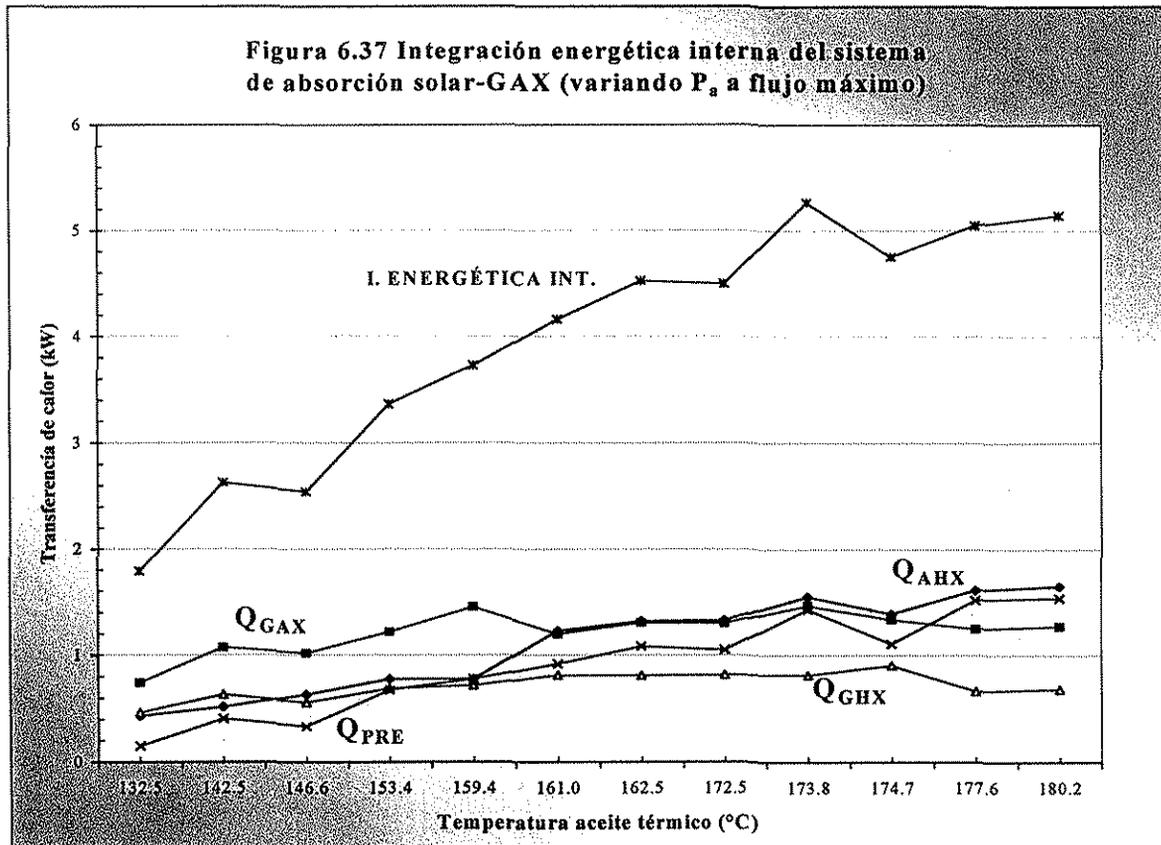
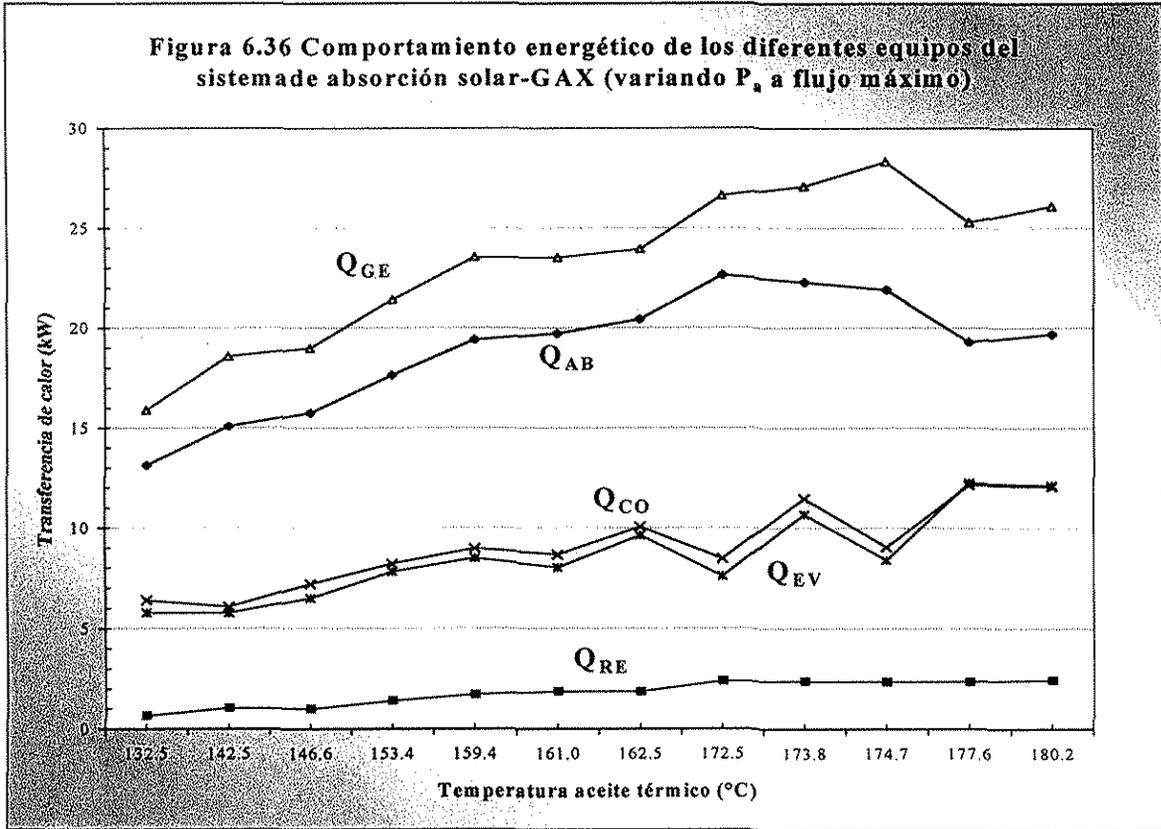


Figura 6.38 Comportamiento del coeficiente de operación del sistema de absorción solar-GAX (variando  $P_2$  a flujo máximo)

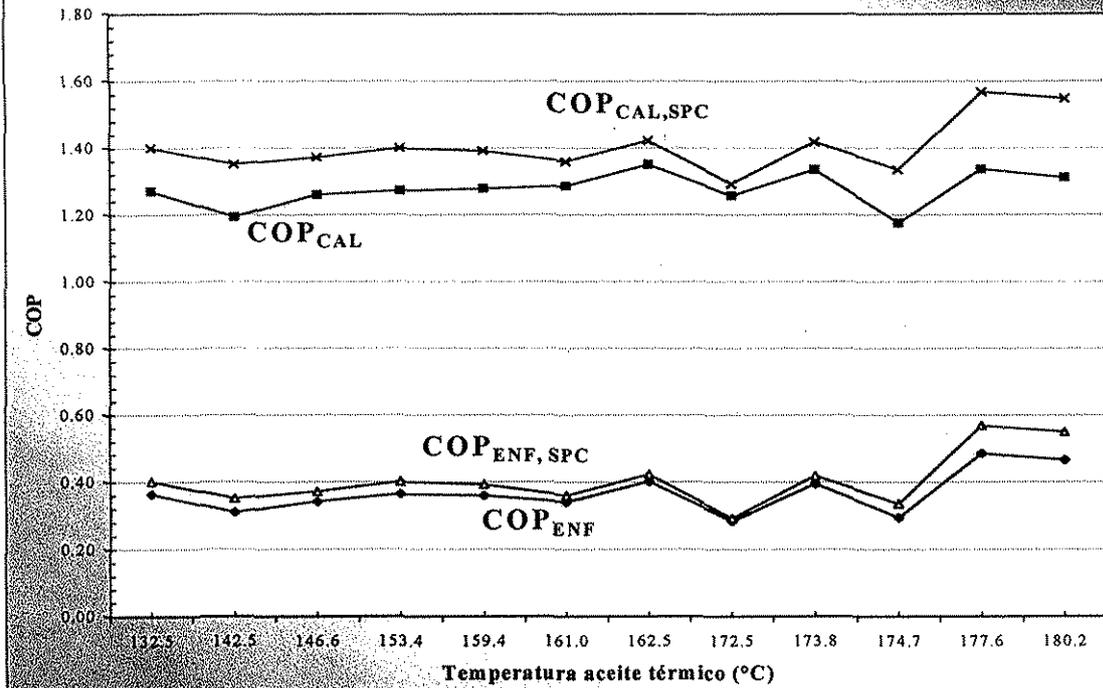
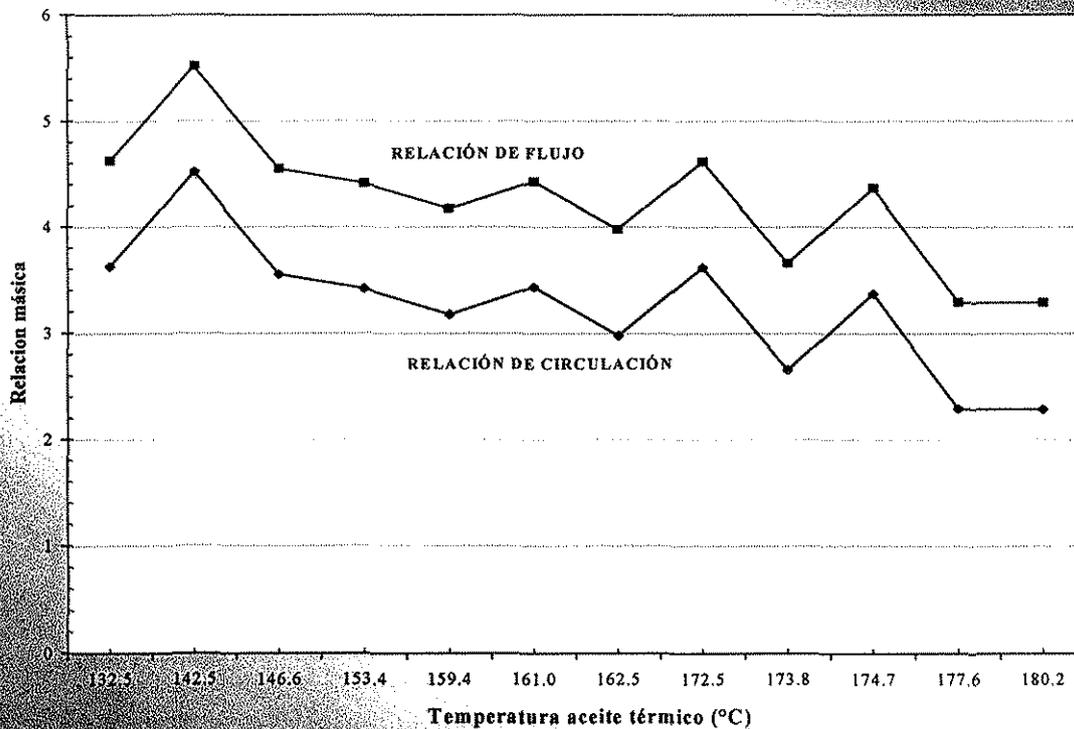


Figura 6.39 Comportamiento de los indicadores de flujo másico al variar la temperatura del aceite térmico (variando  $P_2$  a flujo máximo)



## CAPÍTULO VII

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 7.1 CONCLUSIONES

El potencial de los sistemas de absorción se encuentra en la disminución del consumo de energía eléctrica dentro y fuera del horario pico, utilizar calor residual o energía solar, incrementar la eficiencia de los sistemas de cogeneración al generar energía eléctrica, calor y frío simultáneamente, protección del medio ambiente y beneficios económicos para el usuario.

Dentro del desarrollo de tecnología en esta área, para poder reemplazar los sistemas convencionales de acondicionamiento de espacios por los sistemas de absorción, es necesario mejorar la eficiencia energética (COP o PER) y el costo de los equipos (inversión inicial).

Existe la factibilidad técnica de instalar y operar un sistema de acondicionamiento ambiental por el proceso de absorción, utilizando una fuente de energía híbrida solar-gas natural, para su aplicación en viviendas que requieran una capacidad de entre tres y diez toneladas de refrigeración.

La correcta complementariedad entre la energía solar y la convencional del subsistema híbrido de energía primaria, que asiste al sistema de absorción, se encuentra en el intervalo de 40 a 60 % de aportación solar, siendo una muy buena opción técnica el 50 %.

El SCS que resultó más atractivo, tanto desde el punto de vista técnico como económico, es el sistema con CPCs (SETSOL-2001), pudiendo satisfacer los requerimientos de cantidad y calidad de la energía demandada por el sistema de absorción.

Los sistemas de enfriamiento solar, han incrementado su potencial con los nuevos desarrollos, tanto en la tecnología de sistemas de captación solar, como en la de los sistemas de absorción con ciclos avanzados. Estas dos tecnologías han evolucionado en forma independiente, por lo que, es necesario hacer investigación integrando ambos desarrollos, buscando sistemas que tengan una mayor posibilidad en el mercado.

Con la clasificación de los sistemas de absorción avanzados presentada en el capítulo III, se obtiene un mayor entendimiento de los mismos y se puede mostrar con más claridad cuál es el estado del arte de este tipo de tecnología, la cual está evolucionado rápidamente.

Después de estudiar y analizar las diferentes características de los ciclos de absorción avanzados y no encontrar un sistema que directamente sin ninguna modificación pueda ser operado con una fuente de energía híbrida gas natural-energía solar, se consideró que trabajar en las modificaciones del ciclo GAX era una de las mejores opciones.

Al comparar los sistemas de refrigeración solar con los sistemas de compresión mecánica bajo el concepto de relación de energía primaria (PER), se observó que es competitivo técnicamente hablando y que es necesario trabajar en la disminución de la inversión inicial de los sistemas de absorción solares, ya que actualmente cuestan aproximadamente el doble de los de compresión mecánica.

Al comparar los resultados obtenidos por el método convencional de primera ley de la termodinámica, con los resultados de la metodología de análisis exérgico (segunda ley), se puede observar que esta última, proporciona una evaluación mucho más rigurosa del sistema y cataliza los diferentes procedimientos y alternativas de mejora de los procesos. El presentar los resultados en tablas y diagramas con una secuencia lógica, permite detectar más fácilmente las áreas de oportunidad.

El sistema de refrigeración por absorción convencional presenta un alto dispendio de energía, ya que, el 92% de la exergía suministrada se pierde por las irreversibilidades de los procesos. Los equipos con mayor posibilidades de ser mejorados, en orden de importancia son: generador-rectificador, evaporador, absorbedor, economizador y condensador. Los indicadores del comportamiento global del sistema, como la efectividad con 7.8% y el coeficiente de operación exérgico en 8.8% muestran que el sistema tiene un gran potencial para ser mejorado o muchas áreas de oportunidad que deben ser evaluadas con criterios que incluyan la cantidad y calidad de la energía.

Se debe tener en cuenta que todas las modificaciones realizadas al sistema, ya sea en las condiciones de operación y/o en el diseño, tienden a una generación mínima de entropía o minimizan la destrucción de exergía. Definitivamente el análisis exérgico jugó un papel muy importante en la generación de ideas para mejorar el sistema de absorción.

El modelado matemático y la metodología de solución propuesta, permiten de una manera relativamente sencilla estudiar y evaluar el comportamiento operativo del ciclo solar-GAX y encontrar las mejores condiciones para su diseño. Esta metodología con algunas modificaciones, también puede ser aplicada a otros ciclos avanzados como el Ramificado GAX, Regenerativo GAX, Intercambio de vapor GAX, entre otros.

En este proyecto fueron definidas las mejores condiciones de operación y diseño del ciclo de absorción propuesto, lo cual normalmente no se publica en las revistas especializadas.

De acuerdo con los resultados obtenidos en la simulación numérica y experimentación, se puede afirmar que es posible utilizar una fuente de energía híbrida en un ciclo de absorción avanzado como el propuesto, incorporando la mejor opción de los combustibles convencionales (gas natural) desde el punto de vista económico y ecológico y la mejor alternativa de las fuentes renovables de energía (energía solar).

El ciclo solar-GAX tiene mucho potencial si es utilizado en acondicionamiento de espacios, dada su flexibilidad en la utilización de diferentes fuentes de energía, ya sea en forma híbrida o 100% solar, resultando en menor costo de operación y menos repercusiones ecológicas.

El decaimiento en la eficiencia energética del ciclo solar-GAX al utilizar aire como medio de enfriamiento en una sección del absorbedor, condensador y rectificador no fue tan severo, a pesar de utilizar aire a 40 °C con una humedad relativa de 24%. El COP de 0.86 en modo de enfriamiento y 1.86 en calentamiento, junto con la relación de recirculación de 1.43 muestra que es una buena opción para el acondicionamiento de espacios, considerando que no se tienen los problemas y costos de operación de la torre de enfriamiento.

Conforme lo permita el medio de enfriamiento y los requerimientos de refrigeración se debe buscar trabajar con el  $\Delta T_L$  lo más bajo posible. La eficiencia del sistema de absorción solar-GAX se reduce conforme se incrementa la diferencia de temperaturas entre condensador y evaporador, pero como en la producción de aire acondicionado los  $\Delta T_L$  requeridos son pequeños, el ciclo propuesto con un  $\Delta T_L$  de 46 °C es una excelente opción. Para una unidad con capacidad de enfriamiento de 10.6 kW, se tiene una integración energética interna de 16.9 kW.

Al incorporar el rectificador al generador, la sección más fría del generador (GAX-generador) al absorbedor, dividir el generador y absorbedor en secciones y eliminar la torre de enfriamiento se logró obtener una unidad más compacta, eficiente, con menos costo de mantenimiento y menor inversión inicial.

La selección de los instrumentos de medición para la planta piloto, resultó muy acertada, ya que se obtuvo un excelente comportamiento de cada uno de ellos durante la experimentación.

Del análisis de los resultados experimentales se deduce que las tendencias de las variables dependientes como la IEI, COP y relaciones másicas tienen un comportamiento similar al obtenido en la simulación. Con el estudio experimental realizado quedó plenamente demostrada la factibilidad técnica del ciclo de absorción solar-GAX.

Con el estudio de sensibilidad experimental realizado, se pueden establecer los diferentes circuitos de control automático que requiere el sistema. Dado que se tienen bien identificadas las variables independientes y dependientes que controlan el proceso.

El potencial del ciclo solar-GAX, es tal que aún sin tener condensador, pre-enfriador y evaporador, en las corridas experimentales se produjo efecto frigorífico a la salida del regulador de presión con temperaturas de refrigerante de 0 °C.

Después de describir y estudiar teórica y experimentalmente el ciclo propuesto, se concluye que las características principales de la unidad, proporcionan un potencial que puede permitir la posibilidad de competir técnica y económicamente en el mercado de acondicionamiento de espacios del sector residencial.

Se considera que los propósitos planteados al inicio del proyecto doctoral, fueron alcanzados satisfactoriamente. Se investigó y desarrolló teórica y experimentalmente un sistema de absorción avanzado que es asistido por una fuente de energía híbrida gas natural-solar, para ser utilizado en el acondicionamiento de espacios de casas habitación.

## 7.2 RECOMENDACIONES

Convencido del potencial que se tiene en este campo del conocimiento y con el propósito de establecer posibles líneas de investigación para dar continuidad a este proyecto, se hacen las siguientes recomendaciones:

Instalar el condensador, pre-enfriador y evaporador, instrumentar estos equipos y aplicar la metodología experimental desarrollada en este proyecto.

Optimizar experimentalmente el ciclo solar-GAX, aplicando la metodología de diseño de experimentos de G. Taguchi. Con esta técnica se pueden crear procesos económicos y robustos, garantizando estadísticamente que se encontraron las mejores condiciones de operación del sistema.

Trabajar en el desarrollo de la unidad comercial, considerando que no son necesarios espesores de pared tan gruesos, bridas tan grandes, bomba de solución tan sobrada, colocar sólo la instrumentación básica para el mantenimiento y control, instalar un controlador lógico programable para la operación automática, entre otros aspectos.

Se recomienda acoplar el sistema de absorción solar-GAX, al sistema de captación solar de tubos evacuados y hacer las instalaciones necesarias para que se produzca aire acondicionado para el cuarto de cómputo del Laboratorio de Sistemas Energéticos. De esta forma se tendría un equipo demostrativo a disposición de posibles usuarios.

En este proyecto se desarrollaron tres simuladores: 1) estudio de disponibilidad de energía solar y análisis óptico-térmico de colectores solares (SINEDES), 2) simulador del sistema de absorción solar-GAX (SIMSAAGAX) y 3) simulador de diseño térmico y mecánico del ciclo solar-GAX. Estas herramientas de cómputo pueden ser refinadas para su comercialización, junto con la tecnología desarrollada.

Se debe continuar trabajando en el desarrollo tecnológico de la sección del generador que utiliza el quemador de gas natural, pensando en tener todo un conjunto de opciones tecnológicas para ofrecer a los posibles inversionistas.

Para obtener un mayor aprovechamiento de la tecnología desarrollada, es conveniente hacer una evaluación técnico-económica más rigurosa junto con un estudio del mercado.

Las diferentes secciones de la planta piloto pueden ser estudiadas por separado, por ejemplo en la determinación experimental de coeficientes de transferencia de calor y masa en la sección del absorbedor enfriada por aire.

El prototipo desarrollado puede ser utilizado para probar otros fluidos de trabajo, estudio del efecto GAX bajo otras condiciones, niveles de integración energética interna, entre otros aspectos.

Resultaría muy interesante probar el sistema de absorción solar-GAX en lugares para los cuales fue creado, climas áridos y semi-áridos como el de Mexicali B. C.

Para proteger la fuerte inversión que se hizo en la construcción de esta planta piloto, es necesario proteger los instrumentos y darles mantenimiento periódicamente.

## REFERENCIAS

- **Abrahamsson, K., Jernquist, A. and Aly, G. (1993)**, "*Thermodynamic analysis of absorption heat cycles*", International Absorption Heat Pump Conference, ASME, AES-Vol. 31, pp. 375-383.
- **Altenkirch, E. (1913)**, "*Reversible absorptionsmaschinen*", Zeitschrift for die gesamte Kalte-Industrie, XX. Jahrgang, Heft 1:pp. 1-9, Heft 6: pp.114-119.
- **ASHRAE handbook fundamentals, (1993)**, "*Refrigerant properties*", chap.17, P.17.81, Atlanta, Ga.
- **Aphornratana, S. and Eames, I. W. (1995)**, "*Thermodynamic analysis of absorption refrigeration cycles using the second law of thermodynamics method*", Intr. J. Refrig., Vol. 18, No. 4, pp. 228-234.
- **Anand, G. and Erickson, D. C. (1999)**, "*Identification and Evaluation of Advanced GAX Cycles for Space Conditioning*", Int. Sorption Heat Pump Conf. Munich, Germany, March 24-26, pp. 507-521.
- **Barbosa, S. J. G., Quinto, D. P. y Zurita, U. V. J. (1997)**, "*Diseño de un Sistema Solar Experimental para Calentamiento de Agua*", memoria XXI Semana Nacional de Energía solar, ANES, México.
- **Bejan, A. (1978b)**, "*General criterion for rating heat exchanger performance*", Int. J. Heat mass Trans., 21, pp.655-658.
- **Best, R.W. and Hernandez, J. (1991)**, "*Experimental Studies on the Operating Characteristics of an Ammonia-Water Absorption System for Solar Cooling*", Trans IchemE, Vol. 69, Part A, march, pp. 153-160.
- **Best, R. W., Islas, J., and Martínez, M. (1993)**, "*Exergy Efficiency of an Ammonia-Water Absorption System for Ice Production*", Applied Energy, Vol.45, pp. 241-256.
- **Best, R. W., Pilatowsky, I., Hernández, J., Oskam, A., Velázquez, N., Chan, J., Romero, R. J. y Rivera, W., (2000)**, "*Enfriamiento por medio de la energía solar en México*", La Revista Solar, ANES, No. 41, Septiembre, pp. 3-9.
- **Briggs, D. E. and Young, E. H., (1963)**, "*Convection Heat Transfer and Pressure Drop of Air Flowing Across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes*", Chemical Engineering Progress Symposium Series, No. 41, Vol. 59, pp. 1-10.
- **Bouma, J. (1993)**, "*Absorption Cooling Practice in Japan-Dutch Experts Get a Close Look IEA*", Heat Pump Centre News letter, 11(1), pp. 26-29.
- **Carmody, S.A., and Shelton, S.V. (1993)**, "*Analysis of Generator-Absorber Heat Recovery for an Ammonia-Water Absorption Cycle*", Thermodynamics and the Design, Analysis, and Improvement of Energy Systems, AES-Vol. 30 / HTD-Vol. 266, ASME.
- **Carless, J. (1995)**, "*Energía Renovable*", Ed. Edamex, México.
- **Cheung, K., Hwang, Y., Judge, J.F., Kolos, K., Singh, A. and Radermacher, R. (1996)**, "*Performance Assessment of Multistage Absorption Cycles*", Int. J. Refrig., Vol. 19, No. 7, pp.473-481.
- **Dao Kim (1990)**, "*Advanced Regenerative Absorption Refrigeration Cycles*", US Patent 4, 921 515.
- **Duffie, J. A., Beckman, W. A. (1991)**, "*Solar Engineering of Thermal Processes*", Ed. Jonh Wiley, Nueva York.
- **Ercan, O. A. and Gogus, Y. (1991)**, "*Comparative study of irreversibilities in an aqua-ammonia absorption refrigeration system*", Int. J. Refrig., Vol. 14, pp. 86-92.
- **Erickson, D. C., (1991)**, "*Branched GAX Absorption Vapor Compressor*", U.S. Patent No. 5,024,063.
- **Erickson, D. C., (1992)**, "*Vapor Exchange Duplex GAX Absorption Cycle*", U.S. Patent No. 5,097,676.

- Erickson, D. C. and Anand, G. (1996), "*VX GAX Cycle Development*", International Absorption Heat Pump Conference, Montreal, Sept.
- Estrada-Cajigal, V. (1994), "*Datos de Radiación Solar para México*", Reporte interno, LES94-0503-103, Centro de Investigación en Energía, UNAM.
- Furutera, M., Origane, T., Sawada, T., Kunugi, Y., Kashiwagi, T., Takei, T., et al. (1996), "*Advanced absorption heat pump cycles*", in: proceeding of the International Absorption heat Pump Conference, Montreal, Canada, pp. 109-119.
- Fujita, T. and Ueda, T. (1978), "*Heat Transfer to Falling liquid Films and Film Breakdown Subcooled Liquid Films*", J. Heat Mass Transfer. Vol. 21, pp. 97-108.
- Garimella, S., Lancy, D., and Stout, R. E. (1994), "*Investigation of Triple-Effect Cycle Absorption Heat Pumps for Light commercial Applications*", Heat Pump and Refrigeration Systems Design, Analysis and Applications, AES-Vol. 32, ASME.
- García C. R., (1997), Área de Meteorología del Instituto de Ingeniería de la UABC, comunicación personal.
- Geankoplis, C. J. (1982), "*Procesos de Transporte y Operaciones Unitarias*", Compañía Editorial Continental, S.A. de C.V.
- Gianolio, E. And Cuti, F. (1981), "*Heat Transfer Coefficients and Pressure Drop for Air Coolers Under Induced and Forced Draft*", Heat Transfer Engineering Vol. 3, No. 1, pp. 38-48.
- Grossman, G., DeVault, R., and Creswick, F. (1995), "*Simulation and Performance Analysis of an Ammonia-Water Absorption Heat Pump Based on the Generator-Absorber Heat Exchanger (GAX) Cycle.*", ASHRAE Transactions, 101(1), pp. 1313-1323.
- Gómez, V. H. E. (2000), "*Selección, Adecuación y Calibración de los Instrumentos de Medición para el Refrigerador Continuo de Absorción de Amoniaco-agua del Centro de Investigación en Energía*", Tesis de Ingeniero Mecánico, UAEM, Cuernavaca, Morelos.
- Heat Exchanger Design Handbook (HEDH) (1983), Tomo III, pp. 3.3.11-2, Hemisphere Publishing Corporation.
- Herbine, G.S., and H. Perez-Blanco. (1995), "*Model of an ammonia-water bubble absorber*", ASHRAE Transactions 101(1).
- Herold, K.E., He, X., Erickson, D.C. and Rane, M.V. (1991), "*The Branched GAX Absorption Heat Pump Cycle*", In Proceedings, of the Absorption Heat Pump Conference, Tokyo, 30 September-2 October, Japanese, Society of Refrigeration, Tokyo, Japan, pp. 127-132.
- Kang, T. K. and Christensen, R. N. (1993), "*Development of a counter-current model for a vertical fluted tube GAX absorber*", International Absorption Heat Pump Conference, AES-Vol. 31, ASME 1993.
- Kang, Y. T., Kunugi, Y. and Kashiwagi, T. (2000), "*Review of advanced absorption cycles: performance improvement and temperature lift enhancement*", Int. J. Refrig., Vol. 23, pp.288-401.
- Kauffman, K., (1981), "*Solar Applications of a Variable Effect Absorption Process*", Proceedings of the AS/ISES Annual Meeting, Philadelphia PA.
- Lamp, P., Costa, A., Ziegler, F., Collares Pereira, M., Farinha Mendes, J., Pinazo Ojer, J., Garcia Code, A., y Granados, C., (1998), "*Solar Assisted Absorption Cooling with Optimized Utilization of Solar Energy*",
- Lamp, P. and Ziegler, F. (1998), "*European research on solar-assisted air conditioning*", Int. J. Refrig., Vol. 21, No. 2, pp.89-99.
- Le Goff, P. y Rivero, R. (1995), "*A Thermal Inventory of Sorption Heat Pumps Based on the Exergy-Multipole Concept*", Inefficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, Vol. 1, (ISBN: 975-7475-07-6), Y.A. Gogus, A. Oztuck & G. Tsatseronis, editors, American Society of Mechanical Engineers, Istanbul, pp. 190-194.
- Linnhoff, B., and Flower, J.R. (1978), "*Synthesis of Heat Exchanger Networks*", AIChem E. Journal, pp. 24, 633.

- Linnhoff, B. (1993), "Pinch Analysis-a State-of-the-Art Overview", Trans IchemE, Vol. 71, par A, September.
- Manrique J. A., (1984), "Energía Solar" Ed. Harla, México.
- Mazrie E., (1985), "El Libro de la Energía Solar Pasiva", Ediciones Gustavo Gili, Barcelona, España.
- McGahey, K. R., and Christensen, R. N. (1993), "The Modeling and Optimization of a Generator Absorber Heat Exchange (GAX) Heat Pump Using the ORNL Absorption System Simulation", Heat Pump and Refrigeration Systems Design, Analysis, and Applications, AES-Vol. 29, ASME, pp. 57-63.
- McQuiston, F. and Tree, D. R. (1972), "Optimum Space Envelopes of the Finne Tube Heat Transfer Surface", ASHRAE Transactions, Vol. 78, part. II, pp. 144.
- Meacham, H. C., Cook, F. B., and Christensen, R. N. (1993), "Optimization of Ten Ton Double-Effect absorption Heat Pump", Heat Pump and Refrigeration Systems Design, Analysis, and Applications, AES-Vol. 29, ASME.
- Megyesy, E. F. (1992), "Manual de Recipientes a Presión (Diseño y Cálculos)", LIMUSA, Grupo Noriega Editores.
- Modahl, R. J. And Hayes, F. C. (1992), "Development and Proof-Testing of Advanced Absorption Refrigeration Cycle Concepts", ORNL/sub/86-17498/1, Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, Tennessee, USA.
- Morales, A. A. (1996), "La Electricidad que Viene del Sol", Grupo Editorial Iberoamerica, México.
- Ng, K. C., Chua, H. T. And Han, Q. (1997), "On the modeling of absorption chillers with external and internal irreversibilities", Applied Thermal Engineering, Vol. 17, No. 5, pp. 413-425.
- Oh, S., Pang, H., Kim, S. and Kwak, H. (1995), "Exergy analysis for a gas turbine cogeneration system", Thermodynamics and the Design, Analysis, and Improvement of Energy System, ASME, AES-Vol.35, pp. 241-254.
- Pátek, J. and Klomfar, J., (1995), "Simple Functions for Fast Calculations of Selected Thermodynamic Properties of the Ammonia-Water System", Int. J. Refrig., Vol.18, No. 4 pp. 228-234.
- Pérez-Blanco, H. (1993), "Conceptual Desing of a High-Efficiency Absorption Cooling Cycle", Int. J. Refrig.,16, pp. 429-433.
- Pérez, T. C., Galindo, D. M., Villa, C. J., Ramírez, G. M. A. (1996), "Evaluación de Equipos de Aire Acondicionado, Motores y Refrigeradores para Sector Doméstico de Mexicali, B. C.", Reporte Técnico, Instituto de Ingeniería de la UABC.
- Phillips, B. A. (1986), "A new future for absorption?", ASHRAE Journal, November 1986, pp. 38-42.
- Phillips, B. A. (1990), "Development of a High-Efficiency Gas-Fired Absorption Heat Pump for Residential and Small Commercial Applications: Phase 1 Final Report: Analysis of Advanced Cycles and Selection of the Preferred Cycle.", ORNL/sub/86-24610/1, Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, Tennessee, USA.
- Pita, E.G. (1994), "Acondicionamiento de aire, Principios y Sistemas", Ed. CECOSA, México.
- Pilatowsky, I. F., Best, R. W., Gutierrez, F. M., Hernandez, J. I. G., (1993), "Métodos de Producción de Frío", UNAM.
- Proyecto SONNTRAN, (1985), "Proyecto SONNTRAN México-República Federal de Alemania desarrollo urbano en la ciudad de Mexicali, B. C."
- Rane, M.V. and Erickson, D.C. (1993), "Advanced Absorption Cycle: Vapor Exchange GAX", Int. Abs. Heat Pump Conf., AES-Vol. 31, ASME, 25-32.
- Rane, M. V. and Erickson, D. C. (1994), "Advanced Absorption Cycle: Vapor Exchange GAX", Proceedings, International Heat Pump Conference, New Orleans, Jan..

- **Rasson, J. and Wahlig, M., (1998)**, "Development of Regenerative Absorption Heat Pump", Absorption Experts Conference, Dallas, TX.
- **Reddy S. J., (1971)**, "An Empirical Method for the Estimation of Total Solar Radiation" Solar Energy, vol 13, pp. 289, EUA.
- **Reporte técnico NASA, (1975)**, "The development of a solar residential heating and cooling system", NASA-CR-142728, April 4, 1975.
- **Rivero, R. R. y Anaya, A. D. (1991)**, "Aplicación del Análisis Exérgico para la Optimización del Uso de la Energía en Plantas Industriales", Ingeniería Química, IMIQ, Vol. 11, pp. 11-18.
- **Rivero, R. R. and Le Goff, P. (1992)**, "On the performance criteria of sorption heat pumps and heat transformers", Inefficiency, Costs, Optimization and simulation of Energy Systems, ISBN:0-7918-0631-6, A. Valero & G. Tsatseronis editors, ASME, New York, pp. 575-586.
- **Rivero, R. R. (1994)**, "El Análisis de Exergía", Revista del IMIQ, año XXXV, Vol. 11 Noviembre, pp. 14-27.
- **Robles, P. G., "Curso de Transferencia de Calor, Tomo P"**, Instituto Mexicano del Petróleo.
- **Robinson, K. K. and Briggs, D. E. (1966)**, "Pressure drop of air flowing across triangular pitch banks of finned tubes", Chemical Engineering Progress Symp., No. 64, Vol. 62, pp. 177-184.
- **Romero, R. A. M. (2002)**, "Implicaciones del acondicionamiento ambiental del sector residencial en el consumo de energía eléctrica bajo condiciones climáticas cálido secas extremas: El caso de Mexicali, B. C.", Tesis de doctorado en arquitectura, Facultad de Arquitectura, UNAM, México.
- **Saldarriaga, J. G. V. (1998)**, "Hidráulica de Tuberías", McGraw-Hill Interamericana, S. A.
- **Scharfe, J., Ziegler, F. and Rademacher, R. (1986)**, "Analysis of Advantages and Limitations of Absorber-Generator Heat Exchange", Int. J. Refrig., Vol. 9, pp. 326-333.
- **Secretaría de Energía, México (1999)**, Balance Nacional de Energía.
- **Shah, M. M. (1979)**, "A General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation Inside Pipes", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 22, pp. 547-556.
- **Staicovici, M.D. (1995)**, "Polybranched Regenerative GAX Cooling Cycles", Int. J. Refrig., Vol. 18, No. 5, pp 318-328.
- **Szlenski, T.P. and Singh, J.B. (1992)**, "Comparison of Electric Versus Gas-Fired Cooling Options", Innovative Energy & Environmental Applications Proceedings of the: 15<sup>th</sup>. World Energy Engineering Congress, Environmental Engineering Congress, October, 27-30, 1992.
- **Taguchi, G. (1989)**, "Introduction to Quality Engineering", Asian Productivity Organization, Japón.
- **Talbi, M. M. and Agnew, B. (2000)**, "Exergy analysis: an absorption refrigerator using lithium bromide and water as the working fluids", Applied Thermal Engineering, Vol. 20, pp. 619-630.
- **Thumann, A. (1988)**, "Optimizing HVAC Systems", Published by: The Fairmont Press, Inc..
- **Ulrich, G.D. (1986)**, "Procesos de Ingeniería Química", Interamericana S.A. de C.V., pp. 475, México.
- **Van Gool, W. and Hoogendoorn, A. J. (1990)**, "Heat pumps and exergy analysis", Proceedings, 3<sup>rd</sup> International Energy Agency heat pump conference, Tokyo, pp.639-646.
- **Velázquez J. y Sámano D. (1988)**, "Comparación de Modelos Empíricos de Radiación Solar Promedio Mensual" Memorias XII Reunión Nacional de Energía Solar, México.
- **Velázquez N.L., Best R. B., (1998)** "Análisis de Factibilidad Técnica y Económica de los SCS para su Aplicación en Sistemas de Absorción con Fuente de Energía Híbrida" memoria XXII Semana Nacional de Energía Solar, ANES, Mex..
- **Velázquez N. L., Fajardo, Y. P. y Best R. B. (1999)**, "Desarrollo de un Simulador Numérico para el Estudio de Disponibilidad de Energía Solar y Análisis Óptico-Térmico de Colectores Solares Planos (SINEDES 1.0)", memoria XXIII Semana Nacional de Energía Solar, ANES, México.

- 
- **Velázquez, N. L. y Best, R. W. (2000)**, “*Análisis energético de un sistema de refrigeración solar avanzado*”, memoria ISES MILLENNIUM SOLAR FORUM 2000, México, pp. 347-354.
  - **Wallis, G. B., (1961)**, “*Flooding velocities for air and water in vertical tubes*”, UKEA report AEEW-R123. Atomic Energy Establishment, Winfrith, U.K.
  - **Webb, R. L. (1994)**, “*Principles of enhanced heat transfer*”, pp. 125-139. Wiley Interscience.
  - **Ziegler, B. and Trepp, C. (1984)**, “*Equation of state for ammonia-water mixtures*”, Int. J. Refrig. 7(2), pp. 101-106
  - **Ziegler, F., Kahn, R., Summerer, F., and Alefeld, G. (1993)**, “*Multi-Effect Absorption Chillers*”, Int. J. Refrig., Vol. 16, No. 5, pp. 301-311.

## APÉNDICE A

### CARACTERÍSTICAS OPERACIONALES DEL SIMULADOR SINEDES

A continuación se describe las distintas opciones que componen el programa. Al ejecutar el programa, se muestra una pantalla de presentación Figura A1, dicha pantalla permanece mientras se cargan todos los recursos necesarios para la ejecución del simulador.

#### Menú principal

La pantalla del menú principal del paquete contiene las distintas opciones disponibles, que son: Archivo, Ver datos generales, Ver análisis de, y Ayuda. En la opción Archivo se tiene el siguiente submenú: Nuevo, Abrir, Guardar, Imprimir y Salir. Mientras no exista un archivo creado o abierto las opciones Guardar, Imprimir, Ver datos generales y Ver análisis de, se encontraran desactivados.

Cuando se selecciona la opción Nuevo el usuario debe indicar que tipo de cálculos desea generar. Tiene la opción de seleccionar: *parámetros solares*, *análisis promedio diario mensual de irradiación*, *análisis horario de irradiación*, *análisis óptico de colectores solares planos*, *análisis térmico* y *diseño del SCS con la tecnología de placa plana* y *realizar todos los análisis*.

En la Figura A2 se puede observar que, como en cualquier aplicación bajo ambiente Windows, se tienen una serie de iconos de acceso rápido para las opciones más comunes del programa.

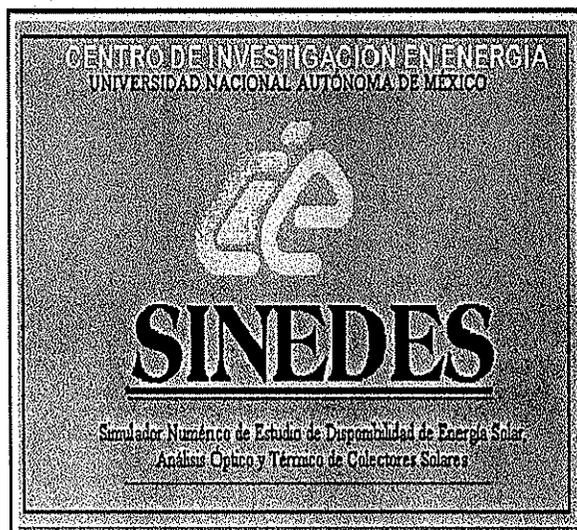


Figura A1 Pantalla de presentación.

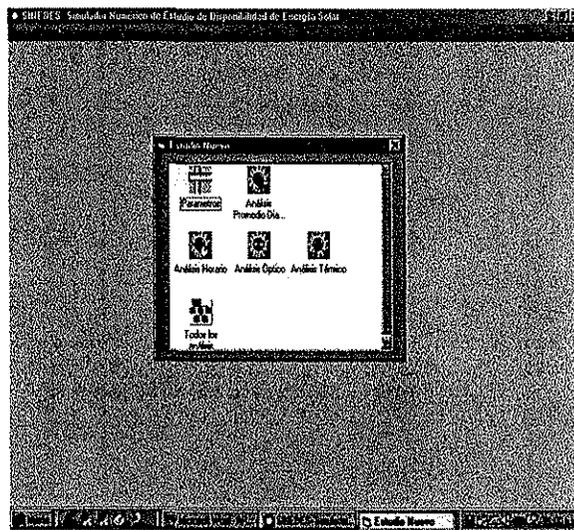


Figura A2 Menú principal.

#### Selección del tipo de análisis

Dependiendo del tipo de análisis seleccionado por el usuario, SINEDES presenta otras pantallas que permiten direccionar la secuencia de cálculo en una forma muy particular de acuerdo con las necesidades del usuario. Por ejemplo al seleccionar *Parámetros solares* aparece la ventana de la Figura A3, donde se seleccionan las acciones o cálculos que el usuario requiera. La hilera de iconos del lado izquierdo y parte media de la ventana representan los diferentes parámetros a calcular. Al seleccionar el icono aparece el nombre del icono seleccionado en la caja de texto que se muestra en el centro de la ventana.

Para borrar algún elemento a calcular se debe seleccionar el renglón en donde aparezca la etiqueta del parámetro a borrar y automáticamente se elimina de la selección realizada.

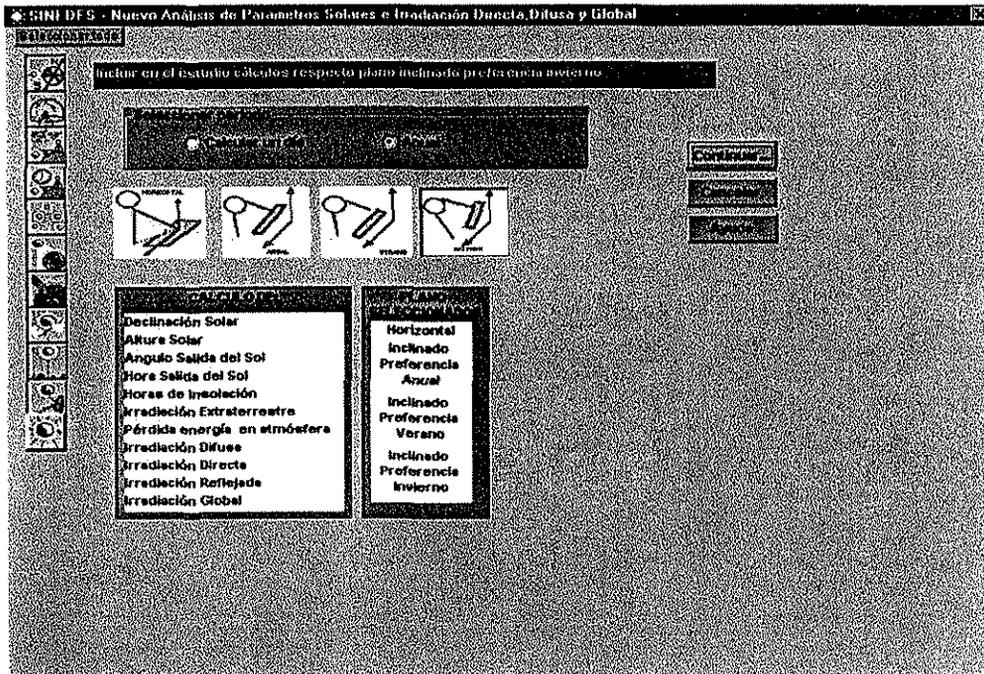


Figura A3 Ventana de selección de tipos de cálculos.

**Datos del proyecto**

Después de seleccionar la secuencia o tipo de cálculos, al presionar continuar aparece la ventana **RecolectorDeDatos** (Figura A4) donde deben introducirse los datos solicitados de acuerdo al tipo de cálculos seleccionados por el usuario.

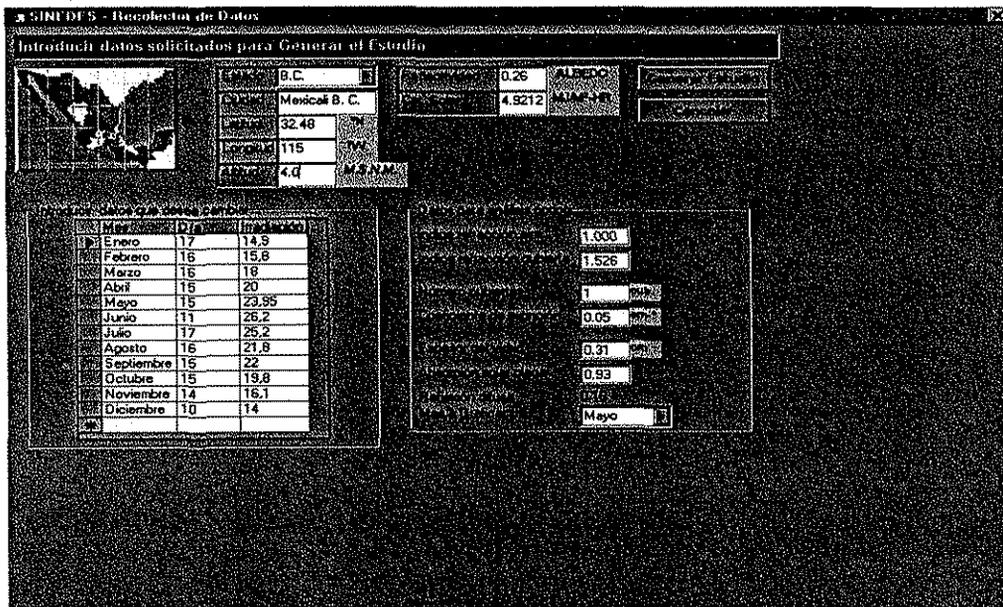


Figura A4 Recolector de datos.

Las Figuras A5 y A6 muestran otras pantallas del recolector de datos, las cuales son necesarias para el análisis térmico y diseño del SCS.

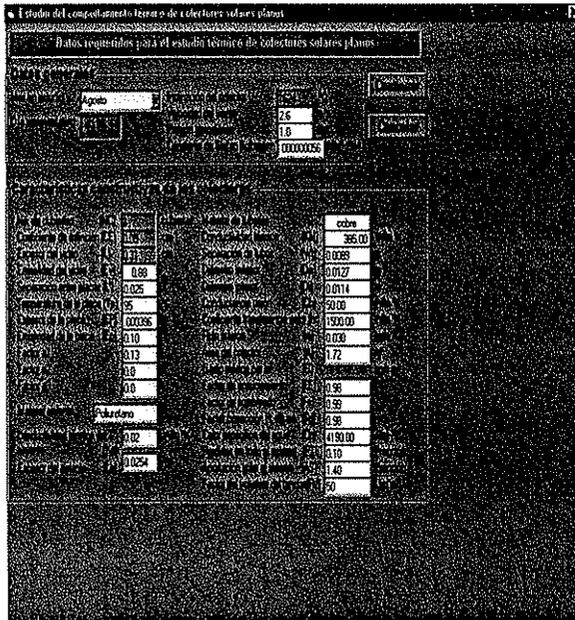


Figura A5 Ventana de datos de diseño.

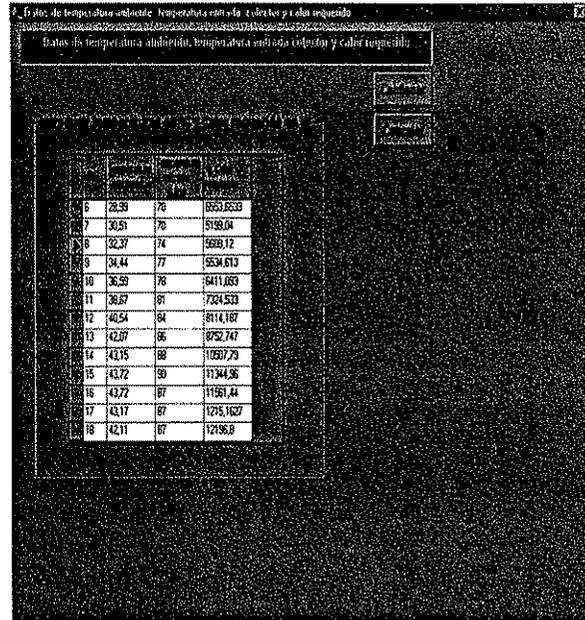


Figura A6 Datos del clima y demanda térmica.

**Procesamiento de datos y obtención de resultados**

Una vez introducidos los datos requeridos, para realizar los cálculos y obtener los resultados se presiona el botón **Generar estudio**, posteriormente el simulador despliega los resultados en tablas de solo lectura y en forma gráfica para facilitar su análisis e interpretación.

En la Figura A7 se muestra la pantalla con el despliegue de los datos en una carpeta con 10 pestañas, en cada pestaña se agrupa un tipo de resultados, ya sea en forma de tablas o diferentes tipos de gráficas. En este caso el usuario selecciona lo que desea visualizar.

Análisis		Parámetros		Día		Mensual		Horizonte		S1		S2		S3	
Mes	Día	Día	Declinación Solar	Altura Solar	Angulo Salida del Sol										
	Representativo	año juliano			Horizontal	S1	S2								
Enero	17	17	-20.9168	36.603	75.918	90.000	96.392								
Febrero	16	47	-12.9543	44.566	81.580	90.000	93.842								
Marzo	16	75	-02.4174	55.103	88.460	90.000	90.704								
Abril	15	105	08.4152	66.935	96.059	90.000	87.231								
Mayo	15	135	18.7922	76.312	102.510	90.000	84.311								
Junio	11	162	23.086	80.606	105.744	90.000	82.868								
Julio	17	198	21.1835	78.703	104.282	90.000	83.518								
Agosto	16	228	13.4546	70.975	98.760	90.000	86.004								
Septiembre	15	258	02.2164	59.736	91.412	90.000	89.354								
Octubre	15	288	-09.5999	47.920	83.819	90.000	92.824								
Noviembre	14	318	-18.9123	38.608	77.402	90.000	95.727								
Diciembre	10	344	-23.0497	34.470	74.284	90.000	97.119								
Suma			0.298	690.537	1080.230	1080.000	1079.894	10							
Mínimo			-23.050	34.470	74.284	90.000	82.868								
Máximo			23.086	80.606	105.744	90.000	97.119								
Desviación			0.025	57.545	90.019	90.000	89.991								

Figura A7 Ventana de despliegue de resultados.



Un par de ejemplos del tipo de gráficos que son generados en el simulador se muestran en las Figuras A8 y A9.

SINEDES cuenta con varias carpetas de resultados, las cuales son presentadas de acuerdo al tipo de análisis que se realiza. Además se manejan colores como indicadores en las tablas de resultados, por ejemplo una línea amarilla indica cual fue el mes más caluroso.

### Manejo de archivos

Los tipos de archivos que son generados en SINEDES se ilustran en la Tabla a, y estos pueden ser manipulados con las distintas alternativas que se presentan en la opción Archivos del menú principal.

Tabla a. Archivos generados por SINEDES.

Tipo de archivo	Extensión	Comentarios
Parámetros	.par	Información acerca de parámetros solares calculados.
Promedio diario mensual	.prm	Datos arrojados del análisis promedio diario mensual.
Horario	.hor	Contiene los datos arrojados del análisis horario.
Óptico	.opt	Contiene los datos arrojados del análisis óptico.
Térmico	.trm	Contiene los datos arrojados del análisis térmico.
General	.txt	Contiene datos que el usuario introdujo vía teclado.

El comando *Abrir* muestra el diálogo de apertura, que permite abrir un análisis o cálculos existentes de SINEDES. Utiliza las formas de navegación habituales de Windows para seleccionar archivos. Solo los archivos en formato estándar SINEDES serán visibles.

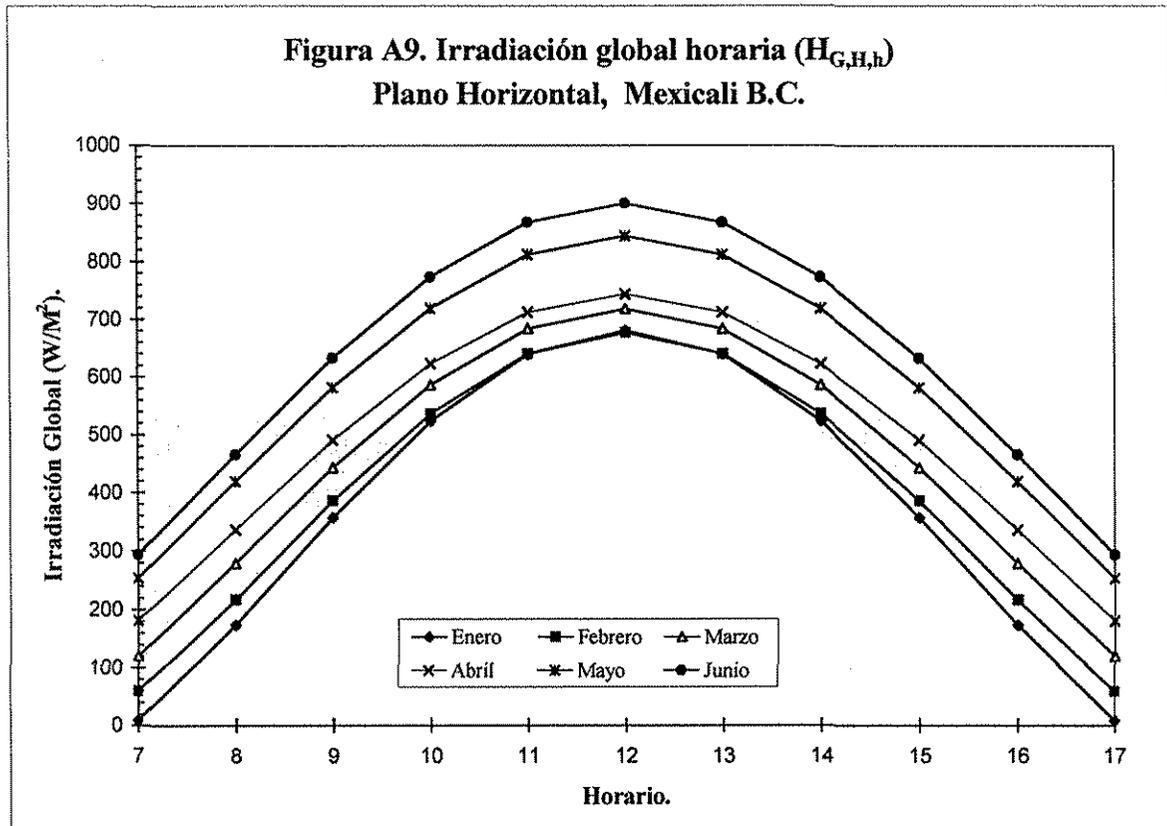
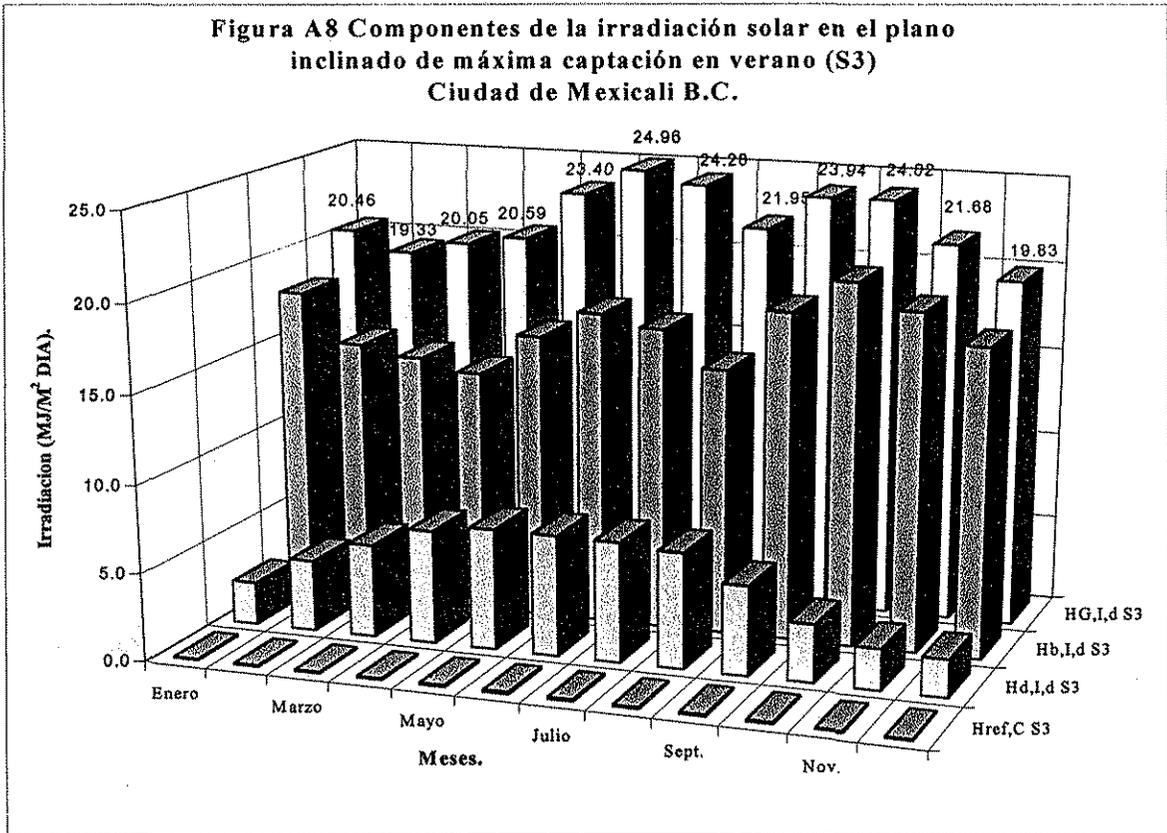
El comando *Guardar* almacena el análisis actual en el disco. En esta opción se muestra la caja de diálogo de guardar, invitándolo a que dé un nombre y una localización del archivo. El otro comando disponible es *Imprimir*, la opción imprimir estará disponible cuando ya se encuentre en memoria un archivo.

Finalmente, considerando que el simulador numérico SINEDES 1.0 es una primera etapa de un proyecto integral de energía solar y que se continuara su desarrollo con nuevas interfaces y módulos, se presentan las siguientes observaciones:

El desarrollo de este tipo de programas, donde colaboren en forma conjunta programadores, investigadores y proyectistas permitirá facilitar los trabajos futuros, logrando realizarlos con mayor eficiencia y rapidez.

Con el desarrollo de SINEDES 1.0 se pretende cubrir una necesidad que se tiene en el campo de la aplicación y aprovechamiento de la energía solar en México.

El simulador SINEDES fue desarrollado pensando en las necesidades de un sector en específico de la energía solar y se pretende que sea una herramienta de apoyo para las personas que se dedican al desarrollo de proyectos solares, sin embargo, éste puede ser utilizado con fines didácticos en la docencia.



TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

## APÉNDICE B

### Simulador modular secuencial específico del sistema de absorción solar-GAX (SIMSAAGAX)

El simulador SIMSAAGAX realiza un análisis y evalúa el comportamiento energético del ciclo solar-GAX, con intercambio de calor absorbedor-generator (GAX), enfriado por aire y asistido por una fuente de energía híbrida gas natural-solar. La metodología del simulador contempla una secuencia de cálculo para las corrientes externas y un procedimiento iterativo para las corrientes internas.

#### 1 Iniciar simulador SIMSAAGAX

##### 1.1 Requerimientos de sistema

Para ejecutar SIMSAAGAX, su ordenador debe cumplir con los requerimientos mínimos siguientes:

- CPU 486 o superior.
- 4,814 KB espacio en disco duro.
- Windows 95 o superior.
- Ratón.
- Tarjeta gráfica VGA o superior.

Para un mejor despliegue de los colores y pantallas configurar el panel de control de pantalla con las siguientes características:

- Resolución de pantalla mínima de 1024\*768 pixeles.
- Colores verdaderos (32 bits).

##### 1.2 Instalación

Para la instalación del simulador siga los siguientes pasos:

1. Inserte el disco 1 de 2 en su unidad de disco flexible.
2. Seleccione Inicio del menú de Windows.
3. Seleccione ejecutar en el submenú desplegable.
4. Teclee la unidad de su disco flexible e instalar.exe como se muestra en la Figura B1.  
Siga las instrucciones de la pantalla para completar la instalación.

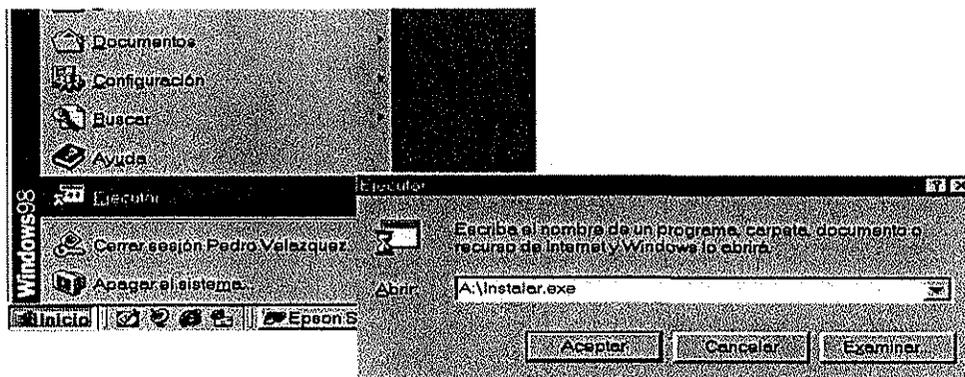


Figura B1 Caja de diálogo ejecutar

### 1.3 Ejecución

Seleccionar el archivo SIMSAAGAX.exe en el directorio donde fue instalado o bien seleccionar el grupo SIMSAAGAX como en la Figura B2.

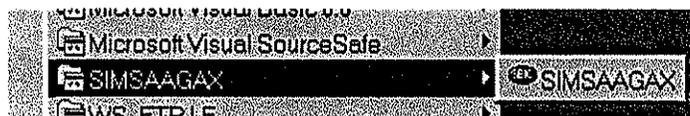


Figura B2 Grupo de SIMSAAGAX

## 2 Características operacionales de SIMSAAGAX

### 2.1 Menú principal

Al ser ejecutado SIMSAAGAX.exe se despliega la pantalla del menú principal, la cual se muestra en la Figura B3, en la parte superior de dicha pantalla se cuenta con una barra de menú con las siguientes opciones: *Archivo*, *Ver*, *Propiedades termodinámicas*, *Condiciones de diseño* y *Acerca de*.



Figura B3 Pantalla principal de SIMSAAGAX.

### 2.2 Generar una simulación

Para realizar una simulación seleccionar de la barra del menú la opción *Archivo* y después *Nuevo*. Al ser elegida esta opción se muestra la pantalla de condiciones de diseño como se observa en la Figura B4.

#### 2.2.1 Condiciones de diseño para el sistema de absorción solar-GAX

Las condiciones de diseño son: volumen específico del  $\text{NH}_3$  a  $50\text{ }^\circ\text{C}$ , volumen específico del  $\text{H}_2\text{O}$  a  $50\text{ }^\circ\text{C}$ , relación de corrientes ( $a$ ), rendimiento mecánico de la bomba ( $\eta$ ), aportación solar ( $\sigma$ ), fracción de calor neto (FCN), humedad ( $w$ ), volumen específico del aire, calor específico del aire, del agua líquida, del agua vapor, del  $\text{NH}_3$  y del aceite, presión del sistema del lado de alta y baja presión y la capacidad de la unidad de refrigeración. Actualmente las propiedades de los fluidos las calcula el simulador.

**CONDICIONES DE DISEÑO PARA EL SISTEMA DE ABSORCIÓN GAX**

**DATOS DEL SISTEMA**

Volúmen específico del NH <sub>3</sub> a 50 °C	0.0017626	m <sup>3</sup> /kg
Volúmen específico del H <sub>2</sub> O a 50 °C	0.0010101	m <sup>3</sup> /kg
Relación de corrientes (a)	1000000	Adimensional
Rendimiento mecánico bomba (η)	0.75	Fracción
Aparición sales (es)	0.19	Fracción
Presión de calor neto (FCM)	0.3396	Fracción

**AIRE DE ENFRIAMIENTO**

Humedad (w)	0.0166	kg agua/kg a.s.
Humedad relativa (HR)	24	%

**AIRE EN CONDICIONES NORMALES**

Volúmen específico aire	0.83125	m <sup>3</sup> /kg
Calor específico del aire	1.008	kJ/kg °C
Calor específico agua-vapor	1.89	kJ/kg °C
Calor específico agua-liquido	1.0007	kJ/kg °C
Calor específico NH <sub>3</sub>	9.7	kJ/kg (C)
Calor específico del agua	2.612	kJ/kg °C

**PRESIONES DEL SISTEMA**

Lado de alta presión (GEN, REC, CON Y PREC)  Bar

Lado de baja presión (ABS, EVA Y PREC)  Bar

**CAPACIDAD DE LA UNIDAD**

Capacidad de refrigeración  Ton  kW  kJ/min

Figura B4 Condiciones de diseño para el sistema de absorción solar-GAX.

Se debe introducir los datos solicitados de las condiciones de diseño que va a simular; el simulador pone por omisión unos valores, que puede utilizar o cambiar según se el caso. Si los datos introducidos no son apropiados para la simulación, éste envía mensajes de advertencia. Esta pantalla tiene tres botones *Cancelar*, *Introducir temperaturas en tabla* e *Introducir temperaturas en diagrama*.

Para realizar la simulación es necesario indicarle las temperaturas de algunas corrientes, así es que para continuar con el análisis, debe seleccionar como desea introducir dichas temperaturas. Si selecciona el botón de *Introducir temperaturas en tabla*, aparece la pantalla de temperaturas de diseño de las corrientes como se ve en la Figura B5. Si en la pantalla de condiciones de diseño fue seleccionado el botón de *Introducir temperaturas en diagrama* se muestra la pantalla de la Figura B6.

**TEMPERATURAS DE DISEÑO DE CORRIENTES DEL SIA**

No. Corriente	DESCRIPCION	Valor
101	Solución salina a la salida del generador	104
102	Corriente salina de líquido saturado en el generador	152.18
103	Corriente salina de líquido saturado en el generador	128.88
104	Solución salina a la salida de la sección 30 (GAX)	123
105	Solución salina a la salida de la sección 3A (GAX)	117
106	Solución salina del evaporador y entrando al generador	117
107	Vapor de refrigerante a la salida del rectificador	76
108	Líquido refrigerante a la salida del condensador	58
109	Líquido subenfriado de refrigerante	19
110, 111, 112	Refrigerante a la salida del evaporador	6
113	Solución salina a la salida del absorber	64
114	Corriente salina de líquido en el absorber	81.7195
115	Solución salina a la salida de la sección 2A (GAX)	97
116	Corriente salina de líquido en el absorber	147.88
117, 118, 119	Entrada de la corriente de aire de enfriamiento	46
120	Salida de la corriente de aire de enfriamiento	46
121	Salida de la corriente de aire de enfriamiento	47
122	Salida de la corriente de aire de enfriamiento	58
123	Entrada de agua fría en el evaporador	16
124	Entrada de agua caliente en la sección saler (A1)	158
125	Salida de agua caliente en la sección saler (A2)	158
126	Entrada de agua caliente en la sección 10	248
127	Salida de agua caliente en la sección 10	248
128	Salida de agua caliente en la sección 10	248

Figura B5 Temperaturas de diseño de corrientes del sistema

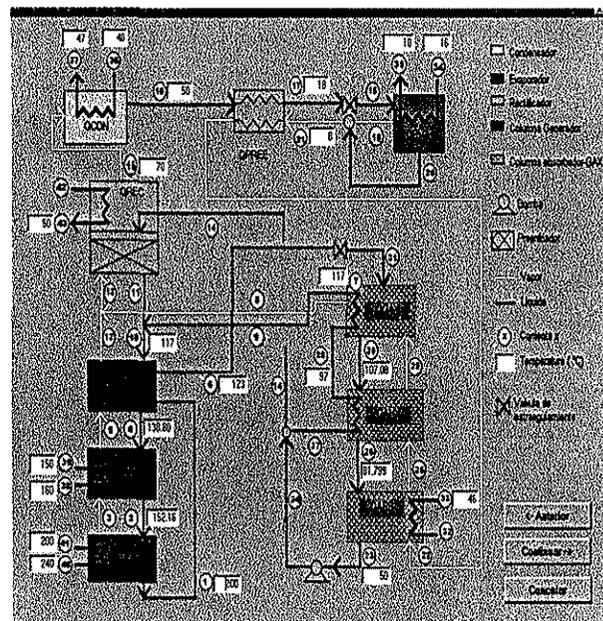


Figura B6 Diagrama de temperaturas de diseño.



Ya sea que se haya elegido la tabla o el diagrama en la introducción de datos, para ver los resultados de la simulación se debe seleccionar el botón *continuar* -> y si se desea regresar a las condiciones de diseño se debe seleccionar el botón <- *anterior*. Los resultados serán desplegados como se muestra en las Figuras B7, B8 y B9.

**2.3 Presentación de resultados de simulación**

**2.3.1 Consultar los datos obtenidos**

Los resultados pueden ser consultados en tablas o sobre el mismo diagrama esquemático del ciclo solar-GAX. Además el simulador cuenta con una sección de mensajes o alarmas, para cuando se viola alguna restricción del sistema.

**Tablas de resultados**

Al generar una simulación, la pantalla principal de resultados presenta una carpeta con tres pestañas como se observa en la Figura B7. En la primer pestaña se puede consultar la tabla de propiedades termodinámicas de las corrientes del sistema (Figura B7), en la segunda los parámetros de los equipos (Figura B8) y en la tercera el resumen del análisis energético del ciclo solar-GAX (Figura B9).

Los colores que están incluidos en la tabla de propiedades térmicas de las corrientes (excepto el blanco), indican que las corrientes del mismo color son las temperaturas que intervienen en los criterios o restricciones del sistema, esto puede se consultado en los mensajes que se muestran en la opción *Ver, Mensajes*.

FASE	NUMERO DE CORRIENTE	T (°C)	T (K)	P (Mpa)	X	Y	m(l)	m(v)	m(d)	h(l)	h(v)
		(°C)	(K)	(Mpa)	g NH3/kg liq	g NH3/kg liq	kg/min	kg/min	kg/min	kJ/kg	kJ/kg
L	1	200	473.16	2	0.039879		0.7981431			839.6172	
L	2	162.16	425.32	2	0.215028		1.064096			514.2661	
V	3	152.166	425.325	2		0.781196		0.2559529			1831.12954
L	4	138.8	411.96	2	0.270081		1.1194578			431.888	
V	5	138.808	411.966	2		0.841801		0.3213147			1711.86994
L	6	123	396.16	2	0.039879		0.7981431			487.784	
L	7	117	390.16	2				1.35393			
L	8	117	390.16	2		0.927566		0.1663594			1566.14044
L	9	117	390.16	2	0.366727		1.1975667			301.7156	
L	10	117	390.16	2	0.366727		1.2633103			301.7156	
L	11	117	390.16	2	0.366727		0.0667496			301.7156	
V	12	117.01	390.17	2		0.927538		0.4651672			1566.19454
V	13	117.007	390.167	2		0.927545		0.6215265			1566.191
L	14	50	323.16	2	0.431496		0.0000014			-28.8084	
V	15	70	343.16	2		0.993883		0.5557843			1380.53288
L	16	50	323.16	2	0.993883		0.5557843			234.5098	
L	17	18	281.16	2	0.993883		0.5557843			77.073	
L	18	3.988	277.148	0.5				0.55578			
V	19	8	281.16	0.5		0.999952		0.5289493			1280.24813
L	20	8	281.16	0.5	0.874263		0.026835			-54.7934	
L	21	8	281.16	0.5				0.55578			
L	22	42.848	316.008	0.5		0.993883		0.5557843			1373.22484
L	23	50	323.16	0.5	0.431496		1.3539274			-30.6505	
L	24	50	323.16	2	0.431496		1.3539274			-28.8084	
V	25	81.765	354.915	0.5		0.922215		0.2798264			1543.4262
L	26	81.8	354.96	0.5	0.268922		1.0779695			163.2727	
L	27	50	323.16	2	0.431496		1.3539261			-28.8084	
L	28	97	370.16	2	0.431496		1.3539261			195.5424	
V	29	107.07	380.23	0.5		0.785513		0.1547658			1781.06029

Figura B7. Tabla de propiedades de corrientes del sistema.

**Diagrama**

Los resultados obtenidos también pueden visualizarse en un diagrama de bloques del ciclo de absorción. Para ver el diagrama debe seleccionar en la barra del menú la opción *Ver, Diagrama* y aparecerá la pantalla de la Figura B10. Para desplegar las propiedades de las corrientes solo debe situar el apuntador del ratón sobre el número de la corriente a consultar.



TABLA DE PROPIEDADES DE LAS CORRIENTES DEL SAA  
RESUMEN DEL ANÁLISIS ENERGÉTICO DEL SISTEMA DE ABSORCIÓN GAX  
**PARÁMETROS CALCULADOS DE LOS EQUIPOS**

PREENFRIADOR		CONDENSADOR		
QFREE	QCON	m_aire	m_aire	m_agua
kJ/min	kJ/min	kg/min	m <sup>3</sup> /min	kg/min
87.501	636.942	101.765	84.592	1.893

GENERADOR RECTIFICADOR								
QNETO	QREC	QGEN	QGN	QES	QGHX	Mac-total	Mac-GN	Mac-ES
kJ/min	kJ/min	kJ/min	kJ/min	kJ/min	kJ/min	kg/min	kg/min	kg/min
550.395	186.309	736.703	596.73	139.974	280.813	7.332	5.939	5.572

SISTEMA DE BOMBEO DE SOLUCIÓN				
VOL.ESP. (23)	Wbomba	h24	POT.BOMB	POT.BOMB
m <sup>3</sup> /kg	kJ/min	kJ/kg	kJ/min	Watts
.001228	1.842	-28.808	3.325	55.421

ABSORBEDOR GAX				
QABS	QAHX	QGAX	m_aire	m_aire
kJ/min	kJ/min	kJ/min	kg/min	m <sup>3</sup> /min
548.827	303.754	341.455	87.687	78.362

RELACIONES DE FLUJOS MÁSICOS		EVAPORADOR		RECTIFICADOR ENFRIADO POR AIRE		
Circulación	Flujo	QEVA	P. agua fría	QREC	m_aire	m_aire
RC	RF=RC+1	kJ/min	kg/min	kJ/min	kg/min	m <sup>3</sup> /min
1.436	2.436	632.68	105.406	186.309	17.66	16.178

Figura B8 Parámetros de los equipos del ciclo solar-GAX.

PARÁMETROS CALCULADOS DE LOS EQUIPOS  
TABLA DE PROPIEDADES DE LAS CORRIENTES DEL SAA  
**RESUMEN DEL ANÁLISIS ENERGÉTICO DEL SISTEMA DE ABSORCIÓN GAX**

COMPONENTE (equipo)	FÓRMULA UTILIZADA	GANANCIAS (kJ/min)	PÉRDIDAS (kJ/min)	INTERCAMBIO CALOR INTERNO (Watts)
GENERADOR	$(QGEN-QREC) = m6h6 + m15h15 - m7h7 - m14h14$			
Unidad 1G+2G	$QGEN = QGN + QES = (1 + RC) \cdot (QGEN + QREC)$			
Unidad 1G(QN)	$QGN = m3h3 + m1h1 - m2h2 = QGEN - QES$	596.73		
Unidad 2G(ES)	$QES = m5h5 + m2h2 - m4h4 - m3h3 = (RC) \cdot QGEN$	139.97		
Unidad 3G(GHX)	$QGHX = m1h1 - h6$			280.81
Rectificador	$QREC = QGEN - QNETO = QGEN - (QGEN - QREC)$		186.31	
ABSORBEDOR				
Unidad 1A	$QABS = m22h22 + m3h31 - m23h35 - m7h7 - m14h14$		548.83	
Unidad 2A (AHX)	$QAHX = m27h28 - h27$			303.75
Unidad 3A (GAX)	$QGAX = m7h7 - h28$			341.46
Bomba de solución	$W = (m23h24 - h23) / \eta$	3.33		
CONDENSADOR	$QCON = m16h16 - h16$		636.94	
PREENFRIADOR	$QFREE = m16h16 - h17 = m21h22 - h21$			87.5
EVAPORADOR	$QEVA = m17h21 - h17 = m18h21 - h18$	632.68		
TOTAL	Ciclo GAX	1372.91	1372.08	1019.52
Indicadores de comportamiento energético	COP cooling	0.8591		Modo de enfriamiento
	COP heating	1.8625		Modo de calentamiento
	RELACIONES DE FLUJOS MÁSICOS			
	Relación de circulación (RC)		Relación de flujo (RF=RC+1)	
Ciclo GAX	1.436		2.436	
Ciclo básico	5.345		6.345	
	73.13 % menos		61.61 % menos	

Figura B9 Resumen del análisis energético del sistema de absorción solar-GAX.



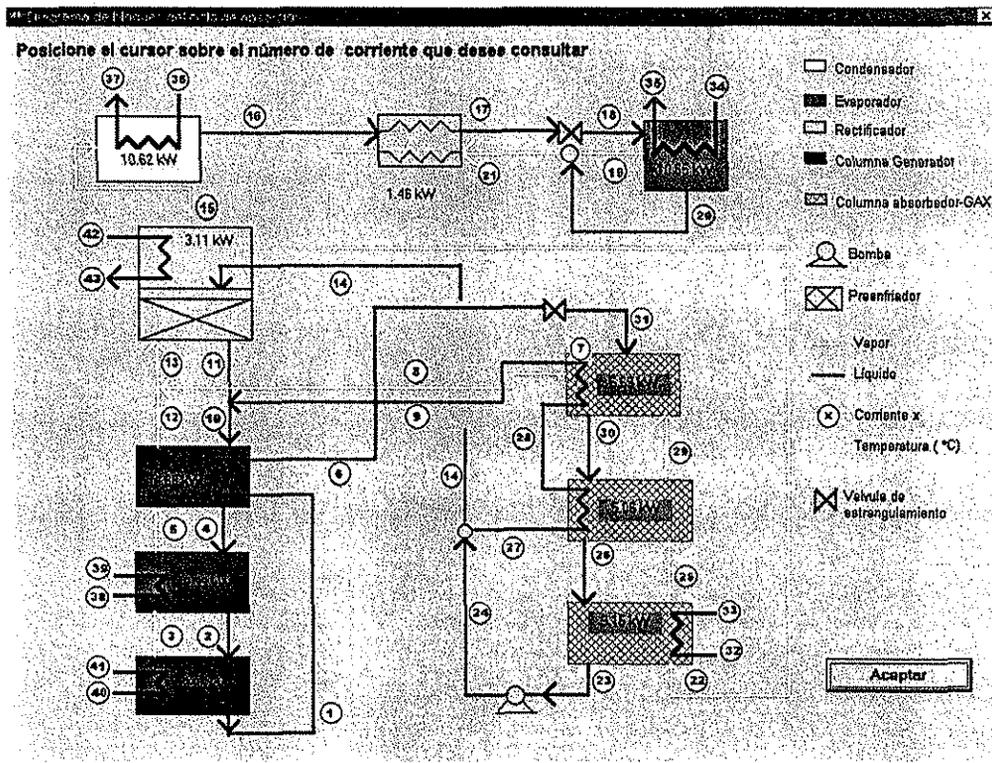


Figura B10 Diagrama de bloques del ciclo de absorción solar-GAX.

**Mensajes**

El simulador manda mensajes de no convergencia, no cumplimiento de restricciones, resultados de las verificaciones de los balances de materia y energía, condiciones de algunas corrientes, entre otros aspectos más. Para ver estos mensajes seleccionar de la barra de menú la opción *Ver, Mensajes* y aparecerá la ventana de la Figura B11. En dicha figura se muestran los criterios que se toman en cuenta para decidir si los datos que se introdujeron son correctos. En caso de que no se cumpla algún criterio este se remarca automáticamente con amarillo.

**MENSAJES GENERADOS POR EL ANÁLISIS ENERGÉTICO DE UNA BOMBA DE CALOR GAX**

El análisis encontró las siguientes características generales:

- La corriente 21 es una mezcla vapor-líquido
- La corriente No. 22 es un vapor sobrecalentado
- Se cumple el criterio  $T3 > T2$
- Se cumple el criterio  $T5 > T4$
- Se cumple el criterio  $T12 > T10$
- Se cumple el criterio  $T13 > T11$
- Verificación exitosa del cumplimiento del balance de materia en el rectificador
- Verificación exitosa del cumplimiento del balance de energía en el rectificador
- Se cumple el criterio  $T25 < T26$
- Se cumple el criterio  $T29 < T30$
- Verificación exitosa del cumplimiento del balance de materia en la sección 3A
- Verificación exitosa del cumplimiento del balance de energía en la sección 3A

**Aceptar**

Figura B11 Ventana de mensajes.

## 2.4 Consultar/Modificar condiciones de diseño

Al generar una corrida en el simulador o al abrir un archivo de una corrida anterior, se pueden consultar y modificar las condiciones de diseño. Cuando se desea realizar consultas o modificaciones a las condiciones de diseño, se debe seleccionar de la barra de menú **Condiciones de diseño, Consultar/Modificar** y se desplegará la pantalla de condiciones de diseño del sistema con los datos por omisión o los introducidos anteriormente. Después de esto se procede de la misma forma que cuando se genera una nueva simulación.

## 2.5 Manejo de archivos e impresión

### Abrir

Los archivos que se pueden abrir con el simulador son los que previamente han sido generados y almacenados en el mismo, los cuales tienen la extensión .txt.

Para abrir archivos seleccione en la barra de menú la opción **Archivo, Abrir** y aparecerá una caja de diálogo como en la Figura B12, indique el archivo que desea abrir y oprima el botón de **Aceptar**.

### Guardar

Las corridas que genera el simulador pueden ser almacenadas permanentemente en archivos dentro del disco.

Para guardar los archivos seleccione en la barra de menú la opción **Archivo, Guardar** o **Guardar como** y aparecerá una caja de diálogo como en la Figura B13, proceda a proporcionar el nombre del archivo y el simulador automáticamente coloca la extensión .txt y oprima el botón **Aceptar**.

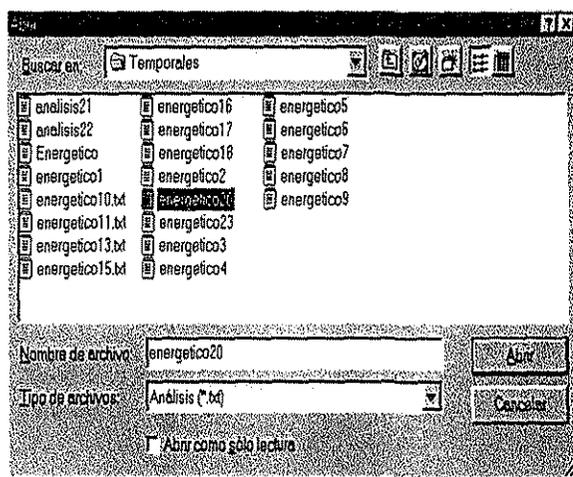


Figura B12 Caja de dialogo abrir.

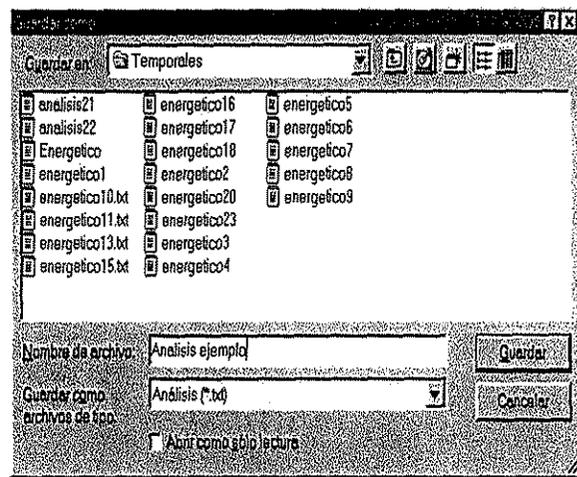


Figura B13 Caja de dialogo guardar.

### Imprimir.

Para imprimir un archivo seleccione de la barra de menú la opción **Archivo, Imprimir** y aparecerá una caja de diálogo, configure en que tamaño de papel va imprimir y que calidad desea. Luego oprima el botón de **Aceptar**. Cabe resaltar que se imprimen las 3 hojas, no se puede hacer una selección y la calidad de la impresión dependerá de cómo le indicó a su impresora. Las impresiones tienen un formato fijo.

**2.6 Propiedades termodinámicas.**

El simulador cuenta con una sección de cálculo de propiedades, donde puede resolver siete ecuaciones en forma independiente del análisis energético. Estas ecuaciones son:

$$T(p, x) = T_0 \sum_i a_i (1-x)^{m_i} \left[ \ln \left( \frac{p_0}{p} \right) \right]^{n_i} \quad y(p, x) = 1 - \exp \left[ \ln(1-x) \sum_i a_i \left( \frac{p}{p_0} \right)^{m_i} x^{n_i/3} \right]$$

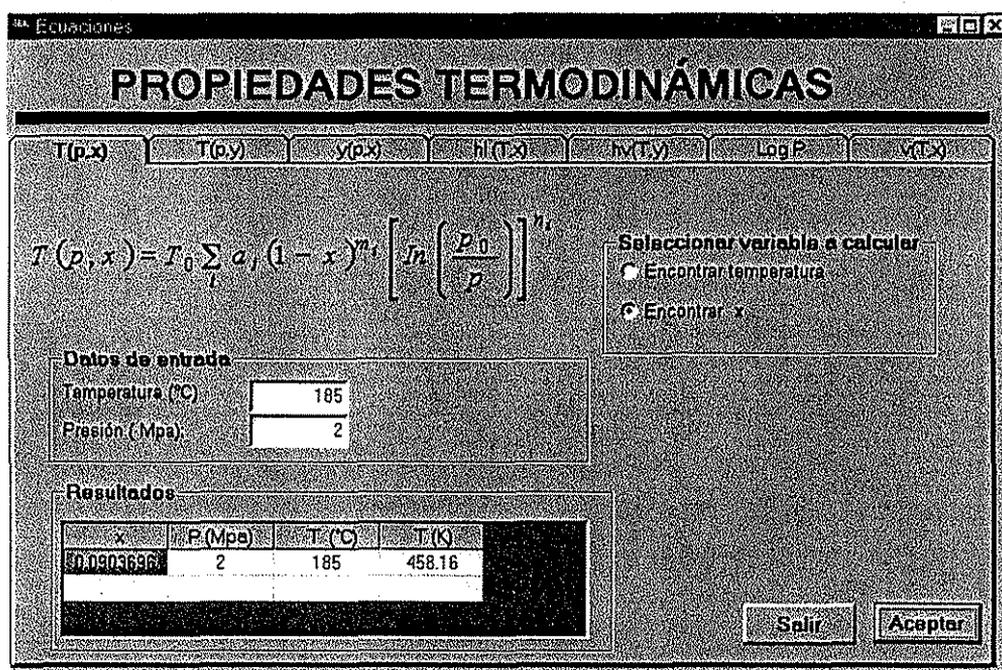
$$T(p, y) = T_0 \sum_i a_i (1-y)^{m_i/4} \left[ \ln \left( \frac{p_0}{p} \right) \right]^{n_i} \quad h_i(T, x) = h_0 \sum_i a_i \left[ \frac{T}{T_0} - 1 \right]^{m_i} x^{n_i}$$

$$h_v(T, y) = h_0 \sum_i a_i \left[ 1 - \frac{T}{T_0} \right]^{m_i} (1-y)^{n_i/4} \quad \text{Log } P = A - \frac{B}{T}$$

$$v(T, X) = \sum_{j=0}^3 \sum_{i=1}^4 a(i, j) (T - 273.15)^{(i-1)} X^j$$

Para calcular alguna de las propiedades involucradas en las ecuaciones arriba mencionadas, se debe seleccionar en la barra del menú la opción **Propiedades térmicas**, y a continuación se despliega una ventana como en la Figura B14. Esta ventana contiene una carpeta con siete pestañas, donde cada una de las ecuaciones es mostrada en la pestañas correspondiente.

Debe seleccionar que ecuación desea resolver, junto con la variable a calcular, introducir los datos de entrada, y oprimir el botón **Aceptar**. De esa manera se despliega una tabla pequeña con los valores de las variables, remarcando en color azul la variable que seleccionó para calcular.



**Figura B14 Ventana de cálculo de propiedades termodinámicas.**

