



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO**

---

---

**PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN  
INGENIERÍA**

**CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN ENERGÍA**

**ESTUDIO SOBRE LA OPERACIÓN DE SISTEMAS DE  
REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN AVANZADOS CON  
FUENTES DE CALOR DE DESECHO Y RENOVABLE**

**T E S I S**

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:

**DOCTOR EN INGENIERÍA**

ENERGÍA - PROCESOS Y USO EFICIENTE DE ENERGÍA

P R E S E N T A:

**M.I. ADRIÁN VIDAL SANTO**

TUTOR:

**DR. ROBERTO BEST Y BROWN**

2006





Universidad Nacional  
Autónoma de México



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

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

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

**JURADO ASIGNADO:**

Presidente: Dr. Jaime G. Cervantes de Gortari  
Secretario: Dr. Roberto Best y Brown  
1<sup>er.</sup> Vocal: Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco  
2<sup>do.</sup> Vocal: Dr. Jorge M. Islas Samperio  
3<sup>er.</sup> Vocal: Dr. Ricardo Rivero Rodríguez  
1<sup>er.</sup> Suplente: Dr. Nicolás Velázquez Limón  
2<sup>do.</sup> Suplente: Dra. Rosa María Barragán Reyes

Centro de Investigación en Energía (CIE-UNAM)  
Departamento de refrigeración y bombas de calor  
Temixco, Morelos.

**TUTOR DE TESIS:**

Dr. Roberto Best y Brown

---

**FIRMA**

## **Artículos producidos derivados de este trabajo de investigación:**

### **En revistas con arbitraje internacional:**

1. “Analysis of a combined power and refrigeration cycle by the exergy method”. Adrián Vidal, Roberto Best, Ricardo Rivero y Jaime Cervantes. Energy the International Journal, Vol. 31, No. 15, pp. 3401-3414,
2. “Performance characteristics and modelling of a micro gas turbine for their integration with thermally activated cooling technologies”. Adrián Vidal, Joan C. Bruno, Roberto Best y Alberto Coronas. Artículo aceptado para publicación en la revista International Journal of Energy research.
3. “Theoretical and experimental evaluation of an indirect-fired gas cycle cooling system” Víctor H. Gómez, Adrián Vidal, Roberto Best, Octavio García, Nicolás Velázquez. Artículo enviado el 07 de julio de 2006 a la revista Applied Thermal Engineering, en proceso de evaluación.

### **En congresos internacionales:**

4. “Evaluation of an indirect-fired GAX cycle cooling system”. Víctor H. Gómez, Adrián Vidal, César García, Octavio García, Roberto Best, Nicolás Velázquez, En: International Sorption Heat Pump Conference, 22 al 24 de junio de 2005, Denver Colorado, Estados Unidos.
5. “Optimized Design of a Solar Concentrator Applied as Ammonia Vapor Generator in an Absorption Refrigerator”, Naghelli Ortega, Octavio García, Roberto Best y Adrián Vidal. En: 5th Internacional Symposium on Multiphase Flow, Heat Mass Transfer and Energy Conversion, Xian China, 3-6 July, 2005.
6. “Analysis of a combined power and refrigeration cycle by the exergy method”. Adrián Vidal, Roberto Best, Ricardo Rivero y Jaime Cervantes. En: 17ª conferencia internacional ECOS 2004, del 7 al 9 de julio de 2004 en Guanajuato, Gto.
7. “Análisis teórico experimental de un ciclo de refrigeración por absorción avanzado GAX, operado con energía solar”. Víctor H. Gómez, Adrián Vidal, César García, Octavio García, Roberto Best, Nicolás Velázquez, Jorge Hernández. En: XII Congreso Ibérico y VII Ibero Americano de energía solar, del 14 al 18 de septiembre de 2004, Vigo, Galicia, España.
8. “Análisis teórico experimental de un ciclo de refrigeración por absorción avanzado GAX, operado a carga parcial y asistido con energía solar”. Víctor H Gómez, Adrián Vidal, César García, Octavio García, Roberto Best, Nicolás Velázquez. Reunión Técnica ISES LATIN AMERICA REGIONAL CONFERENCE, 08 al 12 de noviembre de 2004, Guanajuato, Gto. México.

9. “La factibilidad de los sistemas de trigeneración en el sector comercial y de servicio”. Adrián Vidal, Roberto Best, Manuel, Martínez y Jaime Cervantes. En: Primer congreso CIEMA, 13 al 17 de noviembre, Santiago de Cuba.

### **En congresos nacionales:**

10. “Caracterización y modelación de una microturbina de gas, para su integración con sistemas de enfriamiento operados térmicamente”. Adrián Vidal, Joan C. Bruno, Roberto Best y Alberto Coronas. Artículo publicado en las memorias del V Congreso de Estudiantes del CIE-UNAM, 16 al 19 de mayo de 2006, Temixco, Mor. México.
11. “Simulación numérica y validación experimental de un ciclo de refrigeración por absorción solar-GAX”. Adrián Vidal, Víctor H. Gómez, César García, Octavio García, Roberto Best. En: Semana nacional de energía solar; Asociación Nacional de Energía Solar, octubre de 2005, Tuxtla Gutiérrez Chiapas, México.
12. “Análisis térmico de un sistema de refrigeración por absorción avanzado, con intercambio de calor generador absorbedor-GAX”. Víctor H Gómez, Adrián Vidal, Cesar García, Octavio García y Roberto Best. Artículo publicado en las memorias del IV Congreso de Estudiantes del CIE-UNAM, 18 al 20 de mayo de 2005, Temixco, Mor. México.
13. “Modelado de un concentrador solar con generación de vapor de amoniaco aplicado en un refrigerador por absorción”, Naghelli Ortega, Octavio García, Roberto Best y Adrián Vidal. Artículo publicado en las memorias del IV Congreso de Estudiantes del CIE-UNAM, 18 al 20 de mayo de 2005, Temixco, Mor. México.
14. “Análisis termodinámico de ciclos de refrigeración y potencia que utilizan la mezcla amoniaco–agua como fluido de trabajo”. Adrián Vidal, Victor H. Gómez, Naghelli Ortega y Roberto Best. Artículo publicado en las memorias del III Congreso de Estudiantes del CIE-UNAM, 20 al 21 de mayo de 2004, Temixco, Mor. México.
15. “Evaluación económica de un sistema de trigeneración en el sector comercial y de servicio” Adrián Vidal, Roberto Best y Manuel Martínez. Artículo publicado en las memorias del II Congreso de Estudiantes del CIE-UNAM, 29 y 30 de mayo de 2003, Temixco, Mor. México.

# *Dedicatorias*

A mi esposa, Chelito, a quien le debo mucho del tiempo invertido durante mis estudios de doctorado.

A mi hijito, José Adrián, por hacerme vivir y sentir este gran amor, te amo hijo.

A mi madre, Maria E. Santo Aguilar, por el gran cariño y sobre todo por dejarme experimentar y creer siempre en mí.

A mis hermanas, Norma y Araceli, porque han sido grandes amigas, cariñosas y pacientes conmigo y sobre todo por esas palabras de aliento que me han brindado en los momentos difíciles de mi vida.

A mis sobrinas Suly y Caro, a quienes quiero mucho y quienes no dejan de sorprenderme día a día.

A mi abuelita, Josefina Aguilar Hernández (†), a quien quiero y extraño cada día más.

A mis amigos y compañeros: Aldo, Alex, Alfredo, Amilcar (Can), Bertha (biblio), Bety de la Mora, Bety Escobar, Pepe Campos, Carlos (CU), Carlos (patri), Carlos (CIE), Carlitos, Jesús Cerezo, César, Juan Cristóbal, Chuy (CU), Chuy (CIE), David, Emmanuel, Facho, Gaby, Germán, Ingrid, Jorge Andaverde, Jorge Ovidio, Lili, Luis (Atlixco), Luis Vidriales, Lulú Araujo, Maribel, Martha, Mauricio, Miguel (Buky), Naghelli, Paco (CU), Paco (CIE), Pancho Domínguez, Paty, Paty (biblio), Quique, Roger (CIE), Rosita, Sarita, Sra. Lourdes Calderón, Sra. Olivia, Sra. Irma, Tilo, Ubaldiño, Uli, Vick, Vidal, Wilber, Yami, por todo los buenos momentos compartidos (perdón si por descuido omití el nombre de alguno).

Y a todas las amables y bellas personas que me han brindado amor, cariño y amistad en esta difícil etapa de estudiante.

# *Agradecimientos*

Al Dr. Roberto Best y Brown, por ser mi tutor de tesis y por todo el apoyo brindado durante mis estudios de doctorado.

Al Dr. Jaime G. Cervantes de Gortari, por impulsar mis estudios y mi desarrollo profesional, gracias por la confianza.

Al Dr. Ricardo Rivero Rodríguez, por haber sido mi profesor y quien me heredó dos de mis principales herramientas de trabajo, el análisis de exergía y la simulación de procesos.

Al Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco, por la supervisión y orientación en el proyecto doctoral.

Al Dr. Jorge M. Islas Samperio, por sus acertados comentarios para mejorar este proyecto doctoral.

A la Dra. Rosa Maria Barragán Reyes, mil gracias por tanto apoyo.

Al Dr. Nicolás Velázquez Limón, gracias profesor por darme la oportunidad de continuar con su proyecto de investigación.

Al Dr. Jorge Hernández Gutiérrez, por su asesoramiento en los asuntos técnicos del laboratorio de refrigeración y bombas de calor.

A mis profesores:

Dr. Manuel Martínez Fernández, con quien tuve el privilegio de cursar la materia de “Evaluación económica de proyectos energéticos”

Dr. Ignacio Torres Alvarado, con quien tuve el privilegio de cursar la materia de “Manejo de datos experimentales mediante técnicas estadísticas”

Dr. Octavio García Valladares, con quien tuve el privilegio de cursar la materia de “Simulación de sistemas térmicos mediante la técnica de volúmenes de control”

Dr. Surendra Pal Verma, con quien tuve el privilegio de cursar la materia de “Redacción de artículos técnicos y científicos”

A los investigadores del CREVER de Tarragona, España:

Dr. Alberto Coronas

Dr. Joan Carles Bruno

Por permitirme realizar la estancia de investigación en su centro de trabajo e invitarme a trabajar en la redacción y publicación de los resultados obtenidos en un artículo internacional.

Al Ing. Emmanuel Rey David, por realizar los dibujos del prototipo experimental GAX y del generador de fuego directo que se muestran en el capítulo VI de esta tesis.

Al Ing. Augusto Sánchez Cifuentes y al Ing. Alejandro Cortés Eslava, por facilitarme una licencia del simulador de procesos Aspen Plus.

Al Ing. Alfredo Quiroz Ruiz, por el soporte técnico brindado en la instalación del simulador de procesos Aspen Plus y por todo el apoyo brindado en trabajos de cómputo durante mis estudios de doctorado.

Al M.I. Victor Hugo Gómez Espinoza, por la ayuda brindada en la instalación de los equipos y dispositivos de medición y control del prototipo experimental GAX.

Al M.C. Jorge A. Andaverde Arredondo, por la ayuda brindada en el análisis estadístico de los datos experimentales que se usaron para la redacción del artículo “Performance characteristics and modelling of a micro gas turbine for their integration with thermally activated cooling technologies”.

A la Lic. María de Jesús Pérez Orozco, por la ayuda brindada en algunos de los cálculos del capítulo de evaluación económica de esta tesis.

Al Centro de Investigación en Energía (CIE), por el apoyo brindado con sus instalaciones y equipos para la realización de esta tesis.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por la beca brindada durante mis estudios de doctorado.

Adrián Vidal Santo  
Diciembre de 2006

## ÍNDICE

|   |           |
|---|-----------|
| Resumen   | i         |
| Abstract  | iii       |
| Lista de Figuras  | v         |
| Lista de Tablas   | viii      |
| Nomenclatura  | ix        |
| <br>  |           |
| <b>Capítulo I      Introducción</b>   | <b>1</b>  |
| I.1      Antecedentes   | 1         |
| I.2      Planteamiento del problema   | 3         |
| I.3      Justificación  | 3         |
| I.4      Objetivos  | 3         |
| I.4.1      Objetivos principales  | 4         |
| I.4.2      Objetivos específicos  | 4         |
| I.5      Comparación del ciclo de refrigeración por absorción básico con el ciclo de refrigeración por absorción avanzado GAX | 4         |
| I.6      Descripción operativa del ciclo GAX  | 7         |
| I.7      Estructura de la tesis   | 7         |
| <br>  |           |
| <b>Capítulo II      Análisis de fuentes de calor residual y renovable</b>   | <b>14</b> |
| II.1      Calor residual industrial   | 14        |
| II.1.1      Usos potenciales  | 15        |
| II.1.2      Usos industriales   | 15        |
| II.1.3      Requerimientos de energía en los procesos industriales  | 15        |
| II.1.4      Energía residual en el sector industrial  | 15        |
| II.1.5      Características de la energía residual industrial.  | 16        |
| II.2      Calor residual de los motores de combustión interna   | 18        |
| II.3      Calor residual de las microturbinas de gas  | 19        |
| II.4      Calor residual de las celdas de combustible   | 20        |
| II.5      Situación energética y fuentes de calor residual en el sector comercial y de servicio.                              | 21        |
| II.6      Fuentes de calor renovable  | 21        |
| II.6.1      Geotérmico  | 22        |
| II.6.2      Solar   | 23        |
| II.6.3      Biomasa   | 27        |
| II.7      Dispositivos recuperadores de calor   | 28        |
| Conclusiones  | 30        |
| <br>  |           |
| <b>Capítulo III      Modelo de simulación del sistema de enfriamiento por absorción GAX</b>                                   | <b>35</b> |
| III.1      Simulación de ciclos de refrigeración y enfriamiento por absorción:  | 35        |

|                    |   |           |
|--------------------|---|-----------|
|                    | Antecedentes  |           |
| III.2              | Características del simulador de procesos Aspen Plus  | 38        |
| III.3              | Características de la mezcla Amoniaco-Agua  | 39        |
| III.4              | Características del aceite térmico usado para operar el sistema experimental GAX.   | 40        |
| III.5              | Simulación del sistema GAX  | 41        |
| III.6              | Validación del modelo de simulación del GAX   | 46        |
|                    | Conclusiones  | 50        |
| <b>Capítulo IV</b> | <b>Sistema de trigeneración MTG-GAX-RC</b>  | <b>54</b> |
| IV.1               | Situación energética en el sector comercial y de servicio   | 54        |
| IV.2               | Trigeneración: concepto y antecedentes  | 55        |
|                    | IV.2.1 Concepto   | 55        |
|                    | IV.2.2 Antecedentes   | 55        |
| IV.3               | Parámetros termodinámicos de evaluación de los sistemas de trigeneración basados en la primera y la segunda ley de la termodinámica | 61        |
|                    | IV.3.1 Análisis de exergía  | 61        |
| IV.4               | Caso de estudio de trigeneración: “Hospital”  | 63        |
|                    | IV.4.1 Requerimientos energéticos del Hospital  | 63        |
|                    | IV.4.2 Modelación de la microturbina de gas (MTG)   | 64        |
|                    | IV.4.3 Modelación del sistema de trigeneración  | 68        |
|                    | IV.4.5 Resultados del caso de estudio del hospital  | 68        |
|                    | Conclusiones del caso de estudio del hospital   | 72        |
| IV.5               | Caso de estudio “ciclo combinado potencia-enfriamiento”   | 73        |
|                    | IV.5.1 Descripción del ciclo combinado de potencia y enfriamiento   | 73        |
|                    | IV.5.2 Parámetros termodinámicos de evaluación del ciclo combinado basados en la primera y la segunda ley de la termodinámica       | 73        |
| <b>Capítulo V</b>  | <b>Evaluación económica de sistemas de trigeneración</b>  | <b>82</b> |
| V.1                | Consideraciones para la evaluación económica del proyecto de trigeneración  | 82        |
|                    | V.1.1 Inversión inicial   | 82        |
|                    | V.1.2 Ahorros y gastos de operación y mantenimiento   | 84        |
|                    | V.1.3 Prospectiva del costo de los energéticos durante la vida del proyecto (2003-2018)   | 84        |
| V.2                | Parámetros de rentabilidad económica de un proyecto   | 93        |
|                    | V.2.1 Valor presente neto (VPN)   | 93        |
|                    | V.2.2 Valor futuro (VF)   | 94        |
|                    | V.2.3 Anualidad (A)   | 94        |
|                    | V.2.4 Tasa interna de retorno (TIR)   | 94        |
|                    | V.2.5 Periodo de recuperación de la inversión (PRI)   | 95        |
| V.3                | Resultados  | 96        |

|                     |   |            |
|---------------------|---|------------|
| V.4                 | Discusión   | 97         |
|                     | Conclusiones  | 98         |
| <b>Capítulo VI</b>  | <b>Diseño del generador a fuego directo para operar el sistema GAX</b>  | <b>102</b> |
| VI.1                | Requerimiento térmico en el generador del GAX y propuesta de diseño   | 102        |
| VI.2                | Selección del quemador  | 103        |
| VI.3                | Diseño térmico  | 105        |
| VI.3.1              | Cálculo de la transferencia de calor por radiación  | 105        |
| VI.3.2              | Cálculo del área superficial del tubo de flama (cámara de combustión)   | 106        |
| VI.3.3              | Cálculo de la emisividad del gas  | 107        |
| VI.3.4              | Cálculo de la absorptividad del gas   | 110        |
| VI.3.5              | Cálculo de la transferencia de calor por ebullición de la solución de amoníaco-agua   | 111        |
| VI.3.6              | Correlaciones para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor de mezclas  | 112        |
| VI.3.7              | Correlaciones para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor de sustancias puras                                 | 113        |
| VI.3.8              | Cálculo de la transferencia de calor por convección   | 114        |
| VI.3.9              | Coefficiente de transferencia de calor interno  | 116        |
| VI.3.10             | Coefficiente de transferencia de calor externo  | 116        |
| VI.4                | Resultados  | 119        |
| VI.5                | Discusión   | 124        |
|                     | Conclusiones  | 131        |
| <b>Capítulo VII</b> | <b>Instalación, puesta a punto y experimentación con el sistema GAX operado con aceite térmico</b>                          | <b>134</b> |
| VII.1               | Actividades de instalación mecánica, eléctrica e hidráulica en el GAX: primera etapa  | 134        |
| VII.1.1             | Revisión e instalación de los intercambiadores de calor de tubos y coraza (IC)  | 134        |
| VII.1.2             | Diseño y construcción del subsistema de agua de retorno (para simular el retorno del agua que se enfriará en el evaporador) | 137        |
| VII.1.3             | Diseño y construcción del subsistema de agua de enfriamiento (para el condensador de tubos y coraza)                        | 138        |
| VII.1.4             | Calibración de la instrumentación   | 138        |
| VII.1.5             | Carga de amoníaco al sistema  | 140        |
| VII.1.6             | Verificación de la operación adecuada del GAX   | 141        |
| VII.1.7             | Realización de pruebas experimentales con el sistema GAX completo   | 141        |
| VII.2               | Actividades de instalación mecánica, eléctrica e hidráulica en el GAX:  | 142        |

|               |  |
|---------------|--|
| segunda etapa |  |
| VII.2.1       | Cambio de la resistencia eléctrica del sistema de calentamiento del aceite térmico 142                       |
| VII.2.2       | Cambio de equipos auxiliares 142   |
| VII.2.3       | Instalación del condensador enfriado por aire 144  |
| VII.2.4       | Instalación del evaporador de placa 144  |
| VII.2.5       | Pruebas experimentales 145   |
| VII.2.6       | Desarmado del sistema GAX, para corregir anomalías en la columna del absorbedor 146                          |
|               | Conclusiones 147   |
| <br>          |  |
|               | <b>Conclusiones y recomendaciones finales 149</b>  |
| <br>          |  |
|               | <b>Apéndice</b>  |
| <br>          |  |
| <b>A</b>      | Artículo donde se presentan los resultados del modelo de simulación de la MTG                                |
| <b>B</b>      | Artículo donde se presentan los resultados del análisis exérgico del ciclo combinado potencia - enfriamiento |

## Lista de Figuras

|                      |   |    |
|----------------------|---|----|
| <b>Figura 1.1(a)</b> | Ciclo de refrigeración por absorción amoniaco-agua de simple efecto   | 5  |
| <b>Figura 1.1(b)</b> | Ciclo GAX.  | 5  |
| <b>Figura 1.2</b>    | Esquema del sistema GAX, Gómez, 2002.   | 6  |
| <b>Figura 2.1</b>    | Isohelias de irradiación global diaria de los meses de mayo y junio, tomada de Estrada-Cajigal y Almanza (2005).  | 26 |
| <b>Figura 2.2</b>    | Variación del costo capital de proyectos de generación de potencia a través de la gasificación de la biomasa con respecto a la capacidad, adaptada de Wu et al. (2002). | 28 |
| <b>Figura 3.1</b>    | Diagrama esquemático del ciclo GAX  | 46 |
| <b>Figura 3.2</b>    | Perfiles de temperaturas en el generador y el absorbedor.   | 49 |
| <b>Figura 4.1</b>    | Diagrama esquemático del modelo de la MTG. GE=Generador Eléctrico, CA=Compresor de aire, T=Turbina o expansor, CC=Cámara de Combustión, RE=Regenerador.                 | 65 |
| <b>Figura 4.2</b>    | Diagrama de flujo del modelo de la MTG.   | 66 |
| <b>Figura 4.3</b>    | MTG Capstone de 30 kW.  | 67 |
| <b>Figura 4.4</b>    | Esquema de los componentes de la MTG.   | 67 |
| <b>Figura 4.5</b>    | Modelo de trigeneración MTG-GAX-RC en Aspen Plus.   | 69 |
| <b>Figura 4.6</b>    | Variación del factor de utilización de la energía (FUE), eficiencia de primera ley, como función del porcentaje de la carga de refrigeración                            | 72 |
| <b>Figura 4.7</b>    | Diagrama de flujo del ciclo combinado potencia-enfriamiento.  | 74 |
| <b>Figura 4.8(a)</b> | Diagrama temperatura-entropía para el ciclo de potencia de Lorenz.  | 76 |
| <b>Figura 4.8(b)</b> | Diagrama temperatura-entropía para el ciclo de enfriamiento de Lorenz.  | 76 |
| <b>Figura 5.1</b>    | Diagrama de flujo de efectivo con ahorros y gastos constantes.  | 85 |
| <b>Figura 5.2</b>    | Diagrama de flujo de efectivo con ahorros y gastos con crecimiento geométrico.  | 87 |
| <b>Figura 5.3</b>    | Comportamiento histórico (1991-2006) del precio del diesel a diciembre de cada año, excepto para el 2006, elaborada con datos de la SENER (página web, sener).          | 88 |
| <b>Figura 5.4</b>    | Proyecciones del precio del diesel (2004-2018), elaborada con datos de la AEO, 2006 (página web, eia.doe).  | 88 |
| <b>Figura 5.5</b>    | Comportamiento histórico (2002-2006) del precio del gas LP, a diciembre de cada año, excepto para el 2006, elaborada con datos de la SENER (página web, sener).         | 89 |
| <b>Figura 5.6</b>    | Proyecciones del precio del gas LP (2004-2018), elaborada con datos de la AEO, 2006 (página web, eia.doe).  | 90 |
| <b>Figura 5.7</b>    | Comportamiento histórico (1998-2006) del precio de la electricidad, a dic. de cada año, excepto para el 2006, elaborada   | 91 |

|                           |   |     |
|---------------------------|---|-----|
|                           | con datos de la SENER (página web, sener).  |     |
| <b>Figura 5.8</b>         | Proyecciones del precio de la electricidad (2004-2018), elaborada con datos de la AEO, 2006 (página web, eia.doe).  | 91  |
| <b>Figura 5.9</b>         | Comportamiento histórico (2003-2006) del precio del gas natural, a diciembre de cada año, excepto para el 2006, elaborada con datos de la SENER (página web, sener).  | 92  |
| <b>Figura 5.10.</b>       | Proyecciones del precio del gas natural (2004-2018), elaborada con datos de la AEO, 2006 (página web, eia.doe).   | 93  |
| <b>Figura 6.1</b>         | Acoplamiento del GFD al prototipo experimental GAX. 1=Condensador enfriado con aire, 2=Bomba de solución, 3=Evaporador de placas, 4=Condensador enfriado con agua, 5=Preenfriador, 6=Evaporador de tubos y coraza 1, 7=Evaporador de tubos y coraza 2, 8=Absorbedor enfriado con aire, 9=Rectificador enfriado con aire, 10=Generador híbrido, 11=Chimenea, 12=Generador a fuego directo, 13=Quemador, 14=Tubo para desviar los gases de combustión, 15=Mirrilla de solución. | 103 |
| <b>Figura 6.2</b>         | Diagrama de bloques del ciclo Solar-GAX (Velázquez, 2002).  | 104 |
| <b>Figuras 6.3 (a, b)</b> | Componentes principales del quemador AZUR 30.   | 106 |
| <b>Figuras 6.3 (c, d)</b> | Componentes principales del quemador AZUR 30.   | 106 |
| <b>Figura 6.4</b>         | Arreglo escalonado de los tubos aletados.   | 117 |
| <b>Figura 6.5(a)</b>      | Diagrama de flujo del programa de diseño.   | 121 |
| <b>Figura 6.5(b)</b>      | Diagrama de flujo del programa de diseño.   | 122 |
| <b>Figura 6.5(c)</b>      | Diagrama de flujo del programa de diseño.   | 123 |
| <b>Figura 6.6</b>         | Variación de la eficiencia del regenerador vs. temperatura de los gases desechados a la atmósfera.  | 126 |
| <b>Figura 6.7</b>         | Variación del flujo de gas y del área total del intercambiador de calor en la sección de convección vs. temperatura de los gases desechados a la atmósfera.   | 126 |
| <b>Figura 6.8</b>         | Bosquejo del generador a fuego directo que se diseñó en este estudio.   | 129 |
| <b>Figura 6.9</b>         | Arreglo del quemador de flama corta.  | 130 |
| <b>Figura 6.10</b>        | Generador de la máquina Robur.  | 130 |
| <b>Figura 7.1.1(a)</b>    | Vista del haz de tubos del evaporador y preenfriador.   | 135 |
| <b>Figura 7.1.1(b)</b>    | Detalles de los tubos aletados y el corte de las mamparas.  | 135 |
| <b>Figura 7.1.1(c)</b>    | Pruebas de fugas con mecha de azufre.   | 135 |
| <b>Figura 7.1.1(d)</b>    | Vaciado de los equipos después de las pruebas de fugas.   | 135 |
| <b>Figura 7.1.1(e)</b>    | Imagen de antes de la instalación de los IC.  | 136 |
| <b>Figura 7.1.1(f)</b>    | Imagen después de la instalación de los IC.   | 136 |
| <b>Figura 7.1.1(g)</b>    | Imagen de la instalación de las tuberías de llegada y de salida del vapor de amoniaco.  | 136 |
| <b>Figura 7.1.1(h)</b>    | Imagen de la instalación de las tuberías de entrada y de salida de los IC.  | 136 |

|                             |   |     |
|-----------------------------|---|-----|
| <b>Figura 7.1.2(a)</b>      | Instalación de la bomba del subsistema del agua de retorno.   | 137 |
| <b>Figura 7.1.2(b)</b>      | Instalación del medidor de flujo y la red hidráulica.   | 137 |
| <b>Figura 7.1.2(c)</b>      | Vista del tablero eléctrico general.  | 137 |
| <b>Figura 7.1.2(d)</b>      | Vista del control de temperatura de la resistencia del subsistema del agua de retorno.  | 137 |
| <b>Figura 7.1.4(a)</b>      | Sistema de adquisición de datos y calibrador electrónico de sensores de temperatura.  | 138 |
| <b>Figura 7.1.4(b)</b>      | Calibración de los sensores de presión.   | 138 |
| <b>Figura 7.1.4(c)</b>      | Medidor de flujo y densidad tipo Coriolis.  | 139 |
| <b>Figura 7.1.4(d)</b>      | Medidor de flujos tipo Coriolis para alta temperatura.  | 139 |
| <b>Figuras 7.1.4 (e, f)</b> | Aislamiento de los IC.  | 139 |
| <b>Figuras 7.1.4 (g, h)</b> | Aislamiento de los tuberías de vapor y de agua de retorno, respectivamente.   | 140 |
| <b>Figura 7.1.5</b>         | Carga de amoniaco al sistema GAX.   | 140 |
| <b>Figura 7.2.1(a)</b>      | Vista de la resistencia eléctrica instalada.  | 143 |
| <b>Figura 7.2.1(b)</b>      | Vista de la pastilla termomagnética que controla la resistencia.  | 143 |
| <b>Figura 7.2.2 (a)</b>     | Vista de la bomba de solución.  | 143 |
| <b>Figura 7.2.2 (b)</b>     | Vista del motor del rectificador.   | 143 |
| <b>Figura 7.2.3(a)</b>      | Vista del condensador enfriado con aire.  | 144 |
| <b>Figura 7.2.3(b)</b>      | Vista del evaporador de placas.   | 144 |
| <b>Figura 7.2.5</b>         | Instalación del variador de frecuencia al motor del condensador enfriado con aire.  | 145 |
| <b>Figuras 7.2.6 (a, b)</b> | Vista de la parte superior del absorbedor después de quitarle la tapa y llenarlo con agua para inspeccionar el mojado de los tubos. | 146 |

## Lista de Tablas

|                     |   |     |
|---------------------|---|-----|
| <b>Tabla 2.1</b>    | Requerimientos de energía en los procesos industriales ( $10^{12}$ Joule/año), adaptada de Olszewsky, 1989.   | 16  |
| <b>Tabla 2.2</b>    | Perfil de la energía residual en la industria ( $10^{12}$ Joule/año), adaptada de Olszewsky, 1989.  | 16  |
| <b>Tabla 2.3</b>    | Temperaturas disponibles de las fuentes de calor residual y renovable y tecnología de absorción que podría ser aplicable.   | 31  |
| <b>Tabla 3.1</b>    | Comparación de los resultados de la experimentación vs. simulación.   | 48  |
| <b>Tabla 3.2</b>    | Comparación de los resultados del caso de diseño (Velázquez, 2002) vs. simulación   | 50  |
| <b>Tabla 4.1</b>    | Requerimientos energéticos del hospital.  | 63  |
| <b>Tabla 4.2</b>    | Generación de energía con el sistema de trigeneración planteado.  | 71  |
| <b>Tabla 4.3</b>    | Parámetros de evaluación de los sistemas de trigeneración produciendo los valores de electricidad y enfriamiento más alguno de los siguientes subproductos.   | 72  |
| <b>Tabla 5.1</b>    | Costos estimados de los equipos del sistema de trigeneración, de operación, de mantenimiento y de los ahorros (dólares constantes del 2003), realizada con datos del NREL (2003), Capstone (2006) y cálculos propios. | 83  |
| <b>Tabla 5.2</b>    | Consumo anual de energía eléctrica y de potencia en el hospital, adaptada de Herrera (2001).  | 86  |
| <b>Tabla 5.3</b>    | Parámetros de rentabilidad económica para el primer escenario.  | 97  |
| <b>Tabla 5.4</b>    | Parámetros de rentabilidad económica para el segundo escenario.   | 97  |
| <b>Tabla 6.1</b>    | Balance estequiométrico y fracción másica de los reactivos y productos de la ecuación (7).  | 108 |
| <b>Tabla 6.2</b>    | Coefficientes y constantes para las ecuaciones de la emisividad de gases, tomadas de (Baukal, 2000).  | 109 |
| <b>Tabla 6.3</b>    | Datos de entrada para ejecutar el programa en la zona de radiación.   | 119 |
| <b>Tabla 6.4</b>    | Datos de entrada para ejecutar el programa en la zona de convección.  | 120 |
| <b>Tabla 6.5(a)</b> | Resultados de las correlaciones analizadas para la zona de ebullición.  | 124 |
| <b>Tabla 6.5(b)</b> | Resultados de las correlaciones analizadas para la zona de ebullición.  | 124 |
| <b>Tabla 6.6</b>    | Resultados térmicos y geométricos obtenidos para el generador a fuego directo.  | 125 |
| <b>Tabla 6.7</b>    | Datos de entrada para ejecutar el programa en las zonas de radiación y convección.  | 128 |
| <b>Tabla 6.8</b>    | Resultados térmicos y geométricos obtenidos para el GFD.  | 128 |

## Nomenclatura

|                |  |
|----------------|--|
| a              | Coefficiente para el cálculo de la emisividad del gas (Tabla 6.2)                                      |
| A              | Anualidad, Área [m <sup>2</sup> ]  |
| AE             | Agua enfriada  |
| AEA            | Agua de enfriamiento del absorbedor  |
| AFM            | Área de flujo mínimo [m <sup>2</sup> ]   |
| AB             | Absorbedor   |
| AT             | Área total [m <sup>2</sup> ]   |
| AV             | Área de ventana [m <sup>2</sup> ]  |
| Ah             | Ahorros  |
| AHX            | Absorption heat exchange   |
| b              | Coefficiente para el cálculo de la emisividad del gas (Tabla 6.2)                                      |
| BS             | Bomba de solución  |
| c              | Coefficiente para el cálculo de la emisividad del gas (Tabla 6.2)                                      |
| C              | Capacitancia térmica   |
| Cp             | Calor específico [kJ/kg K]   |
| CA             | Compresor de aire  |
| CC             | Cámara de combustión   |
| CO             | Condensador  |
| COP            | Coefficiente de operación  |
| CPC            | concentrador parabólico compuesto  |
| CHP            | Combined heat and power  |
| D              | Diámetro [m, mm]   |
| E              | Eficiencia, energía [kJ]   |
| Ex             | Exergía [kJ] <sub>ex</sub>   |
| e <sub>x</sub> | Exergía específica [kJ/kg] <sub>ex</sub>   |
| Efl            | Efluentes  |
| EA             | Equipo de absorción  |
| EC             | Economizador   |
| EV             | Evaporador   |
| FAC            | Factor de ahorro de energía del combustible  |
| FUC            | Factor de utilización del combustible  |
| G              | Taza de crecimiento geométrico   |
| Gt             | Gastos   |
| g              | Constante de gravedad [m/s <sup>2</sup> ]  |
| GAX            | Generator absorber heat exchange   |
| GE             | Generador  |
| GFD            | Generador a fuego directo  |
| H              | Entalpia total [kJ]  |
| h              | Entalpia específica [kJ/kg], coeficiente de transferencia de calor [W/m <sup>2</sup> K]<br>Altura [mm] |
| HRSR           | Caldera del tipo recuperación de calor   |
| $\dot{i}$      | Rapidez de irreversibilidad [kW]   |
| i              | Irreversibilidad específica [kJ/kg], taza de interés   |

|                 |  |
|-----------------|--|
| IC              | Intercambiador de calor  |
| $I_{in}$        | Inversión inicial  |
| $k$             | Conductividad térmica  |
| L               | Longitud del haz de la flama, longitud [m, cm, mm]                 |
| LP              | Licuado de petróleo  |
| $\dot{m}$       | Flujo másico [kg/h, kg/s]  |
| MZ              | Mezclador  |
| MCI             | Motores de combustión interna                                      |
| MCFC            | Molten carbonate fuel cell   |
| MTG             | Microturbinas de gas   |
| N               | Número   |
| $Nu$            | Número de Nusselt  |
| NTH             | Número de tubos por hilera   |
| NHT             | Número de hilera de tubos  |
| NO <sub>x</sub> | Óxidos de nitrógeno  |
| $NTU$           | Número de unidades de transferencia                                |
| PR              | Preenfriador   |
| PRI             | Periodo de recuperación de la inversión                            |
| P               | Presión [bar]  |
| Pr              | Número de Prandtl  |
| PAFC            | Phosphoric acid fuel cell  |
| $\dot{Q}, Q$    | Rapidez de transferencia de calor [W, kW]                          |
| $\dot{q}$       | Flujo de calor [W/m <sup>2</sup> ]                                 |
| $r$             | Razón de enfriamiento a trabajo neto producido                     |
| RE              | Rectificador, Regenerador  |
| RTD             | Resistance temperature detector                                    |
| Re              | Número de Reynolds   |
| RC              | Relación de circulación, Recuperador de calor                      |
| RF              | Relación de flujo  |
| REP             | Relación de energía primaria                                       |
| S               | Entropía [kJ/K]  |
| s               | Entropía específica [kJ/ kg K], separación [mm]                    |
| SO <sub>x</sub> | Óxidos de azufre   |
| SOFC            | Solid oxid fuel cell   |
| T               | Temperatura [K, °C], Turbina                                       |
| TG              | Turbina de gas   |
| TGSC            | Temperatura de los gases desechados a la atmósfera [°C]            |
| TIR             | Tasa interna de retorno  |
| TV              | Turbina de vapor   |
| $U$             | Coefficiente global de transferencia de calor [W/m <sup>2</sup> K] |
| V               | Velocidad [m/s]  |
| VE              | Válvula de expansión   |
| VPN             | Valor presente neto  |
| VF              | Valor futuro   |

|             |  |
|-------------|--|
| $w$         | Espesor [mm]   |
| $W$         | Trabajo desarrollado [kJ]                                    |
| $\dot{W}_f$ | Rapidez de trabajo en la flecha [kW]                         |
| $X$         | Composición  |
| $x$         | Fracción molar del componente más volátil en la fase líquida |
| $y$         | Fracción molar del componente más volátil en la fase vapor   |
| $Z$         | Relación de capacitancias térmicas                           |

## Subíndices

|         |                                      |
|---------|--------------------------------------|
| $a$     | Parcial de los componentes del gas   |
| $ae$    | Agua de enfriamiento                 |
| $c$     | Crítica, calculada                   |
| $C$     | Carnot                               |
| $D$     | Diagonal                             |
| $comb.$ | Combustible                          |
| $e$     | Entrada, enfriador, exceso           |
| Eléct.  | Eléctrica                            |
| $ena$   | Ebullición nucleada de alberca       |
| $enf$   | Enfriamiento                         |
| $f$     | Física, flecha, aleta                |
| $g$     | Gas                                  |
| $ge$    | Gases de escape                      |
| $hi$    | Caliente de entrada                  |
| $ci$    | Fría de entrada                      |
| $i$     | Interno                              |
| $id$    | ideal                                |
| $I$     | Primera ley                          |
| $II$    | Segunda ley                          |
| $k$     | Año específico de vida del proyecto  |
| $l$     | Líquido                              |
| $m$     | Mezcla, materia                      |
| $mín$   | Mínimo                               |
| $max$   | Máximo                               |
| $N$     | Periodo de vida del proyecto, normal |
| $N_p$   | Neto producido                       |
| $ntp$   | Neta producida                       |
| $nts$   | Neta suministrada                    |
| $p$     | Productos, paralelo                  |
| $Q$     | Calor                                |
| $r$     | Reducida, requerida                  |
| $rad$   | Radiación                            |
| $ref$   | Refrigeración                        |
| $rev$   | Reversible                           |

|                    |                                 |
|--------------------|---------------------------------|
| sc                 | Superficie de control           |
| s                  | Salida, superficial, superficie |
| sat                | saturación                      |
| satm               | Saturación de la mezcla         |
| sobcal             | Sobrecalentador                 |
| t                  | Tubos                           |
| Tm                 | Temperatura media [°C]          |
| <i>térm.U</i>      | Térmica útil                    |
| <i>térm.planta</i> | Térmica de la planta.           |
| <i>térm+aux</i>    | Térmico más auxiliares          |
| v                  | Vapor                           |
| w                  | Pared                           |
| 0                  | Estado del medio ambiente       |

### Superíndices

|   |                                     |
|---|-------------------------------------|
| N | Periodo de vida del proyecto        |
| k | Año específico de vida del proyecto |
| H | Renglones                           |
| V | Columnas                            |

### Letras Griegas

|               |   |
|---------------|---|
| $\Delta$      | Cambio finito en una propiedad                                  |
| $\rho$        | Densidad [kg/m <sup>3</sup> ]                                   |
| $\varepsilon$ | Efectividad exérgica, emisividad                                |
| $\alpha$      | Absortividad  |
| $\theta$      | Factor de Carnot  |
| $\eta$        | Eficiencia  |
| $\Gamma$      | Rapidez de flujo másico por unidad periférica del tubo [kg/s m] |
| $\mu$         | Viscosidad dinámica [kg/s m]                                    |
| $\nu$         | Viscosidad cinemática [m <sup>2</sup> /s]                       |

## Resumen

El principal interés para estudiar el ciclo de absorción avanzado GAX, operado con fuentes de calor residual y renovable, se debe a la necesidad que se tiene de conocer el desempeño de este equipo acoplado a sistemas integrales de energía como los de cogeneración y de trigeneración.

Uno de los objetivos principales en este estudio fue terminar la construcción del prototipo experimental GAX (PEG), para conocer su desempeño a diferentes condiciones de operación. Por lo tanto, en este proyecto se estudió el sistema GAX teórica y experimentalmente.

Se desarrolló un modelo de simulación del sistema GAX usando el simulador de procesos Aspen Plus. Este modelo de simulación se pudo ajustar y validar con los datos obtenidos experimentalmente con el PEG. El modelo de simulación fue muy útil para conocer los flujos de: agua a enfriar, agua de enfriamiento, aceite térmico y refrigerante; que se producirían o requerirían el PEG al trabajar a condiciones diferentes de las de diseño, es decir, a carga parcial.

Otro de los objetivos principales en este estudio fue analizar el desempeño del sistema GAX acoplado a un sistema de trigeneración. El estudio se inició analizando varias fuentes de calor residual y renovable, para conocer sus niveles de temperatura, composición y presión disponible y seleccionar las que fueran factibles de operar el sistema GAX. Aunque varias de las fuentes de calor analizadas resultaron ser factibles para operar el GAX, para el análisis del sistema de trigeneración se seleccionó el calor de desecho de microturbinas de gas (MTG) debido a que se pudo caracterizar una de estas unidades en el CREVER de Tarragona, España y se contaba con datos experimentales. Se desarrolló un modelo de simulación de una MTG y fue validado con estos datos. Los modelos de simulación del GAX y de la MTG se integraron para formar el modelo de simulación del sistema de trigeneración. Se seleccionó un hospital para analizar la factibilidad de instalar el sistema de trigeneración y producir simultáneamente la energía requerida. Se calcularon parámetros basados en la primera y la segunda ley de la termodinámica para medir la eficiencia del sistema de trigeneración, los cuales fueron buenos indicadores para mostrar el potencial de estos proyectos en los sectores donde se requiere electricidad, calefacción y enfriamiento de manera simultánea.

Para complementar el análisis térmico se realizó también un análisis económico al sistema de trigeneración aplicado al hospital. Se compararon cuatro modelos de MTG y se propusieron dos escenarios para los precios de los energéticos. El gas LP y el gas natural fueron los combustibles propuestos para la operación de las MTG. Los resultados económicos mostraron que el gas LP no es una buena opción para operar las MTG, porque su precio de compra es muy alto y el proyecto no generaría ganancias. Sin embargo, usando gas natural, se lograron buenos resultados económicos.

Se diseñó también un generador a fuego directo (GFD) para conocer el desempeño del PEG operado de esta manera. El diseño del GFD se realizó usando el lenguaje de programación FORTRAN 90. El diseño del GFD es factible de construir; sin embargo, esta actividad se programó para una etapa futura.

El análisis realizado en esta tesis mostró el potencial de usar sistemas integrales de energía para producir, con una misma cantidad de combustible, la electricidad, el calentamiento y el enfriamiento requerido en los sectores de servicio como los hospitales, reduciendo con ésto el consumo de combustibles fósiles y por lo tanto, la disminución de contaminantes en la atmósfera.

## Abstract

The main interest to study the advanced cycle of absorption GAX, driven with waste and renewable heat sources, obeys to the necessity to know the performance of this equipment coupled to integral energy systems as cogeneration and trigeneration.

One of the main objectives of this study was to conclude the building of the experimental GAX prototype (EGP) and characterize its performance at different operating conditions. Therefore, in this project the GAX system was theoretically and experimentally analyzed.

A simulation model of GAX system was carried out with the Aspen Plus process simulator. This simulation model was adjusted and validated with the experimental results obtained with the EGP. The simulation model was an useful tool to predict the flows of chilled water, thermal oil, cooling water and refrigerant used when the GEP was operated to partial load.

Another of the main objectives was to analyze the performance of the GAX system coupled to a trigeneration system. In this study several residual and renewable heat sources were analyzed in order to know its temperature levels, composition and available pressure in order to select that this could be feasible to operate the GAX system. Although several of the analyzed heat sources were feasible to operate the GAX system, for the analysis of the trigeneration system the waste heat of micro gas turbine (MGT) was selected because a MGT of 30 kWe was characterized at CREVER in Tarragona, Spain. Therefore, experimental data were available and a simulation model of the MGT was developed and validated with these data. Both MGT and GAX simulation models were integrated in order to obtain a trigeneration system model. A hospital was selected to analyze the feasibility of integration of a trigeneration system and simultaneously to produce the required energy. Parameters based on the first and second law of the thermodynamics were calculated to measure the efficiency of the trigeneration system, which were good indicators to show the potential of these projects in the sectors where power, heating and cooling are required simultaneously.

In order to complement the thermal analysis of the trigeneration system applied to the hospital an economic analysis was carried out. Four MGT models were compared and two energy cost scenarios were proposed. LP gas and natural gas were the fuels proposed to operate the MGT. The economic results showed that the LP gas was not a good option to drive the MGT because the price of purchase is very high and there are no economic gains. However, the use natural gas to drive the MGT in the trigeneration system shows good economic results.

In order to know the performance of the direct fired EGP a new generator was designed. FORTRAN 90 was used to model the direct fire generator. The obtained design could be feasible to construct; however, this activity was programmed for a further study.

The analysis made in this thesis showed the potential of to use integrals energy system to produce, with a same quantity of fuel, the power, heating and cooling required in some sectors such as hospitals, reducing the consumption of fossil fuels and therefore, the reduction of polluting agents to the atmosphere.

## Capítulo I

### Introducción

#### I.1 Antecedentes

Las bombas de calor son una realidad tecnológica que se está utilizando en varios sectores como: el industrial, el comercial, el de servicio y el residencial. En el sector industrial las bombas de calor se usan comúnmente para revalorizar una corriente de calor residual de algún proceso, es decir, a la bomba de calor se le suministra una corriente de proceso a una temperatura mediana y ésta devuelve una fracción de la corriente a una temperatura mayor, útil para algún proceso, mientras que la fracción complementaria se degrada en el ambiente. Estas bombas de calor son comúnmente del tipo de compresión mecánica de vapor o de absorción. Diversas aplicaciones teóricas y experimentales han mostrado el potencial de estos equipos en industrias como la del acero (**Boer, 2000**), la alimenticia y química (**Scharfe, 2000**), petroquímica (**Haenggi y Esteve, 2000; Rivero, 2002; Rivera et al., 2003**) y aplicaciones industriales de mediana temperatura (**Barragán et al., 1998; Rivera et al., 1999; Rivera-Ortega et al. 1999**), entre otros.

En los sectores comercial, de servicio y residencial, las bombas de calor se podrían utilizar para generar refrigeración, enfriamiento o enfriamiento y agua caliente simultáneamente operando con fuego directo (**página web, robur**) o con el calor de desecho que se recupera de los equipos primarios como las turbinas de gas, microturbinas de gas, motores Stirling o motores de combustión interna, formando sistemas de cogeneración o trigeneración. Algunas aplicaciones teóricas y experimentales han mostrado su potencial en supermercados (**Maidment y Tozer, 2002**), edificios como: universidades, hospitales, hoteles, aeropuertos (**Krüger et al., 2002; Ellis y Gunes, 2002; Marantan et al., 2002; Dincer et al., 2004; Cardona et al. 2006**), por mencionar algunos. En el capítulo IV de esta tesis se da información más detallada al respecto.

Las bombas de calor se podrían operar también con energía renovable como la solar y la geotérmica. Las investigaciones teóricas y experimentales han mostrado la factibilidad en aplicaciones de enfriamiento y refrigeración, p. ej., **Best et al., 1986; Best et al. 1990, Frías et al. 1991; Antonopoulos y Rogdakis, 1996; Erhard y Hahne, 1997; Best y Ortega, 1999; Kanoglu, M. y Cengel, 1999; Gordon y Choon, 2000; Kececiler et al., 2000; Syed et al., 2002; Velázquez, 2002; Velázquez et al. 2005; Rivera (2006)**. Entre otros como se detalla en el capítulo II de esta tesis.

Las bombas de calor se pueden utilizar para enfriamiento o calentamiento. **Herold et al. (1996)** clasifican a las bombas de calor por absorción que se usan para enfriamiento como del Tipo I y a las que se usan para calentamiento como del Tipo II. Este estudio se enfocó en el tipo I de las bombas de calor, comúnmente denominados enfriadores de absorción (absorption chillers), cuya función es enfriar agua en un rango de 5°C-8°C, la cual es enviada por tuberías a los intercambiadores de calor (fan and coil) ubicados en los recintos donde se desee aclimatar (enfriar a una temperatura de confort) el ambiente. Existen varios tipos de enfriadores de absorción los cuales se clasifican por la mezcla de fluidos de trabajo

que usan o por las etapas de funcionamiento. Las mezclas de fluidos que comúnmente usan los equipos de absorción son: agua-bromuro de litio y amoníaco-agua. En este estudio se analizó de forma teórica y experimental un sistema de absorción avanzado, que usa la mezcla amoníaco-agua como fluido de trabajo, denominado GAX (por sus siglas en Inglés, **Generator Absorber heat eXchange cycle heat pump**).

El ciclo GAX fue concebido termodinámicamente en 1913 por el Ingeniero Alemán Altenkirch (**Herold et al., 1996**); sin embargo, no fue sino hasta principios de 1980 cuando en Estados Unidos se construyó el primer prototipo operado con gas natural. En los sistemas de absorción GAX se tiene como prioridad la integración energética interna con la cual se obtiene el mayor desempeño energético del ciclo, operando con temperaturas de generación del orden de 220°C.

Los equipos de absorción GAX son fuertes candidatos para reemplazar a los equipos de aire acondicionado por compresión mecánica de vapor, en los sectores residencial, comercial y de servicio, debido a que pueden ser operados con fuego directo, con calor residual, o con energía solar, disminuyendo considerablemente los altos costos por facturación eléctrica que se pagan al usar los sistemas convencionales. Sin embargo, el uso de equipos de absorción en estos sectores es muy poco aún debido a que los precios de los equipos de absorción es casi del doble que los convencionales, como se analiza detalladamente en el capítulo V de esta tesis.

En las últimas dos décadas se han realizados valiosas aportaciones para mejorar el desempeño del ciclo GAX:

El Branched GAX (BGAX) (**Herold et al., 1996**), el cual difiere del ciclo GAX en que tiene una bomba adicional entre el absorbedor y el generador. Lo que se pretende con este arreglo es tener mayor integración energética, es decir, recuperar más calor del absorbedor y suministrarlo al generador a través de un aumento del flujo entre estos equipos. Esta configuración es mejor termodinámicamente, porque aumenta el COP al disminuir el suministro de energía primaria en el generador. Teóricamente se estima que se suministra 20% más de calor del absorbedor al generador, lo que se traduce en un incremento del COP de entre 1 a 5% sobre el ciclo GAX.

El Vapor Exchange GAX (VX GAX) (**Rane y Erickson, 1993**), que difiere del ciclo GAX en que se coloca un generador y un absorbedor a un nivel de presión intermedia para disminuir las pérdidas de exergía en el absorbedor y el rectificador y alcanzar un mayor COP.

El Waste GAX (WGAX) (**Kang et al., 1999**), conserva los mismos elementos del ciclo GAX convencional, pero la parte del generador la divide para que una parte sea inducida por calor residual, lo cual representa una disminución en el consumo de energía primaria, que se traduce en ahorro económico.

El Hybrid GAX (HGAX) (**Kang et al., 2004**), es un ciclo híbrido que combina el sistema de absorción y compresión.

Recientes investigaciones como las de **Velázquez y Best (2002)** y **Velázquez (2002)**, quien diseñó e inició la construcción de un sistema GAX híbrido, propone el uso de aceite térmico calentado con energía solar y gases de la combustión del gas natural, para operar el generador. Este equipo se encuentra en las instalaciones del Centro de Investigación en Energía de la UNAM (CIE). Actualmente está en etapa de pruebas y se están analizando cada uno de sus componentes, de modo que conduzcan a obtener el mejor desempeño del ciclo. Este sistema se tomó como base para el estudio que se propone a continuación.

## **I.2 Planteamiento del problema**

La producción de frío, tanto para el acondicionamiento de espacios como para la conservación de alimentos, es una actividad que pasó de ser un lujo a una necesidad. Las altas temperaturas que se han registrado en los últimos años, debido al efecto invernadero, han provocado una mayor demanda en la producción de frío. El costo que se paga por facturación eléctrica, por operar los sistemas de refrigeración y aire acondicionado por compresión mecánica, es muy elevado. Por tal motivo, en las últimas décadas la investigación a nivel mundial, en el ámbito termodinámico y energético, ha sido orientada con miras a los antiguos sistemas de refrigeración por absorción, los cuales fueron desplazados casi totalmente por la llegada de los sistemas por compresión mecánica. Sin embargo, debido a la alta demanda de energía eléctrica de los sistemas de compresión y a que usan refrigerantes fluorocarbonados, que contribuyen al deterioro de la capa de ozono y al calentamiento global de la atmósfera, se están diseñando, construyendo y probando sistemas de refrigeración y aire acondicionado basados en la antigua tecnología de absorción, pero con mejores equipos y dispositivos térmicos que los convierten en sistemas de absorción avanzados, los cuales alcanzan un mayor coeficiente de operación (COP) que los convencionales. Entre estos sistemas avanzados de absorción se puede mencionar al GAX.

## **I.3 Justificación**

Con base en la revisión bibliográfica que se realizó, se estudiaron sistemas de absorción acoplados a equipos primarios o fuentes renovables de energía; sin embargo, la mayoría de estos estudios tratan con sistemas de absorción de agua-bromuro de litio y muy pocos con sistemas avanzados como el GAX. Por lo tanto, el principal interés para estudiar el ciclo de absorción GAX operando con fuentes de calor residual y renovable es debido a la necesidad que se tiene de conocer el desempeño de este equipo en sistemas integrales de energía como cogeneración y trigeneración aplicados a sectores donde se tiene una demanda constante de energía como los hospitales. Además de conocer el desempeño global del sistema y la viabilidad económica que se tendría al instalar uno de estos sistemas integrales de energía, con el objetivo de reducir el consumo de energía primaria.

## **I.4 Objetivos**

### **I.4.1 Objetivos principales**

- Terminar la construcción del sistema GAX en el CIE-UNAM, para iniciar la experimentación y la caracterización del sistema.
- Investigar, con base en la evaluación técnica, el desempeño del sistema GAX acoplado a equipos primarios para formar sistemas de trigeneración y a través de la evaluación económica, analizar la configuración que pudiera ser factible de realizarse o integrarse en el sector de servicio, a decir, un hospital.

### **I.4.2 Objetivos específicos**

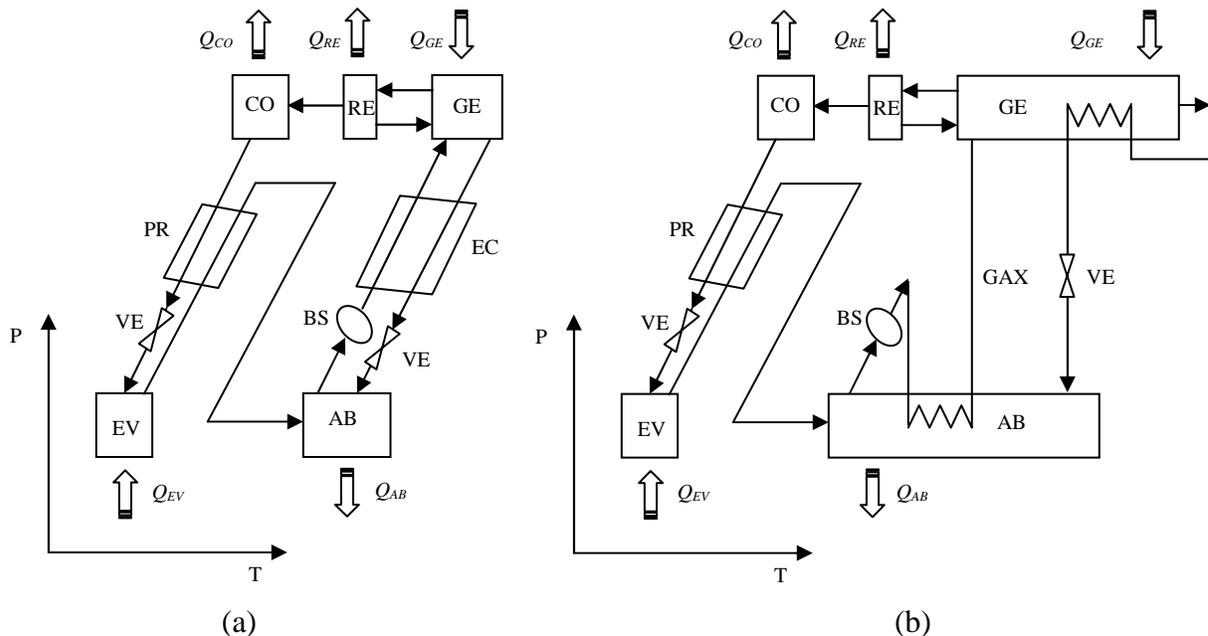
- Investigar datos de temperatura, presión, composición y flujo, de las fuentes comunes de calor residual y renovable, para saber cuáles podrían ser factibles para operar el sistema de absorción GAX.
- Simular el ciclo de absorción GAX, para conocer el desempeño del equipo a diferentes condiciones de operación.
- Simular el sistema integral de energía: cogeneración o trigeneración.
- Investigar, con base en la simulación y la experimentación, el desempeño del sistema de GAX, al operar con fuentes de calor residual y renovable; para decidir cuál configuración proporciona el mayor coeficiente de operación (COP) y la mayor eficiencia exérgica.
- Diseñar el sistema de generación a fuego directo para operar el GAX con gas LP o de forma híbrida con energía solar.

### **I.5 Comparación del ciclo de refrigeración por absorción básico con el ciclo de refrigeración por absorción avanzado GAX.**

Un sistema de refrigeración por absorción amoníaco-agua de simple efecto básico consta de un generador (GE), un rectificador (RE) y un condensador (CO) que se encuentran en la zona de alta presión, un absorbedor (AB) y un evaporador (EV) que se encuentran en la zona de baja presión, una bomba de solución (BS) y dos válvulas de expansión (VE). Además se pueden instalar un economizador (EC) y un preenfriador (PR) para mejorar el desempeño del ciclo como se muestra en la Fig. 1 (a). En estos sistemas el refrigerante es el amoníaco y el absorbente es el agua.

El ciclo GAX conserva los elementos esenciales de un ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto: GE, RE, CO, AB, EV, BS, VE y PR, pero lo que lo distingue de este ciclo básico es la recuperación interna de calor, es decir, parte del calor del absorbedor se suministra en el generador, lo que conduce a disminuir el suministro de

energía térmica en el generador, aumentando así el COP del sistema. Para lograr este efecto es necesario adicionar al sistema un par de intercambiadores de calor, más una bomba si se utiliza un lazo hidrónico para la transferencia de calor. En las Figuras 1 (a) y (b) se muestra la comparación esquemática de un sistema de absorción de simple efecto y del sistema GAX.



**Figura 1.1. (a) Ciclo de refrigeración por absorción amoníaco-agua de simple efecto, (b) Ciclo GAX.**

En el prototipo GAX del CIE, el rectificador está incorporado al generador formando la columna generador–rectificador (GE-RE) y la sección más fría del generador (GAX) se integra al absorbedor para formar la columna Absorbedor-GAX (AB-GAX) (Velázquez, 2002), como se aprecia en la Figura 2.

El GE y el AB son divididos en secciones, para obtener una mayor integración energética interna y de esta manera disminuir los requerimientos de calentamiento externo en el GE y de enfriamiento externo en el AB.

Los sistemas de absorción, básicos y avanzados, también requieren de un sistema de enfriamiento externo el cual puede ser suministrado por una torre de enfriamiento; sin embargo, éstas tienen los inconvenientes de los altos costos de instalación, operación y mantenimiento y de requerir de mucho espacio para su instalación. También se ha detectado que las torres de enfriamiento propician el desarrollo de bacterias patógenas, como la Legionela, debido a la formación de “lama” donde se reproducen y después pueden ponerse en circulación y dispersarse en forma de neblina hacia el ambiente exterior y hacia los pulmones de los desafortunados humanos que las inhalen; causando graves problemas de salud (Ishimatsu et al., 2001; página web, biotech). Por esta causa las torres de

enfriamiento no deben instalarse en lugares públicos como hospitales, aeropuertos, etc. Por todas estas razones se ha implementado la tecnología de tubos aletados en el diseño del condensador y absorbedor, **Gómez (2002), Gómez et al. (2003)**, en los cuales la remoción de calor es por medio de aire, lo cual soluciona los problemas de la torre de enfriamiento y además ayuda a reducir el tamaño de los sistemas de absorción; pagando un pequeño costo en la reducción de la eficiencia del sistema, como lo han mostrado experimentalmente **Gómez et al. (2004-a, 2004-b, 2005)**.

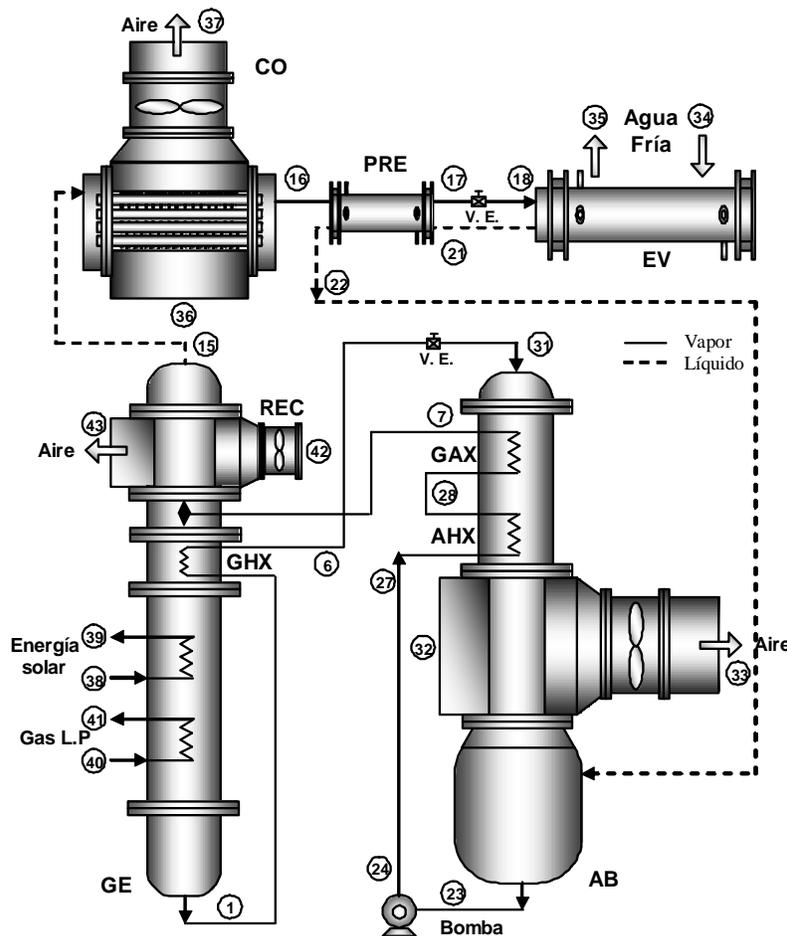


Figura 1.2. Esquema del sistema GAX, Gómez, 2002.

## I.6 Descripción operativa del ciclo GAX

Para explicar la operación del sistema GAX, se utilizará la Figura 2. El vapor de amoníaco refrigerante que sale del rectificador (15), es de alta pureza (99.39%), sobrecalentado a la presión alta del sistema. El refrigerante al ser enfriado en el condensador se licua y sale como líquido saturado (16); luego es subenfriado en el preenfriador (17) y posteriormente es estrangulado a través de la válvula de expansión, dando como resultado un fluido frío (18) en dos fases (vapor-líquido). El refrigerante entra al evaporador, donde recibe calor del agua a enfriar y termina de evaporarse, produciendo el efecto frigorífico deseado y sale en forma de vapor saturado o recalentado (21) o en algunos casos con un poco de líquido, este líquido que es en mayor proporción agua, se termina de evaporar en el preenfriador (22). Este vapor entra después a la columna AB-GAX por la parte inferior, donde es y absorbido y condensado por medio de la solución acuosa caliente que viene del GE. Este proceso de absorción provoca una reacción exotérmica; una parte del calor generado por la reacción es recuperado internamente y la otra parte debe ser retirada de la columna para mantener la 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. La solución de amoníaco concentrada que sale de la columna AB-GAX (23), entra a la bomba, para incrementar su presión (24). Luego se introduce a la sección AHX del AB, donde enfría o recibe calor del absorbedor (28), después 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 liberación de amoníaco y sale como una mezcla vapor-líquido (7). La mezcla de dos fases a alta presión, entra en la cámara de separación de la columna GE-RE, en donde la parte líquida se incorpora al vapor condensado proveniente del RE y entran al GE, para terminar de extraer el amoníaco de la solución. La solución diluida, con alta temperatura, sale por el fondo de la columna GE-RE (1) y entra después a la sección GHX del GE, donde cede calor y reduce su temperatura (6), luego reduce su presión al pasar por la válvula de expansión de la solución (31). La solución diluida todavía caliente entra a la columna AB-GAX por la parte superior, en donde se pone en contacto en contra corriente con el vapor de amoníaco a absorber. En el GE, la corriente de vapor ascendente, sale de la cámara de separación y entra al RE en donde se le retira calor y como se trata de un vapor saturado, se condensa parcialmente y en mayor proporción el componente más pesado (agua), de esta forma se realiza la purificación del flujo de vapor, produciendo amoníaco de alta pureza (15), completando el ciclo.

## I.7 Estructura de la tesis

En el capítulo I, **Introducción**, se muestran los antecedentes de los sistemas de refrigeración por absorción, así como de los sistemas de absorción avanzados. Se plantea el problema que existe respecto a la creciente demanda de la energía eléctrica para operar los sistemas de refrigeración mecánicos. Se propone, a manera de justificación, la propuesta de solución y se mencionan los objetivos que se plantearon para el desarrollo de la presente tesis. Se comparan el sistema de absorción básico con el sistema de absorción avanzado GAX, y se da una descripción detallada de la operación del sistema GAX. Por último se da un breve resumen de lo que trata cada uno de los capítulos que conforman la tesis.

En el capítulo II, **Análisis de fuentes de calor residual y renovable**, se analizaron las fuentes de calor residual y algunas renovables que podrían ser factibles para la correcta operación del sistema GAX. Se mencionan los principales sectores donde se desecha calor residual, se tabulan los flujos y temperaturas promedio de las corrientes de las fuentes de calor. También se analizaron las principales tecnologías para la recuperación de este calor. Respecto a las fuentes de calor renovable se estudiaron: la geotérmica, la solar y la biomasa y se da un antecedente de los proyectos de enfriamiento y refrigeración que se han desarrollado usando estas fuentes de calor. Por último se resume de manera tabulada las temperaturas promedios de las fuentes de calor analizadas y se menciona la tecnología de enfriamiento y refrigeración solar que podrían ser operadas con estas fuentes

En el capítulo III, **Modelo de simulación del sistema de enfriamiento por absorción GAX**, se muestran los antecedentes de la simulación de ciclos de absorción, se analiza la evolución de los modelos matemáticos y de simulación hasta ser integrados en programas modulares que permiten, de forma amigable la simulación de estos ciclos. Se da una introducción del software usado para la simulación del GAX en este trabajo, así como un breve análisis de los fluidos que se usan en la simulación para justificar las ecuaciones de estado seleccionadas para la obtención de las propiedades termodinámicas. Se describe como se modeló cada componente del ciclo y finalmente se presenta de forma tabulada los resultados de la simulación y se validan con los resultados obtenidos experimentalmente.

En el capítulo IV, **Sistemas de trigeneración**, se plantea la situación energética que existe actualmente en el sector comercial y de servicio. Se define y se dan los antecedentes de la trigeneración, la cual se plantea como la tecnología más eficiente, para la producción simultánea de energía eléctrica, térmica, enfriamiento o refrigeración. Se establecen los parámetros de evaluación de los sistemas de trigeneración con base en la primera y segunda ley de la termodinámica. Se evalúan dos casos y se presentan los resultados obtenidos.

En el capítulo V, **Evaluación económica de sistemas de trigeneración**, se evalúa la viabilidad económica del sistema de trigeneración analizado en el capítulo IV. Se calcularon los parámetros más comunes para conocer la rentabilidad de un proyecto como son: valor presente neto, valor futuro, anualidades, tasa interna de retorno y periodo de recuperación de la inversión. Se consideraron dos escenarios del precio de los energéticos y se evaluaron dos combustibles para operar las MTG, a decir, gas LP y gas natural. Los resultados mostraron la factibilidad de instalar este tipo de sistemas de trigeneración en el sector de servicio como el hospital en estudio.

En el capítulo VI, **Diseño del sistema de generación a fuego directo**, se presenta la metodología de diseño de un generador a fuego directo, para la operación del prototipo experimental GAX, el cual opera actualmente con aceite térmico. El diseño contempla el uso y programación, en Fortran 90, de las ecuaciones y correlaciones básicas de transferencia de calor, para la zona de radiación, ebullición y convección. Dos casos fueron evaluados: el caso de diseño y un nuevo caso el que se plantea una nueva propuesta de operación del GAX con generador a fuego directo. Se presentan y se discuten los resultados para ambos casos y se mencionan las estrategias a seguir para lograr un diseño compacto y eficiente del generador a fuego directo.

En el capítulo VII, **Instalación, puesta a punto y experimentación con el sistema GAX operado con aceite térmico**, se reportan las actividades y procedimiento de instalación, instrumentación, puesta a punto y operación del sistema GAX. Se reportan los resultados obtenidos durante la primera etapa de las pruebas experimentales y las anomalías encontradas que evitaron alcanzar las condiciones de operación de diseño. Se reportan los cambios realizados al sistema GAX y los resultados obtenidos durante la segunda etapa de las pruebas experimentales.

Finalmente se da una conclusión general de los resultados obtenidos en cada uno de los capítulos de la tesis, así como las recomendaciones que se deberán seguir para alcanzar las condiciones óptimas y de diseño en el prototipo experimental GAX. También se sugieren los trabajos que podrían ser continuación del estudio desarrollado en esta tesis.

## Referencias

**Antonopoulos, K. A. y Rogdakis, E. D. (1996).** Performance of solar-driven Ammonia-Lithium Nitrate and Ammonia-Sodium Thiocyanate absorption system operating as coolers or heat pumps in Athens, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 16, No. 2, pp. 127-147.

**Best, R., Heard, C. L., Fernández, H., Siqueiros, J. (1986).** Developments in geothermal energy in Mexico-part five: The commissioning of an Ammonia/Water absorption cooler operating on low enthalpy geothermal energy, *Heat Recovery Systems*, Vol. 6, No. 3, pp. 209-216.

**Best, R., Heard, C. L., Peña, P., Fernández, H., Holland, F. A. (1990).** Developments in geothermal energy in Mexico-part twenty-six: Experimental assessment of an ammonia/Water absorption cooler operating on low enthalpy geothermal energy, *Heat Recovery Systems & CHP*, Vol. 10, No. 1, pp. 61-70.

**Best, R., Ortega, N. (1999).** Solar refrigeration and cooling, *Renewable Energy*, Vol. 16, pp. 685-690.

**Barragán, R.M., Arellano, V.M., Heard, C.L., Best, R. (1998).** Experimental performance of ternary solutions in an absorption heat transformer. *International of Energy Research*, Vol. 22, No. 1, pp. 73-83.

**Boer, D. (2000).** Aplicación del transformador de calor a la recuperación de calor en: industrial del acero, incineradoras de residuos urbanos. En: jornadas técnicas, aplicaciones industriales de las bombas de calor, CREVER 19 y 20 de diciembre.

**Cardona E., Piacentino, A. y Cardona, F. (2006).** Energy saving in airports by trigeneration. Part I: Assessing economic and technical potential. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, No. 14-15, pp. 1427-1436.

**Dincer, I., Hussain, M.M., Al-Zaharnah, I. (2004).** Energy and exergy in public and private sector of Saudi Arabia. *Energy Policy*, Vol. 32, No. 14, pp. 1615-1624.

**Ellis, M. W. y Gunes, M. B. (2002).** Status of fuel cell systems for combined heat and power applications in buildings, *ASHRAE Transactions*, Vol. 1, No. 108, parte 1, pp. 1033-1044.

**Erhard, A. y Hahne, E. (1997).** Test and simulation of a solar-powered absorption cooling machine, *Solar Energy*, Vol. 59, Nos. 4-6, pp. 155-162.

**Frías, J. L., Siqueiros, J., Fernández, H., García, A., Holland, F. A., (1991).** Developments in geothermal energy in Mexico-part thirty-six: The commissioning of Heat Pump assisted brine purification system. *Heat Recovery Systems & CHP*, Vol. 11, No. 4, pp. 297-310.

**Gómez, V.H., (2002).** Modelado, simulación y diseño de dos intercambiadores de calor con cambio de fase, empleando superficies extendidas. Tesis de maestría, Centro de Investigación en Energía, Universidad Nacional Autónoma de México.

**Gómez, V.H., García-Valladares, O, Best, R. (2003).** Análisis y selección intercambiadores de calor compactos para sistemas de refrigeración solar. En: XXVII Congreso Nacional de Energía Solar, Chihuahua, Chihuahua, México.

**Gómez, V.H., Vidal, A., García, C., García-Valadares, O., Best, R., Hernández, J., Velázquez, N. (2004-a).** Análisis teórico-experimental de un ciclo de refrigeración por absorción avanzado GAX, operado con energía solar. En: XII congreso Ibérico y VII congreso Iberoamericano de energía solar, Vigo, Galicia, España, 14-18 de septiembre, pp. 555-560.

**Gómez, V.H., Vidal, A., García, C., García-Valadares, O., Best, R., Velázquez, N. (2004-b).** Análisis teórico-experimental de un ciclo de refrigeración por absorción avanzado GAX, operado a carga parcial y asistido con energía solar. En: ISES Latin America Regional Conference & Congreso Mundial de Energía Renovable, Guanajuato, México, 8-12 Noviembre, CD paper SSDA 10-04

**Gómez, V.H., Vidal, A., García, C., García-Valadares, O., Best, R., Hernández, J., Velázquez, N. (2005).** Evaluation of an indirect-fired gas cycle cooling system. En: International Sorption Heat Pump Conference, 22-24 June.

**Gordon, J. y Choon K. (2000).** High-Efficiency solar cooling, Solar Energy, Vol. 68, No. 1, pp. 23-31.

**Haenggi, D. y Esteve, J. C. (2000).** Heat pump technology and heat integration in relation to distillation. En: jornadas técnicas, aplicaciones industriales de las bombas de calor, CREVER 19 y 20 de diciembre.

**Herold, K.E., Radermacher, R., Klein, S.A. (1996).** Absorption Chillers and Heat Pumps, pp. 224. Ed. CRC Press, Inc., Florida, USA.

**Ishimatsu, S., Miyamoto, H., Hori, H., Tanaka, I., Yoshida, S.I. (2001).** Sampling and detection of legionella pneumophila aerosols generated from an industrial cooling tower. Ann. occup. Hyg., Vol. 45, No. 6, pp. 421-427.

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

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

**Kanoglu, M. y Cengel, Y. A. (1999).** Economic evaluation of geothermal power generation, heating and cooling, Energy, Vol. 24, pp. 501-509.

**Kececiler, A., Acar, H. I., Dogan, A. (2000).** Thermodynamic analysis of the absorption refrigeration system with geothermal energy: an experimental study, *Energy Conversion & Management*, Vol. 41, pp. 37-48.

**Krüger, D., Pitz-Paal, R., Lokurlu, A., Rcharts, F. (2002).** Solar cooling and heating with parabolic trough collectors for a hotel in the Mediterranean. In: 11<sup>th</sup> SolarPACES international Symposium on Concentrated Solar Power and Chemical Energy Technologies, Zurich, Switzerland, pp 83-87.

**Maidment, G.G. y Tozer, R.M. (2002).** Combined cooling heat and power in supermarkets. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 22, No. 6, pp. 653-665.

**Marantan, A., Popovic, P. y Radermacher, R. (2002).** The Potential of CHP Technology in Commercial Buildings-Characterizing the CHP Demonstration Building, *ASHRAE Transactions*, Vol. 108, Part I, pp. 1025-1031.

**Rane, M.V. and Erickson D.C. (1993).** Advanced Absorption Cycle: Vapor Exchange GAX, *AES-Vol. 31, International Absorption Heat Pump Conference ASME*, pp. 25-32.

**Rivera, C. O. (2006).** Simulación, diseño y evaluación de un refrigerador solar intermitente usando un CPC como generador-absorbedor. Tesis Doctoral, Centro de investigación en Energía de la UNAM, Temixco, Morelos.

**Rivera, W., Romero, R.J., Best, A., Heard, C.L. (1999).** Experimental evaluation of a single-stage heat transformer operating with the water/Carrol<sup>TM</sup> mixture. *Energy*, Vol. 24, No. 4, pp. 317-326.

**Rivera, W., Cerezo, J., Rivero, R., Cervantes, J., Best, R. (2003).** Single stage and double absorption heat transformers used to recover energy in distillation column of butane and pentane. *International of Energy Research*, Vol. 27, No. 14, pp. 1279-1292.

**Rivera-Ortega, P., Picón-Nuñez, M., Torres-Reyes, E., Gallegos-Muñoz, A. (1999).** Thermal Integration of heat pumping system in distillation columns. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 19, No. 8, pp. 819-829.

**Rivero, R. (2002).** Application of the exergy concept in the petroleum refining and petrochemical industry. *Energy Conversion and Management*. Vol. 43, No. 9-12, pp. 1199-1220.

**Scharfe, J. (2000).** Absorption and steam ejector heat pumps applications in: food industry: grape most concentration, fuel cell, chemical industry. En: jornadas técnicas, aplicaciones industriales de las bombas de calor, CREVER 19 y 20 de diciembre.

**Syed, A., Maidment, G. G., Missenden, J. F., Tozer, R. M. (2002).** An efficiency comparison of solar cooling schemes, *ASHRAE Transactions*, Vol. 1, No. 108, part 1, pp. 877-886.

**Velázquez, N. (2002).** Estudio de sistemas de absorción avanzados para operar con gas natural asistido por energía solar. Tesis Doctoral, Universidad Nacional Autónoma de México, México, D.F., pp. 88-106.

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

**Velázquez, N., Luna, A., García, J. (2005),** Enfriamiento Termosolar: Revisión de la tecnología, Memoria de la XXIX Semana Nacional de Energía Solar, 3-7 de octubre, Tuxtla Gutiérrez, Chiapas, pp. 295-301.

### **Páginas Web**

[http://www.robur.com/home\\_eng.jsp](http://www.robur.com/home_eng.jsp)

<http://www.biotechintl.com/INSTRUCTIVO%2520DEL%2520ANALIZADOR%2520BioTech%2520HMB%2520PARA%2520BACTERIAS%2520EN%2520AGUAS%2520DE%2520ENFRIAMIENTO.html>

## Capítulo II

### Análisis de las fuentes de calor residual y renovable

En este capítulo se analizaron las fuentes de calor residual y algunas renovables que podrían ser factibles para la correcta operación del sistema GAX. Se mencionan los principales sectores donde se desecha calor residual, se tabulan los flujos y temperaturas promedio de las corrientes de las fuentes de calor. También se analizaron las principales tecnologías para la recuperación de este calor. Respecto a las fuentes de calor renovable se estudiaron: la geotérmica, la solar y la biomasa y se da un antecedente de los proyectos de enfriamiento y refrigeración que se han desarrollado usando estas fuentes de calor. Por último se resume de manera tabulada las temperaturas promedios de las fuentes de calor analizadas y se mencionan las tecnologías de enfriamiento y refrigeración solar que podrían ser operadas con estas fuentes.

#### II.1 Calor residual industrial

Debido al incremento en los costos de los combustibles y a la eminente escasez del petróleo y gas natural, las técnicas de ahorro de energía tales como la recuperación y utilización de calor de desecho están siendo cada vez más comunes en aplicaciones industriales.

El calor residual del sector industrial puede existir en forma líquida o gaseosa, en rangos de temperaturas de 37°C a 537°C o superiores (**Olszewsky, 1989**). Dependiendo de la industria, existen grandes cantidades de calor residual que se encuentran típicamente en las corrientes a condensar, en el agua de enfriamiento, en el escape de las chimeneas de los sistemas de combustión y en las corrientes de procesos. Esta energía se puede recuperar y utilizar para generar potencia mecánica o eléctrica y/o suministrar parte del calor requerido en los procesos industriales.

En muchas industrias se encuentran comúnmente corrientes de calor residual de baja temperatura (67°C o menores). Anteriormente a este calor se le consideraba sin utilidad y era rechazado a la atmósfera o a los grandes cuerpos de agua; pero por razones de ahorro de energía y protección al medio ambiente ha crecido el interés en el uso productivo de este recurso potencial.

Los sectores de generación eléctrica e industrial son las dos mayores fuentes de calor residual recuperable. En los Estados Unidos estos sectores rechazan anualmente aproximadamente  $17.5 \times 10^9$  GJ al medio ambiente, esto es aproximadamente el 22 % del consumo de energía total en ese país; por lo tanto, la utilización de este calor residual representaría un recurso de energía potencialmente significativo (**Olszewsky, 1989**).

A consecuencia de las irreversibilidades, la industria eléctrica rechaza anualmente grandes cantidades de calor de baja temperatura (aproximadamente  $11.6 \times 10^9$  GJ en Estados Unidos). Este calor se halla principalmente en el agua de enfriamiento de los

condensadores; esta característica varía con el diseño de la planta y las condiciones ambientales del sitio; sin embargo, en general, el rango de temperatura disponible es de 16 a 49°C. En la planta termoeléctrica de Tula, Hidalgo, el agua de condensación entra a la torre de enfriamiento entre los 42 y 45°C.

Las grandes consumidoras de combustible en el sector industrial son las industrias: siderúrgicas, petroquímicas, cementeras, vidrieras, papeleras y alimenticias. Las cuatro primeras industrias rechazan calor a temperaturas del orden de los 900°C y las dos últimas rechazan calor abajo de 100°C (Olszewsky, 1989; página web, Conae-sección 530).

### **II.1.1 Usos potenciales**

Los usos del calor residual dependen en gran medida de la temperatura a la cual esté disponible. Un número de usos para el calor residual de baja temperatura ha sido identificado e investigado. Debido a la relativamente baja temperatura del calor, las aplicaciones biológicas han sido los focos de estos estudios, aunque también pocas aplicaciones no biológicas han sido consideradas.

### **II.1.2 Usos Industriales**

Debido a la baja temperatura del calor residual, los posibles usos industriales son pocos. Muchas industrias generan calor residual que puede ser utilizado internamente en cascada para procesos de baja temperatura dentro de la planta. Por lo tanto, las aplicaciones industriales más prometedoras para el uso de calor residual serán aquellas en donde el consumo de energía primaria es calor de baja temperatura; p. ej., secado de granos y procesamiento de alimentos.

### **II.1.3 Requerimientos de energía en los procesos industriales**

Como se ilustra en la Tabla 2.1, las industrias de refinación del petróleo y siderúrgicas requieren grandes cantidades de energía térmica. Sin embargo, lo que es más importante es la relación de energía térmica a mecánica. Estos valores se encuentran en un rango de 1.4 a 10.1, con un promedio de 5.1. La utilización eficiente de las técnicas de cogeneración se basa en esta relación. Una alta relación de energía térmica a mecánica sugiere un alto potencial para aplicar un sistema de cogeneración, lo contrario se aplica para un valor bajo de esta relación.

### **II.1.4 Energía residual en el sector industrial**

Aproximadamente el 25% del calor residual es rechazado como energía de baja temperatura (menor a 93°C) y se podrían requerir técnicas de revalorización, ya sea con

bombas de calor o con quemadores auxiliares, para poder utilizar efectivamente estas fuentes de energía.

En la Tabla 2.2, se muestran los tipos de corriente en que se desecha calor en las industrias y una temperatura promedio de dichas corrientes.

**Tabla 2.1. Requerimientos de energía en los procesos industriales ( $10^{12}$  Joule/año), adaptada de Olszewsky, 1989.**

| Industria de:     | Procesos térmicos | Inductores mecánicos <sup>a</sup> | Otros <sup>b</sup> | Relación Térmica/mecánica |
|-------------------|-------------------|-----------------------------------|--------------------|---------------------------|
| Alimentos         | 485,300           | 116,050                           | 20,045             | 4.2                       |
| Pulpa y papel     | 640,385           | 211,000                           | 15,825             | 3.0                       |
| Químicos          | 553,875           | 67,520                            | 369,250            | 8.2                       |
| Petróleos         | 2,004,500         | 190,955                           | 6,330              | 10.5                      |
| Cementos y vidrio | 593,965           | 425,165                           | 12,660             | 1.4                       |
| Siderúrgica       | 115,4170          | 147,700                           | 247,925            | 7.8                       |
| Otras             | 853,495           | 474,750                           | 98,643             |                           |
| Totales           | 6,285,690         | 1,633,140                         | 770,678            |                           |

<sup>a</sup> Incluye acondicionamiento de aire y refrigeración

<sup>b</sup> Incluye requerimientos de energía para iluminación, electrólisis, etc.

**Tabla 2.2. Perfil de la energía residual en la industria ( $10^{12}$  Joule/año), adaptada de Olszewsky, 1989.**

| Industria de:    | Agua de enfriamiento | Agua de procesos | Pérdidas en los procesos | A condensación | Escape de hornos y calderas |
|------------------|----------------------|------------------|--------------------------|----------------|-----------------------------|
| Alimentos        | 305,950              | 184,625          | 274,300                  | 14,770         | 269,025                     |
| Celulosa y papel | 105,500              | 243,705          | 369,250                  | 12,660         | 357,645                     |
| Químicos         | 131,875              | 63,300           | 448,375                  | 27,430         | 274,300                     |
| Petróleo         | 84,400               | 400,900          | 1,550,850                | 54,860         | 1,144,675                   |
| Cemento y vidrio | 147,700              | 105,500          | 464,200                  | 14,770         | 443,100                     |
| Siderúrgica      | 147,700              | 488,465          | 84,400                   | 18,990         | 790,195                     |
| Otras            | 237,375              | 277,993          | 518,005                  | 20,573         | 629,308                     |
| Totales          | 1,160,500            | 1,775,038        | 4,236,880                | 164,053        | 3,908,248                   |
| Temp. Prom. °C   | 43                   | 49               |                          | 82             | 343/232                     |

### II.1.5 Características de la energía residual industrial.

Existen varias características esenciales de las fuentes de energía térmica residual que deberán tomarse en cuenta para efectuar una aplicación confiable de las técnicas de

recuperación del calor residual: Los rangos de temperatura, formas, cantidades, composición química, disponibilidad de la fuente y la proximidad de las corrientes de calor residual al proceso donde se desea utilizar. En resumen, para aplicar efectivamente las técnicas de recuperación del calor residual, se deberán determinar balances de energía apropiados y características de los procesos industriales que serán afectados.

### 1. Agua de enfriamiento de condensadores

Típicamente esta fuente de calor residual tiene un rango de temperatura de entre 32°C y 54°C a una rapidez de flujo másico de 25 kg/s o superior. La energía disponible en el agua de enfriamiento es obtenida de: las plantas generadoras de potencia en sitio, de procesos de refrigeración y del enfriamiento de máquinas convertidoras de energía (p. ej., agua encaquetada para máquinas diesel). Esta forma de energía líquida usualmente está libre de contaminantes y probablemente no requiera limpieza previa para su recuperación.

La energía disponible en el agua de enfriamiento del condensador deberá ser considerada para usos en procesos térmicos de agua caliente (tibia) tales como lavado, pero para la mayoría de los procesos térmicos, esta fuente podría requerir de dispositivos de revalorización. Grandes cantidades de este calor residual existen en la industria de procesos alimenticios, los cuales son típicamente a bajas temperaturas.

### 2. Agua contaminada de procesos

La energía residual en estas corrientes se obtiene usualmente del contacto directo del agua de procesos con el o los productos. Por esta razón, las corrientes de calor residual muy probablemente podrían contener un cierto grado de contaminación. Además de subsanar esta problemática, cualquier dispositivo que se pretenda usar para recuperar calor residual deberá diseñarse para resistir la corrosión.

El calor residual disponible en el agua contaminada de procesos es bajo en calidad térmica, el rango de temperaturas es de 37°C a 60°C aproximadamente; sin embargo, la rapidez de flujo en algunas industrias es de aproximadamente 377 kg/s, lo que ofrece volúmenes significantes de energía térmica, y su aplicación quedará restringida para aplicaciones como agricultura y acuicultura.

### 3. Condensado

Esta corriente de condensado es la que no se suministró al proceso. Cuando el vapor de proceso es producido y utilizado en ciertos procesos industriales el condensado no suministrado a los procesos será la fuente de calor residual y tendrá temperaturas máximas de 93°C. Las plantas industriales pequeñas producen corrientes de condensado a una rapidez de flujo de 0.06 a 1.26 kg/s, y las grandes plantas de 2.5 a 30 kg/s. Este tipo de corrientes también puede contener cierto nivel de contaminación y se deberá tener cuidado también en el diseño del equipo recuperador de calor.

### 4. Escape de calderas y hornos

Cerca del 25% del calor residual de las industrias manufactureras se rechaza vía escape y pérdidas por radiación de la operación de las calderas y hornos. En las calderas este calor residual es generalmente una fuente de energía gaseosa de alta temperatura (150 a 300°C), dependiendo del tamaño de la planta, (incluso, en algunos casos mayores a 500°C). La rapidez de flujo de estas corrientes varía de 0.06 a 0.35 kg/s en plantas pequeñas y de 1.26 a 6.3 en plantas grandes.

En los hornos, las corrientes de escape tienen una temperatura de 260°C y superiores, y la rapidez de flujo es de 0.13 a 0.44 kg/s para plantas pequeñas y de 2.52 a 12.5 kg/s en plantas grandes.

Estas corrientes gaseosas de escape son productos de combustión y, por lo tanto, deberán evaluarse antes de diseñar o seleccionar el equipo de recuperación de calor. Dependiendo de los combustibles que se utilicen para la combustión en las calderas y los hornos será el grado de contaminación de las corrientes de escape.

Debido a los productos de la combustión, tal como el bióxido de azufre, los dispositivos de recuperación de calor se deberán diseñar para que el escape sea superior a 150°C. Los análisis de corrientes de escape con características similares revelan que la formación de óxidos de azufre (SO<sub>x</sub>), quemando combustible diesel comienza a los 115°C. También la flotación de la pluma de escape se vuelve crítica a bajas temperaturas.

Otras corrientes de escape que pueden ser consideradas como fuentes de calor residual son los escapes de las turbinas de gas, motores diesel y celdas de combustible usadas en generación de potencia en sitio, estas corrientes normalmente se aprovechan en sistemas de ciclo combinado.

## II.2 Calor residual de los motores de combustión interna (MCI)

Ésta es la tecnología más madura para la generación de energía eléctrica en sitio. Esta tecnología fue aplicada principalmente para la generación de energía eléctrica de respaldo; sin embargo, los últimos proyectos han sido enfocados para cubrir el 100% de la energía eléctrica demandada por los usuarios, así como proyectos de cogeneración. En México, p. ej., el grupo CEMEX ha instalado MCI para generación de electricidad (**página web, Power-technology**). La tecnología de MCI ha crecido y tienen la facilidad de operar con gas natural o diesel como combustibles. Para sistemas de cogeneración el gas natural es el más usado como combustible en MCI y se han logrado alcanzar eficiencias globales de hasta 85%, produciendo agua caliente en un rango de 120 a 180°C. Más ejemplos de sistemas combinados de calentamiento y potencia (CHP) son dados en Wartsila (**página web, Wartsila**).

Los MCI han sido y siguen, en su mayoría, siendo operados con diesel y esta es una ventaja sobre otras tecnologías cuando no se tiene acceso a la red de gas natural. **Jonsson y Yan (2001)**, realizaron un estudio comparativo de las MCI de gas y diesel y reportan una ligeramente mayor fracción de exergía total del calor residual para los MCI de gas que para

los MCI de diesel, 32.2% y 30.8%, respectivamente. El rango de temperatura de los gases de escape fue de 410 a 418°C y de 321 a 330°C para los MCI de gas y los MCI de diesel, respectivamente. De los MCI se puede aprovechar el calor residual, tanto de los gases de escape como del agua de enfriamiento (agua enchaquetada), y éstos poseen un buen nivel de flujo y temperatura. P. ej., para algunos modelos de MCI se tienen flujos de los gases de escape de entre 48 y 60 kg/s. La temperatura del agua enchaquetada está en el rango de 91 a 96°C y el flujo es del orden de 222 a 250 kg/s, para los modelos que reportados en este estudio.

Las ventajas que presenta la tecnología de MCI con respecto a otras tecnologías son: bajos costos de instalación, alta eficiencia de flecha, confiabilidad para operación intermitente, alta eficiencia a carga parcial, alta temperatura de los gases de escape para ser aplicables a sistemas de CHP (**Borbely y Kreider, 2001**).

### II.3 Calor residual de las microturbinas de gas (MTG).

Las MTG están surgiendo como nuevos productos para la generación de potencia en sitio y en pequeña escala, por lo que se están considerando seriamente para uso en el sector comercial y de servicio. Las MTG se acoplan al tamaño y perfil de carga de los consumidores comerciales y de pequeñas industrias, se construyen en un rango de 25 kW a 300 kW, aunque para aplicaciones superiores a los 100 kW no se espera que estén comercialmente disponibles en los próximos años, porque están en el proceso de escalamiento para su fabricación y comercialización (**Chambers et al., 2001**).

Las MTG están siendo reconocidas como tecnológicamente seguras y económicamente factibles en ciertas aplicaciones debido a varias características:

- Compiten económicamente en algunas aplicaciones y mercados.
- Son fáciles de instalar, tienen bajo mantenimiento y son simples de operar.
- Se pueden conectar múltiples unidades para cuando crece la demanda de potencia.
- Se pueden alcanzar eficiencias eléctricas de 30 a 33 %, con base en el poder calorífico inferior.
- Producen bajas emisiones de NO<sub>x</sub>.
- Son de tamaño compacto, algunos modelos pueden medir en la base 1.4 m<sup>2</sup>.
- Pueden ser aplicables en sistemas de cogeneración y trigeneración.

A principios del año 2000, alrededor de 1000 MTG fueron distribuidas en diversos lugares de Estados Unidos (**Borbely y Kreider, 2001**).

Las MTG se pueden aplicar como inductores primarios en sistemas de cogeneración y trigeneración. Este último arreglo está siendo evaluado económica y termodinámicamente en el Centro de Investigación en Energía (CIE) de la UNAM, donde se cuenta con el sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX (por sus siglas en inglés) en conjunto con investigadores de la Universidad de Rovira i Virgili de España (**Bruno et al., 2003**); donde se cuenta con una microturbina de gas con regenerador Capstone de 28 kW

de potencia máxima y un recuperador de calor para la producción de agua caliente. El arreglo MTG-GAX-recuperador de calor alcanzó teóricamente una eficiencia global de hasta 70%, este valor varía con respecto a la fracción de calor suministrado al GAX. La temperatura de los gases de escape de la MTG se estima cerca de los 278°C.

#### II.4 Calor residual de las celdas de combustible

El uso de celdas de combustible para la generación de electricidad en sitio está creciendo en los Estados Unidos. La instalación de sistemas combinados de potencia y calefacción (CHP por sus siglas en inglés) con celdas de combustible incrementan la eficiencia global hasta 80%. Sin embargo, sólo un tipo de celda de combustible está siendo comercializada actualmente, la de ácido fosfórico (PAFC). Para cubrir la demanda eléctrica de los consumidores se han instalado de forma apilada conjuntos de este tipo de celdas en más de 300 lugares en el mundo (**Ellis y Gunes, 2002**). Las pruebas operacionales en sitio reportan una eficiencia eléctrica hasta del 37%.

La temperatura de operación de este tipo de celdas está en el rango de 170 a 225°C y se puede usar aire, agua o aceite para retirar el calor de reacción (**Willis y Scott, 2000**). Sin embargo, la PAFC, entre otros tipos de celdas de combustible, lleva a cabo una integración energética, es decir, parte del calor interno de reacción se utiliza en los procesos propios de la celda, como la reformación del combustible; por lo tanto, la temperatura del calor residual final es del orden de 40 a 80°C.

Actualmente la investigación y desarrollo de celdas de combustible que operen a altas temperaturas continúa. Se espera que muy pronto se produzcan comercialmente las celdas de combustible de carbonato fundido (MCFC), éstas operan entre 600 y 750°C, por lo que, aunque utilicen parte del calor de reacción en integración energética, el calor residual final puede usarse en sistemas de cogeneración. Desde 1998 se han estado probando en Estados Unidos, conjuntos de celdas de combustible tipo MCFC, en arreglos para sistemas de CHP y sistemas de trigeneración de potencia, calor y refrigeración, dado que, como calor residual se obtiene vapor a 187°C y 115 psi. La eficiencia eléctrica reportada fue de 44.4% y la eficiencia global de 54.4% (**Willis y Scott, 2000**).

Otro tipo de celda de combustible que se está investigando es la de óxido sólido (SOFC), la fabricación y comercialización de este tipo de celdas representaría un gran logro en la tecnología de las celdas de combustible debido a la alta eficiencia eléctrica que alcanzaría (60%), así como el aprovechamiento de su considerable cantidad de calor residual, en sistemas de cogeneración y trigeneración. Se espera que este tipo de celdas opere a altas temperaturas internas, del orden de los 1000°C y alcancen una eficiencia global de 85%; sin embargo, pruebas realizadas por Siemens Westinghouse Power Corporation reportan una eficiencia eléctrica alcanzada por la SOFC de 46%, lo cual está muy abajo de la estimada (**Chambers et al., 2001**). A diferencia de las celdas tipo MCFC, la cual está casi lista para su comercialización, la SOFC es mucho menos madura en su desarrollo.

## II.5 Situación energética y fuentes de calor residual en el sector comercial y de servicio

En las grandes tiendas de auto servicio, centros comerciales, hoteles y hospitales, la demanda de energía es relativamente alta. El confort que proporcionan los sistemas de aire acondicionado en estos lugares es muy importante, por tal motivo estos sistemas están trabajando continuamente durante el horario de servicio de los establecimientos. Sin embargo, en la mayoría de estos establecimientos usan sistemas de aire acondicionado por compresión de vapor, los cuales consumen una alta cantidad de energía eléctrica para funcionar. Esto finalmente repercute en la facturación eléctrica. En las zonas cálidas como el sureste del país se estima que en el sector comercial y de servicio hasta el 70% del consumo de la energía eléctrica es debido a la operación de equipos de aire acondicionado del tipo compresión de vapor. Por lo tanto, existe en estas áreas un gran potencial para el ahorro y recuperación de la energía.

En estos sectores, principalmente en los hospitales, se requiere energía eléctrica, enfriamiento y energía térmica en forma de vapor y agua caliente. La producción de estas necesidades energéticas se realiza comúnmente de forma individual, lo cual no es una forma eficiente del uso de la energía ya que no existe integración energética y por lo tanto recuperación de calor. Sin embargo, si se propusiera la generación simultánea de la energía eléctrica, el enfriamiento y el agua caliente, se podrían lograr ahorros energéticos tomando en cuenta que estos sectores cuentan con equipos de emergencia para la producción de energía eléctrica, de modo que se pueden realizar configuraciones para formar el sistema de trigeneración.

En el capítulo IV se realiza un análisis energético a un hospital y se propone la integración de un sistema de trigeneración a través del uso de una microturbina de gas como equipo primario y se propone recuperar los gases de escape de ésta para la operación de un sistema de absorción GAX y la producción de agua caliente.

## II.6 Fuentes de calor renovable

La energía renovable se define como la energía que se deriva de los procesos naturales que son restaurados constantemente. Con base en esta definición la energía renovable es, entonces, la generada por: el sol, el viento, la biomasa, la geotérmica, la hidráulica, la del océano y el biogás e hidrógeno derivados de fuentes renovables (**OECD/IEA, 2004**).

Actualmente el 86.6 % del combustible suministrado para la producción de energía primaria a nivel mundial depende del petróleo, gas natural, carbón y nuclear y sólo el 13.4% depende de los recursos renovables. Esta fuerte dependencia de los hidrocarburos (56% entre petróleo y gas natural) a nivel mundial para la producción de energía han provocado conflictos políticos, problemas ambientales y el agotamiento de los recursos no renovables; por tal motivo instituciones a nivel mundial se están preocupando y han iniciado programas para la explotación de los recursos renovables. Sin embargo, los logros obtenidos hasta ahora han sido muy pocos.

La investigación y desarrollo de sistemas que permitan aprovechar los recursos renovables va en aumento, pero el costo de adquisición de estos sistemas es aún elevado y aunque, en la mayoría de los casos el costo inicial representa la única inversión no es competitivo con los sistemas tradicionales de suministro de energía (eléctrica y térmica). El aspecto económico es entonces, la principal barrera para la explotación de estas fuentes de energía. El costo se eleva aún más cuando es necesario instalar equipos auxiliares para garantizar el 100% del suministro de energía y que ésta esté disponible en cualquier momento; cuando por causas naturales los recursos renovables no puedan ser explotados, p. ej., la energía solar que solo es disponible unas horas durante el día. Sin embargo, la explotación y uso masivo de los recursos renovables a futuro está garantizado debido al agotamiento inevitable de los recursos no renovables.

En México, por ejemplo, Petróleos Mexicanos vaticina 30 años de reservas petroleras en el mejor de los casos y 11 en el peor (**Guillén, 2005**) de modo que el uso masivo de energía proveniente de fuentes renovables pronto será una realidad.

A continuación se presenta un análisis de las fuentes de energía renovables que podrían ser factibles de utilizar para la operación de sistemas de enfriamiento y refrigeración por absorción como son: la geotérmica, la solar y la biomasa.

### II.6.1 Geotérmica

Las fuentes de calor de pozos y manantiales geotérmicos en México han sido utilizadas principalmente para la generación de energía eléctrica. México es el tercer país más grande productor de energía eléctrica usando fuentes geotérmicas, después de Estados Unidos y las Filipinas, y cuenta con una capacidad instalada de 953 MWe. Los principales pozos geotérmicos en producción son: Cerro Prieto, B.C., Los Azufres, Mich. Los Humeros, Pue. y Las Tres Vírgenes, B.C. (**Gutiérrez-Negrín y Quijano-León, 2005**). Sin embargo, fuentes de calor geotérmico de baja y media temperatura pueden ser utilizadas en aplicaciones directas importantes como secado de granos, producción agrícola, calentamiento de espacios y albercas, etc., (**Segovia et al., 2005; Gómez et al. 2006**) y para la operación de sistemas de refrigeración por absorción. P. ej., **Best et al. (1986)**, diseñaron, construyeron y operaron un sistema de refrigeración por absorción amoniaco-agua, para la conservación de alimentos, que era operado con fuentes de calor geotérmicas tan bajas como 91°C, en el campo de Los Azufres, alcanzando temperaturas en la cámara de enfriamiento de hasta -5°C. **Best et al. (1990)**, instalaron otro prototipo experimental en el campo geotérmico de Cerro Prieto. El sistema operó con éxito superando las cargas de enfriamiento de diseño. **Frías et al. (1991)**, operaron una bomba de calor mecánica, inducida con energía geotérmica en el campo de Los Azufres, para la destilación de agua de la salmuera geotérmica; con temperaturas de operación de 83°C. La operación del sistema fue exitosa logrando producir agua destilada con los estándares de calidad de las aguas comercialmente disponibles. Investigaciones más recientes como la de **Kececiler et al. (2000)**, muestran el potencial del uso de la energía geotérmica de baja y mediana temperatura para la operación de sistemas de refrigeración por absorción. Kececiler et al.

Experimentaron con un sistema de absorción agua-bromuro de litio, alcanzando temperaturas de evaporación de 4 a 8°C, con temperaturas de generación desde 60°C hasta 95°C. **Kanoglu y Cengel (1999)**, realizaron un interesante trabajo tanto térmico como económico, para buscar la mejor configuración que aprovechara al máximo la energía geotérmica. Ellos evaluaron cinco casos, en los tres primeros se producía electricidad, calentamiento y enfriamiento, de manera individual; respectivamente. En los otros dos casos se producían la electricidad y el calentamiento, y la electricidad y el enfriamiento simultáneamente en arreglos de cogeneración. La evaluación mostró que el uso combinado de la energía geotérmica para los últimos dos configuraciones es más atractivo que para la producción individual de electricidad, calentamiento y enfriamiento.

En México se han estado estudiando las zonas en las que existen pozos y manantiales geotérmicos, que son atractivos tanto para la generación de electricidad como para la generación de refrigeración y enfriamiento. **Barragán et al. (2001)** realizaron un estudio geoquímico en las zonas de la península de Baja California y Sonora en el cual reportan la composición, las temperaturas, etc. de los depósitos de varios pozos y manantiales geotérmicos. P. ej., la temperatura de los fluidos geotérmicos de las costas de San Felipe y Punta Estrella se estimaron en 225°C, la cual permitiría usar estos fluidos para la producción de energía eléctrica a través de sistemas individuales o la producción de electricidad y enfriamiento a través de sistemas de cogeneración. Los fluidos geotérmicos de baja y mediana temperatura de los otros campos estudiados podrían ser utilizados de forma directa para la generación de enfriamiento a través de sistemas de absorción. En la Tabla 2.3, se muestra la tecnología de absorción que podría ser utilizada de acuerdo a la temperatura de la fuente de calor.

## II.6.2 Solar

El uso de la energía solar para proveer enfriamiento a edificios es bueno en materia ambiental, porque la operación convencional de los sistemas de aire acondicionado y refrigeración se basa en el consumo directa o indirectamente de hidrocarburos, cuyos productos de la combustión incrementan el deterioro de la capa de ozono. El interés de enfriamiento solar surgió durante la crisis de energía de 1970, cuando un número de proyectos de demostración involucraron, principalmente, ciclos de absorción de simple efecto operados con energía térmica solar en los Estados Unidos (**Syed et al., 2002**). Este campo de investigación continuó durante los años 80 en muchos países, entre ellos México.

México se encuentra en una zona geográfica donde se cuenta con buena irradiación global anual. El trabajo reciente de **Estrada-Cajigal y Almanza (2005)**, muestran los mapas de las curvas isohelias mensuales en la República Mexicana, Figura 2.1. En este trabajo se menciona que las zonas de mayor irradiación en México son las de Sonora, Chihuahua y el oriente de la península de Baja California; sin embargo, las regiones de Durango, Zacatecas, Aguascalientes y la mayor parte de Puebla, Guerrero, y Oaxaca cuentan con más de 19 MJ/m<sup>2</sup> en el año.

Muchos trabajos en materia de enfriamiento y refrigeración por absorción solar han sido realizados, los cuales vale la pena clasificarlos con base en la tecnología solar, así como en la tecnología de absorción usada.

**Best y Ortega (1999)** realizaron un análisis de las tecnologías de absorción para enfriamiento y refrigeración solar, destacando 19 posibles tecnologías para refrigeración solar. Best y Ortega describen también los proyectos experimentales de refrigeración solar que se llevaron a cabo en Mexicali, B.C. y en Maruata, Michoacán. El proyecto de Mexicali, B.C. fue diseñado para proporcionar enfriamiento a seis casas con un sistema de absorción de Agua-Bromuro de Litio de 90 kW, el cual era operado con energía solar, captada a través de 312 m<sup>2</sup> de colectores de placa plana. El proyecto se desarrolló durante los años de 1983 a 1986 con buenos resultados. El caso de Maruata, Michoacán fue diseñado para producir hielo, para la conservación de alimentos (pescado) a través de seis sistemas de absorción Amoniaco-Agua con capacidad nominal de 66 kg de hielo por día cada uno. Cada sistema de absorción requirió de 11.9 m<sup>2</sup> de área de colección solar usando la tecnología de concentradores parabólicos compuestos (CPC). El proyecto se desarrolló durante los años de 1991 a 1994, en este último año la producción de hielo promedio fue de 29 kg por día.

La investigación y desarrollo de sistemas de absorción solar, que usan sales como absorbentes y amoniaco como refrigerante, también ha ido creciendo. Estos sistemas tienen las siguientes ventajas sobre los sistemas de absorción solar convencionales de Amoniaco-Agua y Agua-Bromuro de Litio:

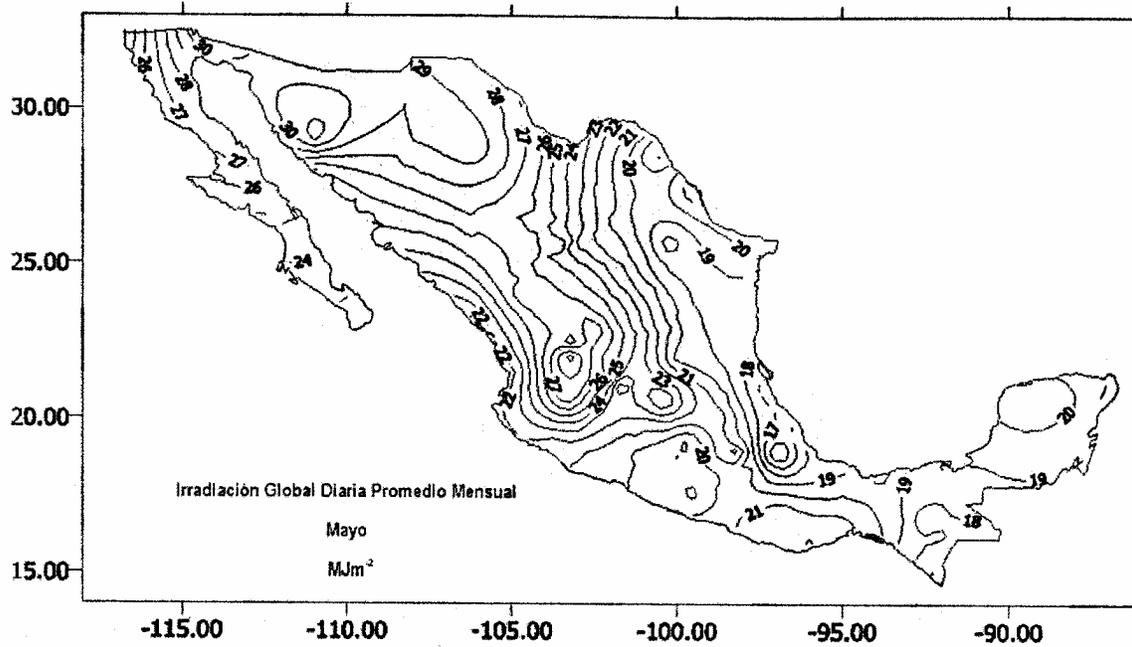
- a) Requieren de bajas temperaturas de generación, lo cual permite su operación con colectores solares planos.
- b) Bajas temperaturas de evaporación con respecto a los sistemas de Agua-Bromuro de Litio.
- c) Alcanzan un mayor COP en comparación con los sistemas de Amoniaco-Agua.

Estos sistemas con absorbentes sólidos trabajan de forma intermitente, es decir, en el día se lleva a cabo el proceso de generación de refrigerante aprovechando la energía solar y por la noche se lleva a cabo el proceso de refrigeración, comúnmente producción de hielo. Con respecto a estos sistemas se han desarrollado simuladores para prever el desempeño del ciclo y muchos de éstos han sido validados experimentalmente. **Antonopoulos y Rogdakis (1996)**, desarrollaron un programa de simulación para evaluar el desempeño de los sistemas de absorción solar usando la mezcla Amoniaco-Nitrato de Litio (NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub>) y Amoniaco-Tiocianato (NH<sub>3</sub>-NaSCN) usando colectores solares planos para su operación. Estos sistemas fueron simulados para producir enfriamiento y para producir calor en Atenas. En este trabajo se obtuvieron grupos de correlaciones para evaluar las características y desempeño de los sistemas en función de la temperatura ambiente y manipulando datos climatológicos de un periodo de 20 años. Para efectos de calefacción la simulación mostró que el sistema, usando la mezcla NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub>, es superior al sistema usando la mezcla NH<sub>3</sub>-NaSCN, porque provee un factor de ganancia de calor y potencia térmica útil considerablemente más alto durante el periodo total de calentamiento; sin embargo, para efectos de enfriamiento no está bien definido cual sistema alcanza un mayor COP, porque

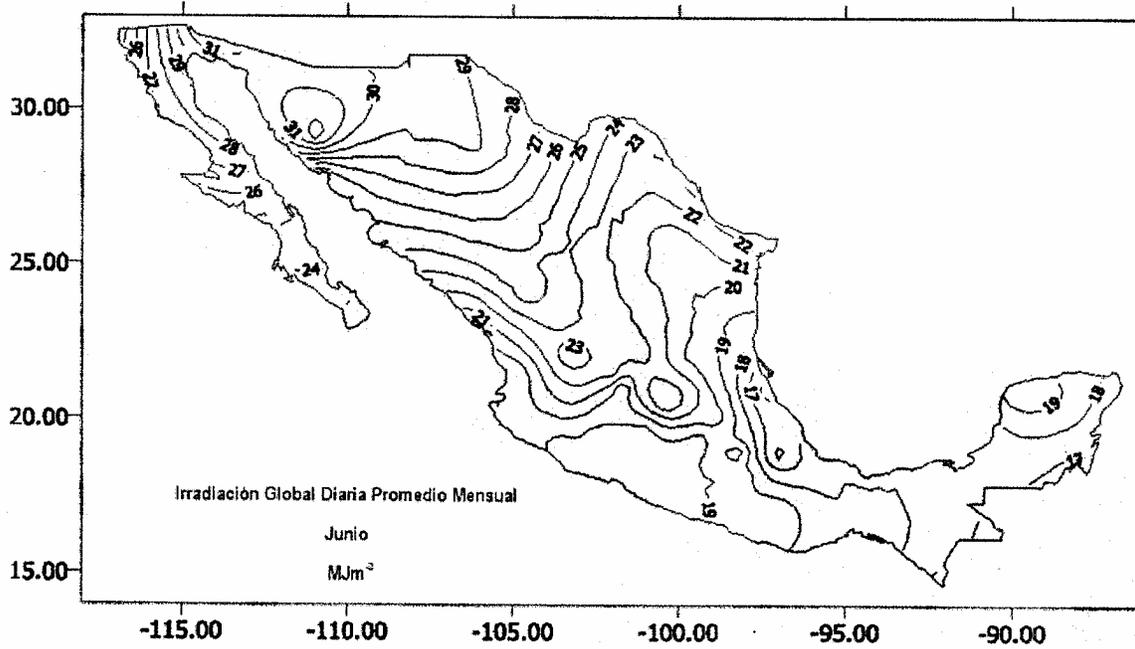
depende de los requerimientos especiales de cada aplicación. Otra mezcla que ha sido probada en sistemas de absorción solar es la de Amoniacio-Cloruro de Estroncio ( $\text{NH}_3\text{-SrCl}_2$ ). **Erhard y Hahne (1997)**, desarrollaron un programa de simulación para evaluar el desempeño del ciclo con esta mezcla. Más tarde construyeron y operaron un prototipo experimental para validar el programa de simulación. La tecnología de CPC fue usada para la captación de energía solar. En la primera etapa de la experimentación se logró alcanzar un COP de 0.04. Después de realizar mejoras al sistema se alcanzó un COP de entre 0.045-0.085.

Recientemente **Rivera (2006)**, usó también la tecnología de los CPC para la producción de hielo a través de un sistema de absorción intermitente amoniaco-Nitrato de Litio. El prototipo experimental fue probado y logró producir hielo con un área de captación de  $1.7 \text{ m}^2$ . Las pruebas experimentales aún continúan y no se tiene estimada la cantidad exacta de hielo producido

La lista de trabajos desarrollados en esta materia es amplia y la mayoría de estos sistemas de enfriamiento y refrigeración por absorción solar fueron comparados y tabulados por **Syed et al. (2002)**, con base en: el tipo de ciclo usado, la temperatura de generación, el COP característico, la tecnología solar usada, la temperatura de entrada al colector, etc. **Velázquez et al. (2005)**, realizaron recientemente una revisión de la tecnología solar disponible para la operación de sistemas de enfriamiento termosolar. En este trabajo se presentan las tecnologías solar tanto estacionarias como con seguimiento solar y realizan un resumen comparativo de los sistemas de enfriamiento solar más importantes.



Mapa 5. Irradiación global diaria promedio mensual (MJm<sup>-2</sup>), en mayo



Mapa 6. Irradiación global diaria promedio mensual (MJm<sup>-2</sup>), en junio

Figura 2.1. Isohelias de irradiación global diaria de los meses de mayo y junio, tomada de Estrada-Cajigal y Almanza (2005).

### II.6.3 Biomasa

La biomasa (masa biológica) se define como la cantidad de materia viva producida en un área de la superficie terrestre o por organismos de un tipo específico. El término es utilizado con mayor frecuencia cuando se hace referencia a la energía de la biomasa, es decir, al combustible energético que se obtiene directa o indirectamente de los recursos biológicos. Por lo tanto, en adelante, éste será el enfoque que se le dará al término biomasa.

La biomasa es constituida principalmente de madera, productos vegetales (bagazo de caña, cáscara de arroz, etc.), productos animales (principalmente el estiércol) y todo tipo de residuos orgánicos.

La biomasa es hasta ahora la fuente de energía renovable más grande a nivel mundial, representando el 10.4% del suministro total mundial de energía primaria o el 77.5% del suministro global de energía renovable (**OEECD/IEA, 2004**).

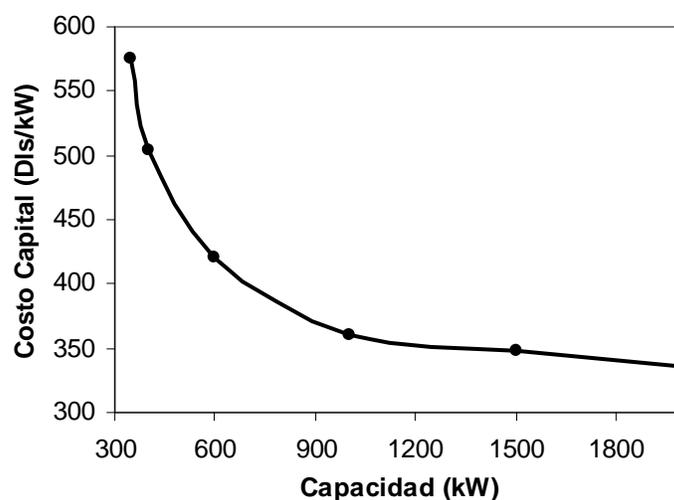
Los proyectos del uso de la biomasa están enfocados principalmente a la generación de potencia para producir electricidad, es decir, a través del proceso de gasificación se produce el combustible (gas de síntesis) para la operación de turbinas, motores de combustión interna y microturbinas de gas.

La utilización directa del gas de síntesis para operar sistemas de absorción podría ser una realidad tecnológica. Sin embargo, no se han reportado trabajos al respecto, debido quizá, a la complejidad y costo de la tecnología de la gasificación y los costos inherentes del proceso de limpieza del gas producido. Esto podría ser atractivo si se piensa en proyectos de cogeneración y trigeneración, donde la meta principal sería la producción de electricidad y los subproductos serían el frío y/o calor, de esta manera la producción de electricidad amortizaría el costo de la inversión. **Wu et al. (2002)**, reportan que el costo capital para un sistema de generación de potencia (1MW), a través de la gasificación de la cáscara de arroz, es 49% mas barato que el costo capital de una planta de la misma capacidad operada con carbón. Sin embargo, la inversión unitaria de los proyectos de generación de potencia a través de la gasificación de la biomasa se incrementa con la disminución de la capacidad del sistema, como se muestra en la Figura 2.2, usando la tecnología de gasificación de lechos fluidizados. Se debe también tomar en cuenta que este tipo de proyectos generan contaminación secundaria a través del agua utilizada en la limpieza del gas producido para retirar la ceniza y el alquitrán asociado; por lo tanto, el costo capital por tratamiento del agua se incrementa también para capacidades pequeñas de la planta.

En México la biomasa se ha aprovechado a través de la combustión directa de la leña o del bagazo de caña. La leña representa la forma más fácil de producir energía para cocción de alimentos y calefacción en zonas marginadas del país donde no es posible el suministro de gas LP. Por su parte el bagazo de caña es una de las principales fuentes energéticas en los ingenios azucareros. El uso de biodigestores es la forma más conocida para la producción de gas (biogas) en nuestro país. En el proceso de biometanación, desperdicios orgánicos o biomasa con alto contenido de humedad se alimentan al biodigestor donde por la acción de microorganismos; la materia orgánica se transforma en biogas (una mezcla de

bióxido de carbono y metano esencialmente) que puede aprovecharse como combustible. En este proceso se produce además lodos residuales empleados como lodos residuales o fertilizantes (Alonso y Rodríguez, 1985).

En México se comienza a tener una mayor conciencia del potencial que ofrece el aprovechamiento de residuos, principalmente urbanos, dados los volúmenes que se manejan en las grandes ciudades del país. Estos residuos y los desechos de animales, desde hace tiempo se han venido utilizando en instalaciones a nivel de prototipo en el Instituto de Investigaciones Eléctricas y en el Instituto de Ingeniería de la UNAM. El Instituto de Investigaciones eléctricas (IIE) ha trabajado con residuos de animales para la producción de fertilizantes y biogás. En 1990 el IIE realizó un estudio de los rellenos sanitarios (basureros) del Distrito Federal. Había 6 clausurados y 3 en operación y muchos de ellos ya tenían 40 años, entre ellos el de Santa Fe y el de Santa Cruz Meyehualco, donde ya la recuperación de gas que se genera no es factible. Sin embargo en los que estaban en operación en este tiempo están produciendo gran cantidad de gas y una muestra es el que está en Prados de la Montaña, el cual se encuentra en condiciones operativas (página web, Conae-sección 622).



**Figura 2.2. Variación del costo capital de proyectos de generación de potencia a través de la gasificación de la biomasa con respecto a la capacidad, adaptada de Wu et al. (2002).**

## II.7 Dispositivos recuperadores de calor

La selección de un intercambiador de calor apropiado es esencial para cualquier aplicación de recuperación de calor residual. Estos dispositivos son usados para transferir energía de gas a gas (recuperador, tubo de calor), líquido a líquido (regenerador), o gas a líquido (caldera de recuperación de calor residual).

a) Calderas de recuperación de calor residual. Tal vez sea el equipo de recuperación de calor más usado de los que se mencionaron en el párrafo anterior. Este equipo generalmente se usa para producir vapor de proceso y/o agua caliente a partir de la energía que se extrae de los gases de escape con temperaturas altas, tales como el escape de las turbinas de gas, calderas y hornos.

Hay tres tipos básicos de calderas de recuperación de calor: calderas de tubos de humo, calderas de tubos de agua y calderas empaquetadas.

Las calderas de tubos de humo producen vapor al pasar el gas de escape a través de los tubos. En este tipo de calderas el agua se localiza en la coraza. Debido a que los gases pasan a través de los tubos, estas calderas pueden resistir relativamente altas caídas de presión en el lado del gas, haciendo esto menos susceptible a contaminación en el lado del gas. Por lo tanto, las calderas de tubos de humo pueden manejar corrientes de escape contaminadas con relativa facilidad.

En las calderas de tubos de agua, los gases de escape pasan por el lado de la coraza mientras que el líquido pasa por el interior de los tubos. Este diseño ofrece ventajas en la eficiencia de las calderas de tubos de humo, porque se pueden añadir aletas en el exterior de los tubos, particularmente en casos donde el gas tiene pobre capacidad de transferir calor. Como resultado, el rango de aplicación es mayor y si se requieren quemadores adicionales (auxiliares), este tipo de calderas es más conveniente.

Las calderas empaquetadas se usan únicamente para recuperar energía del agua de enfriamiento de los equipos inductores primarios (p. ej., MCI). Para generar vapor en este tipo de calderas, se recibe calor de los gases de escape y del agua enchaquetada. Los gases de escape se hacen pasar a través de los tubos que están inmersos en el líquido (agua).

b) Recuperadores. Los recuperadores son usados para intercambiar calor gas a gas y normalmente se usan para recuperar calor residual de gases residuales calientes. Las aplicaciones más comunes son como precalentadores de aire para calderas y hornos. Existen dos tipos básicos de recuperadores: convectivos y de radiación.

Los recuperadores de convección son usados cuando el gas tiene temperaturas menores a 980°C. Para mayores temperaturas se deberán usar materiales especiales en la construcción de estos equipos, tales como cerámicas y aleaciones especiales.

Los recuperadores de radiación se construyen con cilindros concéntricos. El aire que se desea calentar deberá circular en forma anular por la parte exterior del tubo interior, mientras que los gases de escape o fuentes de calor residual fluyen por el ducto central.

c) Intercambiador de tubos de calor. Tal vez sea el equipo menos usado, es un competidor del recuperador. Este intercambiador de calor es básicamente un haz de tubos aletados.

d) Regeneradores. Éste es usado para transferir energía de líquido a líquido. La aplicación más común es el precalentamiento del agua de alimentación para una caldera de vapor, usando el calor del escape de la turbina de vapor antes de la condensación. Los regeneradores típicos son del tipo tubos y coraza, donde el agua de alimentación fluye por el interior de los tubos y el escape de la turbina de vapor fluye por el lado de la coraza. Los regeneradores también se usan para transferir calor de gas a gas.

## Conclusiones

El análisis realizado de las diferentes fuentes de calor, estudiadas en este capítulo, permiten sugerir las fuentes de calor que podrían ser factibles para la correcta operación del GAX. Estas fuentes podrían ser: los gases de escape de motores de combustión interna, los gases de escape de microturbinas de gas, los gases de escape de hornos y calderas y muy probablemente salmueras geotérmicas de mediana y alta temperatura, como se muestra en la Tabla 3.

Hasta ahora el uso de la energía solar para la operación de sistemas de absorción ha sido enfocado principalmente a los sistemas de Agua-Bromuro de Litio y a los sistemas de Amoniaco-Sales, p. ej., Amoniaco-Nitrato de Litio, debido a que requieren temperaturas de generación entre el rango de 80°C-130°C. El calor para la operación de los equipos de agua-bromuro de litio de simple efecto, con temperaturas de generación de ~85°C, podría suministrarse con colectores solares planos de alta eficiencia, con superficie absorbente selectiva y doble cubierta, los cuales han alcanzado temperaturas de hasta 90°C con eficiencias de entre 30 y 45% (**Velázquez et al., 2005**). Los equipos de Amoniaco-Nitrato de Litio y Agua-Bromuro de Litio de doble efecto podrían ser operados con concentradores parabólicos compuestos, tubos evacuados y colectores de placa plana con aislamiento térmico transparente (TIM), los cuales han superado los 150°C. Sin embargo, se están investigando y desarrollando tecnologías de captación solar para altas temperaturas como concentradores de canal parabólico con seguimiento solar (**Krüger et al., 2002; Rheinländer et al., 2002**) o los concentradores de mini discos con tecnología de fibra óptica (**Gordon y Choon, 2002**) a través de los cuales se podrían operar sistemas de absorción que requieran altas temperaturas como el sistema de absorción GAX e incluso para la generación de potencia con ciclos de Rankine, de Kalina o ciclos de potencia con refrigerantes orgánicos.

En la Tabla 2.3 se resumen las temperaturas disponibles de las fuentes de calor residual y renovable y se indican la tecnología de absorción que podría ser aplicable en cada caso.

**Tabla 2.3. Temperaturas disponibles de las fuentes de calor residual y renovable y tecnología de absorción que podría ser aplicable.**

| Calor residual de:                   | Temperatura del calor residual (°C) | Tecnología de enfriamiento y refrigeración por absorción <sup>(a)</sup>   | COP   |
|--------------------------------------|-------------------------------------|---|---|
| Celdas de combustible<br>Tipo PAFC   | 40-80                               | Para 80°C <sup>(b)</sup><br>Agua/LiBr de simple efecto  | 0.6-0.7   |
| Celdas de combustible<br>Tipo MCFC   | ~ 187                               | H <sub>2</sub> O/LiBr de simple efecto<br>H <sub>2</sub> O /LiBr de doble efecto<br>NH <sub>3</sub> /LiNO <sub>3</sub><br>NH <sub>3</sub> / H <sub>2</sub> O de simple efecto   | 0.6-0.7<br>0.9-1.2<br>0.5-0.6<br>0.5-0.6          |
| Motores de combustión interna        | Agua: 90-100<br><br>Gases: 321-410  | H <sub>2</sub> O/LiBr de simple efecto<br>H <sub>2</sub> O /LiBr de doble efecto<br>NH <sub>3</sub> /LiNO <sub>3</sub><br>NH <sub>3</sub> / H <sub>2</sub> O de simple efecto<br>NH <sub>3</sub> / H <sub>2</sub> O sistema GAX | 0.6-0.7<br>0.9-1.2<br>0.5-0.6<br>0.5-0.6<br>~ 0.8 |
| Microturbinas de gas con regenerador | ~ 278                               | H <sub>2</sub> O /LiBr de doble efecto<br>NH <sub>3</sub> / H <sub>2</sub> O de simple efecto<br>NH <sub>3</sub> / H <sub>2</sub> O sistema GAX   | 0.9-1.2<br>0.5-0.6<br>~ 0.8                       |
| Hornos y calderas                    | 232-343                             | H <sub>2</sub> O /LiBr de doble efecto<br>NH <sub>3</sub> / H <sub>2</sub> O de simple efecto<br>NH <sub>3</sub> / H <sub>2</sub> O sistema GAX   | 0.9-1.2<br>0.5-0.6<br>~ 0.8                       |
| Calor renovable de:                  |                                     |   |   |
| Solar:<br>Tubos evacuados            | 120-160                             | H <sub>2</sub> O/LiBr de simple efecto<br>H <sub>2</sub> O /LiBr de doble efecto<br>NH <sub>3</sub> /LiNO <sub>3</sub><br>NH <sub>3</sub> / H <sub>2</sub> O de simple efecto   | 0.6-0.7<br>0.9-1.2<br>0.5-0.6<br>0.5-0.6          |
| Geotérmica                           | 120-225 <sup>(c)</sup>              | H <sub>2</sub> O/LiBr de simple efecto<br>H <sub>2</sub> O /LiBr de doble efecto<br>NH <sub>3</sub> /LiNO <sub>3</sub><br>NH <sub>3</sub> / H <sub>2</sub> O de simple efecto<br>NH <sub>3</sub> / H <sub>2</sub> O sistema GAX | 0.6-0.7<br>0.9-1.2<br>0.5-0.6<br>0.5-0.6<br>~ 0.8 |

<sup>(a)</sup> Las tecnologías de absorción que se reportan en la tabla representan las más conocidas y/o más maduras tecnológicamente.

<sup>(b)</sup> Con una fuente de calor a esta temperatura el sistema de absorción puede operar, pero su COP disminuiría a ~ 0.35 (**Goodheart, 2002**).

<sup>(c)</sup> Fuentes geotérmicas de baja y mediana temperatura.

---

**Referencias**

**Alonso, A. y Rodríguez L. (1985).** Alternativas energéticas, Publicado por el Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología y el Fondo de Cultura Económica, ISBN 968-16-2160-3, México, pp. 175-226.

**Antonopoulos, K. A. y Rogdakis, E. D. (1996).** Performance of solar-driven Ammonia-Lithium Nitrate and Ammonia-Sodium Thiocyanate absorption system operating as coolers or heat pumps in Athens, Applied Thermal Engineering, Vol. 16, No. 2, pp. 127-147.

**Barragán, R. R. M., Birkle, P., Portugal, M. E., Arellano, G. V. M., Alvarez, R. J. (2001).** Geochemical survey of medium temperature geothermal resources from the Baja California Peninsula and Sonora, México, Journal of Volcanology and Geothermal Research, Vol. 110, pp. 101-119.

**Best, R., Heard, C. L., Fernández, H., Siqueiros, J. (1986).** Developments in geothermal energy in Mexico-part five: The commissioning of an Ammonia/Water absorption cooler operating on low enthalpy geothermal energy, Heat Recovery Systems, Vol. 6, No. 3, pp. 209-216.

**Best, R., Heard, C. L., Peña, P., Fernández, H., Holland, F. A. (1990).** Developments in geothermal energy in Mexico-part twenty-six: Experimental assessment of an ammonia/Water absorption cooler operating on low enthalpy geothermal energy, Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 10, No. 1, pp. 61-70.

**Best, R., Ortega, N. (1999).** Solar refrigeration and cooling, Renewable Energy, Vol. 16, pp. 685-690.

**Borbely, A. M., Kreider, J. F. editores, (2001).** Distributed Generation: The power paradigm for the new millennium, pp. 21.

**Bruno, J. C., Rivera, W., Velázquez, N., Best, R., Coronas, A. (2003).** Thermodynamic analysis of a directly coupled GAX chiller/micro gas turbine combined system. Trabajo presentado en el seminario no. 72 de Eurotherm, Valencia, España, del 31 de marzo al 2 de abril.

**Chambers, A., Hamilton, S., Schnoor, B. (2001).** Distributed Generation, A Nontechnical Guide, Editorial PennWell, USA, pp. 108-109.

**Ellis, M. W. y Gunes, M. B. (2002).** Status of fuel cell systems for combined heat and power applications in buildings, ASHRAE Transactions, Vol. 1, No. 108, parte 1, pp. 1033-1044.

**Erhard, A. y Hahne, E. (1997).** Test and simulation of a solar-powered absorption cooling machine, Solar Energy, Vol. 59, Nos. 4-6, pp. 155-162.

**Estrada-Cajigal, V. y Almanza, R. (2005).** Irradiaciones global, directa y difusa, en superficies horizontales e inclinadas, así como irradiación directa normal, en la Republica Mexicana. Serie de investigación y desarrollo, Instituto de Ingeniería, UNAM, SID/646, mayo.

**Frías, J. L., Siqueiros, J., Fernández, H., García, A., Holland, F. A., (1991).** Developments in geothermal energy in Mexico-part thirty-six: The commissioning of Heat Pump assisted brine purification system. Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 11, No. 4, pp. 297-310.

**Gómez, A.B., Segovia, N., Miranda, V.M., Armienta, M.A., Reyes, R.M.B., García, J.L.I., Muñoz, B.E.L., Seidel, J.L. (2006).** Physical, chemical, bacteriological and radioisotopic parameters from springs and wells around Jocotitlan volcano, Mexico. Int. J. Environment and Pollution, Vol. 26, Nos. 1/2/3, pp. 266-283.

**Goodheart, K. V., Klein, S. A., Schultz, K. (2002).** Economic Assessment of low firing temperature absorption chiller systems, ASHRAE Transactions, Vol. 1, No. 108, parte 1, pp. 771-780.

**Gordon, J. y Choon K. (2000).** High-Efficiency solar cooling, Solar Energy, Vol. 68, No. 1, pp. 23-31.

**Guillén, O. (2005).** Las energías renovables con una visión de estado para México, Memoria de la XXIX Semana Nacional de Energía Solar, 3-7 de octubre, Tuxtla Gutiérrez, Chiapas, pp. 411-421.

**Gutiérrez-Negrín, L.C.A. y Quijano-León, J.L. (2005).** Update of geothermics in Mexico. En: Proceedings World Geothermal Congress, Antalya, Turkey, 24-29 April.

**Jonsson, M., Yan, J. (2001).** Ammonia-water bottoming cycles: a comparison between gas engines and gas diesel engines as prime movers, Energy, Vol. 26, pp. 31-44.

**Kanoglu, M. y Cengel, Y. A. (1999).** Economic evaluation of geothermal power generation, heating and cooling, Energy, Vol. 24, pp. 501-509.

**Kececiler, A., Acar, H. I., Dogan, A. (2000).** Thermodynamic analysis of the absorption refrigeration system with geothermal energy: an experimental study, Energy Conversion & Management, Vol. 41, pp. 37-48.

**Krüger, D., Pitz-Paal, R., Lokurlu, A., Rcharts, F. (2002).** Solar cooling and heating with parabolic trough collectors for a hotel in the Mediterranean. In: 11<sup>th</sup> SolarPACES international Symposium on Concentrated Solar Power and Chemical Energy Technologies, Zurich, Switzerland, pp 83-87.

**OECD/IEA, 2004.** RENEWABLES INFORMATION 2004 with 2003 data, International Energy Agency, 9, rue de la Fédération, 75739 Paris Cedex 15, France.

**Olszewsky, M. (1989).** Utilization of Reject Heat, Edited by Mitchell editorial Marcel Dekker, Inc., New York, NY and Basel, Switzerland pp. 3-94.

**Rheinländer, J., Marquand-Mollenstadt, T., Gräter, F. (2002).** Integration of direct steam generation into solar electric power systems- Advanced commercial software for energy performance analysis. In: 11<sup>th</sup> SolarPACES international Symposium on Concentrated Solar Power and Chemical Energy Technologies, Zurich, Switzerland, pp. 599-605.

**Rivera, C. O. (2006).** Simulación, diseño y evaluación de un refrigerador solar intermitente usando un CPC como generador-absorbedor. Tesis Doctoral, Centro de investigación en Energía de la UNAM, Temixco, Morelos.

**Segovia, N., Barragán, R.M., Tello, E., Alfaro, R., Mena, M., Pulinets, S., Leyva, M. (2006).** Geochemical exploration at Cuitzeo basin geothermal zone (Mexico). Journal of Applied Sciences, Vol. 6, No. 9, pp.1658-1664.

**Syed, A., Maidment, G. G., Missenden, J. F., Tozer, R. M. (2002).** An efficiency comparison of solar cooling schemes, ASHRAE Transactions, Vol. 1, No. 108, part 1, pp. 877-886.

**Velázquez, N., Luna, A., García, J. (2005).** Enfriamiento Termosolar: Revisión de la tecnología, Memoria de la XXIX Semana Nacional de Energía Solar, 3-7 de octubre, Tuxtla Gutiérrez, Chiapas, pp. 295-301.

**Willis, H. L. y Scott, W. G. (2000).** Distributed power generation: planning and evaluation, by Marcel Dekker, Inc., New York, NY and Basel, Switzerland, pp. 215.

**Wu, C. Z., Huang, H., Zheng, S. P., Yin, X.L. (2002).** An economic analysis of biomass gasification and power generation in China, Bioresource Technology, Vol. 83, pp. 65-70.

### **Páginas Web**

<http://www.conae.gob.mx/wb/distribuidor.jsp?sección=530>

<http://www.conae.gob.mx/wb/distribuidor.jsp?seccion=622>

<http://www.power-technology.com/contractors/powerplantequip/wartsila/>

<http://www.wartsila.com/>

## Capítulo III

### Modelo de simulación del sistema de enfriamiento por absorción GAX

En este capítulo se muestran los antecedentes de la simulación de ciclos de absorción, se analiza la evolución de los modelos matemáticos y de simulación hasta ser integrados en programas modulares que permiten, de forma amigable la simulación de estos ciclos. Se da una introducción del software usado para la simulación del GAX en este trabajo, así como un breve análisis de los fluidos que se usan en la simulación para justificar las ecuaciones de estado seleccionadas para la obtención de las propiedades termodinámicas. Se describe como se modeló cada componente del ciclo y finalmente se presenta de forma tabulada los resultados de la simulación, los cuales se validaron con los resultados obtenidos experimentalmente.

#### III.1 Simulación de ciclos de refrigeración y enfriamiento por absorción: Antecedentes

Actualmente existen programas de cómputo que permiten simular desde un simple componente de un proceso hasta una planta completa de forma modular y de manera amigable para el usuario. Sin embargo, las bases para la realización de estos programas de cómputo fueron dadas muchos años atrás a través de la modelación matemática de cada componente requerido en el ciclo o proceso.

En particular para los ciclos de enfriamiento y refrigeración por absorción se analizaron algunos de los trabajos que partieron de la modelación matemática y computacional hasta aquellos trabajos que hacen uso de modernos paquetes computacionales para evaluar el desempeño de estos ciclos.

**Kouremenos et al. (1987)** simularon un ciclo de absorción Amoniaco-Agua para medir su desempeño al ser operado con energía solar en Atenas. El desempeño fue medido y comparado al hacer funcionar el equipo como bomba de calor, refrigerador y como un transformador de calor. En este trabajo se realizan los balances de energía de los componentes del ciclo y se presentan las correlaciones para calcular los calores de entrada, las presiones y temperaturas del ciclo, así como los datos necesarios para calcular el aporte de energía solar durante un año específico. Con base en estas correlaciones los cálculos fueron desarrollados en un código computacional “confiable”, pero los autores no especifican más al respecto. Los resultados muestran las ganancias de calor en el colector a diferentes horas del día y el desempeño de cada uno de los ciclos.

**Kaushik et al. (1988)** modelaron y simularon ciclos de enfriamiento por absorción de simple y doble efecto usando la mezcla de sales y agua como refrigerante. Este estudio fue desarrollado en estado estacionario tomando como base los balances de materia y energía desarrollados en cada componente del ciclo. Igual que en este tipo de trabajos se presentan las correlaciones para calcular la temperatura, presión y composición en cada componente del ciclo así como las correlaciones para el cálculo de las propiedades termodinámicas de la mezcla. Este trabajo, en estado estacionario, fue la base para desarrollar una simulación dinámica de otro ciclo de absorción.

**Kaushik et al. (1991)** propusieron la simulación dinámica de un sistema de enfriamiento por absorción Amoniaco-agua de simple efecto. Ellos realizaron simulaciones del ciclo en estado estacionario para tener estimaciones previas de los parámetros de operación del ciclo, las cuales tomaron como inicio en el desarrollo del modelo matemático del caso dinámico. Como resultado obtuvieron el comportamiento horario del sistema basándose principalmente en la cantidad de solución, refrigerante, agua de enfriamiento, aire enfriado, etc., necesarios para el acondicionamiento de un espacio habitacional de 250 m<sup>2</sup> en Australia.

El trabajo matemático que se requiere para la solución del grupo de ecuaciones surgidas de los balances de materia y energía de cada componente de ciclo es tedioso, tomando en cuenta la interacción con el cálculo de las propiedades termodinámicas de los fluidos de trabajo. Sin embargo, la evolución de la computación permitió a **Grossman y Wilk (1994)** desarrollar un código computacional modular para la simulación de ciclos de absorción. Este código denominado ABSIM por sus siglas en inglés (**AB**sorption **SIM**ulation) se ha venido utilizando desde entonces para la simulación de ciclos de enfriamiento y refrigeración por absorción debido a que contiene las subrutinas con las ecuaciones gobernantes para la simulación de los componentes del ciclo y para calcular las propiedades termodinámicas de once fluidos de trabajo. El software es amigable con el usuario debido a que no necesita realizar un programa computacional para la solución de las ecuaciones que modelan el sistema; sin embargo, cuando se trata de modelar ciclos de absorción muy específicos, éste no converge debido a que las ecuaciones gobernante no son las adecuadas.

**Engler et al. (1997)** utilizaron el ABSIM para la simulación y comparación, con base en el COP, de varios de ciclos de absorción Amoniaco-Agua los cuales comprendían desde el ciclo básico de absorción hasta ciclos complejos como el GAX. Aquí las variables fueron la temperatura ambiente y la temperatura de generación, es decir, se comparó el COP para un rango de temperatura ambiente y de generación. A través de la simulación se pudo observar que el ciclo con mayor COP fue el GAX y que para todos los ciclos comparados el COP disminuía conforme lo hacía la temperatura ambiente. Para los ciclos con recuperación interna de calor como el GAX el COP aumentaba conforme lo hacía la temperatura de generación, lo contrario para los ciclos de simple efecto, que alcanzan un COP máximo pero disminuye conforme aumentaba la temperatura de generación.

**White y O'Neill (1995)** usaron el paquete de simulación PROCESS para la simulación de un ciclo de absorción Amoniaco-Agua, con la variante de purgar líquido en el evaporador. El software PROCESS es usado comúnmente para la simulación de plantas químicas, pero el ciclo simple de absorción simulado contiene componentes que son fáciles de reproducir en estos paquetes, sin embargo la complejidad radica en la selección correcta de la ecuación de estado para la obtención de las propiedades termodinámicas; ya que en ocasiones el software no contiene en su base de datos la ecuación de estado apropiada. Pero algunos permiten que el usuario introduzca correlaciones a través de subrutinas para el cálculo de las propiedades termodinámicas. El resultado de la simulación muestra que con la variante propuesta es posible reducir el área de los intercambiadores de calor e incrementar el COP alrededor de 5%.

Otro software comúnmente usado para la simulación de ciclos de absorción acoplados a sistemas solares es el **TRNSYS (2004)**. Este software, lo mismo que el ABSIM, contiene subrutinas programadas en lenguaje Fortran que permiten modelar cada componente del sistema, además de subrutinas auxiliares para monitorear y controlar la simulación. La característica principal del TRNSYS es que contiene subrutinas que permiten modelar varios tipos de colectores solares y sus componentes auxiliares como tanques de almacenamiento, etc. Este software fue desarrollado inicialmente en 1975, por un estudiante del Laboratorio de Energía Solar de la Universidad de Wisconsin, Madison, USA.

Algunos de los trabajos realizados recientemente con este software son, p. ej., **Florides et al. (2002)** quienes simularon un sistema de absorción Agua-Bromuro de litio de 11 kW acoplado a colectores parabólicos compuestos (CPC) y respaldado por una caldera. Un prototipo experimental fue construido y operado para determinar los coeficientes de transferencia de calor y masa y poder ajustar el modelo de simulación. En este trabajo se realizó también una evaluación económica del sistema completo y una evaluación del impacto ambiental comparando el sistema de absorción con un sistema convencional de compresión mecánica a través de la emisión de CO<sub>2</sub> a la atmósfera. Los resultados muestran que se necesitan 23,720 kWh de energía térmica para producir los 17,600 kWh requeridos de enfriamiento, los cuales se pueden suministrar con 15 m<sup>2</sup> de CPC que aportarían 8500 kWh (55 %) y el resto con la energía producida por la caldera.

**Luna et al. (2005)** realizaron una simulación dinámica de un sistema de enfriamiento por absorción Agua-Bromuro de litio. El sistema de absorción fue modelado usando TRNSYS, la carga de enfriamiento de la vivienda y el cálculo de datos meteorológicos fueron obtenidos usando los paquetes computacionales DOE y METEONORM, respectivamente. En este trabajo el objetivo era analizar la factibilidad de operar el sistema de absorción con el 100% de energía solar; sin embargo, aunque los resultados mostraron la factibilidad técnica de operar al 100% para los meses de mayo a septiembre en Mexicali, B. C., económicamente no resulta atractivo por el alto costo de inversión inicial.

Análisis similares de sistemas de absorción Agua-Bromuro de litio operados con energía solar realizaron **Assilzadeh et al. (2005)** y **García, X. (2005)**. Ambos utilizaron el software TRNSYS para la modelación del sistema completo.

De manera más específica **Velázquez (2002)** desarrolló el simulador SIMSAAGAX para analizar y evaluar el comportamiento energético del ciclo solar-GAX, tomando en cuenta el aporte de dos fuentes de energía, la solar y la de la combustión del gas natural. El Software fue desarrollado en el lenguaje de programación Visual Basic y trabaja bien para las condiciones de diseño, pero presentaba problemas fuera de estas condiciones.

El software que se usó para la simulación del ciclo GAX en este trabajo fue el simulador de procesos Aspen Plus. La decisión de usar este software fue porque, además de simular el ciclo de absorción, se tenía contemplado simular también los equipos de generación de energía primaria como la microturbina de gas y/o motores de combustión interna, dado que los gases de escape de estos equipos se recuperarían para operar el GAX. La decisión fue

también influenciada por el hecho de que se disponía del software en el CIE y se contaba con el conocimiento necesario para su utilización (**Vidal, 2002**).

### III.2 Características del simulador de procesos Aspen Plus

El software Aspen Plus se usa para la simulación de una gran variedad de aplicaciones modeladas en estado estacionario, se basa en “bloques” o subrutinas diseñadas para modelar la mayoría los dispositivos comúnmente usados en los procesos industriales. Estos bloques pueden ser interconectados usando las corrientes de materia, calor o trabajo, según sea el caso, hasta formar un diagrama de flujo completo, que representará a una planta, un sistema o simplemente un equipo. El software Aspen Plus incluye varias bases de datos que contienen información de datos físicos, químicos y termodinámicos de una amplia variedad de compuestos químicos así como una selección de modelos termodinámicos requeridos para la simulación de cualquier sistema térmico dado. La simulación se lleva a cabo especificando: (1) flujo másico, composición y condiciones de operación (T, P, etc.) de algunas de las corrientes del proceso; (2) condiciones de operación de los bloques usados en el proceso (T, P,  $\eta$ , etc.); y (3) entradas de calor y/o trabajo al proceso. Los reportes de resultados de los bloques pueden ser modificados, de acuerdo a los requerimientos específicos del usuario, a través de cálculos programados en el lenguaje Fortran o en una hoja de cálculo de Excel. Este software se puede usar también para realizar análisis de sensibilidad, análisis de punto de pliegue (pinch) u optimización de un equipo o proceso. Por otra parte Aspen Plus cuenta con una interfase llamada “modelos de usuarios” (User models) mediante la cual el usuario puede programar sus propias subrutinas para modelar equipos o dispositivos complejos, no disponibles en la librería del software, usando el lenguaje de programación Fortran.

Los trabajos realizados para simular ciclos de absorción con el software Aspen Plus son relativamente pocos, debido muy probablemente, a que se usa principalmente para la simulación de plantas petroquímicas.

**Balamuru et al. (2000)** simularon ciclos de absorción usando mezclas ternarias de Amoniaco-Agua-Sal. La sal alcalina usada fue hidróxido de sodio (NaOH) con el objetivo principal de disminuir las pérdidas por rectificación. Los resultados de la simulación muestran que con la adición de la sal a la mezcla amoniaco-agua se reducen significativamente las temperaturas de generación e incrementando a su vez la carga de refrigeración y el COP. Las pérdidas por rectificación se redujeron debido a que el incremento de la sal incrementó la concentración de amoniaco en la corriente de vapor; por lo tanto, menos trabajo de rectificación fue requerido. Sin embargo, los autores mencionan que podría también haber efectos negativos en el absorbedor, especialmente para altas concentraciones de la sal.

**Cerezo (2001)** realizó simulaciones de columnas de destilación de petróleo y desarrolló subrutinas en el lenguaje de programación Fortran para el modelado de transformadores de calor, las cuales acopló a su simulación a través del modelo de usuario de Aspen Plus. En este trabajo se analizó la factibilidad de recuperar calor de desecho del proceso de

destilación. Una fracción del calor de desecho se revaloriza en el transformador de calor y después se cede nuevamente al proceso, pero con una mayor temperatura y se usa para precalentar la corriente de alimentación de la torre, reduciendo así el consumo de energía primaria.

**Zheng et al. (2002)** simularon un ciclo combinado de potencia y enfriamiento por absorción usando la mezcla Amoniaco-Agua. El ciclo propuesto fue creado por Goswami (**Goswami, 1998**), pero los autores usaron la tecnología de Kalina (**Kalina, 1983**) para aumentar la cantidad enfriamiento producido y esto lo lograron absorbiendo, rectificando y condensando el vapor proveniente de la turbina, para que al pasar por el evaporador se transfiriera calor latente y no calor sensible como en el ciclo de Goswami. De esta manera el ciclo es más atractivo porque produce más de una tercera parte de enfriamiento respecto a la potencia reducida.

**Bruno et al. (2005)** modelaron sistemas de refrigeración por absorción y compararon termodinámicamente el desempeño de un ciclo Amoniaco-Agua con un ciclo Amoniaco-Agua-NaOH. En su simulación introdujo una columna de destilación, la cual hacía la función de generador y rectificador y pudo observar, al igual que **Balamuru et al. (2000)** las ventajas del uso de la sal, como son menores temperaturas de generación. En este trabajo se reporta una temperatura de generación de 82°C, para una concentración de NaOH de 8% y un COP alcanzado de 0.6 contra 0.5 del sistema convencional de Amoniaco-Agua.

El grupo de refrigeración y bombas de calor del CIE-UNAM ha desarrollado desde sus inicios modelos matemáticos y de simulación para evaluar ciclos de refrigeración por absorción. Estos modelos incluyen ciclos que operan con diferentes mezclas como Amoniaco-Agua, Amoniaco-Nitrato de Litio, Amoniaco-Tiocianato de Sodio, Agua-Monometilamina, Agua-Bromuro de Litio, etc. Existe una amplia literatura producida por este grupo a lo largo de 25 años de investigación donde se documenta el desempeño de estos ciclos; sin embargo, mencionar y analizar cada uno de ellos se aleja del objetivo de este trabajo; por lo tanto, si se quiere profundizar más al respecto se recomienda consultar la siguiente literatura: **Best et al. (1987)**, **Best et al. (1991)**; **Best y Hernández (1991)**, **Best et al. (1993)**; **Best et al. (1995)**; **Pilatowsky et al. (1995)**; **Romero et al. (2001)**.

### III.3 Característica de la mezcla Amoniaco-Agua.

La mezcla Amoniaco-Agua es un importante fluido de trabajo en los ciclos de enfriamiento, refrigeración y bombas de calor por absorción. Esta mezcla ha sido usada también como fluido de trabajo en plantas de generación de potencia basadas en la tecnología del ciclo de Kalina.

La mezcla Amoniaco-Agua se considera como zeotrópica debido a que en un punto donde las fases se encuentren en equilibrio, las fracciones másicas del vapor y del líquido serán siempre diferentes. Una mezcla zeotrópica contiene al menos dos componentes, éstos con diferentes puntos de ebullición.

Esta mezcla es altamente polar. Se dice que una sustancia es polar si sus moléculas tienen un momento de dipolo ( $\mu$ ) distinto de cero. El agua tiene un momento de dipolo  $\mu = 1.9$  D y el amoníaco  $\mu = 1.5$  D (D = debye) por lo tanto son consideradas como fuertemente polares (**Smith et al., 1997**). Esta característica es importante para seleccionar adecuadamente la ecuación de estado.

Varios modelos termodinámicos y correlaciones han sido publicados para la obtención de propiedades de la mezcla amoníaco-agua y muchos de éstos han sido utilizados en los software para el cálculo de propiedades termodinámicas. Por ejemplo, una formulación de la energía libre de Gibbs ( $G \equiv H - TS$ ) fue utilizada para crear el software AMMWAT (**Herold y Moran, 1988**). Las ecuaciones de equilibrio de la energía libre de Helmholtz fueron utilizadas en el REFPROP para el cálculo de las propiedades de la mezcla amoníaco-Agua (**REFPROP, 2002**), etc.

Para la simulación de los ciclos de absorción en este trabajo, se seleccionó inicialmente la ecuación de estado de Peng-Robinson (PR) para la obtención de las propiedades termodinámicas con base en el trabajo desarrollado en una etapa previa (**Vidal, 2002**). Pero al comparar los resultados obtenidos con los reportados en la literatura (**Bogart, 1981; Velázquez, 2002**) la temperatura del fluido a la salida del absorbedor presentaba una diferencia de  $-5^{\circ}\text{C}$ , esta diferencia sólo se presentaba en esta corriente del ciclo. Sin embargo, se probó la ecuación de estado Redlich-Kwong-Soave (RKS) la cual es recomendada por **Zheng et al. (2002)** para la simulación de ciclos de absorción que usen la mezcla Amoníaco-Agua; teniendo como resultado una diferencia de  $-2^{\circ}\text{C}$  en la temperatura de absorción. Se probaron otras ecuaciones de estado disponibles en el simulador, las cuales igualaron la temperatura de absorción, pero variaban mucho en el calor de absorción, por lo que se decidió usar la ecuación RKS por ser la que más se ajustó a los datos teóricos y que más adelante fue validada con los resultados obtenidos con el sistema experimental GAX.

#### III.4 Características del aceite térmico usado para operar el sistema experimental GAX.

El aceite térmico usado en el generador del sistema experimental GAX fue el Mobiltherm 603, este aceite se calienta a través de una resistencia eléctrica para proveer el calor de generación. El Mobiltherm 603 brinda los siguientes beneficios:

- Se pueden alcanzar temperaturas elevadas a presión atmosférica o a presiones moderadas.
- Excelente transferencia de calor sostenida durante períodos de uso prolongado.
- Protección contra la corrosión.
- Larga vida de la carga como resultado de su excelente estabilidad térmica y resistencia a la oxidación.
- Buena fluidez a baja temperatura al momento del arranque.
- Mínimo consumo de energía para su circulación.
- Presión de vapor baja.

- Excelente conductividad térmica.
- Buena circulación, en función de su viscosidad.

Este aceite no está disponible en la base de componentes del Aspen Plus, por lo que hubo que darlo de alta como un subcomponente introduciendo los valores del punto de ebullición promedio y la gravedad en grados API (American Petroleum Institute, por sus siglas en inglés), 260°C y 32.8, respectivamente. Se seleccionó la ecuación de estado Braun K10 (BK-10), para obtener sus propiedades termodinámicas, la cual es recomendada por Aspen Plus para productos petrolíferos.

### III.5 Simulación del sistema GAX

Antes de lograr obtener un modelo de simulación confiable del ciclo GAX se realizaron simulaciones previas del ciclo de absorción de simple efecto, es decir, en su mayoría equipos de transferencia de calor y separación. Estas simulaciones previas dieron pauta para simular y analizar un ciclo combinado de potencia y enfriamiento, que básicamente consta de una turbina de vapor y un ciclo de absorción básico de simple efecto, el cual usa la mezcla Amoniaco-Agua como fluido de trabajo y que se analiza con base en la primera y segunda ley en el próximo capítulo.

Como se mencionó en el capítulo I, el ciclo GAX conserva los elementos esenciales de un ciclo de absorción de simple efecto: Generador (GE), Rectificador (RE), Condensador (CO), Absorbedor (AB), Evaporador (EV) y Bomba de solución (BS), pero lo que lo distingue de este ciclo básico es la recuperación interna de calor, por lo que es necesario reconfigurar el sistema para formar el sistema Híbrido GAX y lograr un buen modelo de simulación. En el prototipo GAX del CIE, el rectificador está incorporado al generador formando la columna Generador-Rectificador (GE-RE) y la sección más fría del generador (GAX) se integra al absorbedor para formar la columna Absorbedor-GAX (AB-GAX).

El GE y el AB son divididos en secciones, para obtener una mayor integración energética interna y de esta manera disminuir los requerimientos de calentamiento externo en el GE y de enfriamiento externo en el AB.

Las columnas GE-RE y AB-GAX son del tipo película descendente y están fabricados con tubos aletados, al igual que el condensador, preenfriador y evaporador. A continuación se detalla la simulación de cada componente del ciclo y el esquema completo de la simulación se puede observar en la Figura 3.1.

**Generador:** La columna del generador está dividida en tres secciones 1G, 2G y 3G (GHX) En el diseño termodinámico del GAX del CIE se tiene contemplado que cada sección tenga un aporte de calor diferente. En la sección 1G, ubicada en la parte baja de la columna GE, la concentración de amoniaco en la mezcla es baja, es decir la solución en esa parte tiene un mayor contenido de agua; por lo tanto, se requiere una mayor carga térmica para poder liberar el amoniaco. Esta carga térmica, que se había contemplado suministrarla por medio de la combustión del gas natural (**Velázquez, 2002**), actualmente se suministra con aceite térmico; sin embargo, a modo de comparación se presentan aquí los resultados

de la simulación de esta sección usando la combustión de gas LP y el aceite térmico como fuentes de calor.

**Sección 1G:** Para modelar la sección 1G, se usó un modelo riguroso de destilación fraccionada que permite dimensionar y valorar columnas empacadas y/o de platos (**Radfrac**). Los resultados obtenidos con la columna de platos tuvieron buena aproximación con los datos obtenidos experimentalmente con la columna del GE del GAX. En este bloque se introdujeron los siguientes datos:

1. Número de estados o platos de la torre,
2. Número de estado donde se suministra la corriente de alimentación
3. Número de estados de salida de los productos (vapor y líquido)
4. Fases válidas (vapor-líquido)
5. Carga térmica y el número de estado donde ésta se suministra,
6. Caída de presión a lo largo de la columna.
7. Pérdidas de calor en la columna (si fuera necesario)

Además de estas especificaciones se introdujo en la simulación una especificación de diseño para controlar la carga térmica del generador. En la especificación de diseño se fija el flujo de vapor refrigerante que se quiere obtener y el programa calcula este valor variando la carga térmica (la cual se conoce como variable de entrada o manipulada). Esta carga térmica será suministrada por el aceite térmico o por los productos de la combustión del gas LP.

En la especificación de diseño el valor calculado (flujo de refrigerante) deberá ser igual o cercano al valor deseado dentro de una tolerancia dada. La relación de la función objetivo es:

$$|\text{Valor deseado} - \text{Valor Calculado}| < \text{tolerancia}$$

Para alcanzar el valor deseado, una variable de entrada o manipulada deberá ser seleccionada y ajustada. La variable de entrada usada en el bloque 1G fue la carga térmica (calor de generación). Si se especifica un valor inicial de la variable manipulada, cercano al valor buscado, ayuda a que la especificación de diseño converja en pocas iteraciones. El método de convergencia usado fue el método de aproximación lineal de la secante, el cual es recomendado por Aspen Plus para especificaciones de diseño simples. El valor de la variable manipulada converge cuando se cumple la siguiente condición:

$$\left| \frac{X_i - X_{i-1}}{X_{i-1}} \right| \leq \text{tol}$$

donde

$X$  = variable a converger

$i$  = número de iteración

$tol$  = tolerancia

Al principio de la simulación  $X_{i-1}$  representa el valor sugerido y  $X_i$  representa el valor calculado. La tolerancia fue fijada en 0.001.

En la simulación del calentamiento del aceite térmico se agregó un intercambiador de calor que nos permite variar la temperatura y flujo del aceite hasta alcanzar la carga térmica deseada, la cual es función del flujo de refrigerante requerido en el tope de la columna. Para el caso del gas LP se agregó a la simulación un reactor estequiométrico (**Rstoiq**) para llevar a cabo la combustión. El reactor requiere el balance estequiométrico de cada componente del combustible con oxígeno como oxidante. El gas LP está constituido principalmente de propano (61%) y butano (39%) (**página web, energia.gob.mx**). Por lo tanto, las siguientes ecuaciones son suministradas:

Balance estequiométrico del propano ( $C_3H_8$ ) con oxígeno ( $O_2$ ):

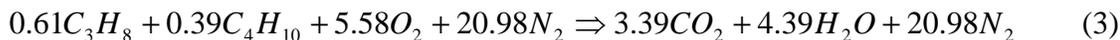


Balance estequiométrico del butano ( $C_4H_{10}$ ) con oxígeno ( $O_2$ ):



Los productos de la combustión no son claros en estas ecuaciones y sólo se realizan así para efectos de simulación, pero el balance completo del combustible con aire (nitrógeno 79% y oxígeno 21%) es necesario para estimar el volumen de los componentes de los productos, lo cual brinda una estimación de lo que obtendremos en la simulación.

El balance estequiométrico del gas LP con aire es:



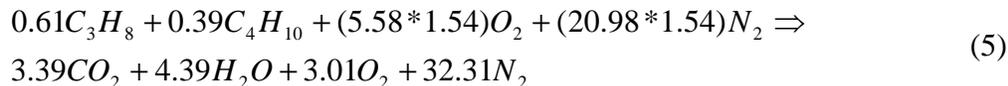
De este balance se obtiene la relación teórica del aire con respecto al combustible ( $r_i A/C$ )

$$r_i A/C = \frac{26.56 * 29}{(0.61 * 44.09 + 0.39 * 58.12)} = 15.55 \frac{kg \text{ aire}}{kg \text{ comb.}} \quad (4)$$

Sin embargo, en los procesos de combustión siempre se agrega una mayor cantidad de aire que el teórico para garantizar que todo el combustible se quemara durante la combustión y evitar la formación de humos. Se recomienda suministrar 24 partes de aire por parte de combustible para la correcta combustión del gas LP (**página web, ceramicstoday**); lo que representa alrededor de 54% de exceso de aire. La combustión de los hidrocarburos con la cantidad teórica de aire genera  $CO_2$  y  $H_2O$  como productos de la combustión más la cantidad de nitrógeno suministrada, la cual no reacciona y es igual en los productos. Sin embargo, el exceso de aire en la combustión trae como consecuencia la formación de  $O_2$  en

los productos. La cantidad  $O_2$  se puede estimar con un nuevo balance estequiométrico como sigue:

Tomando como base la ecuación (3) se tiene:



En la ecuación (5) con 54% de exceso de aire aparece en los productos la formación del  $O_2$ .

En este bloque (**Rstoiq**), también se introdujo una especificación de diseño para calcular el flujo de aire y gas LP que se deben suministrar para la carga térmica demandada por la torre. La ecuación de estado usada en el **Rstoiq** fue la ecuación de Peng-Robinson-Boston-Matias (PR-BM) la cual es recomendada por Aspen plus para modelar sistemas de combustión.

**Sección 2G:** La sección 2G de la columna del GE se diseñó para que fuera operada por el aceite térmico calentado a través de los colectores solares del tipo tubos evacuados. Esta sección se simuló también con una torre de platos, similar a la sección 1G, sólo que la carga térmica demandada por la torre es suministrada por el aceite térmico y se usó el bloque **Heater** para simular el calentamiento del aceite.

**Sección 3G:** La sección 3G de la columna del GE se diseñó para que fuera operada térmicamente por la corriente que deja el fondo de la sección 1G, dado que esta sale a una alta temperatura ( $\sim 200^\circ\text{C}$ ) y también fue simulada como la sección 1G, pero como una estrategia de simulación, la corriente de materia no entra a la sección 3G, sino solamente una corriente de calor que aporta la misma corriente y cede la carga térmica de diseño o la necesaria para lograr la concentración de amoníaco requerida en el tope de la columna. En esta sección se alimentan las corrientes que provienen del rectificador y del absorbedor.

**Rectificador:** Este equipo fue simulado como un separador usando el bloque **Flash2**, en el cual se especificaron la temperatura y presión deseada de la corriente de salida.

El condensador, preenfriador y evaporador, fueron simulados como intercambiadores de calor a contra corriente. En el condensador se especificaron los grados de subenfriamiento o la fracción de vapor. En el preenfriador se especificó el acercamiento de temperatura a la salida de la corriente fría y a la entrada de la corriente caliente. En el evaporador se fijó la fracción de vapor a la salida del refrigerante y en cada uno de los tres dispositivos se especificó una caída de presión.

**Bomba de solución:** Este equipo fue simulado especificando la presión de descarga deseada y las eficiencias de la bomba y del inductor, 75% y 96%, respectivamente.

**Absorbedor:** El absorbedor del gas también cuenta de tres secciones 1A, 2A (AHX) y 3A (GAX). En este equipo se lleva a cabo la absorción del vapor refrigerante usando la solución débil que proviene del fondo de la torre del generador.

**Sección 1A:** En esta sección se pone en contacto el vapor del refrigerante y la solución proveniente del bloque 2A en arreglo de flujo a contracorriente. Al ponerse en contacto las corrientes, la solución absorbe al vapor y lo condensa provocando una liberación de calor, debido al cambio de fase del vapor (calor de absorción). Este calor debe ser removido constantemente para garantizar el correcto y continuo funcionamiento del absorbedor. Esta sección se simuló usando una torre de destilación fraccionada como en el bloque del generador. La información suministrada al bloque 1A es similar al del bloque 1G a excepción del calor, que en este caso deberá ser retirado. El calor de absorción es calculado a través de un balance de energía y suministrado como dato de entrada en el submenú del modelo de la torre (Heaters Coolers).

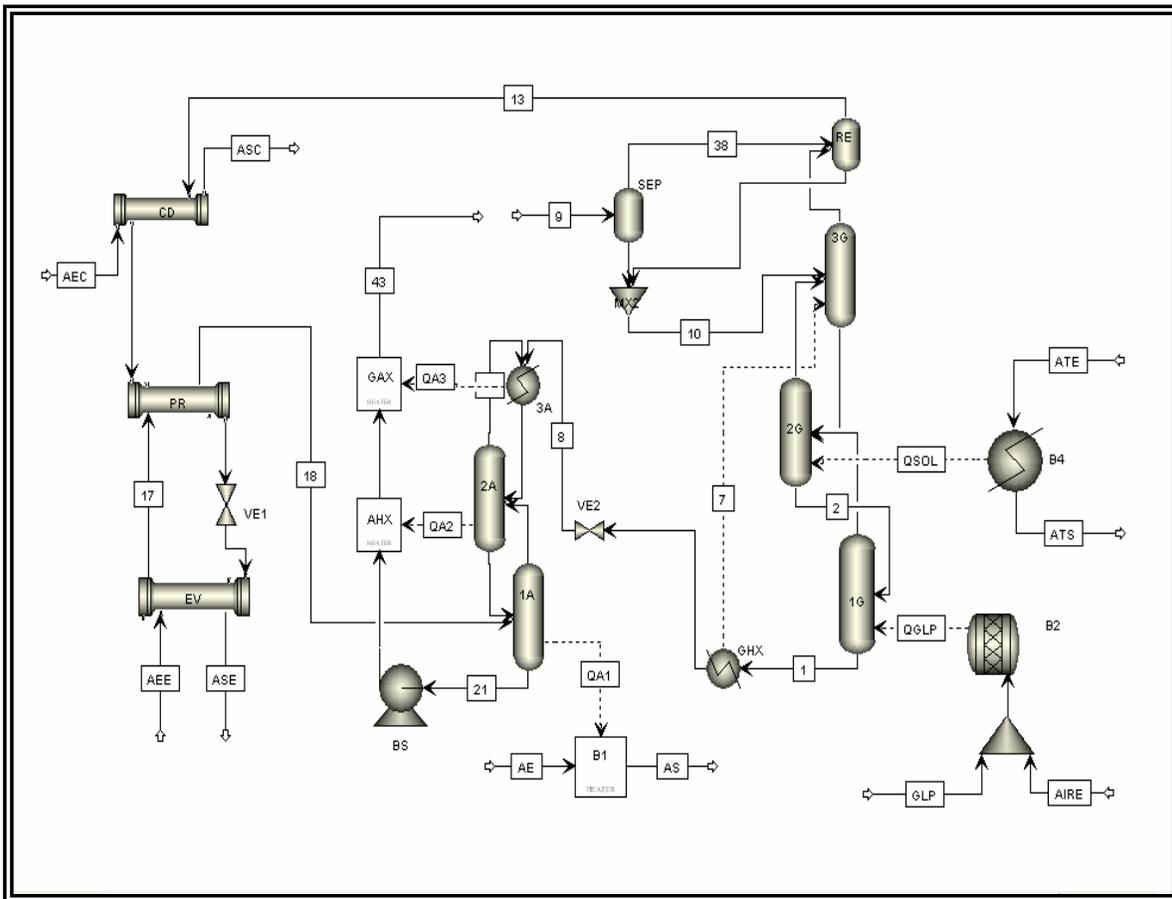
**Sección 2A (AHX):** En esta sección continúa el proceso de absorción; sin embargo, el calor de absorción es usado para precalentar la solución que va hacia el generador. Esta sección se simula también con una torre fraccionada y se agrega un intercambiador de calor (**Heater**) para aprovechar el calor disipado en la torre. El calor de absorción de este bloque también es calculado y suministrado como dato de entrada a la torre.

**Sección 3A (GAX):** En esta sección el vapor refrigerante deberá ser absorbido totalmente por la corriente de solución; de manera que a la salida del bloque se tendrá sólo la corriente de solución, con mayor contenido de amoníaco que al inicio, la cual continuará el proceso de absorción en los bloques 2A y 1A. Por las características del proceso este bloque fue simulado con dos intercambiadores de calor (Heater). El primer intercambiador de calor se usó para simular la absorción total del vapor. En este bloque se fijó la presión de trabajo y la condición de la corriente de salida del bloque (fracción de vapor = 0). El calor de absorción generado se usa para continuar precalentando la corriente de alimentación del generador. Este proceso se lleva a cabo con el segundo intercambiador de calor donde sólo se fija la presión de trabajo ya que interactúa con el primer intercambiador de calor a través de la corriente de calor que los une. En los párrafos anteriores se mencionó que la sección del generador “GAX” estaba literalmente acoplada a la columna del absorbedor, para aprovechar el calor de absorción. Con este arreglo se está cumpliendo con esta característica del diseño.

A condiciones óptimas de diseño se espera que la corriente de salida de la sección 3A sea un flujo en dos fases (líquido/vapor) de manera que el vapor deberá ser separado de la corriente líquida y agregado a la corriente de alimentación del rectificador. A la corriente líquida se le une la corriente que sale del rectificador que después será alimentada al generador. Este proceso se simuló usando un separador (**Flash2**). En este bloque se fijaron la presión de trabajo y una carga de calor igual a cero, dado que sólo es un separador no un destilador.

Las válvulas de expansión, localizadas a la entrada del evaporador y a la entrada del absorbedor, que tienen la función de disminuir la presión alta del sistema a la presión baja

de trabajo, se simularon isoentálpicamente usando el bloque **Valve**, en las cuales se especificó la presión deseada de la corriente de salida.



**Figura 3.1** Diagrama esquemático del ciclo GAX

### III.6 Validación del modelo de simulación del GAX

Cuando se inició con la simulación no se contaba aun con el prototipo experimental; por lo tanto, los primeros modelos fueron muy sencillos y no había forma de comparar los resultados de la simulación. Cuando se iniciaron las pruebas experimentales con el prototipo del GAX los modelos iniciales resultaron de poca utilidad, porque la integración energética no se podía reproducir y había mucha incertidumbre en el análisis termodinámico de los resultados experimentales. Por lo tanto, se le dedicó más tiempo a la simulación hasta lograr un modelo confiable, que se fue ajustando con base en los resultados experimentales obtenidos. La realización de pruebas experimentales a condiciones de diseño no se han podido realizar debido a fallas en el absorbedor del sistema, por lo que sólo se ha podido trabajar a carga parcial y usando aceite térmico como único medio de calentamiento del generador. Por lo tanto, la validación del modelo ha sido para casos de carga parcial. Sin embargo, se presentan también los resultados de la

simulación en forma híbrida (solar-Gas LP) y se comparan con los resultados de la modelación teórica de **Velázquez, 2002**.

En la Tabla 3.1 se presentan y comparan los resultados de la experimentación y la simulación. Los resultados experimentales corresponden al promedio de una serie de datos que fueron seleccionados cuando el equipo alcanzó la estabilización y la producción de enfriamiento se mantuvo constante (antes de que se elevara la presión en el absorbedor). Se puede observar que el calor de generación es igual en ambos casos, ésto se debe a que éste se ajustó al de la experimentación, porque en la simulación no se están considerando pérdidas de calor. El calor requerido de generación sin pérdidas es de 11.2 kW, pero el requerido en la experimentación fue de 16.8 kW, es decir, 50% del calor suministrado al generador se pierde por fugas a través de las bridas, válvulas y tramos cortos de tuberías que no están aisladas. Para generar los 16.8 kW de calor se requiere circular 20 l/min de aceite térmico a través del generador, valor que coincide con el de la simulación. El aceite es suministrado a  $\sim 195^{\circ}\text{C}$  y sale a  $\sim 165^{\circ}\text{C}$ ; por lo que, en condiciones estables existe una diferencia de temperatura de  $30^{\circ}\text{C}$ .

La carga de enfriamiento obtenida en la simulación fue muy parecida a la obtenida en la experimentación, resultado de la diferencia de temperatura en el flujo de agua a enfriar, para ambos casos. El flujo de agua a través del evaporador se mantuvo constante a 25 l/min, en ambos casos. En el evaporador se varió la fracción de evaporación del refrigerante. La fracción que corresponde a los resultados de la experimentación, de la corriente de salida del refrigerante, fue de 0.95, valor común en los sistemas de enfriamiento y refrigeración por absorción.

El calor retirado en el condensador también fue muy parecido al de la experimentación. Este valor es un poco grande para la carga de enfriamiento producida, debido a que el refrigerante condensado tenía una condición de  $20^{\circ}\text{C}$  de subenfriamiento. Se esperaba que en la experimentación se alcanzara la saturación en el condensado, pero fue muy difícil controlar esta variable, por lo que se implementó un condensador enfriado por aire (**Gómez, 2006**) con un variador de frecuencia, para tener un mejor control del aire de enfriamiento y poder lograr las condiciones de saturación del refrigerante. El equipo ya fue instalado y pronto continuarán las pruebas experimentales.

El calor del absorbedor también presenta buena aproximación a los resultados experimentales, la presión de trabajo fue cercana a los 6 bar. Los resultados muestran que el calor retirado por el aire de enfriamiento es parecido al calor que se retiraría a las condiciones de diseño (9.15 kW, para 10.5 kW de enfriamiento). Sin embargo, aunque los valores de la experimentación y la simulación sean parecidos, no significa que el absorbedor esté funcionando adecuadamente, porque se espera que a menor carga de enfriamiento el equipo retire menor calor de absorción. Esto significa, entonces, que el absorbedor está trabajando inadecuadamente, ya que el calor no se logra disipar correctamente, provocando una acumulación de vapor en la torre y por tal motivo una elevación de presión que hace imposible continuar con la experimentación. Este problema, que nos ha limitado la experimentación, se podría resolver verificando que el absorbedor esté nivelado correctamente, para que haya una buena distribución de la solución débil a través de los tubos; logrando así una correcta absorción del vapor refrigerante. Además se

podría instalar también, un variador de frecuencia al motor del sistema de enfriamiento de la columna, para ajustar el flujo de aire a la carga requerida.

**Tabla 3.1. Comparación de los resultados de la experimentación vs. simulación.**

| Parámetros                  | Experimental<br>Aceite | Simulación<br>Aceite |
|-----------------------------|------------------------|----------------------|
| $Q_{GE}$ kW                 | 16.80                  | 16.80                |
| $Q_{EV}$ kW                 | 7.02                   | 6.90                 |
| $Q_{CO}$ kW                 | 6.60                   | 6.62                 |
| $Q_{AB}$ kW                 | 9.21                   | 9.23                 |
| $Q_{RE}$ kW                 | 4.20                   | 2.3                  |
| * $Q_{RI-AB}$ kW            | 4.20                   | 3.78                 |
| ** $Q_{RI-GE}$ kW           | 2.25                   | 2.30                 |
| $\dot{m}_{agua-fria}$ l/min | 25.00                  | 25.00                |
| $\Delta T_{agua-fria}$ °C   | 4.01                   | 3.97                 |
| RC                          | 2.28                   | 2.26                 |
| RF                          | 3.28                   | 3.26                 |
| COP <sub>enf.</sub>         | 0.42                   | 0.41                 |
| COP <sub>real</sub>         | 0.38                   | 0.37                 |

\*  $Q_{RI-AB}$  = Calor recuperado internamente en el absorbedor,

\*\*  $Q_{RI-GE}$  = Calor recuperado internamente en el generador.

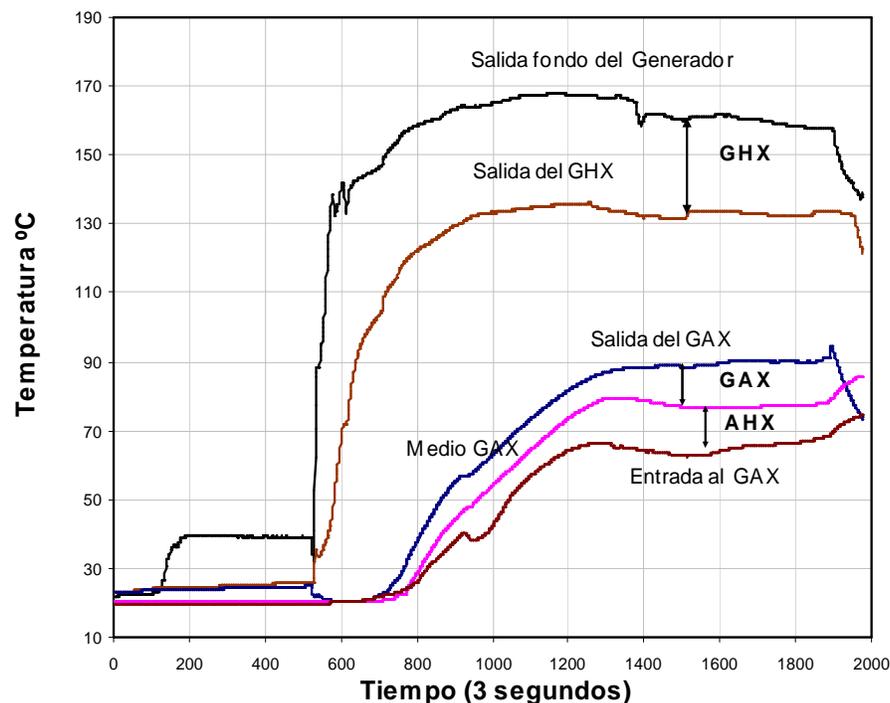
El calor retirado por el rectificador es muy distinto al valor obtenido en la experimentación, esto se debe probablemente a que el sensor de temperatura del flujo de salida del aire de enfriamiento esté midiendo mal, ya que marca una temperatura muy superior a la esperada (debería marcar 45°C y marca ~ 64°C); esta gran diferencia en la corriente de aire provoca un valor alto del calor de rectificación, el cual es casi 100% mayor del valor de la simulación. El valor del calor de rectificación experimental reportado en la Tabla 3.1 incluso es superior al que se esperaría al trabajar a plena carga (3.11 kW para 10.5 kW de enfriamiento); por lo tanto, se espera que en con las próximas corridas experimentales se pueda aclarar esta duda.

Los calores recuperados, internamente en el generador y el rectificador, presentan buen acercamiento con los de la experimentación. En la Figura 3.2 se presentan los perfiles de temperatura de la solución fuerte y débil al pasar por las secciones, AHX-GAX y GHX, respectivamente, cuando el sistema se estabilizó después de 15 a 20 minutos. Las temperaturas de las corrientes obtenidas en la simulación son muy cercanas a las que se muestran en la gráfica, por eso los calores  $Q_{RI-AB}$  y  $Q_{RI-GE}$  son muy parecidos.

Como consecuencia de la similitud de los resultados de la simulación con respecto a los resultados experimentales, el coeficiente de operación (COP) también es muy parecido. El

valor teórico de 0.41-0.42, no corresponde al COP que se esperaba alcanzar con el sistema GAX; por lo tanto, debido a los problemas de operación y fugas de calor que se han mencionado el COP es 50% menor del valor esperado.

Se realizarán modificaciones futuras al prototipo experimental para lograr alcanzar las condiciones de diseño y se integrará al generador el sistema de combustión del gas LP, para medir el desempeño del GAX al operar a fuego directo. Sin embargo, a manera de comparación se presentan a continuación los valores de los parámetros que se esperan obtener si el sistema fuera operado de forma híbrida aceite térmico-gas LP, obtenidos con el modelo de simulación y se comparan con los obtenidos por **Velázquez (2002)**.



**Figura 3.2** Perfiles de temperaturas en el generador y el absorbedor.

Los resultados de la simulación que se presentan en la Tabla 3.2 muestran buen acercamiento a los reportados por **Velázquez, 2002**; y aunque el prototipo experimental actual no es operado a fuego directo el resto de los componentes ya han sido validados experimentalmente así que sólo la sección de generación faltaría por validar, así que se espera que pronto se acople la sección de combustión del gas LP al prototipo experimental para validar totalmente este modelo de simulación del caso híbrido.

**Tabla 3.2. Comparación de los resultados del caso de diseño (Velázquez, 2002) vs. simulación**

| Parámetros                  | Diseño<br>Solar-Gas | Simulación<br>Solar-Gas |
|-----------------------------|---------------------|-------------------------|
| $Q_{GE-sol.}$ kW            | 2.33                | 2.52                    |
| $Q_{GE-G.LP.}$ kW           | 9.95                | 9.65                    |
| $Q_{EV}$ kW                 | 10.55               | 10.55                   |
| $Q_{RE}$ kW                 | 3.11                | 3.44                    |
| $Q_{CO}$ kW                 | 10.62               | 10.73                   |
| $Q_{AB}$ kW                 | 9.15                | 8.56                    |
| ** $Q_{RI-AB}$ kW           | 10.75               | 11.24                   |
| *** $Q_{RI-GE}$ kW          | 4.68                | 5.03                    |
| $\dot{m}_{agua-fria}$ l/min | 25.21               | 25.00                   |
| $\Delta T_{agua-fria}$ °C   | 6.00                | 6.07                    |
| RC                          | 1.43                | 1.42                    |
| RF                          | 2.43                | 2.42                    |
| $COP_{enf.}$                | 0.86                | 0.87                    |
| $COP_{real}$                | 0.82                | 0.76                    |

## Conclusiones

Como se muestra a través de este capítulo, las simulaciones de ciclos de absorción usando Aspen plus son muy pocas y las reportadas en la literatura son análisis completamente teóricos; en los cuales no se han podido comprobar los modelos de simulación por falta de datos experimentales; sin embargo, en este trabajo los modelos de simulación se han ido ajustando y perfeccionando con base en los resultados experimentales obtenidos con el prototipo GAX. Hasta ahora los modelos de simulación realizados han demostrado ser confiables; sin embargo, seguramente se deberán modificar debido a que el prototipo experimental también se modificará. Se espera que pronto se instale en la sección del absorbedor un intercambiador de calor de placas, para hacer más eficiente el proceso de absorción así como la sección de fuego directo en el generador, pero para éste último el modelo de simulación ya se realizó y sólo se validará con los resultados obtenidos cuando el prototipo opere con gas LP. Por lo tanto, el software ha mostrado ser confiable y podría ser usado para configuraciones más complejas como acoplar el modelo de simulación del GAX a los gases de escape de equipos primarios como motores de combustión interna o microturbinas de gas, para formar sistemas de cogeneración y/o trigeneración como se analizarán en el próximo capítulo.

**Referencias**

**Assilzadeh, F., Kalogirou, S. A., Ali, Y., Sopian, K. (2005)** Simulation and optimization of a Libr solar absorption cooling system with evacuated tube collectors. *Renewable energy* Vol. 30, pp. 1143-1159.

**Balamuru, V. G., Ibrahim, O. M., Barnett, S. M. (2000)**. Simulation of ternary ammonia-water-salt absorption refrigeration cycles. *Int. Journal of refrigeration*, Vol. 23, pp. 31-42.

**Best, R., Eisa, M. A. R., Holland, F. A. (1987)**. Thermodynamic design data for absorption heat pump system operating on ammonia water: Part 3, simultaneous heating and cooling. *J. Heat Recovery systems and CHP*, Vol. 7, No. 2, pp. 1887-194.

**Best, R., and Hernández, J. (1991)**. Experimental Studies on the Operating Characteristics of an Ammonia Water Absorption System for Solar Cooling, *Trans Icheme*, 69, Part A, pp. 153-160.

**Best, R., Rivera, W., Pilatowsky, I., and Holland, F.A. (1991)**. Thermodynamic Design Data for Absorption Heat Pump Systems Operating on Ammonia Lithium Nitrate: Part III, Simultaneous Cooling and Heating, *J. Heat Recovery Systems and CHP*, 11(4), pp. 199-212

**Best, R., Rivera, W., Hernández, J., and Oskam, A. (1993)**. Thermodynamic Design Data for Absorption Heat Pumps Operating on Ammonia Sodium Thiocyanate: Part III, Simultaneous Heating and Cooling, *J. Heat Recovery Systems and CHP*, 13(1), pp. 23-31.

**Best, R., Rivera, W., and Oskam, A. (1995)**. Thermodynamic Design Data for Absorption Heat Pump Systems Operating on Water-Carrol: Part III, Simultaneous Cooling and Heating, *J. Heat Recovery Systems and CHP*, 15(5), pp. 445-456.

**Cerezo, J. (2001)**. Simulación de transformadores de calor acoplados a procesos industriales y evaluación experimental de un transformador térmico de 2 kW de potencia. Tesis de Maestría, CIE-UNAM, Temixco, Mor.

**Engler, M., Grossman, G., Hellman, H. M. (1997)**. Comparative simulation and investigation of ammonia-water: absorption cycle for heat pump applications. *Int. Journal of refrigeration*, Vol. 20, No. 7, pp. 504-516.

**García, X. (2005)**. Solar absorption cooling in Spain: Perspectives and outcomes from the simulation of recent installations. *Renewable energy*, en imprenta, pp. 1-19.

**Gómez, V. H. (2006)**. Simulación numérica y validación experimental de intercambiadores de calor de tubos aletados y su integración a un ciclo de refrigeración por absorción, Tesis de Doctorado (en proceso), CIE-UNAM, Temixco, Morelos.

**Goswami, D. Y. (1998).** Solar thermal technology: present status and ideas for the future. Energy Sources, Vol. 20, pp. 137-145.

**Grossman, G. y Wilk, M. (1994).** Advanced modular simulation of absorption systems. Int. Journal of refrigeration, Vol. 17, No. 4, pp. 231-244.

**Herold, K. E. y Moran, M. J. (1988)** Proceedings, Advanced Energy Systems Symposium at the ASME Winter Annual Meeting, Chicago, Illinois, AES-Vol. 4, pp. 65-75.

**Kalina A. I. (1983).** Combined cycle and waste-heat recovery power systems based on a novel thermodynamic energy cycle utilizing low-temperature heat for power generation. American Society of Mechanical Engineers Paper 83-JPGC-GT-3.

**Kaushick, S. C., Gadhi, S. M. B., Agarwal, R. S., Kumari, R. (1988).** Modeling and simulation studies on single/double effect absorption cycle using water-multicomponent salt (MCS) mixture. Solar Energy, Vol. 40, No. 5, pp. 431-441.

**Kaushick, S. C., Rao, S. K., Kumari, R. (1991).** Dynamic simulation of an aqua-ammonia absorption cooling system with refrigerant storage. Energy Conversion & Management, Vol. 32, No. 3, pp. 197-206.

**Kouremenos, D. A., Antonopoulos, K. A. (1987).** Performance of solar NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O absorption cycles in the Athens area. Solar Energy, Vol. 39, No. 3, pp. 187-195.

**Luna, A., Velázquez, N., Bojórquez, G. (2005).** Simulación dinámica de sistema de enfriamiento por absorción BrLi-H<sub>2</sub>O, operado con energía solar térmica. Memoria de la XXIX Semana Nacional de Energía Solar, 3-7 de octubre, Tuxtla Gutiérrez, Chiapas, pp. 311-316.

**Pilatowsky, I., Rivera, W., Best, R., and Holland, F.A. (1995).** Thermodynamic Design Data for Absorption Heat Pump Systems Operating on Water-Monomethylamine: Part III, Simultaneous Cooling and Heating, J. Heat Recovery Systems and CHP, 15(6).

**REFPROP, Version 7.0, (2002).** NIST thermodynamic properties of refrigerants and refrigerant mixtures database, Standard reference data program, USA.

**Romero, R.J., Rivera, W., Pilatowsky, I., Best, R. (2001).** Comparison of the modelling of a solar absorption system for simultaneous cooling and heating with an aqueous ternary hydroxide and with water/lithium bromide, Solar Energy Materials & Solar Cells, 70, pp. 301-308

**Smith, J. M., Van Ness, H. C., Abbott, M. M. (1997).** Introducción a la Termodinámica en Ingeniería Química, 5ª ed., McGraw-Hill, México, pp. 113-119.

**TRNSYS 15 (2004),** A TRaNsient SYstems Simulation Program, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, 2916 Marketplace Drive - Suite 104, Madison, WI 53719, USA.

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

**Vidal, A. (2002).** Aplicación del ciclo de Kalina al proceso de destilación del petróleo. Tesis de Maestría, UNAM, México, D. F.

**White, S. D. y O'Neil, B. K. (1995).** Analysis of an improved Aqua-Ammonia absorption refrigeration cycle employing evaporator blowdown to provide rectifier reflux. Applied Energy Vol. 50, No. 4, pp. 323-337.

**Zheng, D., Chen, B., Qi, Y. (2002).** Thermodynamic analysis of a novel absorption power/cooling combined cycle. In: Proceeding international Sorption Heat Pump Conference, 24-27 de septiembre, Shanghai, China, pp. 204-209.

#### **Páginas web**

[http://www.energia.gob.mx/wb2/Sener/sene\\_177\\_gas\\_lp](http://www.energia.gob.mx/wb2/Sener/sene_177_gas_lp)

<http://www.ceramicstoday.com/articles/052801b.htm>

## Capítulo IV

### Sistemas de trigeneración

En este capítulo se plantea la situación energética que existe actualmente en el sector comercial y de servicio. Se define y se dan los antecedentes de la trigeneración, la cual se plantea como la tecnología más eficiente para la producción simultánea de energía eléctrica, térmica, enfriamiento o refrigeración. Se establecen los parámetros de evaluación de los sistemas de trigeneración con base en la primera y segunda ley de la termodinámica. Se evalúan dos casos y se presentan los resultados obtenidos.

#### IV.1 Situación energética en el sector comercial y de servicio

En las grandes tiendas de auto servicio, centros comerciales, hoteles y hospitales, la demanda de energía es relativamente alta. El confort que proporcionan los sistemas de aire acondicionado en estos lugares es muy importante, por tal motivo estos sistemas trabajan continuamente durante el horario de servicio de los establecimientos. Sin embargo, en la mayoría de éstos se usan sistemas de aire acondicionado por compresión mecánica de vapor, los cuáles consumen una gran cantidad de energía eléctrica para operar, lo que finalmente repercute en los altos costos por facturación eléctrica. En las zonas cálidas, como en el norte y sureste del país, se estima que en el sector comercial y de servicio una gran parte del consumo de la energía eléctrica es debido a la operación de equipos de aire acondicionado del tipo compresión mecánica de vapor. P. ej., en Arabia Saudita, donde la mayor parte de su territorio se caracteriza por la aridez y el calor extremo, la temperatura promedio en el mes de julio es de 42°C y casi el 40% de la energía eléctrica se consume en los equipos de aire acondicionado por compresión mecánica de vapor, en el sector público y privado (**Dincer et al. 2004**). Estos valores dan una idea de la cantidad de energía eléctrica que se utiliza para el acondicionamiento de espacio en los sectores públicos y privado en nuestro país donde también contamos con zonas áridas y de intenso calor. Por lo tanto, existe en estas áreas un gran potencial para el ahorro y uso eficiente de la energía.

En estos sectores, principalmente en los hospitales, se requiere, simultáneamente, de energía eléctrica, enfriamiento, vapor y agua caliente. La producción de estos requerimientos energéticos se realiza comúnmente de forma individual, lo cual no es una forma eficiente del uso de la energía, ya que no existe integración energética y por lo tanto, tampoco existe recuperación de calor. Sin embargo, si se propone la generación simultánea de la energía eléctrica, el enfriamiento, el vapor y el agua caliente, se podrían lograr ahorros en el consumo de energía primaria (combustibles fósiles). Se debe tomar en cuenta también que en estos sectores, donde se trabaja las 24 horas, se cuenta con equipos de emergencia para la producción de energía eléctrica, los cuales se podrían utilizar para formar un sistema de trigeneración.

## IV.2 Trigeneración: concepto y antecedentes

### IV.2.1 Concepto

La trigeneración se define como la producción simultánea de tres tipos de energía útil a través del uso de un mismo combustible. Los tipos de energía que comúnmente se producen con los sistemas de trigeneración son: electricidad, vapor o agua caliente y enfriamiento. El enfriamiento comúnmente se utiliza para acondicionamiento de espacios; sin embargo, también se puede usar para mejorar el rendimiento térmico de los equipos primarios, como las turbinas de gas (**Hernández-Santoyo y Sánchez-Cifuentes, 2003**). Existen también otras configuraciones de estos sistemas en los que se produce electricidad, gas y vapor (**Rong y Lahdelma, 2005**). El concepto de trigeneración en este trabajo se enfocará a la producción simultánea de electricidad, vapor y/o agua caliente y enfriamiento. A la trigeneración también se le conoce como sistema de enfriamiento, calentamiento y potencia para edificios BCHP (del Inglés: Building Cooling, Heating and Power) o sistema combinado de enfriamiento, calentamiento y potencia CCHP (del Inglés: Combined Cooling, Heating and Power).

### IV.2.2 Antecedentes

La trigeneración, como sistema integrado de producción de tres tipos de energía, es relativamente nueva. **Havelský (1999)** simuló, analizó y comparó las eficiencias de dos sistemas energéticos para la producción de electricidad, calor y enfriamiento. Uno de los sistemas producía los tres tipos de energía en forma integral y el otro en forma independiente. Havelský denominó a su sistema energético integral “sistema de cogeneración combinado”. Aunque se trataba de un sistema de trigeneración, el término aún no era ampliamente usado. En el trabajo de Havelský se le dio mucha importancia a la definición de razón de energía primaria (REP), que es uno de los indicadores para evaluar los sistemas de trigeneración. Entre más pequeño sea el valor de REP de un sistema de trigeneración, respecto a los sistemas de producción de energía individual, más eficiente es el sistema. La REP, se puede expresar como:

$$REP = \frac{E_{comb.}}{E_{elect.} + E_{enf/ref} + E_{tér.m.U}} \quad (1)$$

donde  $E_{comb.}$  es la energía o el calor liberado por el combustible,  $E_{elect.}$  es la electricidad producida por el equipo primario, como turbinas de gas, microturbinas de gas o equipos de combustión interna,  $E_{enf/ref}$  es el enfriamiento o la refrigeración producida y  $E_{tér.m.U}$  es el calor útil producido como vapor o agua caliente. Havelský evaluó también el ahorro en el consumo de energía primaria que se tendría usando un sistema de trigeneración, respecto a un sistema energético convencional a través de la ecuación 2.

$$\Delta q_{comb} = \frac{Q_{combSC} - Q_{combST}}{Q_{combSC}} \quad (2)$$

donde  $Q_{combSC}$  y  $Q_{combST}$  son el calor primario demandado por el sistema convencional y el calor primario demandado por el sistema de trigeneración, respectivamente. Como resultado de su análisis teórico, Havelský obtuvo un valor de REP de 0.863 para un sistema de trigeneración, respecto a 1.471 para un sistema energético convencional y un valor de  $\Delta q_{comb}$  de 0.413.

**Fairchild et al. (2001)** desarrollaron un modelo matemático de un sistema de trigeneración para edificios, con el objetivo de obtener datos termohidráulicos del sistema. El modelo se validó con datos obtenidos de un sistema experimental. Usaron como equipo experimental primario una microturbina de gas (MTG) y recuperadores de calor para simular el sistema de trigeneración. El objetivo del trabajo se basó en medir el desempeño de la MTG al trabajar a carga total y parcial, así como a diferentes niveles de presión de los gases de escape; dado que de esta forma operan los sistemas reales de trigeneración. Es decir, es importante ver el desempeño de la MTG cuando la potencia requerida varía a lo largo del día. El efecto de la presión de los gases cambia dependiendo del equipo de recuperación de calor que se le acople a la MTG y esta variación de la presión también afecta el desempeño de la MTG. Sin embargo, los resultados presentados no muestran el desempeño global del sistema de trigeneración.

A partir del año 2002 se publicaron más trabajos de sistemas de trigeneración, respecto a los años anteriores. **Marantan et al. (2002)** caracterizaron un sistema de trigeneración en un edificio. El edificio muestra se encuentra en la Universidad de Maryland, USA. Ellos también usaron una MTG como equipo primario. Sin embargo, tanto los equipos para producir el enfriamiento como el calentamiento operan eléctricamente, debido a que la demanda de enfriamiento como la de calentamiento superan la que se obtendría con equipos de absorción operados térmicamente, ya que el flujo de gas de la MTG es insuficiente. Por lo tanto, este trabajo se enfocó principalmente en el tema de la generación distribuida o en sitio, que aunque muestran resultados experimentales, aún no le dan la importancia a los sistemas de trigeneración que recuperan calor de desecho de los equipos primarios, muy probablemente por la complejidad que representa la estabilización de estos equipos.

**Ellis y Gunes (2002)** realizaron una investigación donde dan a conocer el estatus de las celdas de combustible como equipos primarios en los sistemas de trigeneración. Se describen los tipos de celdas de combustible que existen y reportan datos de las temperaturas del calor residual de cada tipo de celda. Sin embargo, no todos los tipos de celdas de combustible que reportan están comercialmente disponibles, ni todas las temperaturas reportadas son realmente correctas, debido a que las celdas de combustible llevan acabo una recuperación interna de calor, para mejorar su eficiencia y por lo tanto, la temperatura del calor residual es baja, del orden de 40 a 80°C para la tipo PAFC, como se detalla en el capítulo II de este trabajo.

**Frâtilâ et al. (2002)** analizaron técnica, económica y ecológicamente la factibilidad de instalar un sistema de trigeneración, tomando como base la demanda de electricidad, calor

y enfriamiento (para la conservación de leche) de una granja. Ellos plantearon y analizaron cinco configuraciones del sistema de trigeneración como sigue:

1. Motor de combustión interna (MCI), recuperador de calor (RC) y equipo de enfriamiento de compresión de vapor, dimensionado con base en la demanda eléctrica.
2. MCI, RC y equipo de absorción (EA) de H<sub>2</sub>O-LiBr, dimensionado con base en la demanda eléctrica.
3. MCI, RC y EA de H<sub>2</sub>O-LiBr, dimensionado con base en la demanda térmica.
4. MCI, RC y EA de NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, dimensionado con base en la demanda eléctrica.
5. MCI, RC y EA de NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, dimensionado con base en la demanda térmica.

Con base en la evaluación económica realizada y por tener el menor tiempo de recuperación de la inversión, la configuración 3 fue la más factible de instalar, seguida por la configuración 5 con 6 y 7 años, respectivamente. Desde el punto de vista ecológico las configuraciones con menor emisión de CO<sub>2</sub> son la 5 y la 3 con 154 y 159 ton/año, respectivamente.

**Tchouate-Heteu y Bolle (2002)** Evaluaron exérgicamente tres configuraciones de sistemas de trigeneración usando como equipo primario un MCI a gas. En la configuración I propusieron usar un EA de H<sub>2</sub>O-LiBr de simple efecto, en la II un EA de H<sub>2</sub>O-LiBr de doble efecto y en la III un sistema como en la II, pero con el doble de la demanda de enfriamiento. Las eficiencias exérgicas obtenidas fueron: 46.7, 44.9 y 45.7%, respectivamente.

**Bassols et al. (2002)** muestran instalaciones de sistemas de trigeneración que, al momento de escribir su artículo, se encontraban en funcionamiento en la industria de los alimentos, donde la necesidad principal es la refrigeración. Todas las instalaciones presentadas operaban con sistemas de refrigeración por absorción usando amoníaco como refrigerante. Las plantas de trigeneración reportadas son:

- 1- Planta de trigeneración en fábrica de margarina, ubicada en Rotterdam, Países Bajos. Operada con una turbina de gas como equipo primario.
- 2- Planta de trigeneración en una procesadora de vegetales, ubicada en Talavera, España. Operada con dos MCI a gas como equipo primario.
- 3- Planta de trigeneración en lechería ubicada en Burgos, España. Operada con tres MCI a gas como equipo primario.
- 4- Planta de trigeneración en empacadoras de carne, ubicada en Logroño, España. Operada con dos MCI a gas como equipo primario.

**Campanari et al. (2002)** desarrollaron un modelo de simulación de un sistema de trigeneración con MTG como equipo primario, que a diferencia de **Fairchild et al. (2001)** contempla la posibilidad de evaluar seis configuraciones diferentes y la optimización de cada configuración. Campanari et al. también realizaron un análisis de costos de cada tecnología usada en los sistemas de trigeneración. Los resultados de Campanari et al. no son tal alentadores, debido quizá, a que son más realistas a la hora de realizar suposiciones para el análisis del sistema de trigeneración. Comentan que el ahorro de energía que se

tendría al implementar un sistema de trigeneración con MTG, en vez de un sistema convencional, sería muy pequeño, debido a la variación de la demanda de energía durante el año y a la baja eficiencia térmica de la MTG; Sin embargo, si se usara un equipo de absorción en el sistema de trigeneración ayudaría a incrementar el desempeño global del sistema.

En año 2003 el interés en el tema de la trigeneración se mantuvo con respecto al año 2002. Sin embargo, el objetivo de las investigaciones fue enfocado a la optimización de los sistemas, a la economía y analizar nuevas configuraciones que, tanto técnica como económicamente, pudieran ser factibles de realizarse. **Zhao et al. (2003)** realizaron análisis de optimización de dos configuraciones de sistemas de trigeneración usando la mezcla amoniaco-agua como fluido de trabajo. En este estudio la función objetivo fue la REP; sin embargo, la definición de este parámetro es el inverso de la dada en la ec. (1) y que en adelante llamaremos Factor de Utilización del Combustible (FUC). Los resultados del ciclo optimizado fueron establecidos así como las curvas de equilibrio entre el FUC y el área de intercambio de calor, las cuales representan una herramienta útil para tomar decisiones entre el costo de operación y el costo capital del sistema de trigeneración.

**Hernández-Santoyo y Sánchez-Cifuentes, 2003** analizaron teóricamente, como ya se mencionó, un sistema de trigeneración, para mejorar el rendimiento térmico de las turbinas de gas. Propusieron generar enfriamiento con un EA comercial, para el aire que entra en la cámara de combustión de la turbina de gas; con el objetivo de incrementar su flujo a través de la disminución de su densidad y disminuir así el consumo de combustible primario. Sus resultados muestran que con esta configuración se lograría mejorar el rendimiento de la turbina de gas hasta en un 25%.

**Minciuc et al. (2003)** realizaron un análisis termodinámico de un sistema de trigeneración; sin embargo, no presentan parámetros de desempeño nuevos. Por ejemplo, lo que presentan como “criterio de desempeño de trigeneración”, es el inverso de la ecuación (1), propuesta por Ziegler, citado por **Havelský (1999)**.

**Bruno et al. (2003)** analizaron termodinámicamente un sistema de trigeneración, donde el equipo primario era una MTG, el calentador de agua era del tipo recuperador de calor y el EA era un sistema GAX. Los dos primeros equipos forman parte de la planta experimental del Centro de revalorización energética y refrigeración (CREVER) de Tarragona, España y el equipo GAX está instalado en el laboratorio de refrigeración y bombas de calor del CIE-UNAM. El análisis realizado se desarrolló con datos experimentales obtenidos de la MTG y el calentador de agua y con datos de la simulación del GAX debido a que hasta ese momento no se habían realizado pruebas experimentales con el prototipo. Los resultados obtenidos de este análisis muestran que es posible obtener hasta 70% de eficiencia global del sistema trabajando a plena carga la MTG.

**Colonna y Gabrielli (2003)** analizaron tres configuraciones de sistemas de trigeneración para la producción de electricidad vapor y/o agua caliente y refrigeración para la industria. Las configuraciones planteadas son:

- a) MCI-RC-EA
- b) MCI-RC-EA y MCI-HRSG-EA
- c) TG-HRSG-EA

Colonna y Gabrielli comentan que es preferible instalar los equipos primarios en forma modular, porque esta opción brinda la flexibilidad de poder dar mantenimiento programado a los equipos, en vez de adquirir un equipo de la capacidad demandada por la planta. Las configuraciones planteadas tienen como característica principal que el acoplamiento de los equipos primarios a los EA es a través de equipos de RC, lo que brinda la posibilidad de usar el vapor y/o el agua caliente, no usado por el equipo de absorción, en otros procesos. Como conclusión los autores comentan que la configuración (a) es la mejor de las tres y que la configuración (b) es muy compleja y no tiene ventajas prácticas.

En el año 2004 bajó nuevamente la producción de artículos de trigeneración. **Míguez et al. (2004)** y **Porteiro et al. (2004)** enfocaron su investigación de los sistemas de trigeneración a los sectores de menor demanda de energía como es el sector doméstico. Ellos diseñaron y desarrollaron un sistema de trigeneración basados en un MCI, una bomba de calor y recuperadores de calor, así como equipos auxiliares como baterías para almacenar la electricidad y acumuladores de calor (termotanques), con el objetivo de que su sistema operara en diferentes configuraciones, conforme la demanda de energía cambiara con respecto a la estación del año. **Porteiro et al. (2004)** reportan FUC o eficiencias máximas de 91.4% en el mes de enero y eficiencias mínimas de 58% en el mes de julio.

**Kong et al. (2004)** analizaron termodinámica y económicamente un sistema de trigeneración basado en un motor Stirling como equipo primario, una bomba de calor de doble efecto y un RC. Reportan que alcanzaron un FUC máximo de 93.28% en verano y un mínimo de 87% en invierno; con un periodo de recuperación de la inversión de 3.4 años máximos.

**Temir y Bilge (2004)** realizaron un análisis exergoeconómico de un sistema de trigeneración. Sus resultados muestran los valores exergoeconómicos calculados para el MCI, el recuperador de calor y el equipo de absorción, así como la distribución exérgica de los productos y las pérdidas. La eficiencia exérgica alcanzada del sistema de trigeneración fue de 34.5%.

En el 2005 hubo una considerable producción de artículos de trigeneración. **Rong y Lahdelma (2005)** desarrollaron un modelo robusto de programación lineal para el análisis y optimización de sistemas de trigeneración. Ellos incluyeron sendas ecuaciones para las horas de funcionamiento anual del sistema de trigeneración, por lo que el modelo se puede considerar como dinámico. El artículo incluye el algoritmo y los métodos de solución empleados, así como el tiempo computacional o de CPU que utiliza cada método para resolver las 8760 ecuaciones. Sin embargo, el artículo está enfocado en la metodología del modelo computacional y no presenta resultados del desempeño de algún caso de sistema de trigeneración.

**Bruno et al. (2005)** analizaron un sistema de trigeneración basado en el uso de una MTG como equipo primario; sin embargo, éste sistema tiene la flexibilidad de poder trabajar de

forma independiente, ya que el EA puede trabajar de forma híbrida, recuperando gas de escape de la MTG o con fuego directo usando el flujo de gases de escape, el cual es rico en oxígeno, como aire de combustión. Cuatro MTG de las siguientes capacidades fueron evaluadas en el sistema de trigeneración: 30, 60, 80 y 100 kW. Los valores de FUC obtenidos variaron desde ~70% hasta valores máximos de ~115%, dependiendo de la fracción de calor cedida por la post-combustión en el EA.

**Kong et al. (2005)** analizaron teórica y experimentalmente un sistema de trigeneración de pequeña escala, basado en el uso de un MCI como equipo primario, un RC de calor y un equipo de adsorción silica gel-agua. Los resultados experimentales muestran que si la mitad del calor recuperado de los gases de escape y del agua de enfriamiento del MCI, se utiliza para calefacción se alcanza un valor de FUC de 55%. Este valor crece si crece también la fracción de calor usada para calefacción.

**Teopa-Calva et al. (2005)** analizaron, a través de la tecnología pinch, un sistema de trigeneración para integrarlo en procesos térmicos usando como equipo primario turbinas de gas (TG), por la alta demanda de energía de los procesos térmicos. Para un caso de estudio y analizando tres TG, las cuales trabajan a carga parcial y al 100%, se muestra que el mayor valor de FUC se obtiene cuando las TG trabajan a carga parcial. P. ej., Para un mismo modelo de TG se obtienen valores de FUC de 55.9% y 67.4% trabajando a 100% y a 76%, respectivamente.

Hasta el momento de redactar este documento, en el 2006, se han publicado ya una cantidad considerable de trabajos de investigación respecto a sistemas de trigeneración. **Ziher y Poredos (2006)** analizaron un sistema de trigeneración en un hospital, desde el punto de vista económico. Su sistema fue formado por una TG, un RC, un EA y uno de compresión de vapor, además de equipos auxiliares para la demanda pico de calor y enfriamiento. Los resultados económicos muestran valores de periodos de recuperación de la inversión de 5.86 a 6.71 años, cuando el sistema de trigeneración usa un sistema de almacenamiento del frío o enfriamiento producido y cuando no lo usa, respectivamente.

Los trabajos de investigación en trigeneración que se citan a continuación fueron publicados por un grupo de trabajo, que mayores aportaciones ha dado en este campo de investigación. Se dan las citas completas sin agregar los resúmenes para no hacer más amplio este capítulo; sin embargo, algunos de ellos se mencionan a través del texto, ya que fueron tomados como referencias para la evaluación del sistema de trigeneración evaluado en este trabajo.

**Cardona E., Piacentino, A. (2003).** A measurement methodology for monitoring a CHCP pilot plant for an office building.

**Cardona E., Piacentino, A. (2003).** Energy A methodology for sizing a trigeneration plant in mediterranean areas.

**Cardona E., Piacentino, A. y Cardona, F. (2006).** Energy saving in airports by trigeneration. Part I: Assessing economic and technical potential

**Cardona E., Sannino, P., Piacentino, A. y Cardona, F. (2006).** Energy saving in airports by trigeneration. Part II: Short and long term planning for the Malpensa 2000 CHCP plant.

**Cardona E., Piacentino, A. y Cardona, F. (2006).** Matching economical, energetic and environmental benefits: An analysis for hybrid CHCP-heat pump systems.

### IV.3 Parámetros termodinámicos de evaluación de los sistemas de trigeneración basados en la Primera y la Segunda Ley de la termodinámica.

Con base en la primera ley de la termodinámica el parámetro de evaluación comúnmente usado para evaluar los sistemas de trigeneración es el REP, cuya definición se dio en la ec. (1). El inverso de esta ecuación, conocido también como factor de utilización del combustible (FUC), es usualmente usado, de hecho, ésta parece ser la forma correcta de evaluar un sistema de trigeneración con base en la primera ley de la termodinámica y se expresa de la siguiente manera (**Bruno et al., 2005; Teopa-Calva et al., 2005; Kong et al., 2005**):

$$FUC = \frac{E_{el\acute{e}ct.} + E_{enf / ref} + E_{t\acute{e}rm.U}}{E_{comb.}} \quad (3)$$

Otro parámetro de evaluación importante es el factor de ahorro de energía del combustible (FAC), el cual es un parámetro que se usa en Italia para regular el financiamiento a plantas de energía. El financiamiento se otorga a aquellas plantas que alcanzan el máximo FAC (**Cardona y Piacentino, 2003**). El FAC se expresa como:

$$FAC = 1 - \frac{E_{comb.}}{\frac{E_{el\acute{e}ct.}}{\eta_{t\acute{e}rm.planta}} + \frac{E_{enf / ref}}{COP} + \frac{E_{t\acute{e}rm.U}}{\eta_{RC}}} \quad (4)$$

Antes de formular la eficiencia de segunda ley de los sistemas de trigeneración se dará una pequeña introducción a cerca del análisis de exergía.

#### IV.3.1 Análisis de exergía.

El método de análisis de la primera ley de la termodinámica es ampliamente usado para evaluar sistemas termodinámicos; sin embargo, este método trata únicamente con la conservación de la energía y por lo tanto, no puede mostrar como y donde ocurren las irreversibilidades en un sistema o proceso. Para determinar las irreversibilidades, el método de análisis de exergía es aplicable, proveyendo un indicador de los puntos en los cuales se deberán dirigir los esfuerzos para mejorar el desempeño de los sistemas termodinámicos.

La exergía se define como el máximo trabajo disponible en un sistema usando los parámetros del medio ambiente como estado de referencia y se expresa en términos de cuatro componentes: exergía física, exergía cinética, exergía potencial y exergía química. Sin embargo, las exergía cinética y potencial son usualmente despreciadas. La exergía

química es cero cuando no existe salida de sustancias químicas del ciclo al medio ambiente (**Kotas, 1995; Moran, 1999**).

Por lo tanto, en este análisis únicamente se considera la exergia física ( $\dot{E}x$ ) y es calculada por la expresión general:

$$\dot{E}x = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (5)$$

donde  $h$  y  $s$  son la entalpía y entropía, respectivamente y  $T_0$  es la temperatura del medio ambiente de referencia.

Sin embargo, usualmente el análisis de un proceso requiere de la diferencia en exergia física de dos estados en el proceso en vez del estado de referencia (**Kotas, 1995**). Por lo tanto, de la ecuación (5) se tiene:

$$\dot{E}x = (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) \quad (6)$$

Otra forma de exergia es la asociada con la transferencia de calor, fuera o dentro de una superficie de control, llamada exergia térmica ( $\dot{E}x_Q$ ) y se define como:

$$\dot{E}x_Q = \dot{Q} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{cs}} \right) \quad (7)$$

donde  $T_{cs}$  es la temperatura uniforme de la superficie de control.

Con base en la segunda ley de la termodinámica los sistemas de trigeneración se han evaluado comúnmente usando la eficiencia exérgica o eficiencia de segunda ley, la cual se puede expresar como:

$$\eta_{II} = \frac{-E_{enf/ref} (1 - T_0 / T_{enf/ref}) + E_{térn.U} (1 - T_0 / T_{sc}) + E_{eléct.}}{E_{x_{comb}}} \quad (8)$$

donde la exergia del combustible ( $E_{x_{comb}}$ ) se define como (**Smith y Few, 2001; Tchouate-Heteu y Bolle, 2002**):

$$E_{x_{comb}} = R_{EX} \cdot Q_{comb} \quad (9)$$

donde  $R_{EX}$  es el rendimiento exérgico de la combustión y su valor varía alrededor de 1, dependiendo del tipo de combustible que se use. Valores de  $R_{EX}$  de algunos combustibles se pueden consultar en el apéndice C de **Kotas (1995)**. En este análisis,  $R_{EX}$  tomará el valor 0.95 para la mezcla propano-butano.

Existen otros parámetros exérgicos de evaluación de sistemas térmicos, los cuales se definirán y aplicarán para el caso de estudio “ciclo combinado de potencia y enfriamiento” que se presenta en la sección IV.5 de este capítulo.

#### IV.4 Caso de estudio de trigeneración: “hospital”

Los lugares en los que existe una gran demanda de energía eléctrica, térmica (vapor y agua caliente) y de refrigeración y/o enfriamiento es en los hospitales. Por tal motivo, el estudio de trigeneración se aplicará al caso particular de un hospital, cuyos requerimientos energéticos fueron publicados por **Herrera (2001)**. En esta parte del estudio se analizará el sistema de trigeneración propuesto con base en los parámetros termodinámicos que se dieron en las ecuaciones (3, 4 y 8) y en el capítulo V se hará un análisis económico del sistema propuesto.

##### IV.4.1 Requerimientos energéticos del hospital.

En la Tabla 4. 1 se muestran los requerimientos energéticos del hospital analizado por **Herrera (2001)** y correspondiente al año de operación de 1999. Al valor de la electricidad le fue descontado el valor de la energía que consumen los compresores de los equipos de acondicionamiento de aire.

**Tabla 4.1. Requerimientos energéticos del hospital.**

|                                |        |
|--------------------------------|--------|
| <b>Electricidad (kW)</b>       | 206.44 |
| <b>Térmica (kW)</b>            | 740.78 |
| <b>Aire acondicionado (kW)</b> | 27.54  |

Los valores de los requerimientos energéticos que se reportan en la Tabla 4.1 se muestran en kW, para dimensionar los equipos del sistema de trigeneración, pero en las facturas eléctricas aparecen como kWh, de manera que sumando la energía de la electricidad y la consumida por los aires acondicionados de la Tabla 4.1 se tendría un total de 233.98 kW, lo que al año sería 2,049,665 kWh, como lo reporta **Herrera (2001)** en la Tabla A.1 del anexo A, para el año de 1999.

Para suministrar las necesidades de energía del hospital se propone, como primera propuesta, un sistema de trigeneración con la siguiente configuración:

Microturbina de gas-Equipo de absorción GAX-Recuperador de calor.

En esta primera propuesta de trigeneración se usó como equipo primario una MTG de 30 kW, porque se cuentan con datos experimentales del desempeño de ésta en un rango de temperatura de 24 a 28 °C, lo que hace más realista el análisis. Sin embargo, como se muestra más adelante, otras configuraciones también podrían ser utilizadas.

Para este análisis se modeló en Aspen plus la MTG y se validó con resultados experimentales que se obtuvieron de la MTG Capstone C30 de 30 kWe ubicada en el

Centro de Innovación Tecnológica en Revalorización Energética y Refrigeración (CREVER) de la Universidad de Rovira i Virgili de Tarragona, España.

#### IV.4.2 Modelación de la MTG

El modelo de la MTG se simuló usando la ecuación de estado de PR-BM (Peng–Robinson con Boston-Mathias), la cual es recomendada por Aspen Plus para procesos de combustión (Aspen, 2003). Esta ecuación de estado presenta buenos resultados con respecto a los resultados experimentales. Los principales dispositivos que forman la MTG se pueden ver en la Fig. 4.1 y se simularon usando los siguientes bloques o subrutinas de Aspen Plus:

**Compresor de Aire (CA):** Este dispositivo se usa para comprimir el aire a la presión requerida en la cámara de combustión. Se simuló usando el bloque *COMPR* en Aspen Plus, usando el modo isentrópico de funcionamiento. Las eficiencias isentrópica típicas de los compresores varía entre 70% y 92% dependiendo de el tipo de compresor y la razón de compresión (Seider et al., 1999). Se introdujeron los siguientes parámetros de entrada al bloque *COMPR*:

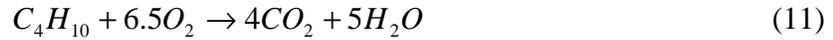
- La temperatura del aire de entrada ( $T_1$ ) en el compresor, después de pasar por el filtro de aire y de enfriar el generador eléctrico. Este valor se obtuvo de los datos experimentales (primera columna de la Tabla 1 del apéndice A de esta tesis).
- La presión del aire de entrada.
- La presión de descarga, fijada en 3.35 bar de acuerdo con la presión del sistema de suministro del combustible.
- Las eficiencias isentrópicas y mecánicas que se usaron en el modelo fueron 86 y 97.4 %, respectivamente.

Estos valores de eficiencia para éste y otros bloques fueron obtenidos a través de varias iteraciones hasta que los resultados de la simulación fueron aceptables, con respecto a los resultados experimentales.

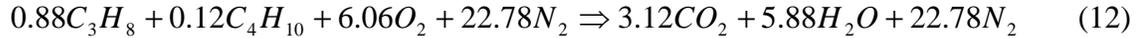
**Regenerador (RE):** Este equipo se utiliza para precalentar el aire de combustión recuperando calor de los gases de escape de la MTG. Se simuló usando el bloque *HEATX* de Aspen Plus y se usa el modo rápido de simulación fijando como objetivo una diferencia de temperatura de salida de la corriente caliente de 93°C, observada en los resultados experimentales.

**Cámara de Combustión (CC):** Ésta se simuló usando un reactor estequiométrico (*RSTOIC*). El combustible usado en la MTG fue gas LP, una mezcla de propano y butano, 88 y 12%, respectivamente. Las siguientes reacciones estequiométricas para el propano y el butano fueron introducidas como datos de entrada en el bloque:





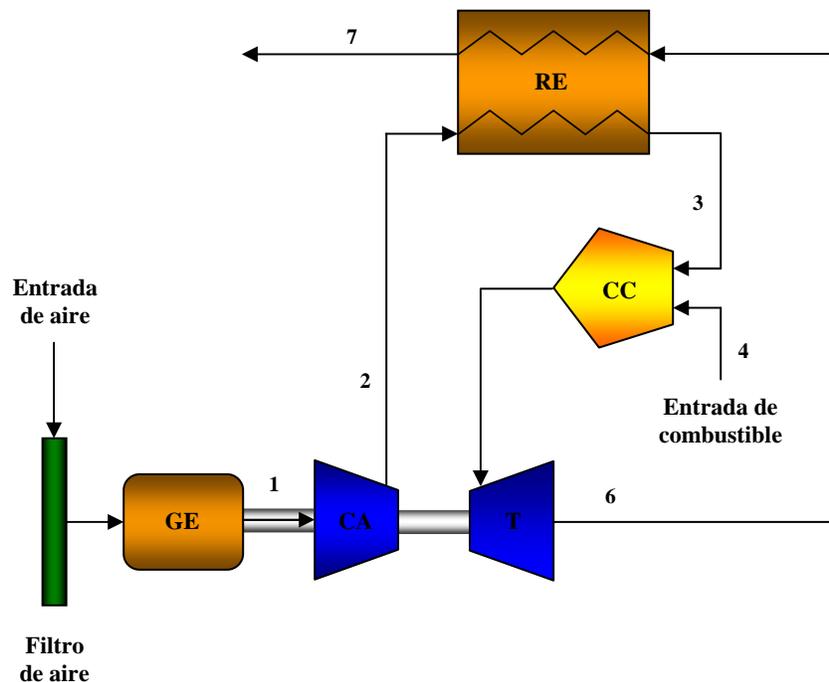
Se desarrolló el balance estequiométrico del aire y del combustible para calcular la relación teórica aire/combustible con que debería trabajar la MTG.



Se obtuvo como resultado una relación de 18.3 kg de aire/kg de combustible. Sin embargo, la MTG trabaja realmente con alrededor de 600% de exceso de aire para lograr el auto enfriamiento. Por lo tanto, la relación real es de 117 kg de aire/kg de combustible.

La siguiente información también es requerida en el bloque *RSTOIC*:

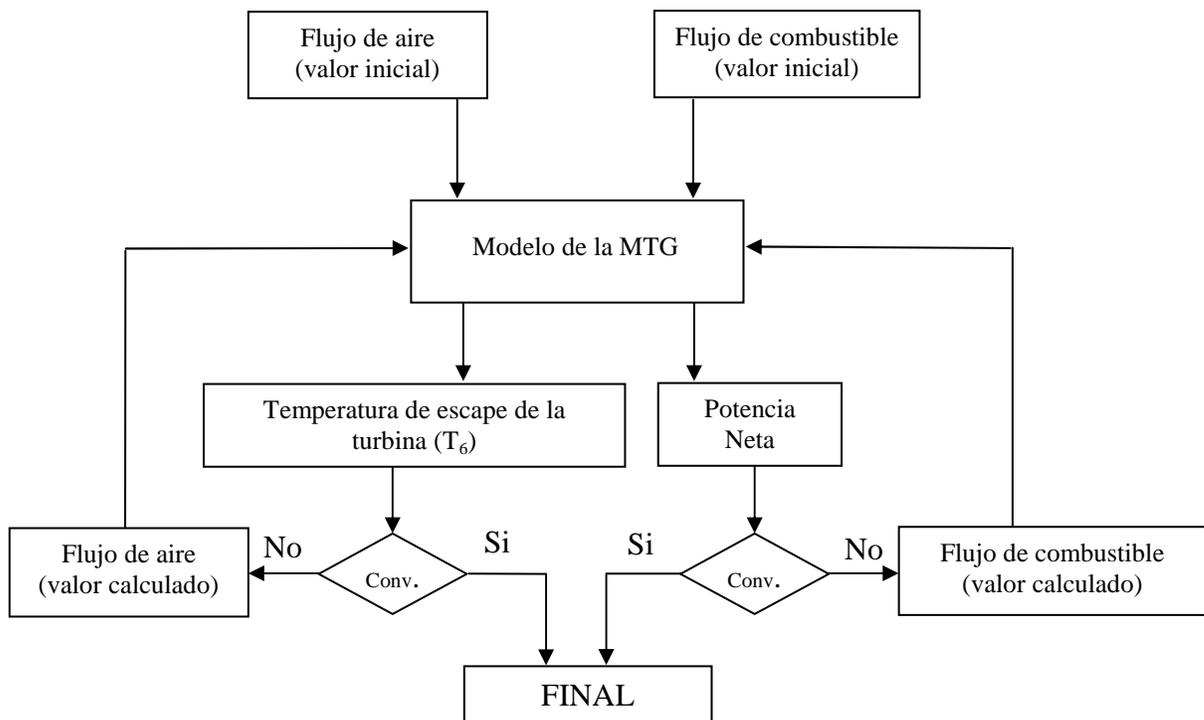
- Composición del combustible
- Presión del combustible
- Temperatura del combustible, la cual se asume como la del ambiente.



**Figura 4.1. Diagrama esquemático del modelo de la MTG. GE=Generador Eléctrico, CA=Compresor de aire, T=Turbina o expansor, CC=Cámara de Combustión, RE=Regenerador.**

**Turbina o expansor (T):** Ésta se simuló de manera similar al compresor, usando el bloque *COMPR* de Aspen Plus, especificando la presión de salida del gas, la eficiencia isentrópica y mecánica; cuyos valores fueron: 1 bar, 86 y 97.4%, respectivamente.

La MTG mantiene constante la temperatura de los gases de escape de la turbina a  $594^{\circ}\text{C}$ , a través de los controles electrónicos. El modelo de simulación de la MTG corre fijando, entre otras cosas, la potencia neta de salida obtenida de los datos experimentales. Por lo tanto, hubo que incluir éstas restricciones en el modelo y ésto se logró usando la herramienta “Design specifications” la cual obtiene de forma iterativa los valores objetivos, manipulando los valores de las variables iniciales dadas por el usuario. Para obtener la primera función objetivo ( $T_6=594^{\circ}\text{C}$ ) se introduce como variable valores del flujo de aire y para la segunda función objetivo (Potencia Neta) se dan como variable, valores del flujo de combustible. Más detalles del uso de la herramienta “Design specifications” se pueden consultar en el capítulo III o en el apéndice A de esta tesis. En la Fig. 4.2 se muestra el diagrama de flujo del modelo.



**Figura 4.2. Diagrama de flujo del modelo de la MTG**

En la Figura 4.3 se muestra la imagen de una MTG de 30 kW y en la Figura 4.4 se muestran los componentes principales del interior de la MTG.



Figura 4.3. MTG Capstone de 30 kW.

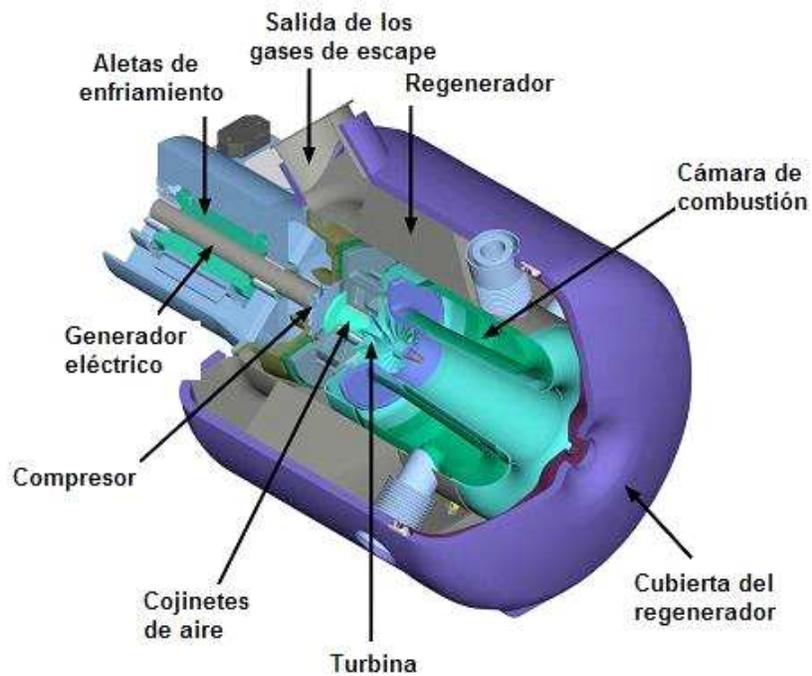


Figura 4.4. Esquema de los componentes de la MTG.

#### IV.4.3 Modelación del sistema de trigeneración

Los modelos de simulación de la MTG y el GAX fueron acoplados junto a un modelo de RC, para formar el modelo de trigeneración en Aspen Plus como se muestra en la Fig. 4.5. En la configuración propuesta el flujo de gases de escape de la MTG entra directamente al generador del sistema GAX, el cual recupera el 85% del calor suministrado por los gases. En la simulación esto se logra enviando los gases a un bloque de transferencia de calor *HEATER* donde se especifica la temperatura a la que deben salir los gases de escape del generador, para ceder la carga térmica total demanda. La carga neta de calor de generación, es decir, la carga total menos las pérdidas de calor inherentes del sistema, se obtiene haciendo uso de la herramienta “Calculator” de Aspen Plus, donde a través de una instrucción en Excel se pueden descontar las pérdidas de calor para obtener la carga neta de calor de generación, la cual finalmente es dividida en las secciones de generación 1G y 2G. Para obtener la carga total de generación necesaria y la fracción de calor en cada sección del generador, se realizan simulaciones previas, donde se especifica el flujo de refrigerante necesario que se debe producir en el generador para una carga de enfriamiento dada, esto acorta el número de simulaciones que se deben de hacer para lograr el balance de energía del sistema.

Se realizó también un análisis de sensibilidad a los gases de escape, para conocer la temperatura a la que deben salir los gases de combustión para generar la carga total de generación, esto permite verificar también de que no existan cruces de temperatura en el generador y que se respete la diferencia de temperatura entre las corrientes de la solución amoníaco-agua y los gases de combustión a través de las secciones 1G y 2G. Finalmente los gases que salen del GAX se hacen pasar por un intercambiador de calor, donde se puede calentar agua para uso sanitario o el agua de las albercas o bien, generar vapor de baja presión (2-2.2 bar), para usarse en la cocción de alimentos o en el proceso de esterilización, como lo reporta **Herrera (2001)**.

#### IV.4.5 Resultados del caso de estudio del hospital

Tomando como base la demanda energética de la Tabla 4.1 y después de realizar las simulaciones con el modelo de trigeneración se tiene lo siguiente:

**Generación de energía eléctrica:** Tomando como base la configuración de trigeneración propuesta MTG-GAX-RC, la demanda de energía eléctrica se podría generar usando 9 MTG del modelo C30, las cuales producirían individualmente 24.18 kWe, lo que en conjunto generarían 217.6 kWe, produciendo un excedente de 11.2 kWe; sin embargo, generar el 100% de la energía eléctrica con MTG de baja capacidad no parece ser muy viable desde el punto de vista económico, porque comprar 9 MTG parecería incrementar por mucho el valor de la inversión inicial, pero ésto se analizó y discutió en el capítulo V de esta tesis. El diseño del sistema de trigeneración, tiene que ser muy específico, es decir, se tiene que tener contemplado el tipo de energía que se deberá producir al 100%, para que de este modo se pueda tomar la decisión, respecto a la capacidad del equipo primario. En este análisis la prioridad es generar el 100% de la carga eléctrica, entendiendo que ésto no exime el tener contratada la energía de respaldo de la compañía suministradora.

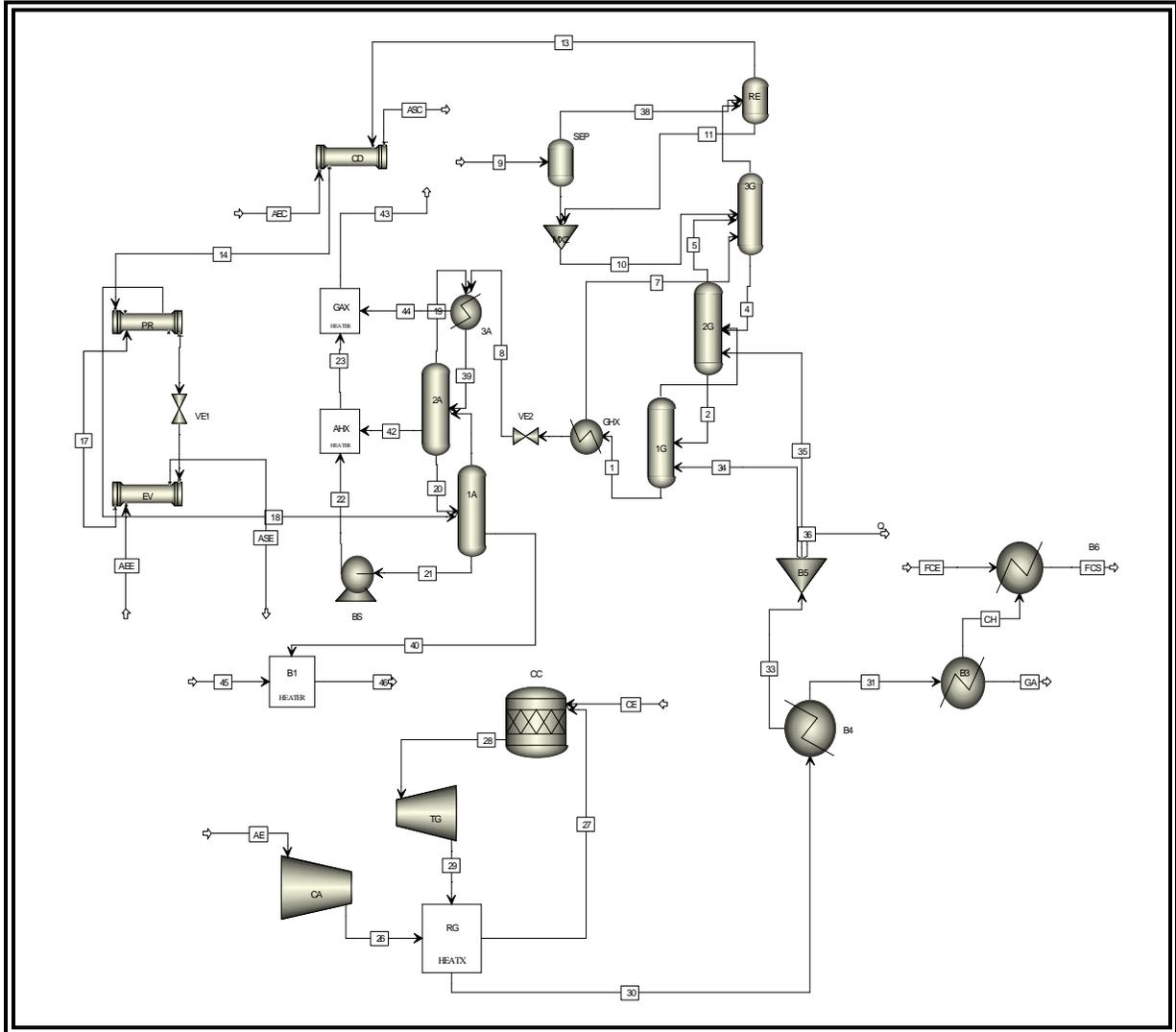


Figura 4.5. Modelo de trigeneración MTG-GAX-RC en Aspen Plus.

**Generación de agua fría para acondicionamiento de espacios:** Con el GAX se podrían generar los 27.54 kW de enfriamiento que se requieren, usando el calor residual de 2 MTG. Cabe mencionar que la demanda de enfriamiento es relativamente poca, porque el hospital estudiado se encuentra en Aguascalientes, donde existen temporadas de mucho frío, donde la energía térmica es usada para calefacción y la demanda de aire acondicionado es sólo en horas específicas del día. Para producir 27.54 kW de enfriamiento se requerirían 33.2 kW neto de calor. Esta carga de calor se deberá dividir entre la eficiencia del recuperador para obtener la carga de calor real que deberán ceder los gases de escape. En este análisis se supone una eficiencia del recuperador de calor de 85%; por lo tanto, los gases deberán ceder 39.05 kWt. Los 27.54 kW de enfriamiento se podrían generar en dos unidades de absorción GAX, para poder tener la flexibilidad de dar mantenimiento programado a las unidades, sin dejar de producir el enfriamiento demandado, pero económicamente esto no sería una buena opción; sin embargo, muy probablemente, una mejor opción sería dejar como respaldo una o varias de las unidades de enfriamiento de agua helada por compresión mecánica de vapor como se discute en el próximo capítulo.

**Generación de agua caliente y vapor de baja presión:** La temperatura de los gases de escape a la salida del regenerador de la MTG es de alrededor de 297°C. Si estos gases se envían al ambiente a 90°C se podrían obtener por cada MTG 58 kWt o 522 kWt si se usan las 9 MTG. Si se descuenta lo que requeriría el GAX para trabajar (39.05 kW) se tendría 483 kW en los gases de escape o 410 kW si se multiplica por la eficiencia del recuperador de calor. Ésto representa casi el 65% de la energía térmica requerida en el hospital, por lo que habría que dejar funcionando, muy probablemente, sólo una caldera de las tres que se tienen en el hospital, para cubrir el 100% de la demanda de energía térmica. Cada caldera tiene la capacidad de generar casi 1500 kW de vapor en un rango de presión de 4.5 a 7.0 kg/cm<sup>2</sup> (Herrera, 2001). Cardona y Piacentino (2003) recomiendan que el mejor tamaño de los equipos primarios deberá ser aquel que cubra el 48% de la demanda térmica (en invierno). Para tomar una buena decisión al respecto, se debería realizar un análisis detallado del consumo horario de la demanda de calor: diaria, mensual y anualmente.

Resultados más específicos del sistema de trigeneración se pueden consultar en la Tabla 4.2 y los parámetros de evaluación, con base en la primera y la segunda ley de la termodinámica se pueden consultar en la Tabla 4.3

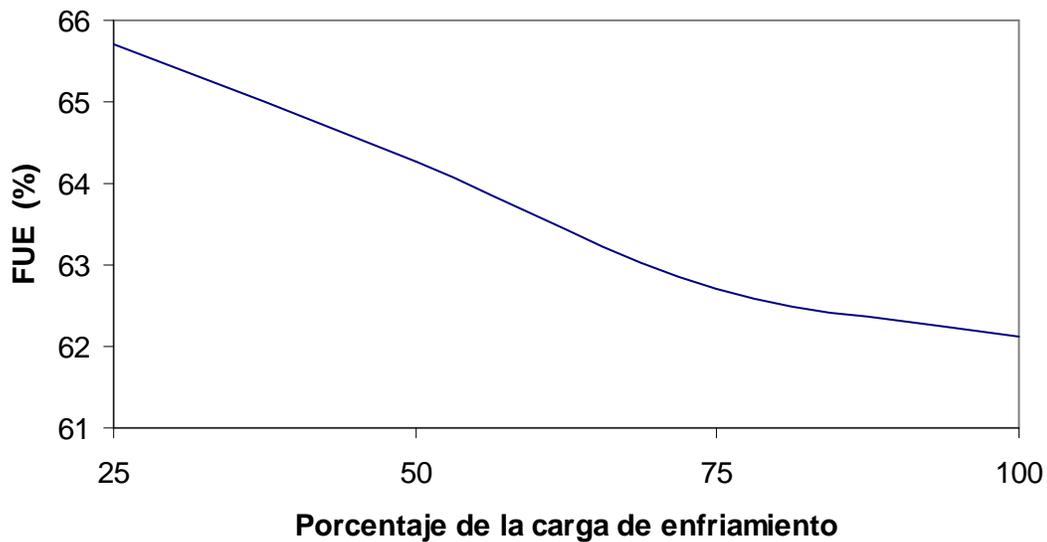
Con base en un análisis de sensibilidad realizado al sistema de refrigeración se pudo observar que conforme varía la fracción de calor usada para producir enfriamiento varía también la eficiencia de primera ley (FUE) del sistema de trigeneración. Como se puede ver en la Fig. 4.6, si se produce el 100% de la carga de enfriamiento se tiene un FUE del 62.11%, si se produce además agua caliente para uso sanitario, mientras que si se produce sólo el 25% de la carga de enfriamiento, se tiene un FUE de 65.71%, es decir habría un incremento del casi 6% del FUE. Por lo tanto, tomando en cuenta la tendencia de la curva en la Fig. 4.6, la eficiencia del sistema mejorará en épocas donde se demande poco o nulo enfriamiento.

Tabla 4.2. Generación de energía con el sistema de trigeneración planteado.

| <b>Generación de energía eléctrica</b>             |                |
|--|----------------|
| Dispositivo  | MTG            |
| Combustible  | Propano-butano |
| Composición (%)                                    | 88-12          |
| PCI mezcla (kJ/kg)                                 | 46310          |
| Energía del combustible (kW)                       | 106            |
| Potencia Neta (kW)                                 | 24.18          |
| $\eta_{eléctrica}$ (%)                             | 22.82          |
| $\dot{m}_{combustible}$ (kg/h)                     | 8.24           |
| $\dot{m}_{gases\ de\ escape}$ (kg/s)               | 0.2693         |
| $T_{gases\ de\ escape}$ (°C)                       | 297            |
| <b>Producción de agua fría</b>                     |                |
| Dispositivo de absorción                           | GAX            |
| Calor neto de generación (kW)                      | 33.2           |
| Carga de enfriamiento (kW)                         | 27.54          |
| Temperatura del agua de entrada al evaporador (°C) | 12             |
| Temperatura del agua de salida del evaporador (°C) | 7              |
| $COP_{tér+m+aux}$                                  | 0.78           |
| <b>Producción de agua caliente o vapor</b>         |                |
| <b>Agua caliente para uso sanitario:</b>           |                |
| Temperatura de entrada (°C)                        | 25             |
| Temperatura de salida (°C)                         | 50             |
| $\dot{m}_{agua}$ (l/min)                           | 7.36           |
| $Q_{térmica}$ (kW)                                 | 12.80          |
| <b>Agua caliente para alberca:</b>                 |                |
| Temperatura de entrada (°C)                        | 25             |
| Temperatura de salida (°C)                         | 28             |
| $\dot{m}_{agua}$ (l/min)                           | 61.4           |
| $Q_{térmica}$ (kW)                                 | 12.0           |
| <b>Vapor a 2.2 kg/cm<sup>2</sup>:</b>              |                |
| Temperatura de entrada (°C)                        | 25             |
| Temperatura del vapor con 80% de calidad (°C)*     | 123            |
| $\dot{m}_{vapor}$ (kg/h)                           | 21.3           |
| $Q_{térmica}$ (kW)                                 | 12.81          |

**Tabla 4.3. Parámetros de evaluación de los sistemas de trigeneración produciendo los valores de electricidad y enfriamiento más alguno de los siguientes subproductos.**

| Parámetros      | Agua caliente para uso sanitario | Agua caliente para alberca | vapor a 2.2 kg/cm <sup>2</sup> |
|-----------------|----------------------------------|----------------------------|--------------------------------|
| FUC (%)         | 62.11                            | 61.36                      | 62.13                          |
| FAC             | 0.3291                           | 0.3250                     | 0.3291                         |
| $\eta_{II}$ (%) | 29.69                            | 29.45                      | 29.69                          |



**Figura 4.6. Variación del factor de utilización de la energía (FUE), eficiencia de primera ley, como función del porcentaje de la carga de refrigeración.**

### Conclusiones del caso de estudio del hospital

El análisis termodinámico realizado al sistema de trigeneración propuesto muestra ser factible de realizar debido a que los valores de los parámetros de evaluación de los sistemas de trigeneración que se obtuvieron, como el FUE, el FAC y la eficiencia de segunda ley, alcanzaron valores promedios de los que se reportan en la literatura, como se puede ver en la sección de antecedentes de este capítulo. Sin embargo, este análisis no es suficiente para tomar decisiones a cerca de la viabilidad de este tipo de proyectos, por lo que se realizó un análisis económico del sistema propuesto donde se discuten los resultados económicos de esta primera propuesta y se compara con otras configuraciones analizadas.

## IV.5 Caso de estudio: “ciclo combinado de potencia y enfriamiento”

Se ha presentado hasta ahora los conceptos, antecedentes, parámetros de evaluación de los sistemas de trigeneración y se ha evaluado un caso particular de trigeneración; sin embargo, se analizará también el caso de un sistema combinado, que produce energía eléctrica y enfriamiento, debido a que este ciclo muestra el potencial que podrían tener estos sistemas térmicos en el uso y aprovechamiento de fuentes renovables de energía y/o en la recuperación de calor residual.

En los últimos 20 años se han investigado y desarrollado nuevos ciclos termodinámicos con el objetivo principal de disminuir el consumo de energía primaria (**Goswami et al., 2004**). Algunos de estos nuevos ciclos fueron diseñados para operar con fuentes de calor de baja o mediana temperatura, como la energía renovable (geotérmica o solar) o el calor que se podría extraer de las corrientes de gases de escape de equipos primarios, como las MTG o MCI. En este contexto **Goswami (1998)** propuso un nuevo ciclo para generar energía eléctrica y enfriamiento usando como fluido de trabajo la mezcla amoníaco-agua.

### IV.5.1 Descripción del ciclo combinado de potencia y enfriamiento.

La Figura 4.7 muestra el esquema del nuevo ciclo propuesto por Goswami. La solución saturada, rica en amoníaco, que sale del absorbedor (AB) se bombea a 20.5 bar (2). Ésta después se separa en las corrientes 2A y 2B. La corriente 2B se precalienta a 109°C (3B) a través del intercambiador de calor IC-1 recuperando el calor cedido por la corriente (10). La corriente 2(A) es precalentada a 93°C (3A) a través del rectificador (RE) recuperando el calor rechazado por este dispositivo. El líquido condensado (5) que sale del rectificador y las corrientes 3A y 3B se mezclan (3) y después se alimentan al generador (GE) donde éste recibe calor de una fuente de calor de baja temperatura y se separa en solución pobre en amoníaco (10) y vapor rico en amoníaco (4) el cual es purificado en el rectificador. El vapor rico en amoníaco (6) se calienta a través del intercambiador IC-2 y después se expande en la turbina para producir trabajo. El vapor rico en amoníaco que sale de la turbina a baja temperatura (7°C) pasa a través de un intercambiador de calor (9) proveyendo enfriamiento al agua a través de la transferencia de calor sensible. La solución pobre en amoníaco que sale del intercambiador de calor IC-1 pasa por una válvula de expansión donde se le reduce la presión hasta 2 bar (12). Las corrientes 12 y 9 son alimentadas al absorbedor para producir la solución saturada rica en amoníaco (1) completando el ciclo.

### IV.5.2 Parámetros termodinámicos de evaluación del ciclo combinado basados en la primera y la segunda ley de la termodinámica

Los parámetros de evaluación de este nuevo ciclo con base en la primera y la segunda ley de la termodinámica se presentan a continuación. La eficiencia de la segunda ley para el ciclo combinado es diferente para el caso de trigeneración, porque en este caso se usa un mismo fluido de trabajo para producir los dos tipos de energía y como se trata de una mezcla binaria se necesita tomar en cuentas otros parámetros para la evaluación.



La eficiencia de la segunda ley es una medida del desempeño de un dispositivo con respecto al desempeño en condición reversible. En el ciclo de Goswami el fluido de trabajo usado es la mezcla amoniaco-agua; por lo tanto, el ciclo de Lorenz es usado como ciclo de referencia (ciclo reversible) porque éste se basa en el uso de una mezcla de refrigerantes como fluido de trabajo en lugar de un fluido puro como el ciclo de Carnot (**McMullan y Morgan, 1981**). El diagrama de temperatura-entropía del ciclo de Lorenz se muestra en la Fig. 4.6 (a,b). Por lo tanto, la expresión para evaluar la eficiencia de segunda ley es:

$$\eta_{II} = \frac{\eta_I}{\eta_{rev}} \quad (14)$$

donde  $\eta_{rev}$  es la eficiencia del ciclo reversible, basada en el ciclo de Lorenz para potencia y enfriamiento, la cual fue desarrollada por **Vijayaraghavan y Goswami (2003)**.

$$\eta_{rev} = \eta_{Lorenz} \left[ \frac{1+r}{1+(r/COP_{Lorenz})} \right] \quad (15)$$

donde  $\eta_{Lorenz}$  para potencia, con base en la figura 4.6(a), se escribe como:

$$\eta_{Lorenz} = 1 - \frac{(T_3 - T_4) / \ln(T_3 / T_4)}{(T_2 - T_1) / \ln(T_2 / T_1)} \quad (16)$$

El  $COP_{Lorenz}$  para enfriamiento, con base en la figura 4.6(b), se escribe como:

$$COP_{Lorenz} = \frac{(T_2 - T_1) / \ln(T_2 / T_1)}{(T_3 - T_4) / \ln(T_3 / T_4) - (T_2 - T_1) / \ln(T_2 / T_1)} \quad (17)$$

La razón de enfriamiento a trabajo neto producido ( $r$ ) es:

$$r = \frac{\dot{Q}_{enf}}{\dot{W}_{np}} \quad (18)$$

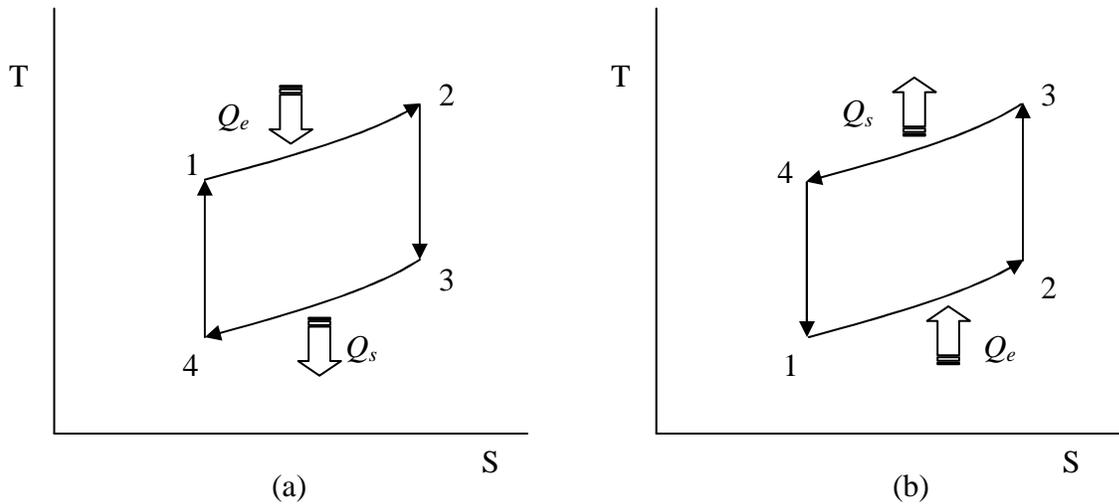
La efectividad exérgica se define como una medida de la capacidad del sistema para producir el efecto deseado, potencia y enfriamiento en este caso. La efectividad exérgica se calcula con la siguiente expresión:

$$\varepsilon = 1 - \frac{\dot{I}_{Ciclo}}{\dot{E}x_{ns}} = \frac{\dot{E}x_{np}}{\dot{E}x_{ns}} = \frac{\dot{W}_f + \Delta \dot{E}x_{ae}}{\Delta \dot{E}x_{GE} + \Delta \dot{E}x_{IC-2} + \dot{W}_{bomba} - \Delta \dot{E}x_{AB}} \quad (19)$$

donde  $\dot{E}x_{np}$  y  $\dot{E}x_{ns}$  son la exergia neta producida y suministrada, respectivamente;  $\Delta \dot{E}x_{ae}$ ,  $\Delta \dot{E}x_{GE}$ ,  $\Delta \dot{E}x_{IC-2}$  y  $\Delta \dot{E}x_{AB}$  son los cambios de exergia del agua enfriada, fluido de calentamiento (en el generador y el sobrecalentador IC-2) y agua o aire de enfriamiento (en el absorbedor), respectivamente.  $\Delta \dot{E}x_{GE}$  y  $\Delta \dot{E}x_{IC-2}$  fueron calculadas por la definición de exergia térmica dada por la ecuación (7), porque la fuente de calor en el generador y sobrecalentador no están aún definidas.

Las pérdidas de exergia de los efluentes son la suma de todas las corrientes de exergia rechazadas al medio ambiente; por lo tanto:

$$Efl = \Delta \dot{E}x_{AB} \quad (20)$$



**Figura 4.8. (a) Diagrama temperatura-entropía para el ciclo de potencia de Lorenz. (b) Diagrama temperatura-entropía para el ciclo de enfriamiento de Lorenz.**

En análisis de exergia no estaría completo si no se conociera en cuánto la efectividad de un sistema o proceso pudiera ser mejorado. El potencial de mejoramiento de un sistema es una medida de cuánto y qué tan fácil el sistema puede ser mejorado para propósitos de optimización y se puede obtener con la siguiente ecuación:

$$Pot = \dot{I}_{ciclo}(1 - \varepsilon) + Efl \quad (21)$$

El primer término de la ecuación (21) fue propuesto por van Gool, citado por **Hammond y Stapleton (2001)**, para definir el potencial de mejoramiento; sin embargo, Rivero y Le

Goff, añadieron el término de los efluentes ( $E_{fl}$ ), el cual es una medida de cuánto un sistema puede ser mejorado usando las corrientes de los efluentes en vez de rechazar su exergía al ambiente. Este término tiene mayor importancia cuando el nivel de temperatura de los efluentes es alto; de manera que su recuperación pudiera ser factible.

Los resultados obtenidos del análisis del ciclo combinado se presentaron en el artículo “Analysis of a combined power and refrigeration cycle by the exergy method”, publicado en la revista Energy the International Journal, Vol. 31, No. 15, pp. 3401-3414, y se puede consultar en el apéndice B de esta tesis.

---

**Referencias**

**Aspen Plus, Aplus 12.1. (2003).** User Guide, Chapter 7, Physical Property Methods, Aspen Plus Product Documentation. Aspen Technology, Inc., Cambridge, USA, [www.aspentech.com](http://www.aspentech.com).

**Bassols, J., Kuckelkorn, J., Langreck, R., Schneider, R. y Veelken, H. (2002).** Trigeneration in the food industry. Applied Thermal Engineering, Vol. 22, No. 6, pp. 595-602.

**Bruno, J. C., Rivera, W., Velázquez, N., Best, R. y Coronas, A. (2003).** Thermodynamic analysis of a directly coupled GAX chiller/micro gas turbine combined system. En congreso: seminario no. 72 de Eurotherm, Valencia, España, del 31 de marzo al 2 de abril.

**Campanari, S., Boncompagni, L y Macchi, E. (2004).** Microturbines and Trigeneration: optimization strategies and multiple engine configuration effects. ASME Journal of Engineering for gas turbines and power, Vol. 126, pp. 92-101.

**Cardona E., Piacentino, A. (2003).** A measurement methodology for monitoring a CHCP pilot plant for an office building. Energy and Buildings, Vol. 35, No. 9, pp. 919-925.

**Cardona E., Piacentino, A. (2003).** Energy A methodology for sizing a trigeneration plant in mediterranean areas. Applied Thermal Engineering, Vol. 23, No. 13, pp. 1665-1680.

**Cardona E., Piacentino, A. y Cardona, F. (2006).** Energy saving in airports by trigeneration. Part I: Assessing economic and technical potential. Applied Thermal Engineering, Vol. 26, No. 14-15, pp. 1427-1436.

**Cardona E., Piacentino, A. y Cardona, F. (2006).** Matching economical, energetic and environmental benefits: An analysis for hybrid CHCP-heat pump systems. Energy Conversion and Management, in press.

**Cardona E., Sannino, P., Piacentino, A. y Cardona, F. (2006).** Energy saving in airports by trigeneration. Part II: Short and long term planning for the Malpensa 2000 CHCP plant. Applied Thermal Engineering, Vol. 26, No. 14-15, pp. 1437-1447.

**Colonna, P. y Gabrielli, S. (2003).** Industrial trigeneration using ammonia-water absorption refrigeration system (AAR). Applied Thermal Engineering, Vol. 23, No. 4, pp. 381-396.

**Dincer, I., Hussain, M.M., Al-Zaharnah, I. (2004).** Energy and exergy in public and private sector of Saudi Arabia. Energy Policy, Vol. 32, No. 14, pp. 1615-1624.

**Ellis, M. W. y Gunes, M. B. (2002),** Status of fuel cell systems for combined heat and power applications in buildings, ASHRAE Transactions, Vol. 1, No. 108, parte 1, pp. 1033-1044.

**Fairchild, P. D., Lavinov, S. D., Zaltash, A. y Rizy, B. D. T. (2001).** Experimental and theoretical study of microturbine-Based BCHP system. En: ASME International Congress and Exposition, New York, New York, November 11-16.

**Frátilá, A., Bellettre, J., Bitir, I., Tazerout, M. y Athanasovici, V. (2002).** Energetic and economic analysis of a trigeneration system. Case of a large dairy farm. En: ECOS, Berlin, Alemania, July 3-5.

**Goswami, D. Y. (1998).** Solar thermal technology: present status and ideas for the future. *Energy Sources*, Vol. 20, No.2, pp. 137-145.

**Goswami, D. Y., Vijayaraghavan S., Lu, S. y Tamm, G. (2004).** New and emerging developments in solar energy. *Solar Energy*, Vol. 76, No. (1-3), pp. 33-43.

**Hammond, G. P. y Stapleton A. J. (2001).** Exergy analysis of the United Kingdom energy system. Proceedings of the institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy 215 (A2), pp. 141-162.

**Havelský, V. (1999).** Energetic efficiency of cogeneration systems for combined heat, cold and power production. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 22, No. 6, pp. 479-485.

**Hernández-Santoyo, J. y Sánchez-Cifuentes, A. (2003).** Trigeneration: an alternative for energy savings. *Applied Energy*, Vol. 76, No. 1-3, pp. 219-227.

**Herrera, A. (2001).** La viabilidad de colectores solares plano en un análisis técnico-económico de uso eficiente y ahorro de energía en hospitales, Tesis de maestría, CIE-UNAM, Temixco, Morelos, México.

**Kong, X.Q., Wang, R.Z. y Huang, X.H. (2004).** Energy efficiency and economic feasibility of CCHP driven by stirling engine. *Energy Conversion and Management*, Vol. 45, No. 9-10, pp. 1433-1442.

**Kong, X.Q., Wang, R.Z., Wu, J.Y., Huang, X.H., Huangfu, Y., Wu, D.W. y Xu, Y.X (2005).** Experimental investigation of a micro-combined cooling, heating and power system driven by a gas engine. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28, No. 7, pp. 977-987.

**Kotas, T. J. (1995).** The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. Malabar, Florida: Krieger Publish Company.

**Marantan, A., Popovic, P. y Radermacher, R. (2002).** The Potential of CHP Technology in Commercial Buildings-Characterizing the CHP Demonstration Building, ASHRAE Transactions, Vol. 108, Part I, pp. 1025-1031.

**McMullan, J. T. y Morgan, R. (1981).** Heat Pumps. Great Britain: Adam Hilger Ltd.

**Míguez, J.L., Murillo, S., Porteiro, J. y López, L.M. (2004).** Feasibility of a new domestic CHP trigeneration with heat pump: I. Design and development. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 24, No. 10, pp. 1409-1419.

**Minciuc E., Le Corre, O., Athanasovici, V., Tazerout, M. y Bitir, I. (2003).** Thermodynamic analysis of tri-generation with absorption chilling machine. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 23, No. 11, pp. 1391-1405.

**Moran, M. J. (1999).** Fundamentals of energy analysis and exergy-aided thermal systems design. En: Bejan A, Mamut E, editors. *Thermodynamic Optimization of Complex Energy Systems*. The Netherlands: Kluwer Academic Publishers Dordrecht, The Netherlands. pp. 73-92.

**Porteiro, J., Míguez, J.L., Murillo, S. y López, L.M. (2004).** Feasibility of a new domestic CHP trigeneration with heat pump: II. Availability analysis. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 24, No. 10, pp. 1421-1429.

**Rivero, R. y Le Goff, P. (1992).** On the performance criteria of sorption heat pumps and heat transformer. En: *Efficiency, Costs, Optimization and Simulation of Energy Systems*, American Society of Mechanical Engineers, New York, pp. 575-586.

**Rong, A. y Lahdelma R. (2005).** An efficient linear programming model and optimization algorithm for trigeneration. *Applied Energy*, Vol. 82, No. 1, pp. 40-63.

**Seider W.D., Seader J.D. y Lewin D.R. (1999).** *Process Design Principles: Synthesis, Analysis and Evaluation*, John Wiley and Sons, Inc., New York.

**Smith, M.A. y Few, P.C. (2001).** Second law analysis of an experimental domestic scale cogeneration plant incorporating a heat pump. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 21, No. 1, pp. 93-110.

**Tchouate-Heteu, P.M. y Bolle, L. (2002).** Economie d'énergie en trigénération. *Int. J. of Thermal Sciences*, Vol. 41, No. 12, pp. 1151-1159.

**Temir, G. y Bilge, D. (2004).** Thermo-economic analysis of a trigeneration system. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 24, No. 17-18, pp. 2689-2699.

**Teopa-Calva, E., Picón-Núñez, M. y Rodríguez-Toral, M.A. (2005).** Thermal integration of trigeneration systems. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 25, No. 7, pp. 973-984.

**Vijayaraghavan, S. y Goswami, D. Y. (2003).** On evaluating efficiency of a combined power and cooling cycle. *ASME Journal of Energy resources technology*, Vol.125, No. pp. 221-227.

**Zhao, Y., Shigang, Z. y Haibe, Z. (2003).** Optimization study of combined refrigeration cycles driven by an engine. *Applied Energy*, Vol. 76, No. 4, pp. 379-389.

**Ziher, D. y Poredos, A. (2006).** Economics of a trigeneration system in a hospital. Applied Thermal Engineering, Vol. 26, No. 7, pp. 680-687.

## Capítulo V

### Evaluación económica de sistemas de trigeneración

Los estudios de la implementación de sistemas térmicos deben ir acompañados de una correcta evaluación económica y por supuesto, de un análisis ecológico, para que en el momento de comparar otras opciones, el tomador de decisiones cuente con suficiente información al respecto. Por lo tanto, en este capítulo se analiza económicamente el sistema de trigeneración propuesto en el capítulo IV y se compara con otras configuraciones a través del uso de parámetros de rentabilidad de proyectos como son: valor presente neto, valor futuro, anualidades, tasa interna de retorno y periodo de recuperación de la inversión.

#### V. 1. Consideraciones para la evaluación económica del proyecto de trigeneración

##### V.1.1 Inversión inicial

Usualmente los sistemas de cogeneración y trigeneración son dimensionados con base en la demanda real de energía, por lo que los planes de crecimiento a futuro en la demanda energética deberán ser lo más realistas posible para evitar un sobredimensionamiento del sistema; lo que implicaría un mayor costo de la inversión inicial, de operación y mantenimiento. Con base en la demanda energética de la Tabla 4.1, del capítulo IV de esta tesis, se dimensionó el sistema de trigeneración. En este análisis se propuso cubrir el 100% de la energía eléctrica operando MTG del modelo C30. Sin embargo, otras MTG de mayor capacidad se analizaron también. El número de unidades que se deberán adquirir para cubrir el 100% de la energía eléctrica varía dependiendo de la capacidad de las MTG, así también varía el costo de la inversión inicial (NREL, 2003) como se puede apreciar en la Tabla 5.1. Los costos de las MTG, que se reportan en la Tabla 5.1, contemplan los gastos de: planos, administración, proyecto, construcción, materiales, instrumentación y control para la interconexión. De manera que el costo inicial de las MTG es para la opción de cogeneración (NREL, 2003), produciendo energía eléctrica y energía térmica. El concepto de “llave en mano” contempla, entonces, la entrega del proyecto a punto para operarlo.

El costo de la inversión inicial del sistema de absorción GAX, para formar el sistema de trigeneración, se estimó tomando como base el costo de una planta de refrigeración por absorción de amoníaco-agua. Colonna y Gabrielli (2003) estiman en 558 €/kW de refrigeración, lo que equivale a 641 USD-2003/kW. Sin embargo, es muy probable que el costo del kW de enfriamiento con el equipo GAX sea superior al de refrigeración, porque el equipo GAX es de menor capacidad y los costos de inversión inicial son mayores para equipos de baja capacidad; por lo tanto, se estima en 800 USD-2003/kW de enfriamiento. Sólo como referencia se menciona que un equipo de enfriamiento por compresión mecánica de vapor de 5 toneladas de refrigeración (17.5 kW), tiene actualmente un costo aproximado de 8000 USD, lo que equivaldría a 416 USD-2003/kW y se sabe que los equipos de absorción son casi el doble de caros que los de compresión mecánica. Por lo tanto, la estimación del costo del kW de enfriamiento por absorción se considera razonable.

**Tabla 5.1. Costos estimados de los equipos del sistema de trigeneración, de operación, de mantenimiento y de los ahorros (dólares constantes del 2003), realizada con datos del NREL (2003), Capstone (2006) y cálculos propios.**

| Concepto  | Capacidad kW    |                 |                 |                  |
|---|-----------------|-----------------|-----------------|------------------|
|   | 30 <sup>a</sup> | 65 <sup>a</sup> | 80 <sup>b</sup> | 100 <sup>c</sup> |
| Costo (USD/kW) de la MTG “llave en mano”                                      | 2636            | 1926            | 1932            | 1769             |
| Costo (USD/kWh) de mantenimiento de la MTG                                    | 0.02            | 0.015           | 0.013           | 0.015            |
| Numero de unidades  | 9               | 4               | 3               | 3                |
| kW a comprar de MTG   | 270             | 260             | 240             | 300              |
| Inversión inicial (USD) MTG   | 711,720         | 500,760         | 463,680         | 530,700          |
| kW <sub>neto</sub> producidos (estimados) p/c MTG a una T <sub>a</sub> = 28°C | 24.6            | 61.75           | 76              | 95               |
| kWh/año   | 1,551,571       | 1,730,976       | 1,597,824       | 1,997,280        |
| Gastos (USD) de mantenimiento anual de las MTG                                | 30,274.56       | 25,018.56       | 19,678.46       | 28,382.40        |
| Gastos (USD) de operación anual de las MTG con gas LP                         | 360,954.79      | 290,765.57      | 310,720.07      | 373,434.22       |
| Gastos (USD) de operación anual de las MTG con gas natural                    | 161,346.47      | 129,687.47      | 138,587.59      | 166,559.40       |
| Calor recuperado de los gases de escape por el total de las MTG               | 483.52          | 423.34          | 381.11          | 431.32           |
| Ahorro en diesel (l/año) al recuperar calor                                   | 422,977.37      | 370,327.63      | 333,387.81      | 377,314.19       |
| Energía térmica cubierta con trigeneración (%)                                | 65.25           | 57.13           | 51.43           | 58.20            |
| Ahorro anual (USD) por dejar de consumir diesel al recuperar calor            | 194,796.08      | 170,549.01      | 153,536.92      | 173,766.57       |
| Ahorro por facturación eléctrica  | 169,637.4       |                 |                 |                  |
| Costo (USD/kW) del equipo de absorción GAX                                    | 800             |                 |                 |                  |
| Costo (USD/kWh) de Op. y Mtto. Del GAX  | 0.00346         |                 |                 |                  |
| Numero de unidades  | 1               |                 |                 |                  |
| kW a comprar de GAX   | 35              |                 |                 |                  |
| Inversión inicial (USD) GAX   | 28,000          |                 |                 |                  |
| Gastos (USD) de Op. y Mtto. Anual   | 364             |                 |                 |                  |

<sup>a</sup> Estas MTG son de la compañía Capstone, modelo C30 y C65, esta última se introdujo al mercado en el 2006.

<sup>b</sup> Esta MTG es de la compañía Bowman, modelo TG80.

<sup>c</sup> Esta MTG es de la compañía Turbec, modelo T100.

### V.1.2. Ahorros y gastos de operación y mantenimiento

Aquí se consideraron los ahorros que se tendrían por dejar de pagar la facturación eléctrica y por dejar de consumir diesel para generar energía térmica.

Respecto a los gastos de operación y mantenimiento se contemplaron los costos de los energéticos (consumos) como el combustible para la microturbina y los costos no energéticos como mantenimiento (mano de obra, accesorios, refacciones, seguridad, etc.).

Los costos de operación y mantenimiento de las MTG que se reportan en la Tabla 5.1, están por separado debido a que los costos obtenidos del reporte del **NREL (2003)**, no incluyen el combustible consumido por las MTG. Para obtener el costo total anual de mantenimiento de las MTG se consideró que éstas trabajarían 7008 h/año, es decir, se considera un factor de utilización de 0.8, lo cual es razonable debido al mantenimiento requerido por las MTG. Para obtener el costo total anual de operación de las MTG se tomó como base el combustible consumido (gas LP) por la MTG de 30 kW, obtenido experimentalmente. Este valor fue más bajo al proporcionado en el reporte del **NREL (2003)** debido a que en éste se supuso el consumo de gas natural en las MTG y en condiciones ISO. Se obtuvo un factor de 0.8716, que fue multiplicado por el consumo de gas natural de las MTG del reporte del **NREL (2003)**, para estimar el consumo de gas LP de las demás MTG.

El costo de operación y mantenimiento del equipo GAX resultó, relativamente pequeño, debido, primero, a que se consideró que fuera operado con el calor de desecho de las MTG y segundo, porque tiene muy pocas partes móviles (las bombas y los ventiladores). Muchos autores en el análisis de sus sistemas de trigeneración no consideran estos gastos para los sistemas de absorción; sin embargo, **Ziher y Poredos (2006)** lo estiman en 0.003 €/kWh, lo que equivale a 0.0034 USD-2003/kWh y se reporta en la Tabla 5.1.

### V.1.3 Prospectiva del costo de los energéticos durante la vida del proyecto (2003-2018)

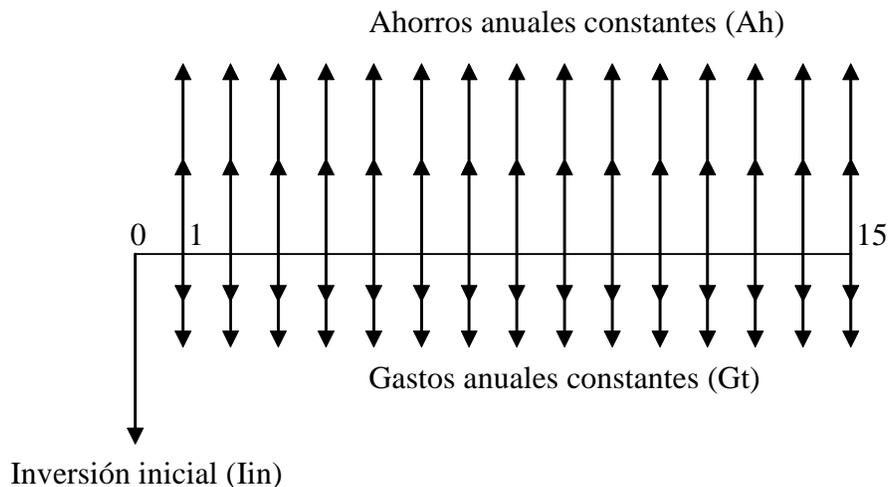
Antes de realizar los cálculos de los costos de operación y de los ahorros que se obtendrían al operar el sistema de trigeneración, se plantearon los escenarios que podrían ocurrir con respecto al incremento de los precios de cada uno de los energéticos que se consumen, se producen, o se dejan de utilizar al operar el sistema de trigeneración. Se plantearon dos escenarios: en el primero se consideró que los precios de los energéticos permanecerán constante durante el periodo de vida del proyecto y en el segundo se prevén incrementos anuales en el precio de los energéticos.

#### Primer escenario

**Diesel.** Este combustible se usa en las calderas del hospital para generar la energía térmica (vapor y agua caliente). Al implementar el sistema de trigeneración el consumo de diesel disminuiría en proporción al calor recuperado por el sistema. De modo que habrá un ahorro anual por dejar de consumir diesel. Este ahorro puede ser constante o variar a través

de los años, dependiendo de, si aplicamos un escenario de precios de los energéticos constante o variable a través de la vida útil del proyecto.

En el escenario de precios constantes, que llamaremos primer escenario, se propuso que el precio de los energéticos se mantendría constante a lo largo del periodo de vida del proyecto, lo cual es muy poco probable que ocurra, pero es una opción que muchos autores toman como punto de partida en sus evaluaciones (**Herrera, 2001; Zihher y Poredos, 2006**). El diagrama de flujo de efectivo para este escenario se muestra en la Fig. 5.1. En este primer escenario se tomó el precio del diesel en 5.5 pesos/l, a julio del 2006, lo que equivale a 0.46 USD-2003/l.



**Figura 5.1. Diagrama de flujo de efectivo con ahorros y gastos constantes.**

**Gas LP.** Este combustible se emplea para operar las MTG, se pueden usar otros combustibles como el gas natural, diesel, biodiesel, etc., pero hay que recordar que se cuentan con datos experimentales del desempeño de la MTG de 30 kW usando la mezcla propano/butano (gas LP). En este primer escenario se tomó el precio del gas LP en 9.19 pesos/kg a agosto de 2006 (precio máximo al público), lo que equivale a 0.7656 USD-2003/kg o 15.9 USD-2003/MMBTU (**página web, sener**).

**Electricidad.** Es uno de los productos que se obtienen con el sistema de trigeneración y habrán ahorros al autogenerar la electricidad y dejar de pagar la factura por suministro de energía eléctrica. **Herrera (2001)** graficó el consumo mensual de energía para el año de 1999 en kWh y la demanda de potencia en kW. Se tomó la demanda de energía del hospital de ese año por no contar con datos actualizados, ver Tabla 5.2. **Herrera (2001)**, calculó también el costo de facturación eléctrica con precios de 1999 para la tarifa H-M (media tensión). Sin embargo, fue necesario recalcular los costos de facturación con precios actualizados de octubre de 2005 a septiembre de 2006 (los últimos disponibles al momento de realizar los cálculos). El costo promedio anual de la electricidad fue de: 0.5931 pesos/kWh en horario base, 0.7135 pesos/kWh en horario intermedio y 2.2848 pesos/kWh

en horario punta. El costo promedio anual de la potencia demandada fue de 123.46 pesos/kW.

El costo total ahorrado por facturación eléctrica (con base en la demanda de la Tabla 5.2), en dólares constantes del 2003, se presenta en la Tabla 5.1. Se recomienda consultar la **página web, aplicaciones.cfe**, para obtener información detallada de la metodología de facturación eléctrica.

**Tabla 5.2. Consumo anual de energía eléctrica y de potencia en el hospital, adaptada de Herrera (2001).**

| Horario    | Electricidad kWh | Potencia kW |
|------------|------------------|-------------|
| Base       | 5,190,00         | 3,130       |
| Intermedia | 1,284,000        | 4,470       |
| Punta      | 247,992          | 4,183       |

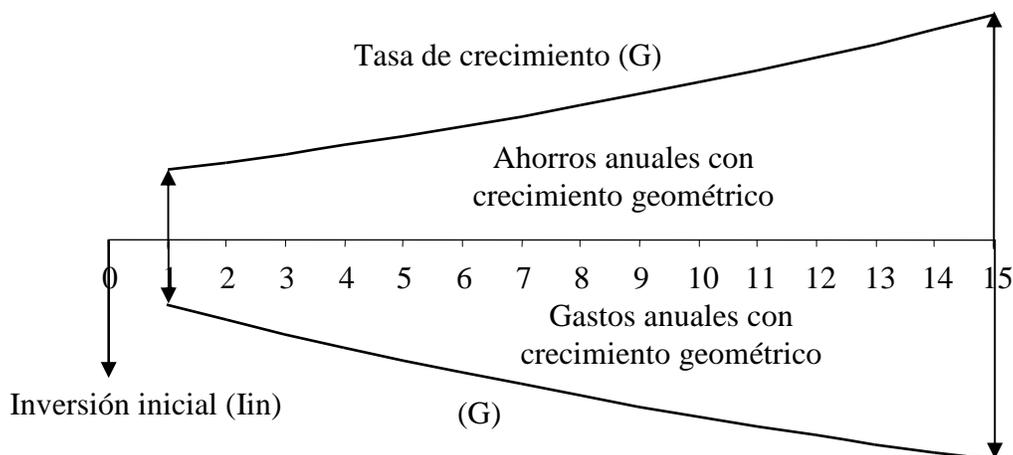
Aunque existen excedentes de energía eléctrica producidos con los sistemas de trigeneración analizados en este trabajo, éstos son tan pequeños que no justifica el costo que se pagaría por el contrato de interconexión a la red de CFE. Por lo tanto, no se tomaron en cuenta en los cálculos económicos.

### Segundo escenario

En el escenario de precios variables, que llamaremos segundo escenario, fue difícil encontrar prospectivas de los precios de los energéticos en México, sólo existen prospectivas para el consumo anual. Respecto a la evolución de los precios de los energéticos en México **Lozano, 2006** comenta: “debido a la multitud de factores que influyen en la determinación del precio de un bien, así como por el hecho de que el gas LP y el diesel es un subproducto del procesamiento del gas natural y la refinación del petróleo, dichos pronósticos no existen”. Por lo tanto, se analizaron los precios históricos de los energéticos en México, se analizaron algunos decretos que rigen el precio de los combustibles y la electricidad y se analizaron las prospectivas de precios de los energéticos, para Los Estados Unidos de Norte América, publicados por la Energy Information Administration (EIA), para poder estimar o pronosticar el precio de los energéticos en México hasta el año 2018. Los cuales se deberán tomar con reserva, ya que situaciones internacionales y/o nacionales futuras, podrían modificar considerablemente el precio de los energéticos. En la Figura 5.2 se muestra el diagrama de flujo de efectivo para este escenario.

**Diesel.** El precio del diesel en México siempre ha ido a la alza, han habido periodos en que el precio real ha crecido hasta casi 36%, p. ej., de 1995 a 1996 hubo un incremento en el precio (USD constantes) del diesel del 28% y de 1998 a 1999 el incremento fue de casi 36%, como se muestra en la Figura 5.3. Sin embargo, a partir del año 2000 el incremento ha sido menos drástico. En los años 2002 y 2003 hubo decrementos en los precios. A julio de 2006, se registró un decremento del 2.7%. En este histórico el incremento promedio del precio del diesel de 1990 al 2006 fue del 5%. La Energy Information Administration (EIA)

publicó las prospectivas del incremento del precio de los energéticos hasta el 2030. En la Fig.5.4, se muestra la prospectiva del precio (USD constantes) del diesel del 2004 al 2018. En esta Figura se puede apreciar un incremento máximo del 38% del 2003 al 2004. A partir del 2004 los incrementos pronosticados son menos drásticos, incluso a partir del 2007 se pronostican decrementos en los precios del diesel. En esta prospectiva el incremento promedio del precio del diesel del 2003 al 2018 se prevé en 1%.

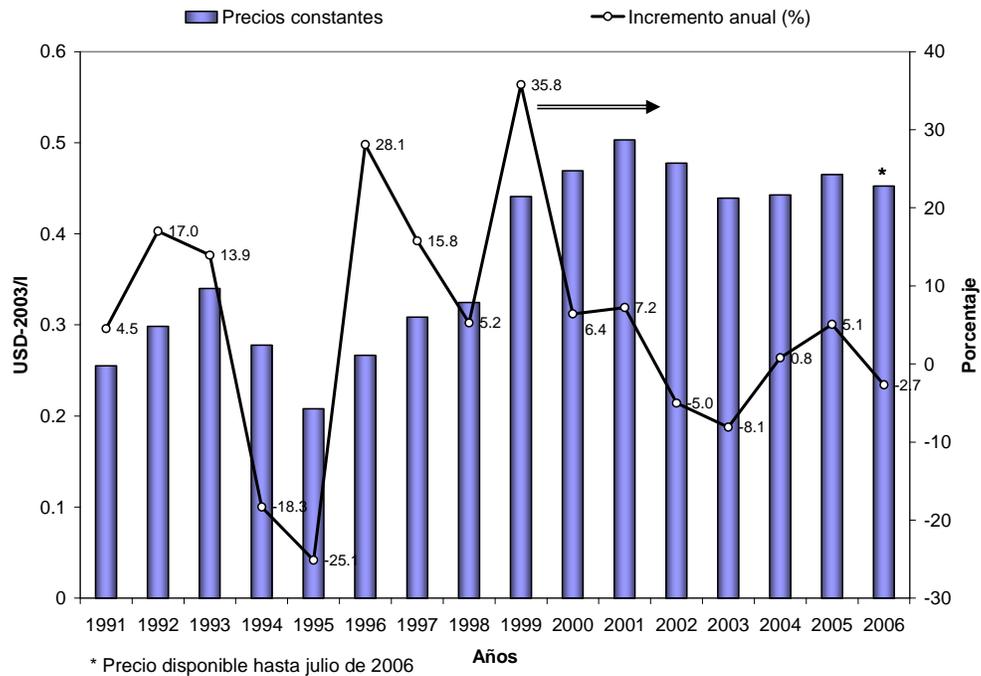


**Figura 5.2. Diagrama de flujo de efectivo con ahorros y gastos con crecimiento geométrico.**

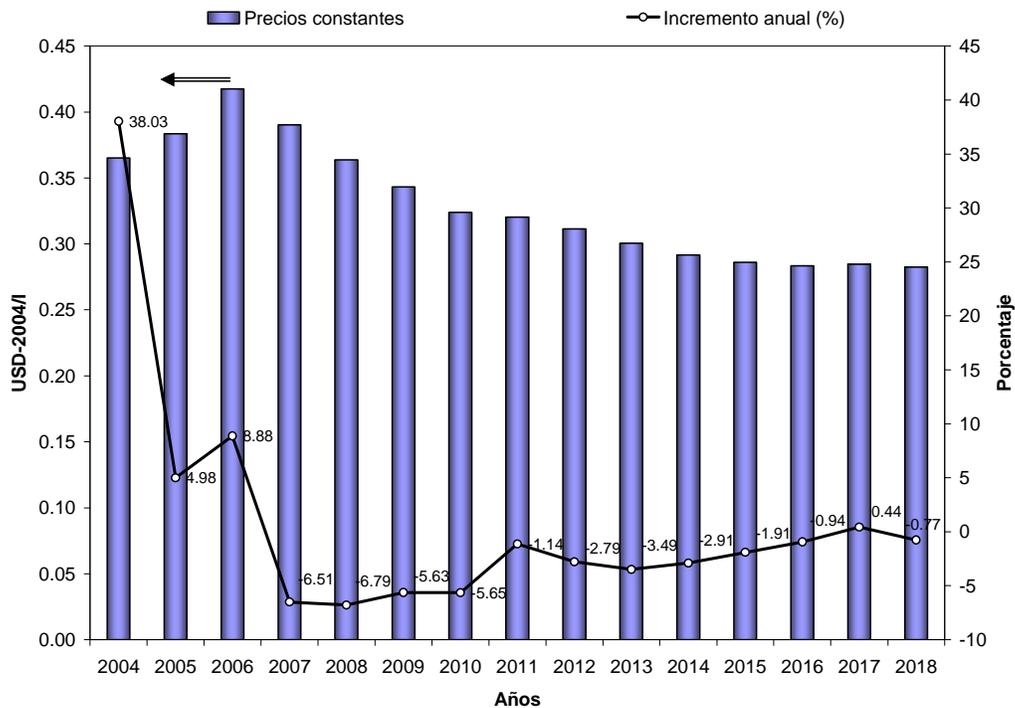
Como se mencionó en el párrafo anterior, la EIA pronosticó un incremento en el precio del diesel del 38% del 2003 al 2004; sin embargo, en México el incremento para ese periodo fue apenas del 0.8% y del 5.1% y -2.7% para el 2004-2005 y 2005-2006, respectivamente. Lo cual es cercano a lo pronosticado de 4.9% para el periodo 2004-2005, pero muy lejano al 8.8% pronosticado para el periodo 2005-2006.

Como se ve, algunas veces los precios pronosticados se parecen a los ocurridos, otras no tanto; sin embargo, con base en los incrementos históricos y las prospectivas analizadas, se supuso en este estudio un incremento anual del precio del diesel en México del 2%.

**Gas LP.** Hasta agosto 1997 PEMEX aplicaba un precio único a la venta del gas LP; sin embargo, existía mucha variación en los precios al público, debido a que los costos de transportación del combustible se incrementaban respecto a la distancia que existía de las terminales de suministro a los centros de consumo. Para evitar esta variabilidad en los precios, la comisión reguladora de energía aprobó los mecanismos de precios propuestos por PEMEX, los cuales se basan en fijar dos precios: el precio máximo de primera mano y el precio máximo al público.



**Figura 5.3. Comportamiento histórico (1991-2006) del precio del diesel a diciembre de cada año, excepto para el 2006, elaborada con datos de la SENER (página web, sener).**

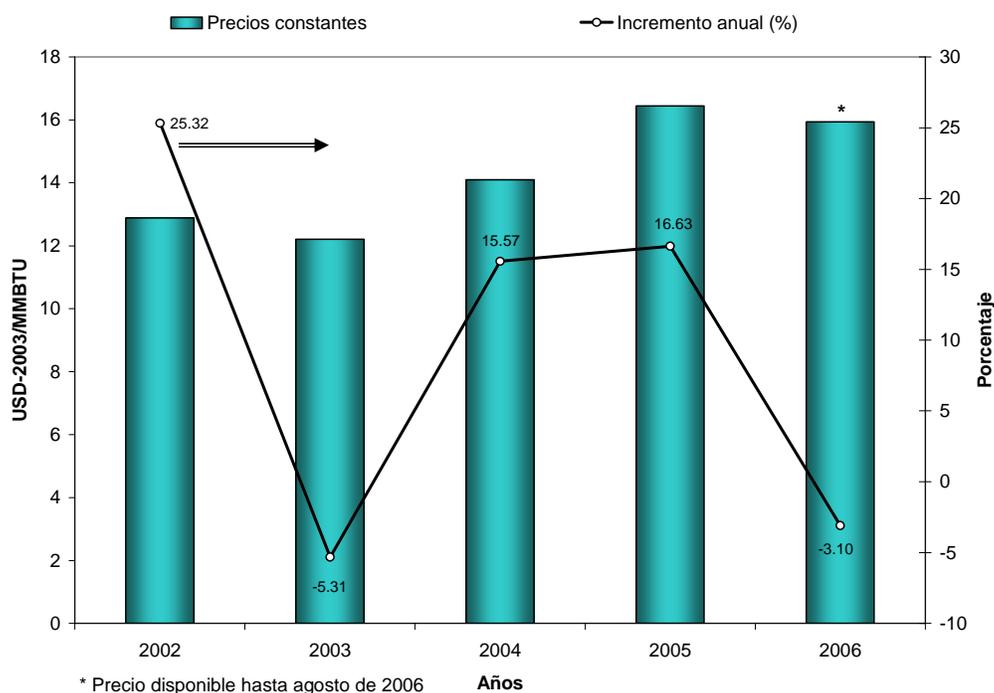


**Figura 5.4. Proyecciones del precio del diesel (2004-2018), elaborada con datos de la AEO, 2006 (página web, eia.doe).**

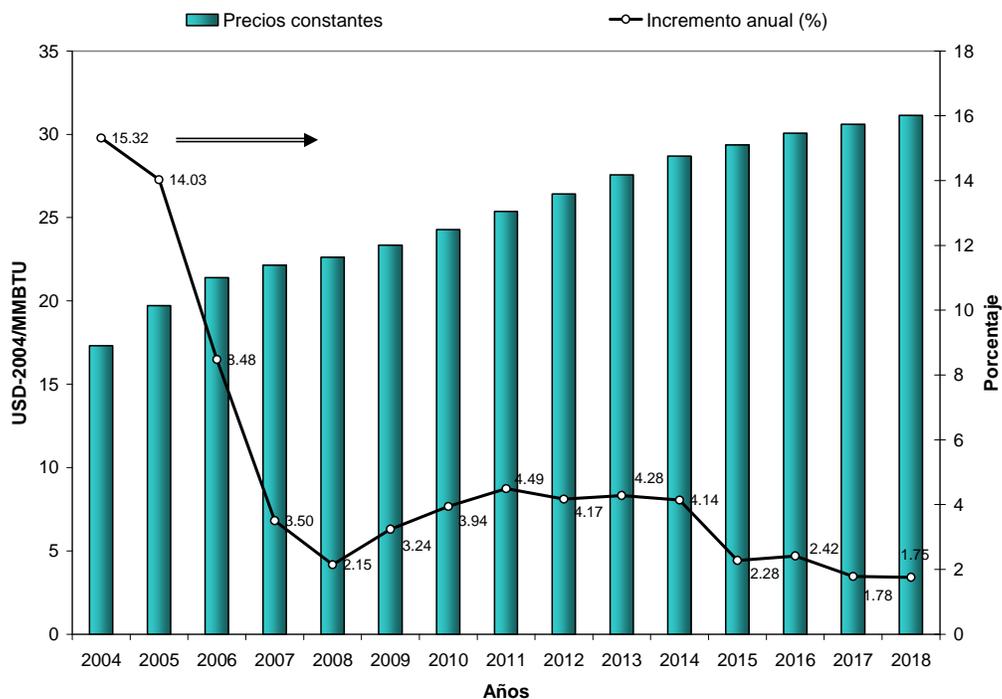
Para que no hubiera desventajas con respecto a los costos de transportación, PEMEX dividió el territorio en regiones de precios, las cuales eran de dieciséis hasta 1999. Los mecanismos de precios se han venido modificando continuamente; sin embargo, se mantiene el mecanismo de precios máximos de venta de primera mano y de venta al público para evitar la variabilidad en los precios del gas LP. En la Figura 5.5 se muestra el histórico de los precios del gas LP en dólares constantes el millón de BTU (MMBTU). En esta Figura se aprecia que, del año 2001 al 2002 hubo un incremento máximo del 25.3% en el precio del gas LP y después existen decrementos e incrementos en los precios que no muestran una clara tendencia. En este histórico el incremento promedio del precio del gas LP del 2001 al 2006 fue del 9.8%.

En la Figura 5.6 se muestra la prospectiva de precios del gas LP hasta el año 2018. En esta Figura se muestra un incremento máximo en el precio del 15.3% del año 2003 al 2004, después se prevén incrementos menos drásticos hasta el 2007, donde, a partir de este año el incremento promedio anual será del 3.2%. En esta prospectiva el incremento promedio del precio del gas LP del 2003 al 2018 se prevé en 5%.

Una vez más realizamos la prospectiva de precios del gas LP con base en los históricos y los pronósticos reportados por la EIA. Para este estudio se supuso que el precio del Gas LP en México crecerá anualmente al 4%.



**Figura 5.5. Comportamiento histórico (2002-2006) del precio del gas LP, a diciembre de cada año, excepto para el 2006, elaborada con datos de la SENER (página web, sener).**



**Figura 5.6. Proyecciones del precio del gas LP (2004-2018), elaborada con datos de la AEO, 2006 (página web, eia.doe).**

**Electricidad.** El precio de la electricidad en México está vinculado al costo de los energéticos primarios fósiles: gas, combustóleo y carbón, que se rigen con referencia internacional. El precio de la electricidad ha tenido un aumento considerable a través de los años. Incrementos de casi el 20% se dieron en los periodos de 1998 a 1999 y de 2003 a 2004. Y hasta julio de este año el incremento alcanzó más del 6% como se puede ver en la Figura 5.7. También se aprecia que a partir del 2004 los precios de la electricidad, en los distintos horarios, siempre han ido a la alza con incrementos tan drásticos como del casi 20%, después el incremento fue de 9.8% y de 6%, para los periodos del 2004-2005 y 2005-2006, respectivamente. Lo cual marca una tendencia de crecimiento anual de los precios de la electricidad, aunque sin seguir un patrón. En este histórico el incremento promedio del precio de la electricidad de 1997 al 2006 fue del 6%.

En la Figura 5.8 se presenta la prospectiva de precios para la electricidad hasta el año 2018, la cual es muy contradictoria al histórico, ya que a partir del 2006 se prevé una disminución anual en los precios, en casi todos los años posteriores. En esta prospectiva el incremento promedio del precio de la electricidad del 2003 al 2018 se prevé en -0.2%. Si el precio de la electricidad se rige con base en los precios de los combustibles fósiles y para éstos se pronostican crecimientos anuales, resulta difícil pensar que los precios de la electricidad podrían disminuir. Por lo tanto, y como se ha venido haciendo para el diesel y el gas LP, se supuso en este estudio un incremento anual del precio de la electricidad en México del 6%, tratando de ser conservadores y tomando como base, tanto los históricos como las prospectivas de precios publicados por la EIA para Estados Unidos.

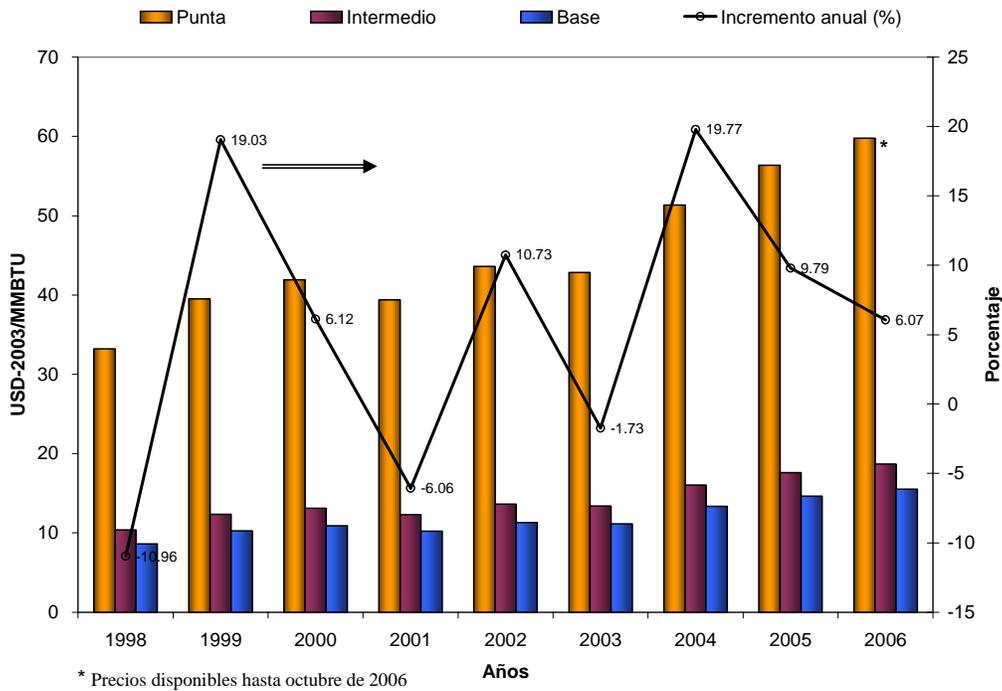


Figura 5.7. Comportamiento histórico (1998-2006) del precio de la electricidad, a dic. de cada año, excepto para el 2006, elaborada con datos de la SENER (página web, sener).

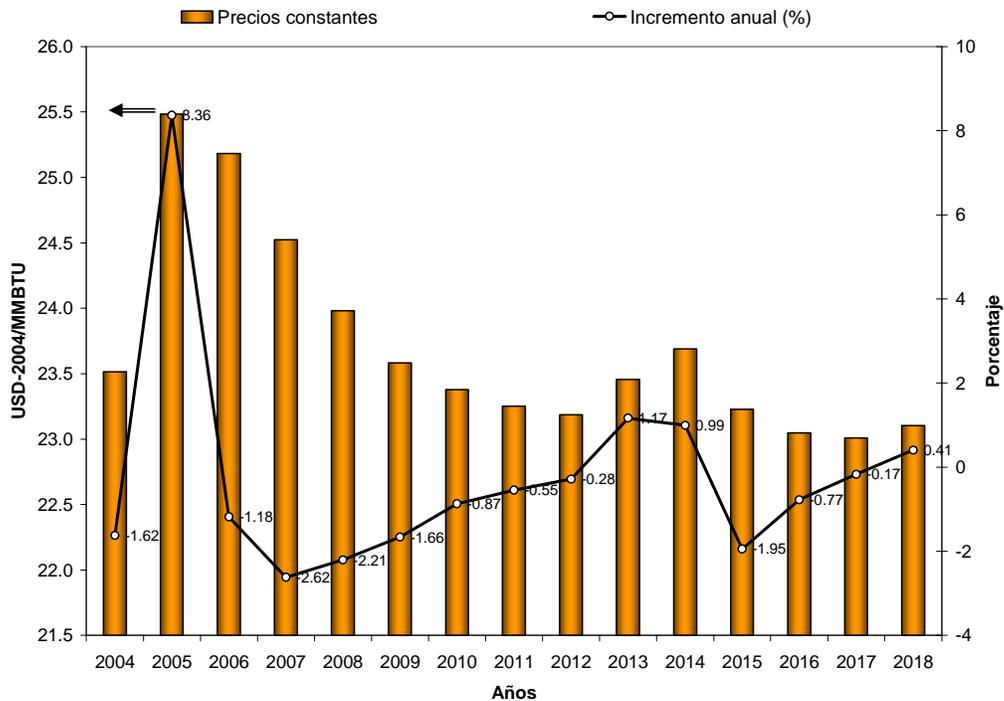
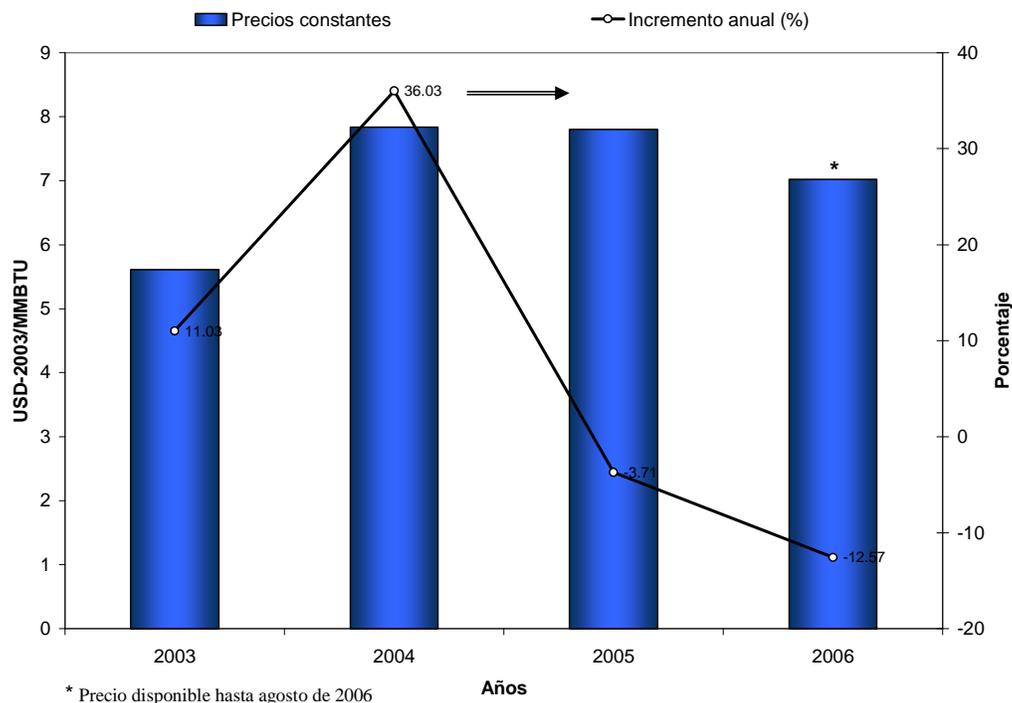


Figura 5.8. Proyecciones del precio de la electricidad (2004-2018), elaborada con datos de la AEO, 2006 (página web, eia.doe).

**Gas natural:** A manera de comparación de los parámetros de rentabilidad económica se evaluó el sistema de trigeneración operando las MTG con gas natural. Éste es uno de los combustibles más usado para la generación de electricidad con plantas termoeléctricas, sobre todo en ciclos combinados. En la Tabla 5.1 se muestran los costos de operación de las MTG. Estos costos fueron obtenidos considerando que las MTG operaban a una temperatura ambiente promedio de 28°C, al igual que para la operación con gas LP. El desempeño de una MTG de 30 kW operada con gas natural a 29.5°C fueron obtenidos de **Zaltash et al., 2006**. Se usó la correlación obtenida en este trabajo (ver apéndice A), para conocer la potencia producida de la MTG operada con gas LP a 29.5°C. Conociendo estos valores se estimó la potencia para el caso con gas natural a 28°C, por medio de una regla de tres. Los costos de operación de las demás MTG fueron estimados usando el mismo procedimiento usado para el caso del gas LP, que se describió en la sección V.I.2 de este capítulo, sólo que el factor para este caso fue de 0.9413.

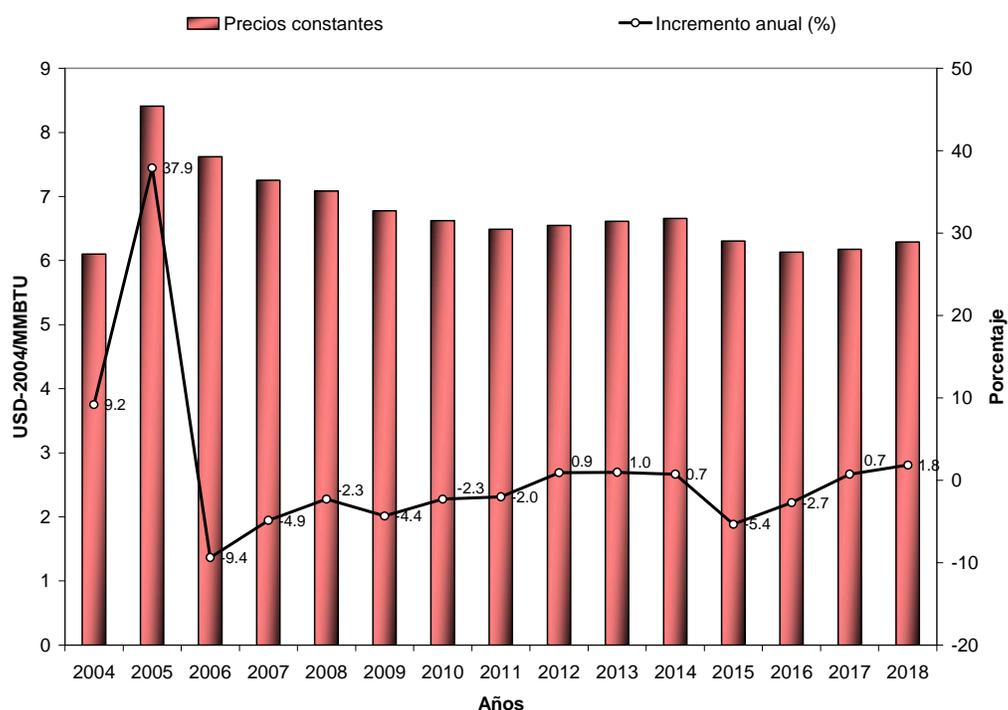
En la Fig. 5.9, se muestra el histórico de los precios a industriales del gas natural, donde el incremento promedio en estos años fue de 7.7%.



**Figura 5.9. Comportamiento histórico (2003-2006) del precio del gas natural, a diciembre de cada año, excepto para el 2006, elaborada con datos de la SENER (página web, sener).**

En la Fig. 5.10, se muestran la prospectiva del gas natural, se prevé un incremento máximo en el precio de casi 38% en el año 2006, y luego un comportamiento casi estable durante el periodo de vida del proyecto. El incremento promedio en los precios en esta prospectiva (2003-2018) se prevé en 1.3%. Por lo tanto, tomando en cuenta el histórico de precios en México y la prospectiva de precios para Estados Unidos, para el gas natural, en

este estudio se consideró que el incremento promedio anual del precio de este combustible en México será del 4%.



**Figura 5.10. Proyecciones del precio del gas natural (2004-2018), elaborada con datos de la AEO, 2006 (página web, eia.doe).**

## V.2 Parámetros de rentabilidad económica de un proyecto

En este análisis se evaluaron cinco de los principales parámetros de rentabilidad económica de un proyecto: valor presente neto, valor futuro, anualidades, tasa interna de retorno y periodo de recuperación de la inversión. A continuación se definen cada uno de estos parámetros (Bolívar, 2001).

**V.2.1 Valor presente neto (VPN):** representa la “ganancia” que reporta un proyecto de inversión en valor presente. Se define como la diferencia entre los beneficios y los costos, ambos actualizados con una tasa de descuento a una fecha dada. Si el VPN es nulo significa que no se gana ni se pierde con el proyecto; si el VPN es positivo implica que el proyecto es rentable, y si el VPN es negativo quiere decir que el proyecto es una mala inversión. Por lo tanto el VPN se puede escribir como:

$$VPN = \text{Ahorros actualizados} - \text{Gastos actualizados} \quad (2)$$

donde los beneficios y costos actualizados son todos los ahorros y gastos, respectivamente, por uno o varios conceptos durante el periodo de vida del proyecto. Los costos actualizados incluyen el costo de la inversión inicial. Tomando como base la Fig. 5.1, para el primer escenario, el VPN se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$VPN = \sum_{k=1}^{k=N} Ah_k (1+i)^{-k} - \sum_{k=1}^{k=N} Gt_k (1+i)^{-k} - Iin \quad (3)$$

Tomando con base la Fig. 5.2, para el segundo escenario, el VPN se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$VPN = Ah_{k=1} \left[ \frac{1 - (1+G)^{k=N} (1+i)^{k=-N}}{(i-G)} \right] - Gt_{k=1} \left[ \frac{1 - (1+G)^{k=N} (1+i)^{k=-N}}{(i-G)} \right] - Iin \quad (4)$$

Si en el proyecto existen ahorros y gastos con diferentes tasas de crecimiento (G) éstos se deberán evaluar individualmente con el primer y segundo término de la ecuación (4), respectivamente, sumarlos y finalmente restarles el valor de la inversión inicial.

**V.2.2 Valor futuro (VF):** Este parámetro representa la cantidad en dinero en el periodo final del proyecto tomando como base la cantidad fija del VPN afectado por la tasa de interés. Es decir, es una suma futura de dinero que el dueño del proyecto se obliga a pagar a la entidad que otorga el crédito para el financiamiento del proyecto. Habiendo estimado el VPN el VF se puede calcular de la siguiente manera:

$$VF = VPN \cdot (1+i)^N \quad (5)$$

**V.2.3 Anualidad (A):** Este parámetro representa la ganancia anual equivalente que generaría un proyecto y se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$A = VF \cdot \left[ \frac{i}{((1+i)^N - 1)} \right] \quad (6)$$

**V.2.4 Tasa interna de retorno (TIR):** Es la medida de rentabilidad de un proyecto dada como tasa de descuento. En el caso de un fondo de inversión, la TIR es la tasa de rendimiento que proporciona dicho fondo. Si la TIR es mayor que la tasa mínima aceptable de retorno (TMAR)<sup>1</sup> el proyecto es atractivo; si la TIR es menor que la TMAR seleccionada, el proyecto no es rentable. La TIR es uno de los parámetros de evaluación más utilizados y se define en términos del valor presente neto de los ahorros y los gastos. La TIR elegida será aquella que haga que el VPN de los ahorros y gastos sean iguales. Por lo tanto, la TIR se encuentra a través del método de aproximaciones sucesivas, usando las siguientes ecuaciones, para el primer escenario:

$$VPN(Ah) = VPN(Gt) + Iin \quad (7)$$

<sup>1</sup> TMAR= Es la tasa establecida por una organización para designar el nivel más bajo de rendimiento para aceptar una inversión

$$\sum_{k=1}^{k=N} Ah_k (1+TIR)^{-k} = \sum_{k=1}^{k=N} Gt_k (1+TIR)^{-k} + Iin \quad (8)$$

Para el segundo escenario la TIR se puede calcular a través del método de aproximaciones sucesivas, con la siguiente ecuación:

$$Ah_{k=1} \left[ \frac{1 - (1+G)^{k=N} (1+TIR)^{k=-N}}{(TIR-G)} \right] = Gt_{k=1} \left[ \frac{1 - (1+G)^{k=N} (1+TIR)^{k=-N}}{(TIR-G)} \right] + Iin \quad (9)$$

Al igual que para el VPN, si en el proyecto existen ahorros y gastos con diferentes tasas de crecimiento (G) éstos se deberán evaluar individualmente, sumarlos y a la suma total de los gastos se le deberá sumar el valor de la inversión inicial.

**V.2.5 Periodo de recuperación de la inversión (PRI):** Es el tiempo requerido para recuperar el costo de una inversión; sin embargo, este método es deficiente porque no toma en cuenta el flujo de efectivo después del periodo de pago y tampoco considera el valor del dinero en el tiempo. Al respecto, **Bolívar (2001)** comenta: “este concepto se solía usar mucho como criterio de inversión, pero ahora se considera ineficaz porque no toma en cuenta la vida productiva del proyecto después que ha reembolsado el costo de inversión original, como tampoco la cronología de los costos y beneficios. Es útil sobre todo en condiciones de elevado riesgo, en que la rápida recuperación del capital es de particular importancia”. El PRI es fácil de obtener usando la siguiente ecuación:

$$PRI = \frac{Iin}{Ah_{anuales} - Gt_{anuales}} \quad (10)$$

Usualmente los datos utilizados en la ecuación del PRI son directos (no descontados), son cantidades de flujo de efectivo y no se incluyen valores de salvamento. El resultado indica cuánto tiempo transcurrirá antes de que la cantidad invertida se recupere en dólares presentes. Debido a que el método del PRI tiene severas debilidades, nunca se aplicará aislado, sólo se deberá utilizar como un auxiliar en la toma de decisiones (**Riggs et al., 2002**).

La evaluación económica se realizó tomando en cuenta las siguientes suposiciones:

**Periodo de vida del proyecto (N):** 15 años. Para estos proyectos con unidades pequeñas de generación lo común es normalizar el periodo de vida útil del proyecto a 15 años; sin embargo, para proyectos con unidades grandes de generación como turbinas de gas el periodo de vida útil del proyecto va de 15 a 25 años (**página web, conae**).

**Tasa de interés real anual (i):** 10%. Para proyectos de generación eléctrica la tasa real de descuento va de 10 a 12% (**COPAR, 2004**). Dado que en este estudio se está trabajando con moneda constante, la tasa de interés debe de ser real y no efectiva, de esta manera se

está descontando el efecto de la inflación, al igual que al usar dólares constantes en la evaluación económica.

**Crecimiento anual de los costos de los energéticos para el segundo escenario (G):** Con base en el análisis realizado a los precios históricos de los energéticos en México y a la prospectiva de precios de los energéticos para los Estados Unidos, se supone en este estudio para el combustible de las MTG (gas LP o gas natural) un incremento anual del 4%, 6% para la electricidad y 2% para el diesel.

### V.3 Resultados

Los resultados económicos para el caso de operar las MTG con gas LP no fueron viables, para ninguno de los escenarios de precios planteados y para ninguno de los modelos de MTG analizados. Esto se debió principalmente al alto precio del gas LP, ya que como usuarios finales sólo se tiene acceso al precio máximo al público que se muestra en la Fig. 5.5. Los resultados económicos obtenidos muestran que no sólo basta que el proyecto sea térmicamente viable sino que también hay que demostrar que económicamente también lo es. Sin embargo, desde el punto de vista ecológico, este tipo de proyectos es aceptable, porque disminuyen el consumo de combustibles fósiles y por lo tanto, la emisión de contaminantes al medio ambiente.

Sin embargo, se evaluó también el sistema de trigeneración usando gas natural como combustible, para el cual existen precios que son hasta 50% más económicos, como se muestra en la Fig. 5.9. Existe una creciente interrelación entre la electricidad y el gas natural, por lo que cuando se incrementa el precio de este último, se tienen que tomar medidas para evitar impactos en la economía nacional. De esta manera el precio del gas natural puede estar subsidiado hasta que se restablezcan las tarifas normales, como sucedió a finales del 2005, cuando bajó la producción de este energético por el fenómeno del huracán “Katrina” y los precios se dispararon; sin embargo, el gobierno emitió un decreto para normalizar los precios y evitar el impacto económico a la planta productiva nacional y a los consumidores domésticos ([página web, economía](#)).

A continuación se muestran los resultados del análisis económico realizado al sistema de trigeneración operado con gas natural. Los resultados que se muestran en las Tablas 5.3 y 5.4 corresponden al primero y segundo escenario, respectivamente. Estos resultados se obtuvieron con el software CHEER ([Riggs et al., 2002](#)) y se validaron usando las ecuaciones presentadas en este capítulo. En ambas Tablas se presentan los resultados para diferentes capacidades de las MTG.

**Tabla 5.3. Parámetros de rentabilidad económica para el primer escenario.**

| Parámetros económicos | Capacidad de las MTG en kW |           |           |           |
|-----------------------|----------------------------|-----------|-----------|-----------|
|                       | 30                         | 65        | 80        | 100       |
| <b>VPN (USD 2003)</b> | 578,265                    | 880,796   | 758,524   | 565,828   |
| <b>VF (USD 2003)</b>  | 2,415,558                  | 3,679,304 | 3,168,544 | 2,363,605 |
| <b>A (USD 2003)</b>   | 76,027                     | 115,801   | 99,726    | 74,391    |
| <b>TIR (%)</b>        | 22.30                      | 34.60     | 32.96     | 25.60     |
| <b>PRI (años)</b>     | 4.3                        | 2.9       | 3.0       | 3.8       |

**Tabla 5.4. Parámetros de rentabilidad económica para el segundo escenario.**

| Parámetros económicos | Capacidad de las MTG en kW |           |           |           |
|-----------------------|----------------------------|-----------|-----------|-----------|
|                       | 30                         | 65        | 80        | 100       |
| <b>VPN (USD 2003)</b> | 936,268                    | 1,281,150 | 940,073   | 896,529   |
| <b>VF (USD 2003)</b>  | 3,911,023                  | 5,351,682 | 3,926,917 | 3,745,025 |
| <b>A (USD 2003)</b>   | 123,094                    | 168,438   | 123,594   | 117,870   |
| <b>TIR (%)</b>        | 26.40                      | 39.00     | 33.20     | 30.00     |
| <b>PRI (años)</b>     | 4.3                        | 2.9       | 3.0       | 3.8       |

#### V.4 Discusión

Para el caso de operar las MTG con gas natural, los parámetros de rentabilidad económica resultaron ser favorables, en términos de inversión, para ambos escenarios y para las diferentes capacidades de las MTG; sin embargo, hay casos que son mejores que otros y estos parámetros ayudan a la toma de decisiones.

Los resultados para el primer escenario muestran que la mejor opción es usar la MTG de 65 kW, esto debido a que presenta los mayores valores de los parámetros económicos. Este modelo de MTG es el más actual que puso a la venta la compañía Capstone en este año y el avance tecnológico en su diseño y construcción la hacen ser más eficiente en su desempeño y los resultados se reflejan en los parámetros económicos alcanzados. Con este modelo de MTG se logra el mayor VPN, una TIR de 39% y el menor PRI de 2.9 años, lo cual parece ser muy atractivo como proyecto de inversión. Además se cubriría el 57% de la energía térmica demandada y el 100% de la electricidad y el enfriamiento demandado con sólo instalar 4 unidades de MTG. Con esta opción se generarían un excedente de 29.6 kW de potencia o 207,269 kWh/año de energía eléctrica.

La segunda mejor opción sería usar el modelo de MTG de 80 kW, con la cual se cubriría el 100% de la electricidad y el enfriamiento demandado, así como el 51.4% de la energía térmica, con solo instalar 3 unidades. Con esta opción se generarían un excedente de 11.4 kW de potencia o 80,006 kWh/año de energía eléctrica.

El modelo 100 kW resultó ser la tercer mejor opción; sin embargo, ésta podría ser la segunda mejor opción, si sólo se adquirieran dos unidades, ya que con las tres unidades, aunque se cubre el 100% de la energía eléctrica demandada, los excedentes representan el

24.2% de esta demanda (65.9 kW o 461,796 kWh/año) y por lo tanto, la inversión inicial y los gastos de operación se incrementaron en el análisis.

La opción menos atractiva es la de usar MTG de 30 kW. Esto debido, muy probablemente, a que es un modelo un poco atrasado, comparado con la de 65 kW y hoy en día se ve superada en su desempeño por los modelos actuales y su costo capital es muy superior al de los otros modelos.

Para el segundo escenario los parámetros de rentabilidad económica resultaron ser superiores a los del primer escenario y mantienen la misma tendencia, es decir, la mejor opción es la de usar MTG de 65 kW, seguida por la de 80, 100 y 30 kW, respectivamente. Aunque comparando los resultados de la Tabla 5.3 y 5.4, se observa que, p. ej., el VPN de la opción de 30 kW, en el segundo escenario, es 62% superior al VPN del primer escenario. La TIR es 18.4% superior al primer escenario. La TIR del modelo de 80 kW en el segundo escenario es muy parecida a la del primer escenario.

El PRI es igual en ambos escenarios, debido a que los ahorros y los gastos son iguales en el primer año de vida del proyecto. Esta es una de las deficiencias de usar el PRI como parámetro de evaluación de un proyecto, por eso se recomienda sólo como un auxiliar en la toma de decisiones.

En este estudio no se consideró la venta de electricidad, porque la escala de producción de excedentes es relativamente pequeña y no se justifica el pago que se debe realizar por el contrato de interconexión a la red de distribución de CFE. Sin embargo, no hay que olvidar que las MTG podrían trabajar a carga parcial, que aunque trabajando de esta forma son menos eficientes, existe la posibilidad de producir sólo la electricidad que demande el hospital. También se contempla la posibilidad de dejar una unidad de enfriamiento de respaldo del tipo agua helada por compresión mecánica de vapor, para los casos en que se le de mantenimiento a la unidad de absorción o haya mayor demanda de enfriamiento en el hospital. Por lo que los excedentes de energía eléctrica se podrían emplear para la operación del sistema de enfriamiento por compresión mecánica de vapor.

## Conclusiones

En el análisis económico que se realizó al sistema de trigeneración se evaluó el caso base de usar las MTG de 30 kW, pero también se comparó con tres modelos de MTG de capacidades mayores. En este análisis se evaluó también la rentabilidad del proyecto usando gas LP y gas natural como combustibles para operar las MTG. Se evaluaron dos escenarios con respecto al precio de los energéticos. En el primer escenario, un tanto idealizado, se consideró que los precios de los energéticos se mantendrían constantes a través del periodo de vida del proyecto. En el segundo escenario, un tanto realista, se consideró que el precio de los energéticos crecería anualmente de forma geométrica. En el análisis de los resultados, el segundo escenario resultó ser mejor que el primero. Los resultados de los parámetros de rentabilidad económica mostraron como mejores opciones los casos de usar las MTG de 65 kW y 80 kW. Sin embargo, no hay que olvidar que sólo se

contó con datos experimentales de desempeño para la MTG de 30 kW y para las otras capacidades éstas fueron estimadas tomando el criterio de la heurística.

Este análisis económico reforzó y complementó el análisis térmico que se realizó del sistema de trigeneración en el capítulo IV. Sin embargo, los resultados mostraron que el usar gas LP como combustible para operar las MTG encarece el proyecto y no es económicamente viable. Pero el uso de gas natural para operar las MTG dio buenos resultados económicos, que mostraron la factibilidad de implementar los sistemas de trigeneración en sectores con una gran demanda de energía, como los hospitales. Los resultados térmicos que se presentaron en el capítulo IV fueron obtenidos con gas LP; sin embargo, estos resultados variarían muy pocos al usar gas natural. Sin embargo, económicamente sí que existe una gran diferencia como lo mostraron los resultados obtenidos en este capítulo.

En este estudio se evaluaron las configuraciones del sistema de trigeneración usando las MTG como equipos primarios; sin embargo, existen muchas tecnologías que se podrían usar e incluso combinarlas para formar sistemas híbridos como son los motores de combustión interna, las celdas de combustible, etc. Lo mismo para la generación de enfriamiento, se podrían evaluar, por ejemplo, el uso de sistemas de absorción de agua - bromuro de litio.

## Referencias

**Bolívar, H. (2001).** Elementos para la evaluación de proyectos de inversión. México, UNAM, Facultad de Ingeniería.

**Colonna, P. y Gabrielli, S. (2003).** Industrial trigeneration using ammonia-water absorption refrigeration system (AAR). Applied Thermal Engineering, Vol. 23, No. 4, pp. 381-396.

**COPAR, (2004).** Costos y parámetros de referencia para la formulación de proyectos de inversión, generación. Comisión Federal de Electricidad, Subdirección de programación, Gerencia de programación y evaluación de inversiones.

**Herrera, A. (2001).** La viabilidad de colectores solares plano en un análisis técnico-económico de uso eficiente y ahorro de energía en hospitales, Tesis de maestría, CIE-UNAM, Temixco, Morelos, México.

**Lozano, J.R., (2006).** Comunicación personal vía correo electrónico, Investigador de la Dirección General de Planeación Energética de la Sener, donde es responsable de elaborar e integrar la prospectiva del mercado de gas licuado de petróleo.

**NREL/TP-620-34783. National Renewable Energy Laboratory (2003).** Gas-Fired Distributed Energy Resource Technology Characterizations. 1617 Cole Boulevard Golden, Colorado 80401-3393.

**Riggs, J.L., Bedworth, D.D. Randhawa, S.U. (2002).** CHEER, Computerized Help for Engineering Economy Results V.1.0. Software incluido en libro: Ingeniería económica 4ª edición, Ed. Alfaomega, México.

**Riggs, J.L., Bedworth, D.D., Randhawa, S.U. (2002).** Ingeniería económica 4ª edición, Ed. Alfaomega, México.

**Zaltash, A., Petrov, A.Y., Rizi, D.T., Lavinov, S.D., Vineyard, E.A., Linkous, R.L. (2006).** Laboratory R&D on integrated energy system (IES). Applied Thermal Engineering, Vol. 26, No. 1, pp. 28-35.

**Ziher, D. y Poredos, A. (2006).** Economics of a trigeneration system in a hospital. Applied Thermal Engineering, Vol. 26, No. 7, pp. 680-687.

## Páginas Web

<http://200.23.166.141/wb2/SenerNva/ibEsh>

[http://www.energia.gob.mx/wb2/Sener/sene\\_177\\_gas\\_lp](http://www.energia.gob.mx/wb2/Sener/sene_177_gas_lp)

<http://aplicaciones.cfe.gob.mx/aplicaciones/ccfe/tarifas/tarifas/Tarifas.asp>

<http://www.cre.gob.mx/marco/elec/CTCPSe24sep02.pdf>

(Annual Energy Outlook 2006 with Projections to 2030)

<http://www.eia.doe.gov/oiaf/aeo/index.html>

[http://www.conae.gob.mx/wb/CONAE/CONA\\_690\\_6\\_evaluacion\\_econo](http://www.conae.gob.mx/wb/CONAE/CONA_690_6_evaluacion_econo)

<http://www.economia.gob.mx/pics/p/p487/D62.pdf>

## Capítulo VI

### Diseño del sistema de generación a fuego directo

En este capítulo se presenta la metodología de diseño de un generador a fuego directo, para la operación del prototipo experimental GAX, el cual opera actualmente con aceite térmico. El diseño contempla el uso y programación, en Fortran 90, de las ecuaciones y correlaciones básicas de transferencia de calor, para la zona de radiación, ebullición y convección. Dos casos fueron evaluados: el caso de diseño y un nuevo caso el que se plantea una nueva propuesta de operación del GAX con generador a fuego directo. Se presentan y se discuten los resultados para ambos casos y se mencionan las estrategias a seguir para lograr un diseño compacto y eficiente del generador a fuego directo.

#### VI.1 Requerimiento térmico en el generador del GAX y propuesta de diseño

En el diseño original del GAX se propuso que éste fuera operado de forma híbrida con energía solar y gas natural (**Velázquez, 2002**); sin embargo, en el CIE-UNAM como en muchos lugares no se tiene disponibilidad de gas natural; por lo tanto, el diseño del generador a fuego directo, en adelante GFD, se basó en el uso de gas licuado de petróleo, comúnmente llamado gas LP.

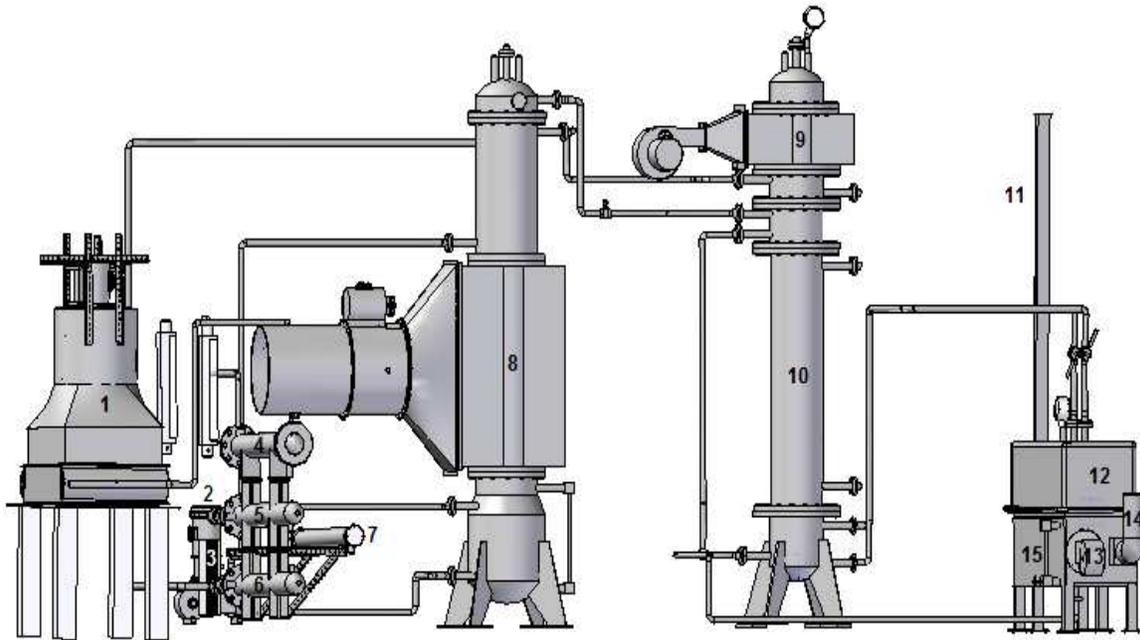
El gas LP se obtiene como un subproducto de la refinación del crudo de petróleo y está compuesto principalmente de propano y butano. La fracción molar de cada uno de estos hidrocarburos en la composición del gas LP varía, dependiendo fundamentalmente de su presencia en los crudos de petróleo o gases naturales de procedencia (**página web, combustionindustrial**). En este estudio se consideró al gas LP compuesto de propano (61%) y butano (39%) (**página web, energia.gob.mx**). Los detalles del balance estequiométrico se pueden consultar en el capítulo III.

Para el diseño del GFD se analizaron diferentes configuraciones que pudieran ser factibles de construir y de acoplar al prototipo experimental GAX. La configuración seleccionada fue un sistema de fuego directo que constará de dos zonas de transferencia de calor, a decir, de radiación y de convección. Para este diseño se tomó como base el modelo del regenerador patentado por **Furukawa, 1988 (página web, V3.spacenet)**, el cual es empleado en la fabricación de un gran número de sistemas de absorción en el este de Asia (**Kren et al., 2005**). Se pretende que al construir el GFD, éste se acople en forma paralela al generador actual del prototipo experimental GAX, como se puede ver en la Fig. 6.1, de manera que esta configuración permita la operación del GAX de las siguientes formas:

1. En forma híbrida gas LP-aceite térmico
2. Usando sólo los productos de la combustión del gas LP
3. Usando sólo aceite térmico (como opera actualmente).

**Velázquez (2002)** dividió la columna del generador en tres secciones: 1G, 2G y 3G; esta última recibe el calor interno recuperado por el sistema como se puede ver en la Fig. 6.2.

Por lo tanto, las secciones que requieren suministro externo de calor son las 1G y 2G, 9.95 kW y 2.33 kW, respectivamente. Por consiguiente, la carga térmica teórica que se debe suministrar en el generador es de 12.28 kW. Sin embargo, existirán pérdidas de calor en el sistema que se deberán tomar en cuenta para estimar la carga térmica real y hacer un correcto dimensionamiento de las secciones del generador y del quemador. **Olivares y Solórzano (1978) y Talavera (2000)** estiman que alrededor de 2% del calor total liberado por el combustible se perderá en las secciones de radiación y convección, a través de las paredes del GFD. Se estima, por lo tanto, una carga térmica de generación de 12.52 kW.



**Figura 6.1.** Acoplamiento del GFD al prototipo experimental GAX. 1=Condensador enfriado con aire, 2=Bomba de solución, 3=Evaporador de placas, 4=Condensador enfriado con agua, 5=Preenfriador, 6=Evaporador de tubos y coraza 1, 7=Evaporador de tubos y coraza 2, 8=Absorbedor enfriado con aire, 9=Rectificador enfriado con aire, 10=Generador híbrido, 11=Chimenea, 12=Generador a fuego directo, 13=Quemador, 14=Tubo para desviar los gases de combustión, 15=Mirrilla de solución.

## VI.2 Selección del quemador

Con base en la carga térmica requerida por el GFD se seleccionó el quemador. Después de buscar y comparar varios modelos de quemadores, se seleccionó el modelo AZUR 30. En las Figuras 6.3 (a, b, c y d) se muestran los componentes principales del quemador que, de los comercialmente disponibles, fue el que más se acercó a la carga térmica requerida (12.52 kW). Este quemador tiene un rango de operación de 16 kW mínimos a 32 kW máximos y consta de los siguientes componentes principales:

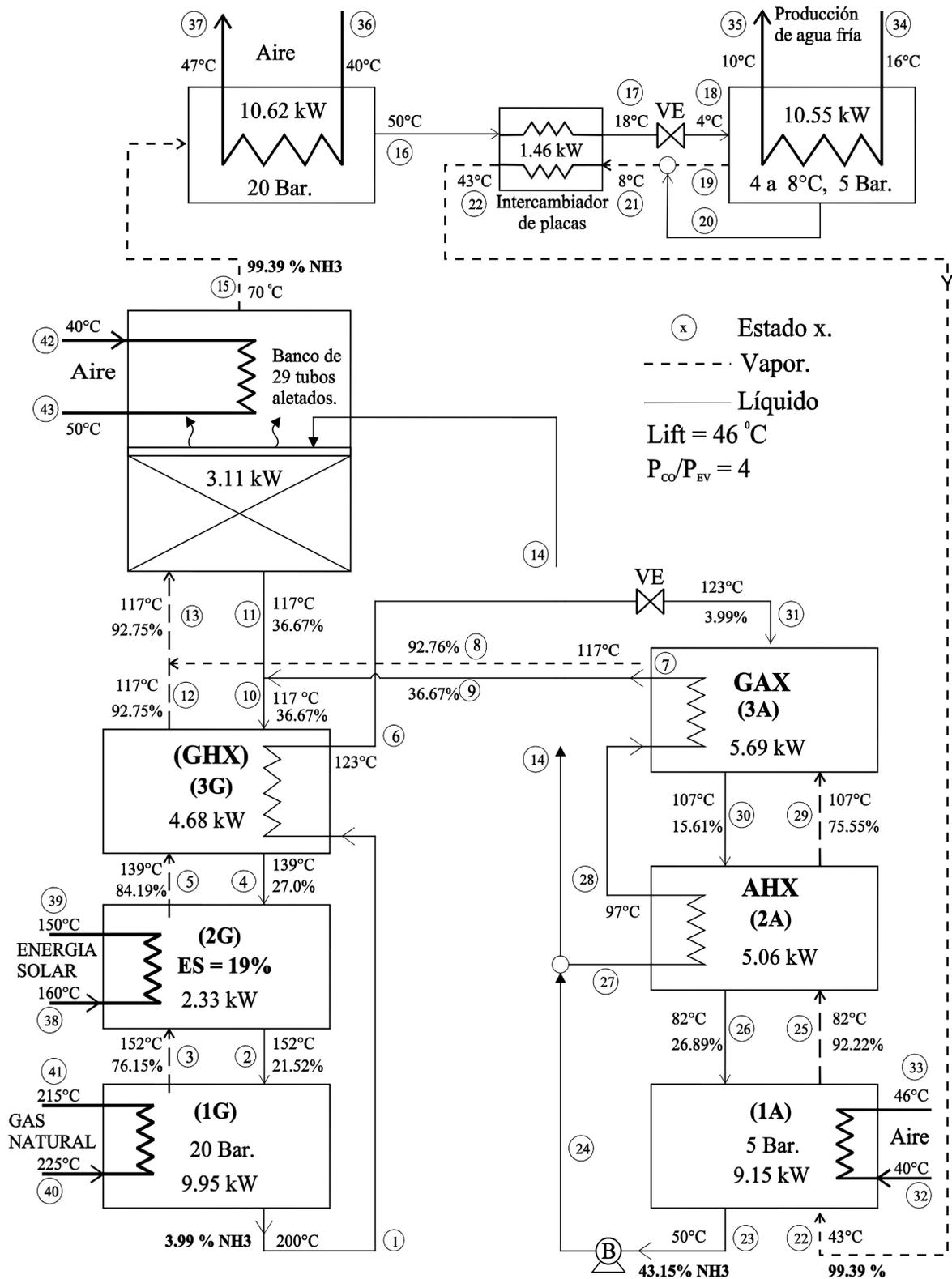


Figura 6.2. Diagrama de bloques del ciclo Solar-GAX (Velázquez, 2002).

1. Presostato de gas: sensa la presión de baja del regulador de presión de gas y cierra la válvula de suministro si detecta sobrepresión.
2. Electroválvulas de gas.
3. Transformador de ignición: Provoca la chispa en el electrodo de encendido.
4. Detector de flama: programa de forma secuencial el cierre de la válvula de suministro de gas por ausencia de flama.
5. Control manual del caudal de aire.
6. Tubo de flama.
7. Motor del ventilador (tipo jaula de ardilla).
8. Presostato de aire: sensa la presión en la cámara de combustión (CC) y cierra la válvula de gas si detecta baja presión en la CC por falta de suministro de aire.
9. Electrodo detector de flama.
10. Tubo-esprea de gas.
11. Electrodo de encendido.
12. Difusor de flama.

### VI.3 Diseño térmico

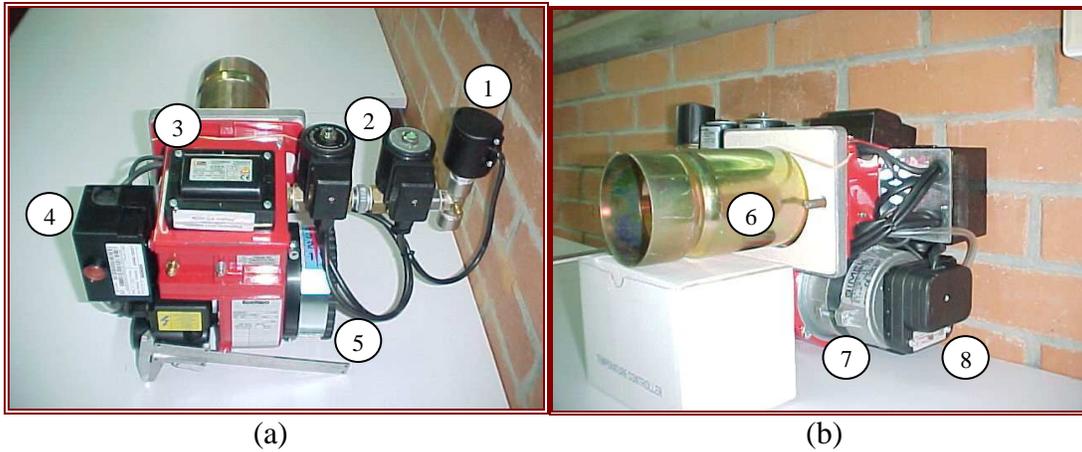
#### VI.3.1. Cálculo de la transferencia de calor por radiación

La radiación de una flama puede ser luminosa o no luminosa, dependiendo del combustible que se queme. La combustión de combustibles gaseosos como el gas LP generan una flama no luminosa y el calor por radiación emitido no es tan intenso como en las flamas luminosas (**Escalera, 2006**). En un horno o en una cámara de combustión, en adelante CC, las paredes son usualmente rugosas y están cubiertas de hollín; por lo tanto, se pueden considerar como superficies negras. El intercambio de radiación entre una flama y las paredes de la CC, las cuales rodean o encierran a la flama se puede calcular con la siguiente ecuación, **Siegel y Howell (1972)**, **Incropera (1999)**, **Baukal (2000)**:

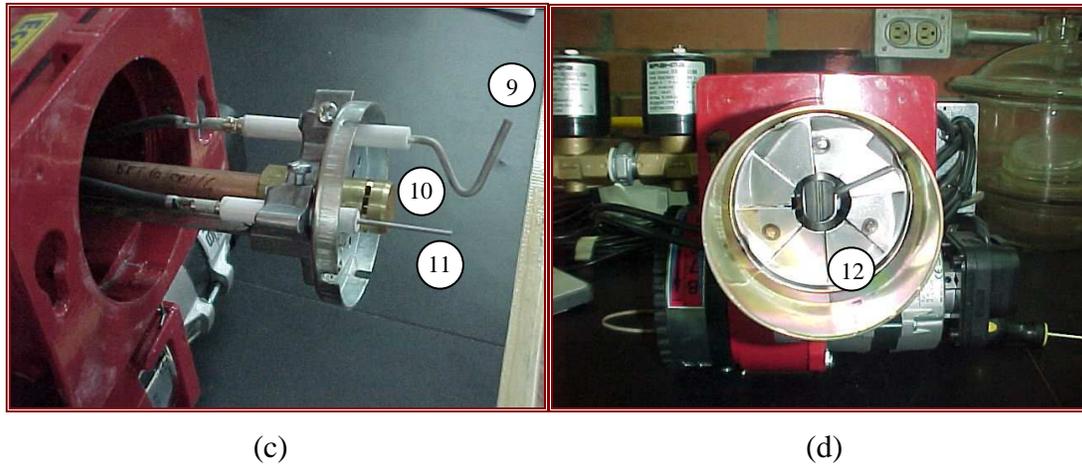
$$Q_{rad} = A_s \sigma (\epsilon_g T_g^4 - \alpha_g T_s^4) \quad (1)$$

donde

- $A_s$  = Área superficial
- $\sigma$  = Constante de Stefan-Boltzmann =  $5.667 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$
- $\epsilon_g$  = Emisividad de los gases
- $T_g$  = Temperatura de los gases (K)
- $\alpha_g$  = Absortividad de los gases
- $T_s$  = Temperatura de la superficie del tubo de flama (K)



**Figuras 6.3 (a, b). Componentes principales del quemador AZUR 30.**



**Figuras 6.3 (c, d). Componentes principales del quemador AZUR 30.**

Para realizar los cálculos se deberá contar con información del quemador, debido a que muchos de los parámetros de la ecuación 1 dependen de las características de la flama. El modelo del quemador seleccionado proporciona una flama con las siguientes características: longitud de la flama mínima y máxima, 30 y 38 cm., respectivamente; diámetro mínimo y máximo de la flama, 20 y 27 cm., respectivamente. Estos datos fueron proporcionados por el proveedor; sin embargo, los datos del diámetro de la flama parecen ser incorrectos, porque sobrepasan por mucho el diámetro del cañón del quemador, el cual es de 3.5 pulgadas (8.9 cm.). Teóricamente se espera que la flama sea del mismo diámetro del cañón ya que éste cuenta con un difusor que permite, entre otras cosas, estabilizar la flama y evita que ésta sea muy ancha (Escalera, 2006).

### VI.3.2 Cálculo del área superficial del tubo de flama (cámara de combustión)

En la sección de radiación se diseñará la CC de forma tubular; de modo que el diámetro interior ( $D_i$ ) sea igual o superior al diámetro del cañón del quemador y la longitud sea igual

o superior a la longitud máxima de la flama. El área de la CC se calcula con la siguiente ecuación:

$$A_i = \pi \cdot D_i \cdot L \quad (2)$$

Debido a que la carga térmica requerida en la zona de radiación es, relativamente alta, se propone que la CC sea un tubo de flama en forma de “U” inundado en la solución de amoniaco-agua. Con esta configuración se tendría mayor área de intercambio de calor por radiación y por consiguiente, se podría disminuir el diámetro de la CC, así como la temperatura de los gases de combustión a la salida de la CC. El calor de los gases de combustión será cedido a la pared del tubo y éste a su vez a la solución para iniciar el proceso de generación de vapor de amoniaco, el cual logrará una mayor pureza en las siguientes secciones de generación y rectificación.

### VI.3.3 Cálculo de la emisividad del gas

La emisividad se define como la razón de la radiación emitida por la superficie (la flama en este caso) a la radiación emitida por un cuerpo negro a la misma temperatura.

La emisividad del gas es función de: la longitud del haz (flama)  $[L]$ , la presión parcial de los componentes del gas ( $p_a$ ) y la temperatura del gas ( $T_g$ ). La longitud del haz a su vez depende de la geometría de la CC. Para un cilindro circular con radiación a superficie curva **Siegel y Howell (1972)**, **Icropera (1999)**, **Baukal (2000)**, recomiendan que  $L$  se calcule como:

$$L = 0.95D \quad (3)$$

donde  $D$  es el diámetro interno de la CC.

La emisividad total del gas se calcula con base en la emisividad individual de las especies radiantes. Algunos gases con moléculas no polares como el  $O_2$  y el  $N_2$  son transparentes a la radiación térmica, es decir, no absorben ni emiten radiación. Sin embargo, gases como el  $CO_2$  y el  $H_2O$  absorben y emiten radiación sobre un amplio rango de temperatura (**Hewitt et al., 1993**). La emisividad total del gas, suponiendo una combustión completa, se calcula con la siguiente ecuación (**Baukal, 2000**):

$$\mathcal{E}_g = \mathcal{E}_{CO_2} + \mathcal{E}_{H_2O} - \Delta\mathcal{E} \quad (4)$$

donde  $\Delta\mathcal{E}$  es un factor de corrección que toma en cuenta la reducción en la emisión asociada con la absorción mutua de la radiación entre las dos especies y se calcula con la siguiente ecuación.

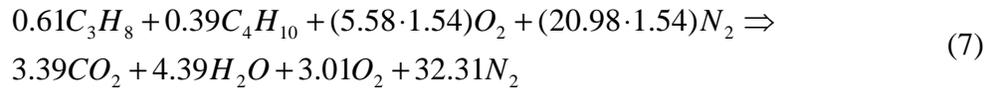
$$\Delta\mathcal{E} = \left( \frac{\xi}{10.7 + 101\xi} - 0.0089\xi^{10.4} \right) \cdot \left( \log_{10} \frac{(p_a H_2O + p_a CO_2) \cdot L}{(p_a L)_0} \right)^{2.76} \quad (5)$$

donde

$$\xi = \frac{p_a H_2O}{p_a H_2O + p_a CO_2} \quad (6)$$

Para calcular la emisividad individual del  $CO_2$  y del  $H_2O$  se deberá conocer el número de moles de los componentes en los productos de la combustión y el peso molecular de cada componente, para obtener la fracción másica, la cual a su vez representará la presión parcial ( $p_a$ ) de las especies radiantes; si se considera la presión total de los gases igual a 1 bar, como se detalla a continuación.

El balance estequiométrico del gas LP y el aire con un 54% de exceso (ver detalles en el capítulo III) es:



Con base en la ecuación (7), se genera la Tabla 6.1, donde en forma tabular se presenta el balance estequiométrico entre los reactivos y los productos y la fracción másica de las especies radiantes (en rojo).

**Tabla 6.1. Balance estequiométrico y fracción másica de los reactivos y productos de la ecuación (7).**

| Componentes              | Peso molec. kg/kgmol | Número de moles | Masa de reactivos kg | Masa de productos kg | Fracc. mas. reactivos % | Fracc. mas. productos % |
|--------------------------|----------------------|-----------------|----------------------|----------------------|-------------------------|-------------------------|
| $C_4H_{10}$              | 58.12                | 0.39            | 22.666               |                      | 1.843                   |                         |
| $C_3H_8$                 | 44.09                | 0.61            | 26.894               |                      | 2.187                   |                         |
| $O_2$                    | 32.00                | 8.6             | 275.2                |                      | 22.383                  |                         |
| $N_2$                    | 28.01                | 32.3            | 904.72               | 904.723              | 73.585                  | 73.593                  |
| <b><math>CO_2</math></b> | 44.01                | 3.39            |                      | 149.193              |                         | <b>12.136</b>           |
| <b><math>H_2O</math></b> | 18.02                | 4.39            |                      | 79.107               |                         | <b>6.434</b>            |
| $O_2$                    | 32.00                | 3.01            |                      | 96.320               |                         | 7.835                   |
| Total                    |                      |                 | 1229.484             | 1229.344             | <b>100</b>              | <b>100</b>              |

La presión parcial de las especies radiantes se calcula con base en los datos de la Tabla 5.1 como sigue:

$$p_a CO_2 = \left( \frac{149.193 \text{ kg}}{1229.484 \text{ kg}} \right) \cdot (1 \text{ bar}) = 0.12136 \text{ bar} \quad (8)$$

$$p_a H_2O = \left( \frac{79.107 \text{ kg}}{1229.484 \text{ kg}} \right) \cdot (1 \text{ bar}) = 0.06434 \text{ bar} \quad (9)$$

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

$$\varepsilon_i = \varepsilon_0 \cdot \left( \frac{\varepsilon}{\varepsilon_0} \right) \quad (10)$$

$$\varepsilon_0 = \exp \left[ \sum_{i=0}^H \sum_{j=0}^V c_{ij} \left( \frac{T_g}{T_0} \right)^j \cdot \left( \log_{10} \left( \frac{p_a L}{(p_a L)_0} \right) \right)^i \right] \quad (11)$$

$$\left( \frac{\varepsilon}{\varepsilon_0} \right) = \left\{ 1 - \frac{(a-1) \cdot (1-P_E)}{a+b-1+P_E} \exp \left[ -c \left( \log_{10} \left( \frac{(p_a L)_m}{(p_a L)_0} \right) \right)^2 \right] \right\} \quad (12)$$

Los coeficientes y constantes de las ecuaciones (11) y (12) se incluyen en la Tabla 6.2.

**Tabla 6.2. Coeficientes y constantes para las ecuaciones de la emisividad de gases, tomadas de (Baukal, 2000).**

| Gas                     |     |                        | CO <sub>2</sub>       |         |          |          | H <sub>2</sub> O                 |          |            |
|-------------------------|-----|------------------------|-----------------------|---------|----------|----------|----------------------------------|----------|------------|
| <i>H, V</i>             |     |                        | 3,2                   |         |          |          | 3,4                              |          |            |
| <i>c</i> <sub>00</sub>  | ... | <i>c</i> <sub>0V</sub> | -3.9893               | 2.7679  | -2.1081  | 0.39163  | -2.2118                          | -1.1987  | 0.035596   |
| :                       | :   | :                      | 1.2710                | -1.1090 | 1.0195   | -0.21897 | 0.85667                          | 0.93048  | -0.14391   |
| <i>c</i> <sub>H0</sub>  | ... | <i>c</i> <sub>HV</sub> | -0.23678              | 0.19731 | -0.19544 | 0.044644 | -0.10838                         | -0.17156 | 0.045915   |
| <i>P<sub>E</sub></i>    |     |                        | $(p + 0.28p_a) / p_0$ |         |          |          | $(p + 2.56p_a / \sqrt{t}) / p_0$ |          |            |
| $(p_a L)_m / (p_a L)_0$ |     |                        | $0.054/t^2, t < 0.7$  |         |          |          | $13.2t^2$                        |          |            |
|                         |     |                        | $0.225t^2, t > 0.7$   |         |          |          |                                  |          |            |
| <i>a</i>                |     |                        | $1 + 0.1/t^{1.45}$    |         |          |          | 2.144,                           |          | $t < 0.75$ |
|                         |     |                        |                       |         |          |          | $1.88 - 2.053 \log_{10} t,$      |          | $t < 0.75$ |
| <i>b</i>                |     |                        | 0.23                  |         |          |          | $1.10/t^{1.4}$                   |          |            |
| <i>c</i>                |     |                        | 1.47                  |         |          |          | 0.5                              |          |            |

donde *H* y *V* son el número de renglones y de columnas, respectivamente, que forman la matriz de valores constantes (*c<sub>ij</sub>*) para el CO<sub>2</sub> y el H<sub>2</sub>O. Es importante notar que la numeración de los renglones y columnas comienza desde cero, así la constante -3.9893 para el CO<sub>2</sub> representa el valor *c*<sub>00</sub> y así sucesivamente. Esta aclaración es para evitar errores en la aplicación y/o programación de la ecuación (11). *T*<sub>0</sub> = 1000 K, *p*<sub>0</sub> = 1 bar, *t* = *T*/*T*<sub>0</sub>, (*p<sub>a</sub>L*)<sub>0</sub> = 1 bar-cm.,  $\varepsilon_i$  es la emisividad individual de las especies radiantes del gas y  $\varepsilon_0$  es la emisividad individual de las especies radiantes a un estado de referencia (*p<sub>a</sub>* → 0, pero

$p_a L > 0$ ). Los valores obtenidos, usando las ecuaciones (4-12), para la emisividad de las especies radiantes se muestran en la sección de resultados. Sin embargo, estos valores se podrían también obtener gráficamente en: **Siegel y Howell (1972)**, **Icropera (1999)** o **Baukal (2000)**.

#### VI.3.4 Cálculo de la absorptividad del gas

El segundo término de la ecuación (1) representa la absorptividad que el gas hace de la radiación emitida por las paredes de la CC, dado que estas se consideran como cuerpo negro y están a una temperatura a la cual emitirán radiación apreciable. La absorptividad total del gas se puede calcular con la siguiente ecuación, **Siegel y Howell (1972)**, **Icropera (1999)**, **Baukal (2000)**:

$$\alpha_g = \alpha_{CO_2} + \alpha_{H_2O} - \Delta\epsilon \quad (13)$$

donde  $\Delta\epsilon$  es igual al valor obtenido usando la ecuación (5) del procedimiento anterior y la absorptividad individual de las especies radiantes se pueden calcular con las siguientes ecuaciones:

$$\alpha_{CO_2} = \left( \frac{T_g}{T_s} \right)^{0.65} \cdot \epsilon_i \quad (14)$$

$$\alpha_{H_2O} = \left( \frac{T_g}{T_s} \right)^{0.45} \cdot \epsilon_i \quad (15)$$

donde la  $\epsilon_i$  se calcula usando las ecuaciones (10), (11) y (12), con datos de la Tabla 5.2, donde  $t = T_s / T_0$ . En la ecuación (11)  $T_g$  se substituye por  $T_s$ , y el producto de la presión parcial por la longitud del haz [ $p_a L$ ] se deberá multiplicar por el cociente de las temperaturas absolutas de la superficie que encierra a la flama y del gas, como sigue:

$$P_a L = p_a \cdot L \cdot \frac{T_s}{T_g} \quad (\text{bar-cm.}) \quad (16)$$

Los valores obtenidos, usando las ecuaciones (4-16), para la absorptividad de las especies radiantes se muestran en la sección de resultados. Sin embargo, estos valores se podrían obtener también gráficamente usando  $T_s$  y el resultado de la ecuación (16), para acceder a las gráficas de emisividad presentadas en: **Siegel y Howell (1972)**, **Icropera (1999)** y **Baukal (2000)**.

### VI.3.5 Cálculo de la transferencia de calor por ebullición de la solución de amoníaco-agua

Ocurre la ebullición de un líquido, cuando se lleva a cabo la evaporación de éste en una interfaz sólido-líquido. Este proceso ocurre cuando la temperatura de la superficie sólida excede la temperatura de saturación del líquido a una cierta presión. La ebullición puede ser de alberca o de convección forzada. En la ebullición de alberca el líquido está en reposo y su movimiento cerca de la superficie se debe a la convección libre y a la mezcla inducida por el crecimiento y separación de las burbujas. Para la ebullición de convección forzada el movimiento del fluido es inducido por medios externos (**Incropera, 1999**).

La ebullición de alberca puede ocurrir de varias formas: convección libre, nucleada, transición y película. El modo o régimen de ebullición de alberca es una función, principalmente, del exceso de temperatura  $\Delta T_e = (T_s - T_{sat})$ . Se recomienda consultar a **Incropera (1999)** y a **Hewitt (1993)** para más detalles al respecto.

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

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

$$\dot{q}_{rad} = \dot{q}_{ena} \quad (17)$$

$$\sigma(\epsilon_g T_g^4 - \alpha_g T_s^4) = h_{ena} (T_s - T_{satm}) \quad (18)$$

donde  $\dot{q}_{ena}$  y  $h_{ena}$  representan el calor y el coeficiente de transferencia de calor de ebullición nucleada de alberca (nucleate pool boiling), respectivamente;  $T_{satm}$  representa la temperatura de saturación de la mezcla a la presión de trabajo. La Figura 6.2 muestra las condiciones de presión, temperatura y concentración de las corrientes de la sección 1G, las cuales se deberán alcanzar con el calor cedido por la radiación.

La zona 1G, se diseñará tomando en cuenta que la CC deberá estar cubierta totalmente por la solución de amoníaco-agua, es decir, se deberá garantizar que siempre estará inundada para evitar daños por sobrecalentamiento del material.

En esta parte del diseño la principal dificultad fue el cálculo del coeficiente de transferencia de calor de la mezcla ( $h_{ena}$ ). El cálculo fue complejo por tratarse de una mezcla binaria que va a ebullición y a cambiar parcialmente de fase. El coeficiente de transferencia de calor de una mezcla binaria ( $h_m$ ) depende principalmente del cálculo de los coeficientes de transferencia de calor de los componentes puros ( $h$ ). Dos correlaciones para

el cálculo del  $h_m$ , para la mezcla amoniaco-agua, fueron evaluadas y cuatro para los componentes puros, las cuales se discuten a continuación.

### V.3.6 Correlaciones para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor de mezclas

1. **Correlación de Sthepan y Körner (1969)**. En el proceso de ebullición nucleada de alberca, el  $h_m$  es una función del gradiente de temperatura  $\Delta T_m$ , que representa la diferencia entre la temperatura de la pared y la temperatura de ebullición del líquido. Sthepan y Körner desarrollaron una correlación empírica para predecir la fuerza motriz  $\Delta T_m$ , de manera que  $h_m$  se pudiera calcular con la siguiente ecuación:

$$h_m = \frac{\dot{q}}{\Delta T_m} \quad (19)$$

donde  $\dot{q}$  es el flujo de calor y  $\Delta T_m$  se puede obtener de la siguiente ecuación (**Sthepan y Körner, 1969**):

$$\frac{\Delta T_m}{\Delta T_i} = [1 + A_0(0.88 + 0.12p)(y_1 - x_1)] \quad (20)$$

Después de algunas operaciones algebraicas (se recomienda consultar a **Ünal (1985)** y a **Fujita y Tsutsi (1994)**, para mayores detalles) la correlación de Sthepan y Körner se puede escribir como:

$$h_m = \frac{h_{id}}{1 + A_0(0.88 + 0.12p)(y_1 - x_1)} \quad (21)$$

donde  $p$  es la presión en bar y el valor de  $A_0$  varía dependiendo de la mezcla binaria en estudio, pero tiene un valor promedio de 1.53.  $h_{id}$  se define como:

$$h_{id} = \frac{\dot{q}}{\Delta T_i} = \frac{1}{(x/h_1) + [(1-x)/h_2]} \quad (22)$$

donde  $h_1$  y  $h_2$  son los coeficientes de transferencia de calor de los componentes puros de la mezcla, más volátil y menos volátil, respectivamente.  $x$  es la fracción molar del componente más volátil en la fase líquida. Esta correlación ha sido usada ampliamente en trabajos de ebullición por: **Thome (1983)**, **Hewitt et al. (1993)**, **Fujita y Tsutsui (1994)**, **Ahmed y Carey (1998)**, **Inoue et al. (2002)**, entre otros.

2. **Correlación de Jungnickel et al. (1980)**. Los resultados de Jungnickel et al. muestran que el coeficiente de transferencia de calor para una mezcla en ebullición disminuye en

comparación al coeficiente que se tendría si se trabajara con los componentes puros. Los parámetros esenciales que influyen en esta reducción son la presión, la diferencia entre la composición del vapor y líquido y el flujo de calor. La influencia de la presión en el comportamiento de la transferencia de calor, durante la ebullición de la mezcla, llega a ser más pronunciada conforme ésta se incrementa. La correlación de Jungnickel et al. se muestra a continuación:

$$h_m = \frac{h_{id}}{1 + k_0(\rho_V / \rho_L)(y_1 - x_1)q} \cdot^{(0.48+0.1x_1)} \quad (23)$$

donde  $k_0$  es función de la diferencia en la temperatura de saturación de los componentes puros y se deberá determinar gráficamente en las gráficas incluidas en el artículo de **Jungnickel et al. (1980)**. Sin embargo, para la presión de diseño (20 bar) la diferencia de temperaturas de saturación del agua y el amoníaco superan el valor máximo de 80 K, en la gráfica de Jungnickel et al., y que equivale a un valor máximo de  $k_0 = 2$ . Por lo tanto, se toma este valor máximo, como en el trabajo de **Inoue et al. (2002)**, quienes trabajaron con ebullición de alberca usando la mezcla amoníaco-agua y un alambre para producir el calentamiento.

### V.3.7 Correlaciones para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor de sustancias puras.

Las cuatro correlaciones que se enumeran a continuación fueron extraídas del libro Process Heat Transfer de **Hewitt et al. (1993)**. Éstas se presentan en orden cronológico; sin embargo, aunque, la correlación de **Rohsenow (1952)** es una de las más antiguas, es también la más usada hasta nuestros días. Esta correlación ha sido modificada a través de los años para poder usarse en casos específicos. P. ej., **Choon et al. (2006)** modificaron la correlación de Rohsenow, para poder usarla a presiones por debajo de la atmosférica, para aplicaciones de enfriamiento de dispositivos electrónicos. **Pioro et al. (2004)** analizaron varias correlaciones para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por ebullición nucleada, entre ellas la correlación de Rohsenow. El trabajo de Pioro, se basó entre otras cosas, en verificar y evaluar experimentalmente, el valor de la constante  $C_{SF}$  de la correlación de Rohsenow, para diferentes combinaciones de superficies y líquidos.

Las correlaciones que se presentan a continuación han sido aplicadas para muchos líquidos como el agua y refrigerantes fluorocarbonados en diferentes superficies, sin embargo, no se encontró en la literatura una aplicación directa para el amoníaco como sustancia pura y por lo tanto, se usarán con reserva los resultados obtenidos.

**1. Correlación de Rohsenow (1952).** Esta correlación, a diferencia de otras, toma en cuenta los efectos de la superficie y se formula como:

$$\Delta T_{sat} = \frac{h_{LV} \cdot C_{SF}}{C_{pL}} \left[ \frac{1}{\mu_L h_{LV}} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_L - \rho_V)}} \right]^{0.33} \left[ \frac{C_{pL} \cdot \mu_L}{\kappa_L} \right]^n q \cdot^{0.33} \quad (24)$$

donde  $C_{SF}$  es una constante que depende de la superficie y el fluido. Se recomienda tomar el valor de 0.013 como primera aproximación, cuando no se conoce el valor exacto. El exponente  $n$  tiene un valor de 1 para el agua y 1.7 para otros fluidos.

2. **Correlación de Montinskii (1963)**. Esta correlación toma en cuenta la presión reducida ( $p_r = p / p_c$ ). Esta correlación es útil, porque evita la necesidad de usar propiedades físicas extensivas y se formula como:

$$h = A \cdot q^{0.7} \cdot F(p) \quad (25)$$

donde  $A$  se define como:

$$A = 3.596 \times 10^{-5} p_c^{0.69} \quad (26)$$

donde  $p_c$  es la presión crítica de la sustancia. La función de la presión  $F(p)$  se define como:

$$F(p) = 1.8 p_r^{0.17} + 4 p_r^{1.2} + 10 p_r^{10} \quad (27)$$

3. **Correlación de Bier et al. (1983)**. Esta correlación es una modificación de la de Montinskii, ya que Bier sólo modificó la función de presión y la definió como:

$$F(p) = 0.7 + 2 p_r \left( 4 + \frac{1}{1 - p_r} \right) \quad (28)$$

4. **Correlación de Cooper (1984)**. Después de una extensa revisión de correlaciones existentes para ebullición y de formular una nueva forma para representar las propiedades físicas de una sustancia dada, Cooper optimizó y formuló una correlación para ebullición de la forma:

$$h = 55 q^{0.67} \cdot p_r^{(0.12 - 0.2 \log_{10} R_p)} (-\log_{10} p_r)^{-0.55} M^{-1/2} \quad (29)$$

donde  $R_p$  es el parámetro de rugosidad de la superficie y puede tomar el valor de 1 si no se conoce su valor exacto.  $M$  es el peso molecular de la sustancia en kg/kmol.

### VI.3.8 Cálculo de la transferencia de calor por convección

Los gases calientes de la combustión que salen de la sección de radiación (1G) son utilizados en la sección de convección (2G). **Velázquez (2002)**, especifica que el calor

necesario en esta zona será de 2.33 kW o 2.36 kW considerando un 1% de pérdidas de calor; por lo tanto, ésta es la carga térmica que se deberá retirar del flujo de gases de combustión. La Fig. 6.2 muestra las condiciones de presión, temperatura y concentración de las corrientes de la sección 2G, las cuales se deberán alcanzar con el calor cedido por la convección de los gases de combustión.

Para el diseño de esta sección se utilizó el método  $E$ - $NTU$  (eficiencia-número de unidades de transferencia). Este método es preferible al de la diferencia de temperaturas media logarítmica (DTML), porque se evita la necesidad de un procedimiento iterativo cuando sólo se conocen las temperaturas de entrada de las corrientes. En este caso, las incógnitas eran el área total de transferencia de calor y el flujo másico de gases de combustión. El método  $E$ - $NTU$  fue aplicado a través del uso de la siguiente ecuación:

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{\min}} \quad (30)$$

De la ecuación (29) se puede despejar el área de transferencia de calor ( $A$ ), que es el objetivo de este diseño:

$$A = \frac{NTU \cdot C_{\min}}{U} \quad (31)$$

donde la capacitancia térmica ( $C$ ) se define como:

$$C = \dot{m} \cdot C_p \quad (32)$$

Se deberá evaluar entre las corrientes cuál tiene la capacitancia térmica mínima y máxima. En este caso la  $C_{\min}$  correspondió a la corriente de gas.

El  $NTU$ , para flujo cruzado con  $C_{\min}$  (mezclado) y  $C_{\max}$  (sin mezclar), **Incropera (1999)**, se evalúa con la siguiente ecuación:

$$NTU = -\left(\frac{1}{Z}\right) \ln[Z \cdot \ln(1 - E) + 1] \quad (33)$$

donde  $Z$  es la relación de capacitancias térmicas y se define como:

$$Z = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (34)$$

La eficiencia,  $E$ , se puede definir como:

$$E = \frac{\dot{q}}{C_{\min}(T_{hi} - T_{ci})} \quad (35)$$

El coeficiente global de transferencia de calor,  $U$ , con base en el área exterior se evalúa de la siguiente manera:

$$\frac{1}{U} = \frac{A_{TTF}}{h_i \cdot A_{ii}} + \frac{A_{TTF} \cdot \ln(D_o / D_i)}{2\pi \cdot L_t \cdot k_t} + \frac{1}{h_{ge}} \quad (36)$$

donde  $A_{TTF}$  es el área total de tubos y aletas,  $h_i$  y  $h_{ge}$  son los coeficientes de transferencia de calor interno y externo, respectivamente.

Debido a las altas temperaturas del gas de combustión se propone que los tubos y las aletas sean de acero al carbón; por lo tanto, la conductividad térmica del tubo ( $k_t$ ) se deberá evaluar para este material y a la temperatura promedio entre la entrada y la salida.

### VI.3.9 Coeficiente de transferencia de calor interno

Para la película descendente en calentamiento, se utiliza la correlación de **Fujita y Ueda (1978)**, citados por **Velázquez (2002)**:

$$h_i = 0.90 \cdot k \cdot R_e^{0.22} \cdot \left( \frac{\nu^2}{g} \right)^{-1/3} \quad \text{Para } R_e < 3200 \quad (37)$$

donde  $k$  y  $\nu$  son la conductividad térmica y la viscosidad cinemática de la solución de amoníaco-agua, respectivamente.  $g$  es la aceleración de la gravedad. El número de Reynolds de la película se define como:

$$Re = \frac{4\Gamma}{\mu} \quad (38)$$

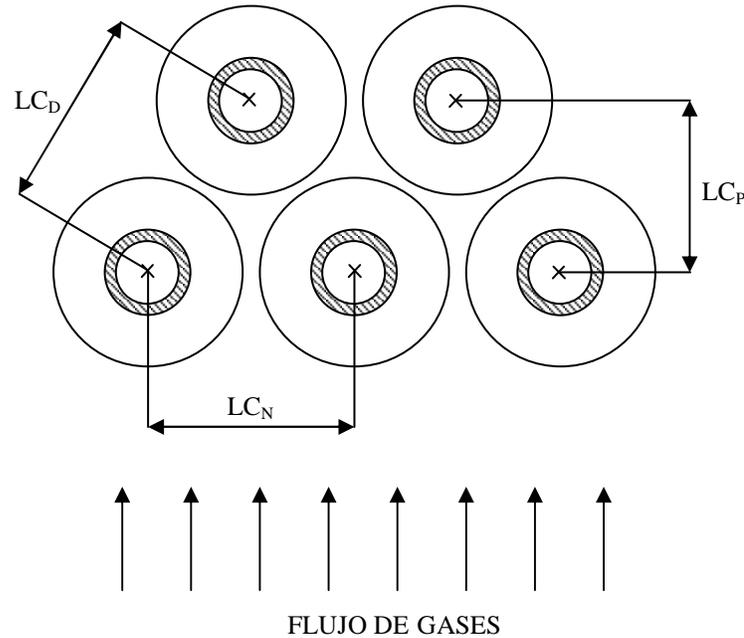
donde la rapidez de flujo másico por unidad periférica del tubo ( $\Gamma$ ) se define como:

$$\Gamma = \frac{m_{sol.}}{\pi \cdot D_i \cdot N_t} \quad (39)$$

### VI.3.10 Coeficiente de transferencia de calor externo

El intercambiador de calor en esta sección se diseñará con tubos aletados y arreglados en forma escalonada como se muestra en la Fig. 6.4.

**Cho et al. (2005)** usaron una correlación extraída de **Hewitt et al. (1993)**, para el cálculo del número de Nusselt y luego la ajustaron con sus resultados experimentales quedando de la siguiente manera:



**Figura 6.4. Arreglo escalonado de los tubos aletados.**

$$Nu = 0.242 R_e^{0.73} \left( \frac{s_f}{h_f} \right)^{0.297} \left( \frac{LC_N}{LC_P} \right)^{-0.091} Pr^{1/3} F_1 F_2 \quad (40)$$

Esta correlación es válida para los siguientes rangos:

$$2 \times 10^3 < R_e < 4 \times 10^4 \quad 0.13 < s_f / h_f < 0.57 \quad 1.15 < LC_N / LC_P < 1.72$$

donde  $s_f$  y  $h_f$  son la separación y altura de las aletas, respectivamente.  $LC_N$  y  $LC_P$  son las longitudes entre centros de los tubos paralelo y normal al flujo, respectivamente.  $R_e$  y  $Pr$  son los números de Reynolds y Prandtl, respectivamente.  $F_1$  y  $F_2$  son factores de corrección que toman en cuenta la variación de las propiedades físicas y el número de hileras de tubos (normal a la dirección del flujo de gas), respectivamente. El número de Reynolds para el gas se define como:

$$R_e = \frac{V_{\max} \cdot D_o \cdot \rho}{\mu} \quad (41)$$

donde  $V_{\max} = V_{\text{gas}} / rA$ .  $rA$  es la relación de áreas, que se define como:

$$rA = \frac{AFM}{AV} \quad (42)$$

donde el área de flujo mínimo ( $AFM$ ) se puede evaluar de dos formas:

$$1. \quad \text{si} \quad LC_p > \left( 2LC_D - D_o - \frac{2w_f \cdot h_f}{(w_f + s_f)} \right) \quad \text{entonces} \quad (43)$$

$$AFM = N_t \cdot L_t \cdot \left[ LC_p - D_o - \frac{2w_f \cdot h_f}{(w_f + s_f)} \right] \quad (44)$$

$$2. \quad \text{si} \quad LC_p < \left( 2LC_D - D_o - \frac{2w_f \cdot h_f}{(w_f + s_f)} \right) \quad \text{entonces} \quad (45)$$

$$AFM = 2N_t \cdot L_t \cdot \left[ LC_D - D_o - \frac{2w_f \cdot h_f}{(w_f + s_f)} \right] \quad (46)$$

donde  $LC_D$  es la longitud entre centros diagonal.

El área de ventana ( $AV$ ) e puede calcular como:

$$AV = L_t \cdot NTH \cdot D_o \quad (47)$$

donde  $NTH$  es el número de tubos por hilera

$F1$  se puede evaluar con la siguiente ecuación:

$$F1 = (\text{Pr}_{T_m} / \text{Pr}_{T_s})^{0.26} \quad (48)$$

donde  $\text{Pr}_{T_m}$  y  $\text{Pr}_{T_s}$  son los números de Prandtl evaluados a la temperatura media del gas y a la temperatura de la pared del tubo, respectivamente.

$F2$  puede tomar el valor de 1 para 4 o más hileras de tubos, 0.92, 0.84 y 0.76, para 3, 2 y 1 hilera de tubos, respectivamente.

El coeficiente de transferencia de calor del gas se calcula con la siguiente ecuación:

$$h_g = \frac{Nu_g \cdot k_g}{D_o} \quad (49)$$

El coeficiente de transferencia de calor efectivo con base en el área total se calcula con la siguiente ecuación:

$$h_{ge} = h_g \left( \frac{\eta_f \cdot A_f + A_w}{A_{TTF}} \right) \quad (50)$$

donde  $\eta_f$  y  $A_f$  son la eficiencia y área de las aletas, respectivamente.  $A_w$  y  $A_{TTF}$  son el área de los tubos entre aletas y el área total de los tubos y aletas, respectivamente. Se recomienda consultar a **Cho et al. (2005)** y a **Hewitt et al. (1993)** para una información más detallada, respecto a estos parámetros.

#### VI.4 Resultados

Se desarrolló un programa numérico en Fortran 90 para el diseño de los intercambiadores de calor para las dos secciones, de radiación y de convección, usando las correlaciones y definiciones dadas en este capítulo. En las Fig. 6.5 (a, b, c) se muestra el diagrama de flujo. El programa se ejecuta introduciendo los datos de las Tablas 6.3 y 6.4 (para el caso de diseño), pero éstos pueden variar dependiendo de la capacidad requerida de los intercambiadores de calor. Las propiedades físicas y de transporte de las sustancias puras a la presión de trabajo, son constantes en el programa y se deberán modificar si se cambia la presión de trabajo y/o las cargas térmicas en las secciones 1G y 2G.

**Tabla 6.3. Datos de entrada para ejecutar el programa en la zona de radiación.**

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

La CC consistirá de un tubo de flama en forma de “U” de 4 pulgadas de diámetro interno. El material del tubo será acero inoxidable 316 cédula 40, el cual resistirá las altas temperaturas de la combustión y la corrosión provocadas por la solución amoniaco-agua.

Como se puede ver en la Tabla 6.6 de resultados, la temperatura de los gases que salen de la zona de radiación es muy alta  $\sim 836^{\circ}\text{C}$ , por lo que esta corriente de gases posee una cantidad de energía muy superior a la que se requiere en la zona de convección. Por tal motivo, el flujo de gases se deberá dividir y usar la cantidad necesaria para ceder el calor demandado en ésta zona. Aunque ésta no es la opción más eficiente, es una de las configuraciones comúnmente usadas en los sistemas de cogeneración. A través de la simulación se puede calcular el flujo de gases requerido para la carga térmica y la temperatura deseada de los gases a la salida de la zona de convección. Los datos de entrada para ejecutar el programa en la zona de convección se muestran en la Tabla 6.4. Las propiedades físicas del gas son calculadas a una temperatura promedio entre la entrada y la salida a través del uso de una correlación para aire a altas temperaturas (Gómez, 2002).

**Tabla 6.4. Datos de entrada para ejecutar el programa en la zona de convección.**

| <b>Datos de entrada en la sección de convección</b>            |                          |
|--|--------------------------|
| Carga térmica requerida (kW)                                   | 2.35                     |
| Temperatura de los gases a la salida ( $^{\circ}\text{C}$ )    | 200                      |
| Flujo másico del gas (kg/s)                                    | 0.00305                  |
| Temperatura de entrada de la solución                          | 139                      |
| Temperatura de salida de la solución                           | 152                      |
| Flujo másico de la solución (kg/s)                             | 0.01871                  |
| Viscosidad dinámica de la solución (Pa s)                      | $1.4472 \times 10^{-4}$  |
| Viscosidad cinemática de la solución ( $\text{m}^2/\text{s}$ ) | $1.64447 \times 10^{-7}$ |
| Conductividad térmica de la solución (W/m K)                   | 0.5627                   |
| Calor específico de la solución (J/kg)                         | 4508                     |
| Velocidad estimada de los gases (m/s)                          | 8                        |
| Conductividad térmica del tubo (W/ m K)                        | 39.2                     |
| Conductividad térmica de la aleta (W/m K)                      | 39.2                     |
| Diámetro interno de los tubos (mm)                             | 11.66                    |
| Diámetro externo de los tubos (mm)                             | 15.87                    |
| Diámetro de las aletas (mm)                                    | 34.92                    |
| Longitud de los tubos (mm)                                     | 14.5                     |
| Numero de hileras de tubos                                     | 2                        |
| Numero de tubos por hilera                                     | 4                        |
| LCN (mm)   | 39                       |
| LCP (mm)   | 31.18                    |
| Espesor de la aleta (mm)                                       | 0.5                      |
| Separación de las aletas (mm)                                  | 2.267                    |

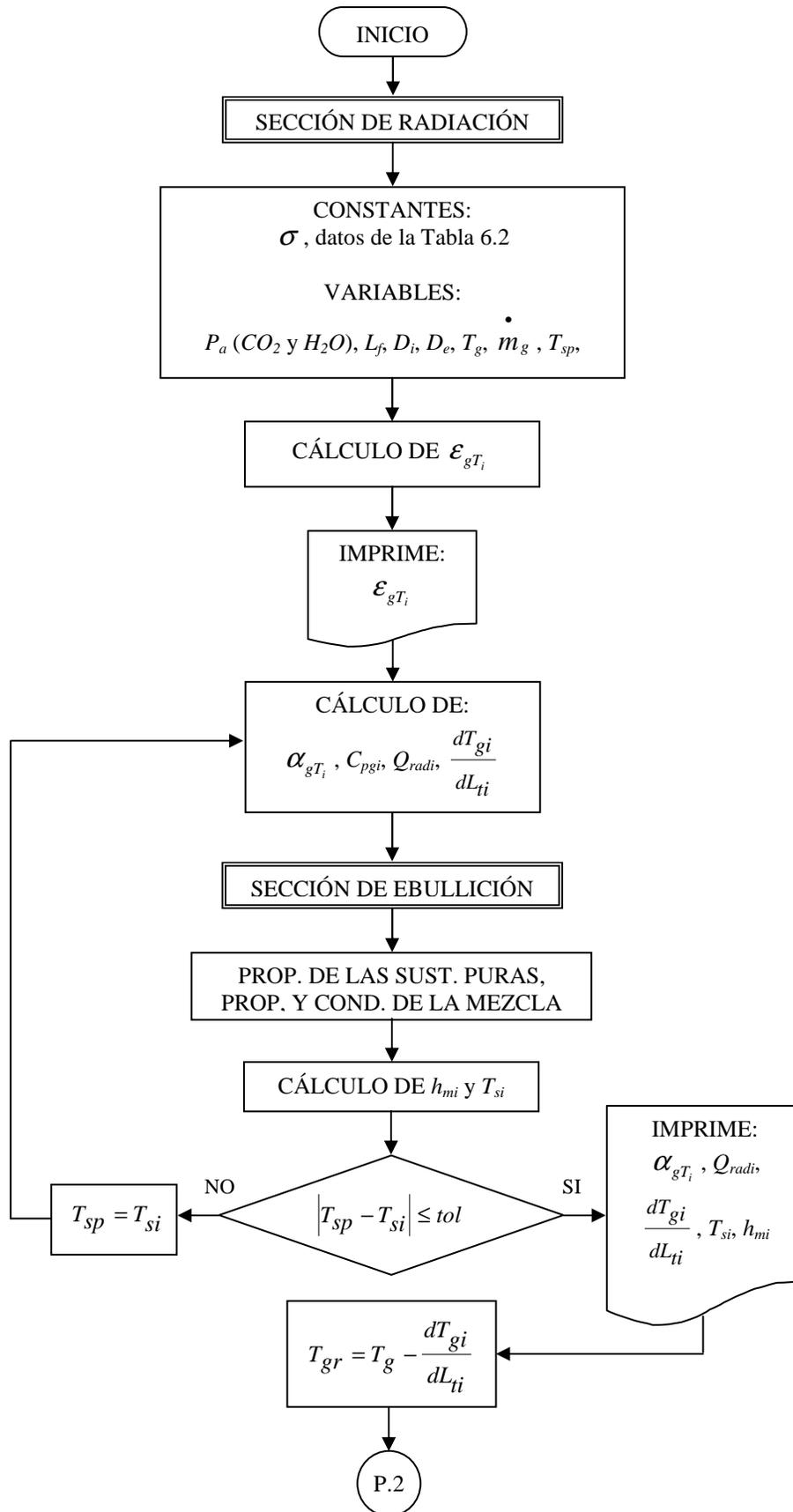


Figura 6.5 (a). Diagrama de flujo del programa de diseño.

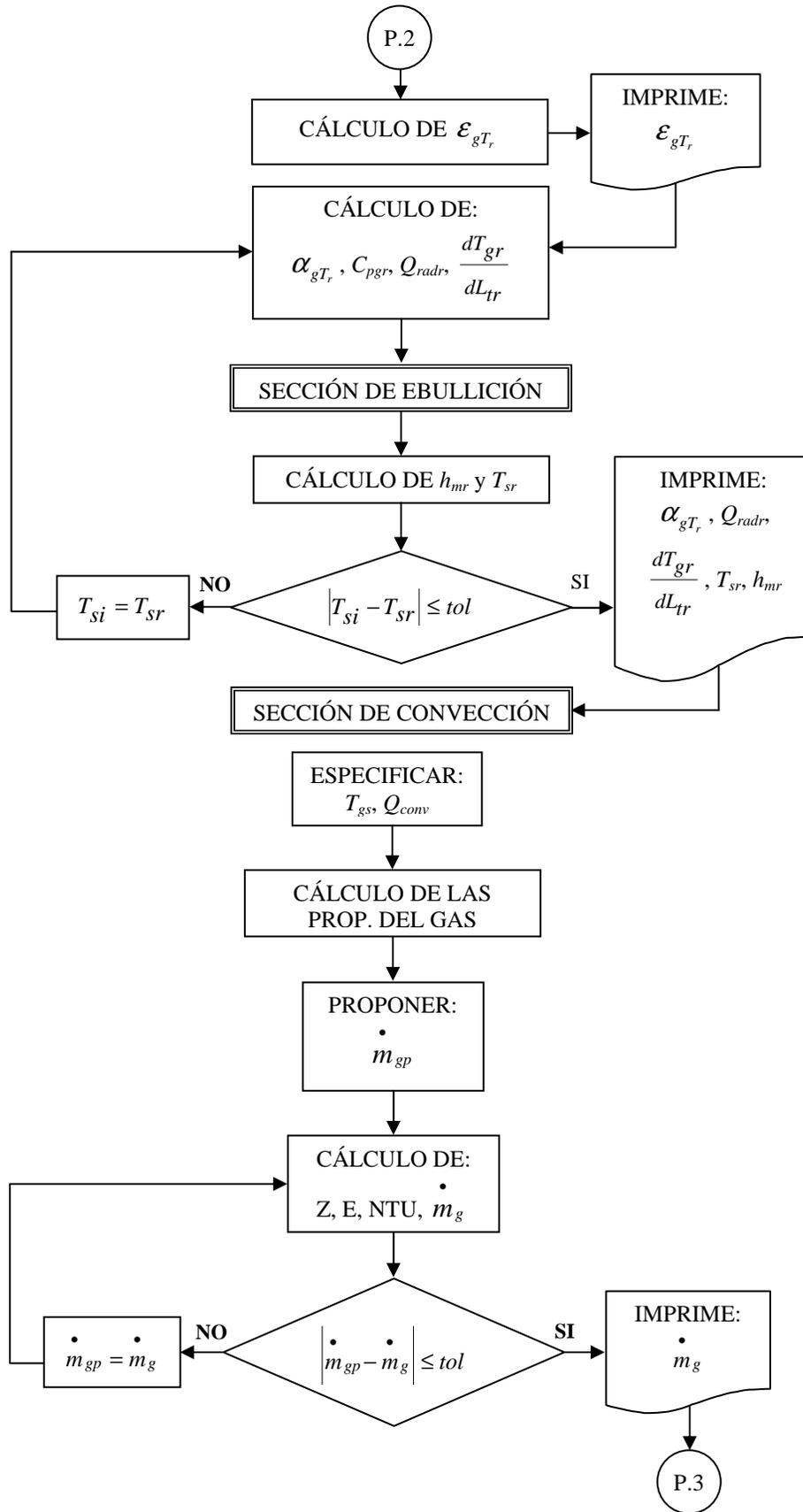
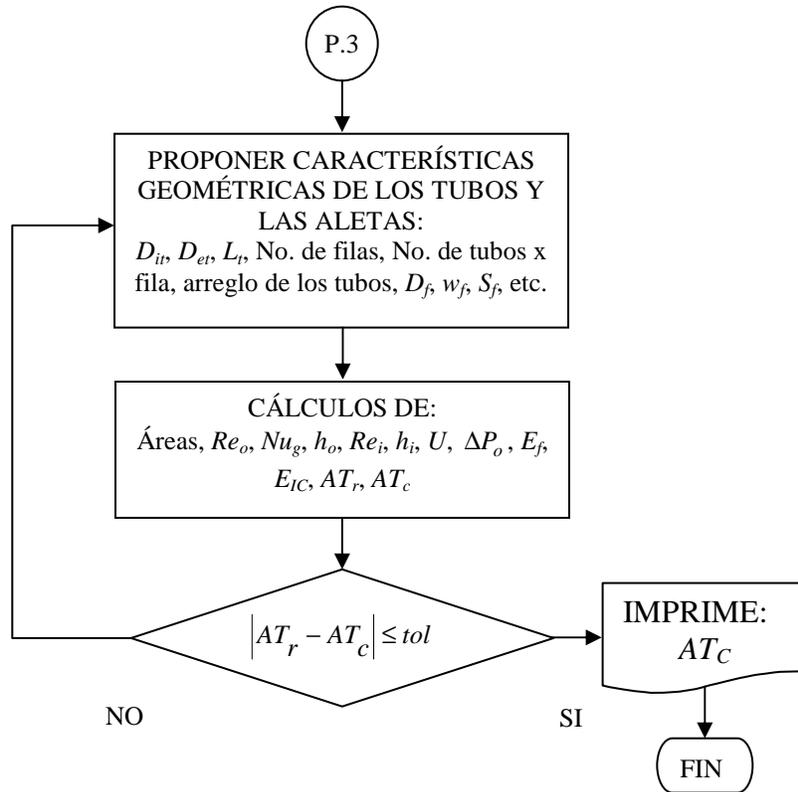


Figura 6.5 (b). Diagrama de flujo del programa de diseño



**Figura 6.5 (c). Diagrama de flujo del programa de diseño**

Las correlaciones usadas sólo se podrán validar y/o ajustar con resultados experimentales; sin embargo, para el diseño numérico en la zona de ebullición se tuvo que elegir una de las correlaciones para la mezcla y una para las sustancias puras. Como se puede ver en los resultados de la Tabla 6.5(a, b), el flujo de calor suministrado y la temperatura de la superficie calculada ( $T_{w.calc}$ ) es muy similar para todos los casos, lo que da como resultado que los coeficientes de transferencia de calor por ebullición nucleada sean también muy parecidos. Así que para efectos de diseño, cualquier combinación de las correlaciones que se muestran en la Tabla 6.5(a, b) se podrían usar. En el programa de diseño se usaron las correlaciones de **Sthepan y Körner (1969)** para la mezcla y **Rohsenow (1952)** para las sustancias puras, por ser las más usadas en la literatura. Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 6.6.

**Tabla 6.5(a). Resultados de las correlaciones analizadas para la zona de ebullición.**

| <b>Tubo de ida</b>       |                           |                       |  |                                     |
|--------------------------|---------------------------|-----------------------|--|-------------------------------------|
| <b>Correl. Mezcla</b>    | <b>Correl. Sust. Pura</b> | $T_{w.calc}$<br>(°C). | $h_{ebull.calc}$<br>(W/m <sup>2</sup> K) | $Q_{calc.}$<br>(kW/m <sup>2</sup> ) |
| Sthepan-Körner (1969)    | Rohsenow (1952)           | 213.954               | 245.528                                  | 14.621                              |
| Sthepan-Körner (1969)    | Mostinskii (1963)         | 213.683               | 246.482                                  | 14.622                              |
| Sthepan-Körner (1969)    | Bier et al. (1983)        | 213.459               | 247.259                                  | 14.623                              |
| Sthepan-Körner (1969)    | Cooper (1984)             | 213.269               | 248.571                                  | 14.623                              |
| Jungnickel et al. (1980) | Rohsenow (1952)           | 213.720               | 246.392                                  | 14.622                              |
| Jungnickel et al. (1980) | Mostinskii (1963)         | 213.512               | 247.075                                  | 14.622                              |
| Jungnickel et al. (1980) | Bier et al. (1983)        | 213.317               | 248.375                                  | 14.623                              |
| Jungnickel et al. (1980) | Cooper (1984)             | 213.137               | 249.084                                  | 14.623                              |

**Tabla 6.5(b). Resultados de las correlaciones analizadas para la zona de ebullición.**

| <b>Tubo de retorno</b>   |                           |                       |  |                                     |
|--------------------------|---------------------------|-----------------------|--|-------------------------------------|
| <b>Correl. Mezcla</b>    | <b>Correl. Sust. Pura</b> | $T_{w.calc}$<br>(°C). | $h_{ebull.calc}$<br>(W/m <sup>2</sup> K) | $Q_{calc.}$<br>(kW/m <sup>2</sup> ) |
| Sthepan-Körner (1969)    | Rohsenow (1952)           | 213.685               | 167.932                                  | 9.950                               |
| Sthepan-Körner (1969)    | Mostinskii (1963)         | 213.485               | 168.430                                  | 9.950                               |
| Sthepan-Körner (1969)    | Bier et al. (1983)        | 213.296               | 168.600                                  | 9.951                               |
| Sthepan-Körner (1969)    | Cooper (1984)             | 213.116               | 169.603                                  | 9.951                               |
| Jungnickel et al. (1980) | Rohsenow (1952)           | 213.429               | 168.627                                  | 9.950                               |
| Jungnickel et al. (1980) | Mostinskii (1963)         | 213.294               | 169.068                                  | 9.951                               |
| Jungnickel et al. (1980) | Bier et al. (1983)        | 213.295               | 168.967                                  | 9.950                               |
| Jungnickel et al. (1980) | Cooper (1984)             | 213.025               | 169.254                                  | 9.950                               |

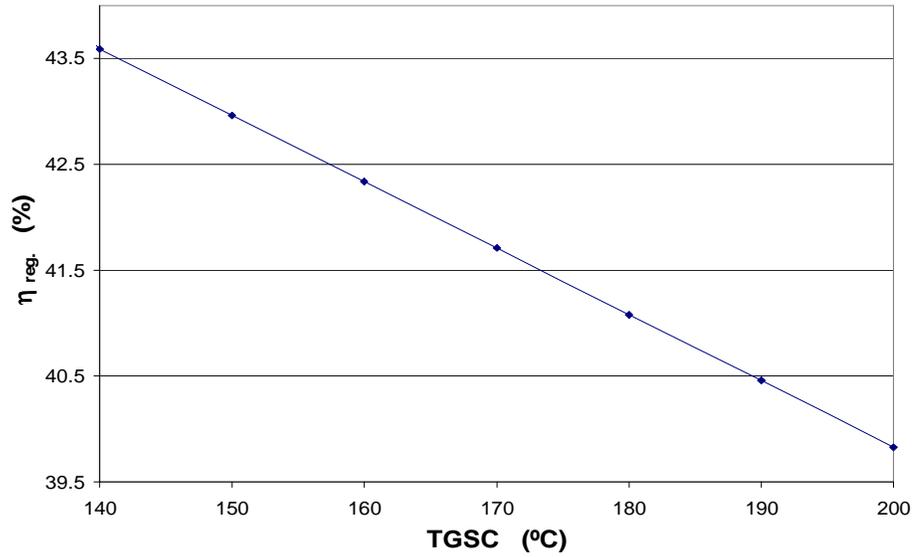
## VI.6 Discusión

Con base en los resultados que se presentan en la Tabla 6.6, se puede ver, primero, que la temperatura de los gases que dejan la zona de radiación y entran en la zona de convección es muy alta (836°C), pero es una temperatura común cuando se trabaja con estos sistemas a fuego directo. **Kren et al. (2005)** estiman en 1000°C la temperatura de los gases, después de la cámara de combustión para regeneradores a fuego directo. A estas altas temperaturas, el flujo de gases posee una gran cantidad de energía, por supuesto dependiendo del flujo másico y de la temperatura de salida de los gases; y lo ideal es que los sistemas térmicos (recuperadores de energía) se diseñen con base en el flujo y temperatura de éstos gases, pero en el caso estudiado, la recuperación de los gases es interna y la carga térmica demandada es muy pequeña; debido a que esta sección del GAX (2G), fue diseñada para operar con energía solar. Por este motivo, el área de transferencia de calor requerida es muy pequeña y la eficiencia del intercambiador de calor también disminuye. Sin embargo, se

hicieron simulaciones en las que el flujo de gases entraba a la zona de convección a 200°C, como en el trabajo de **Cho et al. (2005)**, y la eficiencia del regenerador fue de ~73%, lo cual es una eficiencia común para este tipo de intercambiadores de calor, y aceptable si se compara con la eficiencia de ~40% obtenida con el caso de diseño analizado. En el regenerador que se analizó para el GAX, se fijó la temperatura de salida de los gases a la atmósfera en 200°C como recomienda **Kren et al. (2005)**; sin embargo, con base en las temperaturas de las corrientes de la sección 2G (Fig. 6.2) y manteniendo un acercamiento mínimo de temperatura entre las corrientes de 15°C, se podría incrementar la eficiencia del regenerador hasta en 7% al pasar de 39.83% a 42.5%, como se puede ver en la Fig. 6.6, para una TGSC de 155°C.

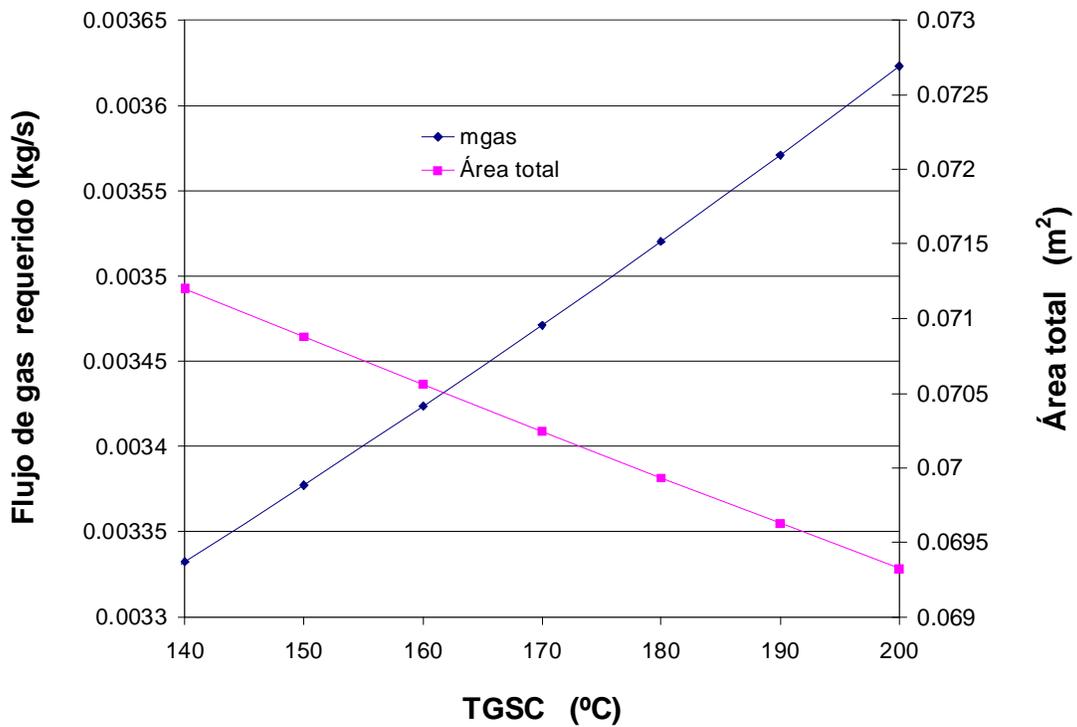
**Tabla 6.6. Resultados térmicos y geométricos obtenidos para el generador a fuego directo.**

| <b>Resultados de la zona de radiación</b>  |                          |                        |
|--|--------------------------|------------------------|
|  | <b>Tubo de ida</b>       | <b>Tubo de retorno</b> |
| emisividad                                 | 0.0559                   | 0.0662                 |
| absortividad                               | 0.1013                   | 0.1010                 |
| $Q_{rad.}$ (kW)                            | 6.037                    | 4.108                  |
| $Q_{rad.}$ (kW/m)                          | 5.250                    | 3.573                  |
| $Q_{rad.}$ (kW/m <sup>2</sup> )            | 14.621                   | 9.950                  |
| $\frac{dT_{gas}}{dx}$ (K/m)                | 186.786                  | 129.212                |
| $T_w$ del tubo (°C)                        | 213.954                  | 213.685                |
| $h_{mezcla}$ (W/m <sup>2</sup> K)          | 245.528                  | 167.932                |
| <b>Resultados de la zona de convección</b> |                          |                        |
| $T_{gas}$ a la entrada (°C)                | 836.450                  |                        |
| $Q_{conv.}$ (kW)                           | 2.500                    |                        |
| $\dot{m}_{gas}$ requerido (kg/s)           | 3.623 x 10 <sup>-3</sup> |                        |
| U (W/m <sup>2</sup> K)                     | 29.138                   |                        |
| $\Delta P$ (Pa)                            | 25.000                   |                        |
| $A_{total}$ (m <sup>2</sup> )              | 6.932 x 10 <sup>-2</sup> |                        |
| Eficiencia del intercambiador              | 0.398                    |                        |



**Figura 6.6. Variación de la eficiencia del regenerador vs. temperatura de los gases desechados a la atmósfera.**

En la Fig. 6.7, se aprecia también la variación del flujo de gas y el área total requerida en la sección de convección al variar la temperatura de los gases desechados a la atmósfera.



**Figura 6.7. Variación del flujo de gas y del área total del intercambiador de calor en la sección de convección vs. temperatura de los gases desechados a la atmósfera.**

El GFD que se diseñó fue ideado para acoplarse externamente al generador actual del prototipo experimental GAX y suministrar, como ya se mencionó, la carga térmica demandada en las secciones 1G y 2G, tomando como base las cargas térmicas del diseño de **Velázquez (2002)**, ver Figura 6.2. Sin embargo, esta propuesta de operación del GAX dio como resultado, un área de transferencia de calor en la zona de convección del GFD muy pequeña y poco factible de construir esta sección.

Si el equipo GAX se rediseñara para operar a fuego directo, la zona 1G (zona de radiación) sería la de menor carga térmica; ya que en estos equipos con quemadores a gas o a diesel, sólo una pequeña porción del calor liberado por la flama se aprovecha en la zona de radiación, mientras que la mayor parte del calor liberado se aprovecha en la zona de convección (**Kren et al, 2005**). De esta manera el flujo de gases de combustión se reduciría ampliamente y aunque la temperatura de salida de la zona de radiación fuera alta, ésta se abatiría considerablemente en la zona de convección y se tendría un mejor aprovechamiento de la energía; y por consiguiente una mejor eficiencia de los intercambiadores de calor y del sistema en general, como se muestra a continuación.

#### **Nueva propuesta de operación del GAX variando las cargas térmicas del GFD:**

Carga térmica en la zona 1G: 50% menor de la de diseño (ver Figura 6.2).

Carga térmica en la zona 2G: la de diseño más el 50% de la carga de la zona 1G.

En esta nueva propuesta de operación se usó el modelo de simulación del GAX que se desarrolló con el simulador de procesos Aspen Plus (ver detalles en el capítulo III), para conocer las nuevas condiciones de presión, temperatura y concentración de las corrientes de las secciones 1G y 2G, así como las propiedades físicas y de transporte a las nuevas condiciones de operación.

En la zona de convección (2G) se supone que la temperatura de los gases a la salida es de 195°C, lo cual representa la mínima temperatura a la que deben salir los gases de escape al medio ambiente, para mantener la diferencia mínima de temperaturas (15°C) entre la corriente de gas y la de solución. Se consideran sin cambio, en esta nueva propuesta de operación del GAX, algunos de los parámetros geométricos que se presentaron en las Tablas 6.3 y 6.4; sin embargo, los parámetros térmicos y geométricos que se cambiaron se presentan en la Tabla 6.7

Los resultados obtenidos para el GFD, con esta nueva propuesta de operación del GAX, se muestran en la Tabla 6.8.

Tabla 6.7. Datos de entrada para ejecutar el programa en las zonas de radiación y convección.

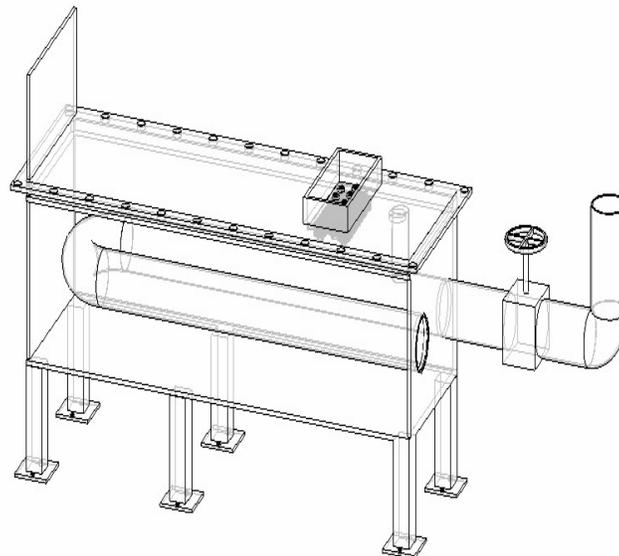
| Datos de entrada en la sección de radiación y ebullición |                           |
|--|---------------------------|
| Carga térmica requerida (kW)                             | 5.03                      |
| Flujo másico del gas (kg/s)                              | 0.01177                   |
| Fracción molar de NH <sub>3</sub> del líquido            | 0.1271                    |
| Fracción molar de NH <sub>3</sub> del vapor              | 0.5390                    |
| Temp. de sat. de la mezcla (°C)                          | 180                       |
| Longitud de la CC (m)                                    | 0.68                      |
| Datos de entrada en la sección de convección             |                           |
| Carga térmica requerida (kW)                             | 7.870                     |
| Temperatura de los gases a la salida (°C)                | 195                       |
| Temperatura de entrada de la solución                    | 130                       |
| Temperatura de salida de la solución                     | 180                       |
| Flujo másico de la solución (kg/s)                       | 0.01896                   |
| Viscosidad dinámica de la solución (Pa. s)               | 1.594 x 10 <sup>-4</sup>  |
| Viscosidad cinemática de la solución (m <sup>2</sup> /s) | 1.7433 x 10 <sup>-7</sup> |
| Conductividad térmica de la solución (W/m K)             | 0.5490                    |
| Calor específico de la solución (J/kg)                   | 4679                      |
| Longitud de los tubos (mm)                               | 57                        |
| Numero de hileras de tubos                               | 3                         |
| Numero de tubos por hilera                               | 4                         |

Tabla 6.8. Resultados térmicos y geométricos obtenidos para el GFD.

| Resultados de la zona de radiación   |             |                 |
|--------------------------------------|-------------|-----------------|
|                                      | Tubo de ida | Tubo de retorno |
| emisividad                           | 0.0559      | 0.0761          |
| absortividad                         | 0.1013      | 0.1006          |
| $Q_{rad}$ . (kW)                     | 3.570       | 1.472           |
| $Q_{rad}$ . (kW/m)                   | 5.250       | 2.165           |
| $Q_{rad}$ . (kW/m <sup>2</sup> )     | 14.620      | 6.029           |
| $\frac{dT_{gas}}{dx}$ (K/m)          | 371.642     | 159.750         |
| $T_w$ del tubo (°C)                  | 214.355     | 213.681         |
| $h_{mezcla}$ (W/m <sup>2</sup> K)    | 419.419     | 182.808         |
| Resultados de la zona de convección  |             |                 |
| $T_{gas}$ a la entrada (°C)          | 838.502     |                 |
| $\dot{m}_{gas}$ requerido (kg/s)     | 0.01128     |                 |
| U (W/m <sup>2</sup> K)               | 22.273      |                 |
| $\Delta P$ (Pa)                      | 26.629      |                 |
| A <sub>total</sub> (m <sup>2</sup> ) | 0.417       |                 |
| Eficiencia del intercambiador        | 0.514       |                 |

Con base en los parámetros de la Tabla 6.7 y los resultados de la Tabla 6.8 se muestra que, al disminuir la carga térmica en la zona de radiación e incrementarla en la zona de convección, se tiene un mejor uso y aprovechamiento de la energía. Para este nuevo caso se consumirían alrededor de 1.70 kg/h de gas LP con respecto a los casi 3.4 kg/h para el caso del diseño original. La longitud de la CC también disminuyó de 1.3 m a 0.68 m, con lo cual se ahorraría material y se tendría un GFD más compacto. Teóricamente se lograría una eficiencia del intercambiador de calor en la zona de convección de 51.4% y un área de transferencia de calor de  $0.417 \text{ m}^2$ , usando tubos de 57 mm de longitud arreglados en tres filas y con cuatro tubos cada fila; lo cual sería más factible de construir.

También se realizaron simulaciones considerando las cargas térmicas de la nueva propuestas de operación del GAX, pero aumentando a 100% el exceso de aire en la combustión, es decir, 46% más de la cantidad correcta para tener una buena combustión (**p.web, ceramicstoday**); con el objetivo de disminuir la temperatura de flama. Se logró disminuir la temperatura de flama de  $1200 \text{ }^\circ\text{C}$  a  $902^\circ\text{C}$ , pero el flujo y la temperatura de los gases de combustión, a la entrada de la zona de convección, fueron insuficiente, para suministrar la carga térmica demandada. También se realizaron simulaciones considerando sólo el 25% de la carga de diseño en la sección 1G y el resto en la sección 2G, pero nuevamente el flujo de los gases de combustión fue insuficiente, para suministrar la carga térmica demandada en la sección de convección. Con base en todas estas simulaciones realizadas se puede concluir que, los valores de las cargas térmicas de la nueva propuesta de operación del GAX con GFD, podrían ser los más indicados, ya que dan como resultados valores geométricos factibles, para la construcción de los intercambiadores de calor, que conformarían el GFD. En la Figura 6.8 se muestra un bosquejo del diseño del GFD.

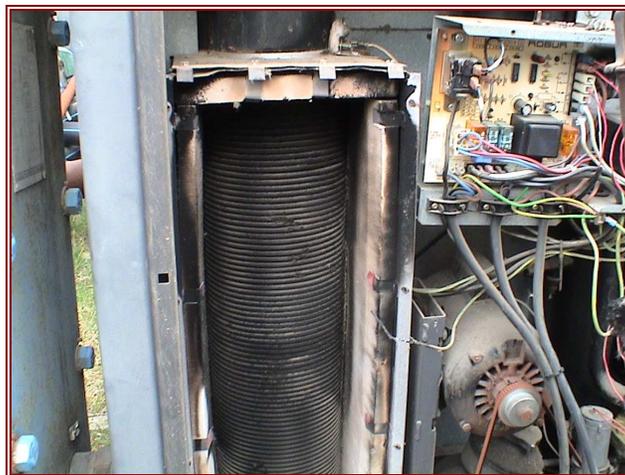


**Figura 6.8. Bosquejo del generador a fuego directo que se diseñó en este estudio.**

Como comentario adicional, vale la pena mencionar que la empresa Robur, fabricante de equipos de absorción, utiliza en sus unidades de amoniaco-agua de simple efecto con GFD otros tipos de quemadores, denominados de flama corta, los cuales son adecuados para el tipo de generador que usan. En las Fig. 6.9 y 6.10 se muestran este tipo de quemadores y la configuración del generador, respectivamente.



**Figura 6.9. Arreglo del quemador de flama corta.**



**Figura 6.10. Generador de la máquina Robur.**

## Conclusiones

En este capítulo se presentaron las bases teóricas para el diseño de un generador a fuego directo, el cual se divide en dos zonas: de radiación y de convección. Se realizaron balances de energía y de materia, para corroborar las cargas térmicas requeridas en cada zona. Se propusieron correlaciones disponibles en la literatura para calcular los coeficientes de transferencia de calor individual en cada zona. Todas las formulas y correlaciones numéricas requeridas para el diseño fueron programadas en el lenguaje Fortran 90. Este programa es una herramienta de diseño útil, porque evita la necesidad del uso de tablas y gráficas para calcular parámetros como la emisividad, absorptividad y propiedades termofísicas de los gases de combustión. El programa realiza iteraciones para calcular la temperatura de la pared en el tubo de radiación, el flujo másico de los gases, el área y la eficiencia del intercambiador de calor en la zona de convección. Los resultados obtenidos con base en las cargas térmicas de diseño del GAX no fueron muy alentadores, porque al requerir la zona de radiación más energía que la zona de convección se produce, relativamente, un mayor flujo de gases y la energía disponible en esa corriente es mucho mayor a la requerida en la zona de convección; obligando a dividir el flujo, lo que representaría una serie de acciones técnicas que se verían reflejadas en el costo del prototipo experimental. Sin embargo, se propusieron nuevos valores para la operación del GAX con GFD y los resultados obtenidos fueron mejores; logrando reducir la longitud de la cámara de combustión de 1.3 m a 0.68 m. También se logró disminuir el flujo de combustible de 3.4 kg/h a 1.7 kg/h. En la zona de convección se logró un arreglo de tubos escalonados, con tres hileras de tubos de 58 mm de longitud, con lo cual se alcanzaría una eficiencia del intercambiador de calor de 51.4%. Los resultados obtenidos de la nueva propuesta de operación del GFD son más factibles, para la posible construcción del prototipo experimental.

**Referencias**

**Ahmed, S. y Carey V. P. (1998).** Effects of gravity on the boiling of binary fluid mixtures. *Int. J. Heat and mass transfer*, Vol. 41, No. 16, pp. 2469-2483.

**Baukal, C. E. (2000).** Heat transfer in industrial combustion, CRC Press, USA. pp. 82-90.

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

**Choon, N. K., Chakraborty, A. Aye, S. M. Xiaolin, W. (2006).** New pool boiling data for water with cooper-foam metal at sub-atmospheric pressures. *Experiment and correlation. Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, No. , pp. 1286-1290.

**Escalera, R. (2006).** Comunicación personal. Investigador del laboratorio de combustión del Instituto Mexicano del Petróleo, Veracruz, México.

**Fujita, Y. y Tsutsui (1994).** Heat transfer in nucleate pool boiling of binary mixtures. *Int. J. Heat and mass transfer*, Vol. 37, Supplement 1, pp. 291-302.

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

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

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

**Inoue, T., Monde, M., Teruya, Y. (2002).** Pool boiling heat transfer in binary mixtures of ammonia/water. *Int. J. Heat and mass transfer*. Vol. 45, No. 22, pp. 4409-4415.

**Jungnickel, H., Wassilew, P., Kraus W.E. (1980).** Investigations on the heat transfer of boiling binary refrigerant mixtures. *Int. J. of Refrigeration*. Vol. 3, No. 3, pp. 129-133.

**Kren, C., Schweigler, C., Ziegler, F. (2005).** Heat transfer characteristic in flue gas fired regenerators of Water/Litium Bromide absorption Chillers. En: *International Sorption Heat Pump Conference*, Denver, Colorado USA. Paper ISHPC-004-2005.

**Olivares, L. J. y Solórzano, A. (1978).** Criterios generales en el diseño de los calentadores a fuego directo. *Memorias del II seminario de ingeniería mecánica petrolera*, tomo II, pp. 517-539. Instituto Mexicano del Petróleo, publicación No. 78HF/260.

**Pioro, I.L., Rohsenow, W., Doerffer, S.S. (2004)** Nucleate pool-boiling heat transfer. II: assessment of prediction methods. *I. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, pp. 5045-5057.

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

**Sthepan, K. y Körner, M. (1969).** Calculation of heat transfer in evaporating binary liquid mixtures. Chemie-Ingr-Tech. Vol. 47, No. 7, pp. 409-417.

**Talavera, P. G. (2000).** Fired heater rating. Hydrocarbon Processing Vol. 79, No. 1, pp. 69-79.

**Thome, J.R. (1983).** Prediction of binary mixture boiling heat transfer coefficients using only phase equilibrium data. Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 26, No. 7, pp. 965-974.

**Ünal, H.C. (1986).** Prediction of nucleate pool boiling heat transfer coefficients for binary mixtures. Int. J. Heat and mass transfer. Vol. 29, No. 4, pp. 637-640.

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

#### **Páginas web**

[http://www.combustionindustrial.com/rev\\_cyc.htm](http://www.combustionindustrial.com/rev_cyc.htm)

[http://www.energia.gob.mx/wb2/Sener/sene\\_177\\_gas\\_lp](http://www.energia.gob.mx/wb2/Sener/sene_177_gas_lp)

**Furukawa, M. (1988).** Direct firing generator Japanese Patent Application, Patent No.: JP63-294467, obtenido electrónicamente de:  
<http://V3.espacenet.com/origdoc?DB=EPODOC&IDX=JP159306>.

<http://www.ceramicstoday.com/articles/052801b.htm>)

## Capítulo VII

### Instalación, puesta a punto y experimentación con el sistema GAX operado con aceite térmico

Uno de los objetivos a realizar en esta tesis fue terminar la instalación del prototipo experimental GAX, diseñado por **Velázquez (2002)**, quien inició la instalación fijando y probando el desempeño de las columnas del absorbedor y del generador. En este capítulo se reportan las actividades y procedimiento de instalación, instrumentación, puesta a punto y operación del sistema GAX. Se reportan los resultados obtenidos durante la primera etapa de las pruebas experimentales y las anomalías encontradas que evitaron alcanzar las condiciones de operación de diseño. Se reportan los cambios realizados al sistema GAX y los resultados obtenidos durante la segunda etapa de las pruebas experimentales.

#### VII.1 Actividades de instalación mecánica, eléctrica e hidráulica en el GAX: primera etapa

Las actividades realizadas en el GAX durante la primera etapa se dividieron de la siguiente manera:

- 1.1 Revisión e instalación de los intercambiadores de calor de tubos y coraza (IC): condensador, preenfriador, evaporador.
- 1.2 Diseño y construcción del subsistema de agua de retorno (para simular el retorno del agua que se enfriará en el evaporador).
- 1.3 Diseño y construcción del subsistema de agua de enfriamiento (para el condensador de tubos y coraza).
- 1.4 Calibración de la instrumentación.
- 1.5 Carga de refrigerante.
- 1.6 Verificación del buen estado de los componentes del GAX.
- 1.7 Realización de corridas experimentales.

##### VII.1.1 Revisión e instalación de los intercambiadores de calor de tubos y coraza (IC)

En esta etapa se verificaron los sellos, el material de los tubos y aletas, así como la geometría de cada uno de los IC. Al abrir y revisar los IC se detectaron que los sellos no eran del material adecuado para soportar el amoníaco; por lo tanto, se cambiaron por sellos Garlock tipo 3300, recomendado para vapores de hasta 370°C y 80 bar. También se detectaron rebabas en los tubos del preenfriador, las cuales fueron retiradas para permitir el libre flujo de los fluidos. En las Figuras 7.1.1 (a) y (b) se muestran detalles de los IC.

Después de corregir estas anomalías se cerraron los equipos y se les realizaron las pruebas de fugas, que consistió en inyectarles una pequeña cantidad de amoníaco y nitrógeno a presiones superiores a las de trabajo. Las fugas fueron detectadas con la ayuda de una mecha cubierta con azufre, ya que el vapor de amoníaco en presencia del azufre reacciona formando un humo blanco, lo que hace visible el lugar donde existe la fuga. Las

pequeñas fugas detectadas se eliminaron dando un mayor apriete a los tornillos que sujetan los cabezales de los IC. Las Figuras 7.1.1 (c) y (d) muestran el proceso de las pruebas de fugas.

Al terminar las pruebas de fugas, los equipos se vaciaron y se colocaron en la plataforma del GAX, uniéndolos en forma apilada y anclándolos al piso cómo se muestra en las Figuras 7.1.1 (e) y (f).

También se maquinaron y se instalaron las tuberías que unieron las columnas con los IC: línea de llegada del vapor al condensador, líneas para unir los IC entre ellos y línea de suministro del vapor al absorbedor, como se muestra en las Figuras 7.1.1 (g) y (h).



(a)



(b)

**Figuras 7.1.1 (a) Vista del haz de tubos del evaporador y preenfriador, (b) detalles de los tubos aletados y el corte de las mamparas.**



(c)



(d)

**Figuras 7.1.1 (c) Pruebas de fugas con mecha de azufre, (d) Vaciado de los equipos después de las pruebas de fugas.**



(e)



(f)

**Figuras 7.1.1 (e) Imagen de antes de la instalación de los IC, (f) Imagen después de la instalación de los IC.**



(g)



(h)

**Figuras 7.1.1 (g) Imagen de la instalación de las tuberías de llegada y de salida del vapor de amoniaco (h) Imagen de la instalación de las tuberías de entrada y de salida de los IC.**

### VII.1.2 Diseño y construcción del subsistema de agua de retorno (para simular el retorno del agua que se enfriará en el evaporador)

En los equipos de enfriamiento de agua (chillers), el agua que se usa para enfriar el aire en los intercambiadores de calor (fan and coil) sale a mayor temperatura de la que entró, entre 12 y 16 °C; por lo tanto y dado que en la experimentación no se contó con “fan and coils” se diseñó un sistema electro-hidráulico para elevar la temperatura del agua enfiada en el evaporador del GAX. Las actividades consistieron en seleccionar e instalar la resistencia eléctrica en el contenedor del agua (tinaco), instalar el sensor de temperatura en el tinaco, instalar el control de temperatura, fijar la bomba e instalarla eléctricamente, instalar y soportar la red hidráulica, instalar y soportar el medidor de flujo (rotámetro) e instalar la protección eléctrica de la resistencia. En las Figuras 7.1.2 (a), (b), (c) y (d) se ve parte del sistema instalado.



(a)



(b)

**Figuras 7.1.2 (a) Instalación de la bomba del subsistema del agua de retorno, (b) Instalación del medidor de flujo y la red hidráulica.**



(c)



(d)

**Figuras 7.1.2 (c) Vista del tablero eléctrico general, (d) Vista del control de temperatura de la resistencia del subsistema del agua de retorno.**

### VII.1.3 Diseño y construcción del subsistema de agua de enfriamiento (para el condensador de tubos y coraza)

Aunque el condensador del GAX fue diseñado para ser enfriado con aire, en la etapa inicial no se contaba con este equipo, por lo que se tuvo que instalar un condensador de tubos y coraza enfriado por agua. Para el suministro de agua de enfriamiento se aprovecharon las cisternas e hidroneumáticos que se localizan en la plataforma del GAX. Se diseñó e instaló la red hidráulica y se instaló el medidor de flujo (rotámetro)

### VII.1.4 Calibración de la instrumentación

Para medir la temperatura de los fluidos en puntos estratégicos del GAX se instalaron sensores de temperatura tipo RTD (Resistance Temperature Detector) y se calibraron usando el calibrador electrónico para sensores de temperatura, marca AMETEK Jofra Inst, Mod. D555E como se muestra en la Figura 7.1.4 (a).

Para monitorear la presión a la entrada y salida de los IC se instalaron transductores de presión para alta y baja presión del tipo piezoeléctrico, los cuales fueron calibrados en un dispositivo construido por **Gómez (2000)** como se muestra en la Figura 7.1.4 (b).

Para medir el flujo se instalaron medidores de flujo tipo Coriolis, los cuales se muestra en la Figura 7.1.4 (c) y (d), estos dispositivo vinieron calibrados de fábrica con patrones internacionales.

Cada una de las curvas de calibración obtenidas de los diferentes sensores fueron suministradas en el programa que se diseñó con el software HPVEE versión 5 (**Gómez, 2002**). El sistema de adquisición de datos HP 3852A recibe las señales de los sensores de de temperatura, presión y flujo y a través del programa en HPVEE se codifican para su interpretación.



(a)



(b)

**Figuras 7.1.4 (a) Sistema de adquisición de datos y calibrador electrónico de sensores de temperatura, (b) Calibración de los sensores de presión.**



(c)



(d)

**Figuras 7.1.4 (c) Medidor de flujo y densidad tipo Coriolis, (d) Medidor de flujos tipo Coriolis para alta temperatura.**

Los sensores de medición fueron instalados en los puntos estratégicos y después se realizaron las pruebas de fugas, de la misma manera que se explicó en el punto VII.1.1.

Después de haber realizado las pruebas de fugas se aislaron los IC, las líneas de refrigerante y de agua, como se muestra en las Figuras 7.1.4 (e) y (f).



(e)



(f)

**Figuras 7.1.4 (e) y (f) Aislamiento de los IC.**



(g)



(h)

**Figuras 7.1.4 (g) y (h) Aislamiento de los tuberías de vapor y de agua de retorno, respectivamente.**

### VII.1.5 Carga de amoníaco al sistema

Con la instalación de los IC el volumen del refrigerante que circulaba entre las columnas era insuficiente, por lo que fue necesario cargar más amoníaco por el condensador. Se realizó un cálculo para estimar la cantidad de amoníaco necesario, tomando en cuenta el volumen del condensador y la carga de refrigeración del GAX. Se cargó una tercera parte del volumen del condensador; sin embargo, hasta la experimentación se pudo validar la cantidad correcta. En la Figura 7.1.5 se muestra el proceso de llenado.



**Figura 7.1.5. Carga de amoníaco al sistema GAX.**

### VII.1.6 Verificación de la operación adecuada del GAX

Antes de operar el GAX con los IC integrados se verificó que los equipos con los que ya se contaba, estuvieran funcionando correctamente, sólo se detectó fuga en una mirrilla, pero se desmontó y se reparó. Después de verificar el estado adecuado del GAX se iniciaron las pruebas experimentales, únicamente con las columnas generador-rectificador y absorbedor, para familiarizarse con el equipo, aprender el procedimiento de arranque y paro y reproducir algunos de los puntos reportados por **Velázquez (2002)**. Posteriormente se iniciaron las pruebas experimentales con el sistema completo.

### VII.1.7 Realización de pruebas experimentales con el sistema GAX completo

Se iniciaron las pruebas experimentales con el sistema GAX completo, es decir, con el generador, el absorbedor, el rectificador, el condensador, el preenfriador y el evaporador, además de sus sistemas auxiliares para el intercambio de calor interno y para el enfriamiento del agua. En estas pruebas experimentales se esperaba alcanzar los 10.5 kW de enfriamiento, pero sólo se obtuvieron 3.5 kW. Se continuó realizando pruebas experimentales, pero la capacidad de enfriamiento alcanzada fue similar. Se analizó el problema y se detectó que el evaporador no era de la capacidad adecuada. **Gómez (2006)** diseñó un nuevo evaporador, igualmente de coraza y tubos, pero con materiales más ligeros, de mayor conductividad térmica y con capacidad de 10.5 kW. Se mandó a construir el nuevo evaporador, que resultó ser más delgado que el anterior aunque un poco más largo. Se estudió la estrategia de instalación y se decidió colocarlo a un costado del evaporador anterior, para no afectar la instalación hidráulica y electrónica del conjunto de los demás IC. Las instalaciones se hicieron de forma tal que se pudiera utilizar el evaporador anterior o el nuevo o los dos al mismo tiempo.

Después de instalar el nuevo evaporador se iniciaron nuevamente las pruebas experimentales, pero con temperaturas bajas de generación, 120 y 140°C, para emular las temperaturas del aceite térmico calentado con colectores solares tipo tubos evacuados. Antes de realizar estas pruebas experimentales se realizaron simulaciones en Aspen Plus para este rango de temperaturas, para predecir el comportamiento del equipo experimental, así como para estimar los flujos máxicos del agua de enfriamiento, agua helada, refrigerante, aceite térmico, relación de circulación, etc., ya que sólo se disponía de los datos de operación a plena carga (10.5 kW de enfriamiento con temperaturas de generación del orden de los 220°C)

El haber trabajado el prototipo experimental GAX con temperaturas bajas de generación nos produjo coeficientes de operación más bajos (~0.4) que los que se logran con los sistemas de absorción amoniaco-agua de simple efecto (~0.5). La estabilización del equipo fue rápida, entre 20 y 30 minutos. La presión de operación fue menor a 15 bar. Dado que en este rango de temperaturas de generación no se alcanza el efecto GAX, es decir, no hay integración energética o ésta es mínima, se cambió la forma de operación del absorbedor, de flujos en contra corriente a flujos en paralelo, lo que nos condujo a disminuir la presión de baja y alcanzar menores temperaturas en el evaporador. Sin embargo, estas bajas

temperaturas en el evaporador fueron sólo por un momento, ya que después la presión (de baja) en el absorbedor comenzó a incrementarse y las temperaturas del refrigerante en el evaporador también se incrementaron. Este fenómeno de incremento de la presión en el lado de baja se comenzó a analizar, porque alcanzamos valores superiores a los 5 bar de diseño y nos afectó directamente en el evaporador al no lograr las temperaturas de diseño del agua helada.

Se iniciaron también las corridas experimentales del GAX a altas temperaturas 200 a 220°C, pero hubieron muchos paros por desbalances en las líneas eléctricas, por la mayor energía que demandaban las resistencias. Por lo que se tuvieron que realizar modificaciones en el sistema eléctrico. También se instaló un nuevo motor para la bomba del aceite térmico, para poder manipular el flujo del aceite con un variador de frecuencia y comenzar con ésto la automatización del equipo GAX.

## **VII.2 Actividades de instalación mecánica, eléctrica e hidráulica en el GAX: segunda etapa**

Las actividades en la segunda etapa se dividieron de la siguiente manera:

- 2.1. Cambio de la resistencia eléctrica del sistema de calentamiento del aceite térmico.
- 2.2. Cambio de equipos auxiliares: bombas, motores, cableado eléctrico, etc.
- 2.3. Instalación del condensador enfriado por aire
- 2.4. Instalación del evaporador de placas
- 2.5. Pruebas experimentales
- 2.6. Desarmado del GAX, para nivelar el absorbedor y realizar el cambio de mallas de los tubos de solución.

### **VII.2.1 Cambio de la resistencia eléctrica del sistema de calentamiento del aceite térmico**

La resistencia eléctrica que calienta el aceite térmico resultó ser insuficiente para que el aceite alcanzara una temperatura de 220°C; por lo tanto, hubo la necesidad de cambiarla por una de mayor capacidad. Para realizar el cambio de la resistencia se tuvo que vaciar el tanque del aceite, cambiar la resistencia y llenar nuevamente el tanque. También se tuvo que cambiar el sistema eléctrico (cables, tuberías eléctricas y pastilla termomagnética) para que soportara el amperaje de la nueva resistencia, como se puede ver en las Figuras 7.2.1 (a) y (b).

### **VII.2.1 Cambio de equipos auxiliares: bombas, motores, cableado eléctrico, etc.**

Se cambió la bomba de solución porque la que se tenía originalmente era prestada. Hubo necesidad de modificar la instalación eléctrica de este equipo, porque la bomba nueva debía ser alimentada a mayor voltaje, por lo que se cambió el cableado eléctrico, tuberías e interruptor eléctrico.

También se cambió el motor eléctrico del ventilador del rectificador, porque resultó ser insuficiente para purificar el refrigerante. También, como en los otros equipos se modificó el sistema eléctrico.



(a)



(b)

**Figuras 7.2.1 (a) Vista de la resistencia eléctrica instalada (b) Vista de la pastilla termo magnética que controla la resistencia.**



(a)



(b)

**Figuras 7.2.2 (a) Vista de la bomba de solución (b) Vista del motor del rectificador.**

### VII.2.3 Instalación del condensador enfriado por aire

Se instaló el condensador enfriado por aire para comparar el desempeño del GAX con respecto al condensador enfriado por agua. Las actividades realizadas fueron: el montaje del condensador, la instalación de las tuberías del refrigerante, el cableado eléctrico, la instalación del motor del ventilador y la instrumentación. El condensador se instrumentó con sondas de presión (tipo piezoeléctricos) y temperatura (tipo RTD) a la entrada y salida del dispositivo como se puede ver en la Figura 7.2.3 (a).

### VII.2.4 Instalación del evaporador de placa

Este evaporador tiene la misma capacidad que los anteriores (10.5 kW), pero por ser un intercambiador de calor de placas es más compacto. Para la instalación de este dispositivo se realizaron modificaciones a la red hidráulica y a las líneas de refrigerante. Para alimentar el refrigerante al evaporador se usaron tuberías flexibles de teflón terminadas en acero inoxidable para facilitar las conexiones, debido a que el espacio era muy reducido. La instrumentación fue similar a la del nuevo condensador. Por último se terminaron de aislar las tuberías de entrada y salida del agua fría y del refrigerante del evaporador como se puede ver en la Figura 7.2.3 (b).

Se realizaron pruebas de fugas a los nuevos intercambiadores de calor instalados y las que resultaron fueron corregidas inmediatamente.

Se modificó el programa de adquisición de datos para dar de alta a los nuevos dispositivos de medición que se colocaron en el nuevo condensador y evaporador, introduciendo las respectivas ecuaciones de calibración.



(a)



(b)

**Figuras 7.2.3 (a) Vista del condensador enfriado con aire (b) Vista del evaporador de placas.**

### VII.2.5 Pruebas experimentales

Se iniciaron nuevamente las pruebas experimentales para caracterizar el nuevo condensador y evaporador de placas. Los resultados mostraron que el flujo de aire, inducido por el motor eléctrico del nuevo condensador, fue muy alto, lo que provocó un subenfriamiento del refrigerante condensado de casi 18°C, ésto causó perturbaciones que desestabilizaron el sistema y la presión de alta descendió tan rápidamente que nuevamente no se alcanzó la carga de refrigeración de diseño (10.5 kW). Para solucionar este problema se instaló posteriormente un variador de frecuencia al motor del condensador nuevo para poder regular el flujo de aire.



**Figura 7.2.5 Instalación del variador de frecuencia al motor del condensador enfriado con aire.**

El evaporador de placas tuvo un buen desempeño, se logró disminuir la temperatura del agua de 35°C (ambiente) hasta 19°C; sin embargo, no se pudo alcanzar la temperatura de diseño (10°C) por que la presión de diseño en el evaporador (5 bar) no se mantuvo, se incrementó conforme crecía la presión en el absorbedor. Este problema ya había sido detectado con anterioridad y se sospecha que el absorbedor no tiene la capacidad para absorber todo el vapor que viene del evaporador, de modo que éste se empieza a acumular provocando una elevación de la presión que se manifiesta también en el evaporador y consecuentemente en la temperatura del refrigerante de entrada. Esta elevación de la temperatura es la que no permite disminuir más la temperatura del agua fría. Para resolver este problema se realizaron modificaciones al absorbedor, como se detalla en la siguiente sección.

### VII.2.6 Desarmado del sistema GAX, para corregir anomalías en la columna del absorbedor

Esta actividad se inició vaciando la solución amoniaco-agua de las columnas del absorbedor y del generador en contenedores con agua, para diluir la solución a través de la absorción del amoniaco. Posteriormente se lavó con agua la columna del absorbedor, para eliminar los residuos de vapor de amoniaco. Se quitó la tapa de la columna y se colocó un cinturón metálico para llenarlo con agua y poder ver la distribución de la solución a través de los tubos, como se aprecia en las Figuras 7.2.6 (a) y (b).



**Figura 7.2.6 (a) y (b). Vista de la parte superior del absorbedor después de quitarle la tapa y llenarlo con agua para inspeccionar el mojado de los tubos.**

En esta inspección se apreció un ligero desnivel de la columna, lo que provocaba una mala distribución de la solución y un mojado deficiente de los tubos, por lo que se decidió soldar una pata más al contenedor de solución, agregando también cuatro tornillos niveladores, lo que facilitará la nivelación de la columna.

Se inspeccionaron también las mallas de acero al carbón colocadas en el interior de los tubos, éstas presentaron ondulaciones que, probablemente, provocaban taponamiento y evitaban la formación de la película y por consecuencia una absorción deficiente del vapor de amoniaco. Por lo tanto, se decidió cambiarlas por una malla más flexible, de aluminio, que se pudiera acomodar correctamente a las paredes internas de los tubos, por lo que se desarmaron cada una de las secciones de la columna del absorbedor para poder realizar esta actividad. Durante este procedimiento se detectó que el sello ubicado entre las secciones 1A y 2A (ver Figura 6.2, capítulo VI de esta tesis) estaba mal colocado y obstruía gran parte del flujo de la solución, siendo, muy probablemente, ésta la causa principal de la absorción deficiente del vapor de amoniaco, el cuál al no absorberse completamente provocaba, como ya se ha mencionado, el incremento de la presión por arriba de la de diseño. Hasta el momento de redactar este capítulo se continuaba trabajando al respecto.

## Conclusiones

El trabajo experimental desarrollado durante este periodo del doctorado ha permitido el aprendizaje de técnicas de calibración de instrumentos de medición, así como las técnicas de inspección y detección de fugas. Se reforzaron también los conocimientos en instalaciones eléctricas e hidráulicas, así como las técnicas de puesta a punto, arranque y paro del prototipo experimental.

Los resultados obtenidos con la experimentación permitieron identificar las variables que afectan el desempeño del GAX y a conocer cual tiene mayor peso respecto a las otras. Y a medir también el desempeño del prototipo experimental con la integración de equipos de alta eficiencia y compactos con miras a la comercialización de esta tecnología de enfriamiento por absorción.

Éste como muchos proyectos teóricos-experimentales se realizan por etapas y la siguiente será el acondicionamiento de la columna del absorbedor y el acoplamiento del sistema de generación a fuego directo, así como la implementación de dispositivos de control para la automatización del sistema, para buscar el funcionamiento óptimo del prototipo experimental y alcanzar las condiciones de diseño.

Las actividades de instalación e instrumentación que se reportaron en este capítulo fueron realizadas en colaboración con otros estudiantes: Victor Hugo Gómez Espinoza, César García Arellano y Carlos Cedillo Viveros. La puesta a punto y operación del sistema GAX fue realizada en colaboración con: Victor Hugo Gómez Espinoza y César García Arellano, bajo la supervisión de los profesores: Dr. Nicolás Velázquez Limón, Dr. Roberto Best y Brown, Dr. Jorge Hernández Gutiérrez y Dr. Octavio García Valladares.

**Referencias**

**Gómez, E. V. H. (2000).** Selección, adecuación y calibración de los instrumentos de medición para un sistema de refrigeración por absorción, Tesis de licenciatura, Universidad Autónoma del estado de Morelos.

**Gómez, E. V. H. (2002).** Modelado, simulación y diseño de dos intercambiadores de calor con cambio de fase, empleando superficies extendidas. Tesis de Maestría, Posgrado en Ingeniería UNAM, México.

**Gómez, E. V. H. (2006).** Simulación numérica y validación experimental de intercambiadores de calor de tubos aletados y placas, y su integración en un sistema de refrigeración por absorción. Tesis de doctorado (en proceso) CIE-UNAM.

**Velázquez, N. (2002).** Estudios de sistemas de absorción avanzados para operar con gas natural asistidos por energía solar, Tesis de Doctorado, Ingeniería Química, UNAM, México, D. F.

## Conclusiones y recomendaciones finales

### Conclusiones

La investigación en los últimos años ha sido encaminada al desarrollo de sistemas energéticos más eficientes, que consuman menos energía primaria e incluso que no dependan del uso de combustibles fósiles para su funcionamiento. Todo esto para lograr disminuir la emisión de contaminantes a la atmósfera, que en los últimos años ha provocado cambios ambientales perjudiciales para el ser humano. Existen sistemas energéticos que contribuyen a la disminución del consumo de energía primaria, pero que trabajando en forma independiente no son muy eficientes. Sin embargo, al integrarlos en sistemas de cogeneración y trigeneración contribuyen a un mejor aprovechamiento de la energía primaria y consecuentemente a lograr una mayor eficiencia global del sistema. En este sentido, en este trabajo de tesis se analizó el sistema de refrigeración por absorción GAX para integrarlo en un ciclo de trigeneración para producir simultáneamente la energía eléctrica y térmica (enfriamiento y calentamiento) en un hospital.

El estudio se inició analizando las tecnologías que pudieran ser factibles para generar la energía eléctrica, en baja escala, que se consume en un hospital y sobre todo que el nivel del calor residual fuera factible para operar el sistema GAX. Se analizaron, entonces, la temperatura, el flujo y la presión de los calores residuales de tecnologías como la de los motores de combustión interna (MCI), de las microturbinas de gas (MTG), de las celdas de combustibles y del calor residual de las corrientes de algunos procesos industriales.

El sistema GAX se puede operar también con fuentes de calor renovable; por lo tanto, se analizaron igualmente las características de algunos pozos o manantiales geotérmicos. Con respecto a la energía solar se ubicaron las zonas del país con mayor irradiación y se dieron los antecedentes de las tecnologías de absorción que se han operado con esta fuente de energía renovable, tanto a nivel mundial como a nivel nacional. Con respecto a la biomasa, no se encontró en la literatura ninguna aplicación directa del gas de síntesis para operar equipos de absorción; sin embargo, sí se reportan aplicaciones para la generación de electricidad y por lo tanto, esto nos lleva a pensar en sistemas integrales de energía, porque al haber un proceso de combustión del gas, habría también calor residual que podría ser utilizado para operar el sistema GAX.

El estudio realizado de las diferentes fuentes de calor residual y renovable permitieron sugerir aquellas que podrían ser factibles para la operación correcta del sistema GAX como son: los gases de escape de los MCI, los gases de escape de las MTG, los gases de escape de los hornos y calderas y muy probablemente salmueras geotérmicas de mediana y alta temperatura. Con respecto a la energía solar se están investigando y desarrollando tecnologías de captación solar para altas temperaturas como concentradores de canal parabólico con seguimiento solar o los concentradores de mini discos con tecnología de fibra óptica, a través de los cuales se podrían operar al 100% sistemas de absorción que requieran altas temperaturas como el GAX.

Paralelamente al estudio de las fuentes de calor se realizaron las actividades de instalación de los componentes del sistema GAX y la simulación del mismo, usando el simulador de procesos Aspen Plus. El modelo de simulación se pudo validar y ajustar hasta que se terminó la instalación del equipo GAX, el cual se puso en funcionamiento y se pudieron obtener resultados experimentales. El modelo sirvió para predecir el desempeño del GAX en condiciones de operación diferentes a las de diseño e incluso para estimar los flujos de agua de enfriamiento y de aceite de calentamiento cuando el equipo se operaba a carga parcial.

Con los antecedentes de las fuentes de calor estudiadas se decidió analizar la integración del sistema GAX a una MTG, debido a que se tuvo la oportunidad de caracterizar los gases de escape de este equipo en el CREVER de Tarragona, España. Paralelamente a este proceso de caracterización, se desarrolló el modelo de simulación de la MTG con Aspen Plus y se validó con los resultados obtenidos de las pruebas experimentales.

Con los modelos de simulación del GAX y de la MTG se inició la simulación del sistema de trigeneración, acoplando estos modelos y agregando uno nuevo para la simulación de la caldera de recuperación de calor. Para la simulación del sistema de trigeneración se tomó como base la demanda de energía eléctrica y térmica de un hospital. Con los resultados obtenidos de la simulación se calcularon los parámetros de evaluación del sistema de trigeneración, como el factor de utilización de la energía (FUE), el factor de ahorro de combustible (FAC) y la eficiencia de segunda ley ( $\eta_{II}$ ). Los valores obtenidos de estos parámetros alcanzaron valores promedios de los que se reportan en la literatura. Por lo tanto, térmicamente el sistema de trigeneración propuesto mostró ser factible de realizar. Sin embargo, no bastó sólo un análisis térmico para mostrar la viabilidad de este tipo de proyectos; por lo que se realizó un análisis económico para conocer la rentabilidad del mismo. Para este análisis se investigaron los precios de los equipos, los precios de los energéticos y el costo estimado de operación y mantenimiento de los equipos. La viabilidad del proyecto se pudo medir calculando parámetros de rentabilidad como valor presente neto, valor futuro, anualidades, tasa interna de retorno y periodo de recuperación de la inversión. Se evaluaron dos escenarios del precio de los energéticos y se comparó el caso de trigeneración base con otros modelos de MTG. También se evaluaron los casos de usar gas LP y gas natural para la operación de las MTG. En algunos casos el sistema de trigeneración no fue la mejor opción respecto al sistema convencional de compra y producción de la energía requerida en el hospital, ya que el uso de gas LP como combustible en las MTG no mostró ser económicamente viable; sin embargo, en otros casos el sistema de trigeneración mostró ser rentable, dependiendo principalmente del combustible usado en las MTG (gas natural) y del modelo analizado de éstas.

Se analizó también el desempeño de un ciclo combinado de potencia y enfriamiento usando una misma mezcla como fluido de trabajo. El análisis con base en la primera y la segunda ley de la termodinámica mostró el potencial del ciclo, sobre todo en la producción de energía eléctrica usando fuentes de calor de baja temperatura. Sin embargo, el enfriamiento producido con este ciclo combinado fue muy bajo comparado con la electricidad producida, debido a que en el enfriador sólo se transfiere calor sensible.

Con el objetivo de explorar el desempeño del sistema GAX operando a fuego directo se realizó el diseño térmico de un nuevo generador (GFD), el cual operaría con gas LP y se instalaría externamente al generador actual. Se desarrolló un modelo matemático de las primeras secciones del generador (1G y 2G) y se programó en Fortran 90. Se analizaron varias configuraciones para el diseño del GFD. Se decidió por el uso de un tubo de flama inundado en la solución con la sección de convección (2G) en la parte superior, donde se aprovecharía el calor de los gases de combustión provenientes de la zona de radiación (1G). Se adquirió un quemador el cual proporciona una carga térmica un poco mayor a la requerida por el sistema GAX. De modo que hubo que proponer otras condiciones de operación en el generador, diferentes a las del diseño actual, para lograr un diseño eficiente, compacto y factible de construir usando el quemador adquirido.

Finalmente se reportaron las actividades realizadas de instalación, instrumentación, puesta a punto y operación del sistema GAX. Se mencionaron los problemas surgidos durante la operación y el desempeño alcanzado con el prototipo experimental.

### **Recomendaciones finales**

Terminar las modificaciones y reparaciones al prototipo experimental GAX, para alcanzar las condiciones de diseño.

Construir, instalar e instrumentar el generador a fuego directo, para medir el desempeño del sistema GAX bajo esta configuración.

Instalar el banco de colectores solares del tipo tubo evacuado, para medir el desempeño del sistema GAX en condiciones reales de operación.

Con respecto al sistema de trigeneración analizar su desempeño en otros sectores como el hotelero, los supermercados, etc. y calcular la reducción de contaminantes comparados con los sistemas convencionales.

Simular el sistema de trigeneración con otras tecnologías de equipos primarios como los motores de combustión interna o incluso turbinas de gas cuando la demanda de energía sea alta.