



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
ENERGÍA – SOLAR FOTOTÉRMICA

EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DE UN SISTEMA HORIZONTAL DE AIRE
ACONDICIONADO POR ABSORCIÓN OPERANDO CON LA MEZCLA NITRATO
DE LITIO-AMONIACO

TESIS

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:

MAESTRO EN INGENIERÍA

PRESENTA:

PEDRO ARTURO GUILLERMO DE JESÚS SOTO PARRA

TUTOR PRINCIPAL:

DR. WILFRIDO RIVERA GÓMEZ FRANCO, INSTITUTO DE ENERGÍAS
RENOVABLES

MÉXICO, D. F. JULIO DE 2014



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. Best y Brown Roberto

Secretario: Dr. Rivera Gómez Wilfrido

Vocal: Dr. Romero Domínguez Rosenberg Javier

1er. Suplente: Dr. Gómez Espinoza Víctor Hugo

2do. Suplente: Dr. Rivera Blanco Carlos Octavio

Lugar donde se realizó la tesis:

Instituto de Energías Renovables, UNAM
Temixco, Morelos

TUTOR DE TESIS:

Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco

FIRMA

Índice general

Resumen	9
Dedicatoria	11
Agradecimientos	13
1. Introducción	15
1.1. Motivación	16
1.2. Situación energética mundial 2011-2012	18
1.2.1. Reservas probadas de petróleo	19
1.2.2. Consumo de petróleo	19
1.2.3. Reservas probadas de gas natural	20
1.2.4. Consumo de gas natural	21
1.2.5. Reservas probadas de carbón	21
1.2.6. Consumo de carbón	22
1.2.7. Consumo de energía nuclear	23
1.2.8. Consumo de energía de centrales hidroeléctricas	23
1.2.9. Consumo de energía de otras Fuentes Renovables	24
1.2.10. Producción de biocombustibles	25
1.2.11. Consumo de Energía primaria	26
1.2.12. Reservas a la producción (R/P)	27
1.3. Situación energética en México	28
1.3.1. Generación de electricidad	28
1.3.2. Indicadores nacionales	30
1.3.3. Producción de energía primaria	31
1.3.4. Consumo final de energía	32
1.4. Consumo energético por refrigeración y aire acondicionado	32
1.4.1. Sector Residencial	32
1.4.2. Sector Comercial	32
1.4.3. Sector Industrial	33
1.5. Cambio climático	34
1.6. Fuentes renovables de energía en México	36
1.6.1. Pequeñas, mini y micro centrales hidroeléctricas	36
1.6.2. Energía geotermoeléctrica	37
1.6.3. Energía eólica	38
1.6.4. Solar fotovoltaica y termosolar de alta concentración	39
1.7. Antecedentes de la refrigeración	39
1.8. Refrigeración solar	40
1.8.1. Refrigeración por absorción	40
1.9. Refrigeración comercial por absorción	41
1.10. Revisión bibliográfica	45
1.10.1. Investigación experimental	45
1.10.2. Investigación teórica	49
1.11. Justificación	50

1.12. Objetivos	50
1.12.1. Objetivo general	50
1.12.2. Objetivos específicos	50
1.13. Estructura de la tesis	51
2. Marco teórico	53
2.1. Conceptos básicos	54
2.2. Primera ley de la termodinámica	54
2.3. Segunda ley de la termodinámica	56
2.3.1. Eficiencia Térmica	58
2.3.2. Refrigeradores y bombas de calor	58
2.3.3. Entropía S	60
2.3.4. Generación de entropía S_{gen}	61
2.4. Ciclo de Refrigeración de Carnot	62
2.5. Sistemas de refrigeración por compresión de vapor	64
2.6. Ciclo de refrigeración por absorción	68
3. Descripción del sistema a evaluar	75
3.1. Descripción del equipo	76
3.2. Componentes Principales	77
3.2.1. Absorbedor	77
3.2.2. Generador	79
3.2.3. Intercambiadores de calor contruidos a base de placas	80
3.2.4. Bomba de circulación	81
3.2.5. Válvulas de expansión	82
3.3. Componentes secundarios	83
3.3.1. Estructura de soporte	83
3.3.2. Conexiones	83
3.3.3. Sistema de Instrumentación y Control	85
3.3.4. Sensores de temperatura	87
3.3.5. Sensores de presión	88
3.3.6. Sensores de flujo volumétrico (Flujómetros)	88
3.3.7. Sensores de flujo másico tipo Coriolis	88
3.3.8. Sistema de adquisición de datos	90
3.4. Sistemas auxiliares	90
3.4.1. Carga térmica	90
3.4.2. Condensado y retiro de calor de desecho	91
3.4.3. Fuente de calor de alta temperatura	92
3.5. Preparación del sistema, seguridad y manejo	93
3.5.1. Presurizado del sistema (pre-carga)	93
3.5.2. Preparación del fluido de trabajo	94
3.5.3. Carga de refrigerante	96
3.5.4. Ingreso del fluido de trabajo al sistema	97
3.6. Operación del sistema	98
3.6.1. Puesta a punto	99
3.6.2. Arranque de operación del sistema	99
3.6.3. Producción de refrigerante en el Generador	99
3.6.4. Protocolo de operación	100
3.6.5. Procedimiento de paro	100
3.6.6. Procedimiento de seguridad en caso de fugas	102

4. Evaluación experimental del sistema de absorción $NH_3 - LiNO_3$	103
4.1. Condiciones provisionales	104
4.2. Evaluación experimental	105
4.2.1. Metodología	105
4.2.2. Resultados de la evaluación experimental	108
4.3. Evaluaciones adicionales	120
4.4. Evaluación de las propiedades del amoniaco	122
4.5. Propagación de errores	123
5. Conclusiones y recomendaciones	127
5.1. Conclusiones	128
5.1.1. Sobre los datos obtenidos	128
5.1.2. Sobre el equipo de absorción de tipo horizontal	128
5.2. Recomendaciones	129
5.3. Proyección a futuro	129
A. Ecuaciones y balances de energía	131
A.1. Propiedades de la solución $NH_3 - LiNO_3$	131
A.1.1. Presión de equilibrio	131
A.1.2. Calor específico (C_P)	131
A.1.3. Entalpía de líquido (h)	131
A.1.4. Volumen específico (ν)	132
A.2. Cálculo de los calores externos	132
A.2.1. Cálculo del calor externo en los componentes del sistema	132
A.2.2. COP externo (COP_e)	132
A.3. Cálculo de los calores internos	132
A.3.1. Calor interno en el evaporador (\dot{Q}_{Ei})	133
A.3.2. Potencia interna en el condensador (\dot{Q}_{Ci})	133
A.3.3. Potencia interna del generador (\dot{Q}_{Gi})	133
A.3.4. Potencia interna del absorbedor (\dot{Q}_{Ai})	134
A.3.5. Potencia de la bomba (W_b)	134
A.3.6. COP interno (COP_i)	134
B. Bibliografía	137

Índice de figuras

1.1. El petróleo es la principal fuente de energía primaria en el mundo.	19
1.2. Reservas probadas de petróleo por región (Izq) e histórico 1982-2012 (Der) presentadas en miles de millones de barriles	20
1.3. Reservas probadas de Gas Natural por región (Izq) e histórico 1982-2012 (Der) en años . .	21
1.4. Comportamiento Producción y Consumo de Gas Natural (miles de millones de metros cúbicos)	21
1.5. Comportamiento Producción y Consumo de carbón en el mundo (Mtep)	22
1.6. Consumo mundial de energía nuclear en 2012 (Mtep)	23
1.7. Consumo mundial de hidroelectricidad en 2012 (Mtep)	24
1.8. Consumo mundial de energías renovables (Izq) producción mundial (Der) en 2012 (Mtep)	25
1.9. Producción por región (Izq) y por tipo de combustible (Der) en Mtep	25
1.10. Consumo mundial de energía primaria en 2012 (Mtep)	26
1.11. Patrones de consumo mundial por región en 2012 expresados en porcentajes	26
1.12. Se observa que las reservas de carbón siguen siendo las más representativas en el mundo (reservas expresadas en años)	27
1.13. Generación bruta de electricidad en México a Julio de 2013	28
1.14. Generación bruta Vs Generación neta	28
1.15. Capacidad efectiva de las plantas de potencia en México	29
1.16. Capacidad efectiva de las plantas de potencia en México	29
1.17. Comportamiento del PIB Vs Consumo energético	30
1.18. Producción de energía primaria	31
1.19. Componentes de la producción de energía primaria	31
1.20. Consumo de energía en sector comercial (2012)	33
1.21. Distribución del consumo de eléctrico del sector comercial (2012)	33
1.22. Consumo de energía en sector industrial	33
1.23. Distribución del consumo eléctrico en sector industrial	34
1.24. Causas de emisión de GEI en México (2002)	35
1.25. Comparación de emisiones de GEI en México con el mundo (2002)	35
1.26. Capacidad efectiva de micro, mini y pequeñas centrales hidroeléctricas en México ,(2011)	37
1.27. Capacidad efectiva de generación geotermoeléctrica en México (2011)	38
1.28. (e) Permisos de generación eoloeléctrica otorgados en México, (f) Potencial estimado de generación eoloeléctrica en México (2011)	39
1.29. Situación comercial de los equipos (al 2004) para climatización solar de acuerdo a la publicación de CLIMASOL, del gobierno vasco, España, 2004.	42
1.30. Equipos de Absorción existentes a nivel comercial, marcas y características (2012)	43
1.31. (Continuación) Equipos de Absorción existentes a nivel comercial, marcas y características (2012)	44
2.1. Diagrama esquemático de una planta de vapor para producción de potencia.	57
2.2. Componentes básicos de un sistema de refrigeración por compresión y sus condiciones típicas de operación.	59
2.3. El trabajo requerido por una bomba de calor, se utiliza para extraer energía de un reservorio de baja temperatura y llevarla a un reservorio de alta temperatura.	60

2.4. La entropía de un volumen de control cambia como resultado del flujo másico tanto como por la transferencia de calor.	62
2.5. Ciclo de Carnot de refrigeración con vapor.	63
2.6. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor.	65
2.7. Diagrama T-s del ciclo ideal de compresión de vapor.	66
2.8. Diagrama T-s del ciclo real de compresión de vapor.	67
2.9. Diagrama y componentes del ciclo de absorción de simple efecto con recuperador de calor.	70
2.10. Propiedades físicas del amoníaco (fuente: encyclopedia.airliquide.com)	72
2.11. Componentes del ciclo simple de refrigeración por absorción con recuperador de calor. . .	73
3.1. Modelo del Absorbedor de coraza y tubos en 3 dimensiones.	79
3.2. Modelo del Generador de coraza y tubos en 3 dimensiones.	80
3.3. Motor y bomba acoplados.	82
3.4. Componentes y conexiones del sistema de absorción a evaluar.	84
3.5. Continuación de componentes y conexiones del sistema de absorción a evaluar.	85
3.6. Componentes del sistema de instrumentación y control.	86
3.7. Integración de los sensores que componen el sistema de instrumentación y control.	87
3.8. Tabla del conjunto de ecuaciones resultantes de la calibración	89
3.9. Chiller en proceso de modificación.	92
3.10. Fuente de calor de alta temperatura.	93
3.11. Presurizado del sistema usando nitrógeno.	94
3.12. Procedimiento de evacuación del sistema.	97
3.13. Carga de la mezcla $NH_3 - LiNO$ al equipo de absorción.	98
4.1. Determinación de un flujo óptimo de solución concentrada.	105
4.2. Comportamiento general del COP externo en función de la temperatura de condensación.	108
4.3. Producción de refrigerante en el sistema en función de la temperatura de condensación. .	109
4.4. COP_e en función de T_G	110
4.5. COP_i en función de T_G	110
4.6. Sobrecalentamiento en función de T_G	111
4.7. Temperatura de solución diluída en función de T_G	112
4.8. Presión en absorbedor en función de T_G	112
4.9. Temperatura de refrigeración en función de T_G	112
4.10. \dot{Q}_{Ee} en función de T_G	114
4.11. Q_{Ee} en función de T_G	114
4.12. Producción de refrigerante en función de T_G	115
4.13. \dot{Q}_{Ce} en función de T_G	115
4.14. Q_{Ci} en función de T_G	116
4.15. Q_{Ae} en función de T_G	116
4.16. Q_{Ai} en función de T_G	117
4.17. Q_{Ge} en función de T_G	118
4.18. Q_{Gi} en función de T_G	118
4.19. Coeficientes de peración externos e internos en función de T_G	119
4.20. Q_{Ee} en función de T_C	120
4.21. Q_{Ge} en función de T_C	121
4.22. COP_e en función de T_C	121
4.23. Sobrecalentamiento en evaporador en función de T_C	122
4.24. Propagación de errores para COP externo	125

Resumen

La creciente demanda de recursos y la carestía de los energéticos han hecho patente la necesidad de investigar fuentes alternativas de energía, en respuesta a esta necesidad, se han desarrollado diversos sistemas de aprovechamiento de energía solar, eólica o geotérmica sólo por mencionar algunas.

En la tesis que a continuación se desarrolla, se muestra la evaluación experimental de un sistema de refrigeración por absorción de tipo horizontal, cuyo accionamiento, se pretende sea por colectores solares tanto de placa plana como de tubos evacuados. El equipo tiene una capacidad de 3 kW de potencia frigorífica, generador y absorbedor del tipo coraza y tubo, así como evaporador, condensador y economizador de placas.

Se obtuvieron potencias frigoríficas del orden de 2.2 kW con COP externos superiores a 0.3 y COP internos de hasta 0.6, con temperaturas de condensación que van desde 18 hasta 32°C y temperaturas de generación desde 80 hasta 100°C. Se obtuvieron gráficas del comportamiento del sistema que permiten conocer su desempeño. El presente proyecto de investigación se desarrolló en el Instituto de Energías Renovables de la UNAM.

Dedicatoria

A mi esposa Mirsha Ramirez y al pequeño Pedro Nicolás.

Agradecimientos

A la Universidad Nacional Autónoma de México por darle la oportunidad a tantos jóvenes de realizar investigación en el país, por permitirme formar parte de su gran trayectoria.

A Conacyt, porque sin duda alguna, su apoyo hizo posible el sueño de estar aquí.

Al Dr. Wilfrido Rivera Gómez-Franco, un investigador excepcional, que en todo momento me brindó su atención aún cuando el tiempo no era un recurso abundante en su agenda, por su paciencia, su compromiso y sobre todo lo anterior: por su amistad.

Al Dr. Victor Hugo Gómez que estuvo mano a mano colaborando en aspectos técnicos, por su colaboración en todo momento y por compartir con nosotros su conocimiento.

Al equipo de trabajo colaborativo del cual forman parte: José Camilo Jiménez estudiante de maestría con quien hice un excelente equipo, Javier Alejandro Henrnández y Luis Alberto Dominguez; estudiantes de doctorado quienes compartieron parte de su equipo experimental con nosotros y estuvieron colaborando en todo momento, brindándonos un poco de su aprendizaje.

A mi padres y mis hermanas que siempre me dieron ánimo en este camino.

A mi esposa que fue el pilar y la puerta que hizo posible llegar hasta aquí, por todo el apoyo recibido, su espera y su paciencia que tienen un valor inasequible.

A Chuyito porque no se separa de mí ni un sólo instante.

Introducción

El presente capítulo, pretende exponer la motivación para el desarrollo del proyecto que se describe a continuación. Abordará el tema del panorama energético mundial y nacional, una revisión bibliográfica para conocer el estado del arte de la refrigeración en general y específicamente de los sistemas de absorción.

Se describirá una serie de equipos de absorción existentes a nivel comercial en el mundo, la revisión bibliográfica, así como la justificación y los objetivos del proyecto.

1.1. Motivación

La creciente demanda de bienes y servicios a nivel global, el crecimiento demográfico y la búsqueda del uso apropiado de los recursos, hacen patente la necesidad de modificar y controlar diversas condiciones ambientales que permitan satisfacer las necesidades humanas en torno a la alimentación, la salud, el confort y la investigación científica.

La motivación principal en la realización de este proyecto esta marcada por dos áreas específicas:

- 1.- Conservación sustentable de los alimentos.
- 2.- Mitigación del cambio climático.

El primer aspecto se refiere al almacenamiento de productos de la agricultura, rubro que en México es más que importante. De hecho, la participación de este rubro en el país en 2009, alcanza apenas el 4 % del PIB [1], sin embargo la influencia de la agricultura en el desarrollo económico, social y ambiental, hacen que este porcentaje sea mucho menor a su verdadero impacto.

Los argumentos para validar la premisa anterior son los siguientes:

a) Prácticamente toda la producción de alimentos se origina en este sector y eso incluye la pesca. La oferta sectorial interna y externa determina en parte importante la seguridad alimentaria, el costo de vida y el ingreso real del conjunto de la población, por supuesto comenzando por los mas pobres, que destinan el 51.8 % del gasto corriente monetario a alimentos, mientras que en el decil más rico, la proporción es de sólo el 22.7 %.

b) La agricultura es una actividad fundamental en el medio rural, en el cual viven 24 millones de mexicanos, es decir casi la cuarta parte de la población nacional. La conservación de los alimentos por parte de los productores se realiza mediante sistemas de refrigeración por compresión, cuya energía se obtiene de las plantas de potencia del país, las cuales en su mayoría siguen utilizando combustibles fósiles.

El hecho de que los productores puedan acceder a la conservación de sus alimentos mediante sistemas de enfriamiento sustentables y económicos, permite potencializar el desarrollo económico y social en estos sectores.

Por otro lado, el aspecto medioambiental relacionado con el cambio climático, tiene gran relevancia a niveles de escala global. En efecto, los países que lograron un mayor desarrollo económico, casualmente son los que permiten a su población un mayor acceso a la energía. Curiosamente son los países más contaminantes.

El uso de energía a partir de combustibles fósiles, contribuye en gran medida a la emisión de gases de efecto invernadero (GEI) [2], los cuales tienen una participación importante en el calentamiento global del planeta.

Para tener un claro panorama de este aspecto, conviene mencionar que en el periodo de 1990-1999 poco mas del 80 % de las emisiones mundiales de CO_2 , fueron generadas por: Estados Unidos con un 30.3 %, Europa con un 27.7 %, la entonces Unión Soviética 13.7 % y la región que comprende a los países de Asia en desarrollo China e India 12.2 %. América del sur y Centroamérica (Se incluye a México), solamente contribuyeron con un 3.8 % del total mundial.

El impacto más notorio de las emisiones de CO_2 al ambiente, es el aumento de la temperatura tanto en la litósfera como en la hidrósfera [3]. De acuerdo con el IPCC (Panel Intergubernamental de Cambio Climático), once de los últimos doce años, han sido los más calurosos desde 1850 y el incremento de temperatura del planeta en el periodo de 1906-2005 fue de 0.75 °C.

La NASA informó que los cinco años más calurosos desde 1890, en magnitud descendente, han sido 2005, 1998, 2002, 2003 y 2004.

Manteniendo este ritmo de emisiones, se estima que para el 2090, la temperatura y el nivel del mar, podrían aumentar hasta 4°C y 59 centímetros respectivamente.

Básicamente una manera de mitigar esta tendencia, es hacer un uso cada vez menor de la energía a partir de combustibles fósiles y la refrigeración solar responde significativamente a esta necesidad.

1.2. Situación energética mundial 2011-2012

Una revisión a los niveles de producción, consumo, y reservas probadas de los recursos energéticos en el mundo, puede mostrar claramente que el uso de fuentes alternativas, no solo tendrá un impacto a favor del medio ambiente, sino un impacto sobre la disponibilidad de energía de los países que tomen la iniciativa en este tema.

Del año 2012 se vió una baja en el crecimiento del consumo de energía a nivel global [4], en primer lugar por el retraso económico, pero un factor clave, es que personas y empresas han respondido a los altos costos de los energéticos volviéndose más eficientes en el uso de la energía.

Del lado de los suministros, el fenómeno quizá más notable sigue siendo la revolución americana de la Lutita (Shale). En 2012, Estados Unidos registró la mayor producción de petróleo y gas natural en el mundo, y consiguió además; la mayor ganancia en producción de petróleo en su historia.

El carbón mantuvo el crecimiento histórico más rápido de los combustibles fósiles, con China consumiendo la mitad del carbón del mundo por primera vez.

Mientras que el gas natural creció por debajo de la tasa promedio, fue el único combustible fósil que muestra un crecimiento acelerado en su consumo en el periodo 2011-2012. Gas natural más barato, compitió cerradamente con el carbón en Norteamérica, desplazándolo como materia de energía primaria. La hidroelectricidad y las energías renovables, compitieron también fuertemente contra el carbón a nivel mundial, finalmente la producción de potencia con energías renovables creció de 194.8 Mtep en 2011, a 237.4 Mtep mas del 15 %.

1.2.1. Reservas probadas de petróleo



Figura 1.1: El petróleo es la principal fuente de energía primaria en el mundo.

La figura 1.1 muestra la alta actividad petrolera desarrollada en las plataformas alrededor del mundo.

Respecto a los precios, el pretróleo Brent promedió \$112.67 USD por barril (p/b) en 2012, un incremento de \$0.40 respecto al nivel del 2011. Las pérdidas de los suministros Iraquíes, fueron más que compensados por el crecimiento en los Estados Unidos, la recuperación en la producción de Libia y los incrementos en Arabia Saudita en compañía de otras partes conformantes de la OPEP. (Organización de los países productores de petróleo).

El consumo global de petróleo creció por 890,000 barriles por día (bpd) o 0.9%, debajo de su promedio histórico.

La producción global, en contraste, se incrementó por 1.9 millones de bpd o 2.2%.

De entrada, Estados Unidos incrementó su producción de petróleo por 1 millón de bpd.

Las reservas de petróleo, probadas para finales del 2012 a nivel mundial, ascienden a 1668.9 miles de millones de barriles, de los cuales en Norteamérica se tiene el 13.2%, distribuidos en: Estados Unidos que contribuye con el 2.1%, Canadá con un 10.4% y México con un 0.7%. Se muestran en la figura 1.2.

1.2.2. Consumo de petróleo

El consumo mundial de petróleo para finales del 2012, se registró de 89,774 miles de bpd, con una participación total de Norteamérica del 24.6%, con Estados Unidos como primer consumidor de Norteamérica que participa con el 19.8%, Canadá con 2.5% y México con el 2.2%. Los datos también son obtenidos de BP Statistics. [4]

El principal consumidor es Asia-Pacífico participando con un 33.6% del consumo mundial, contrastado con África que solo contribuye en un 4% al consumo mundial de petróleo.

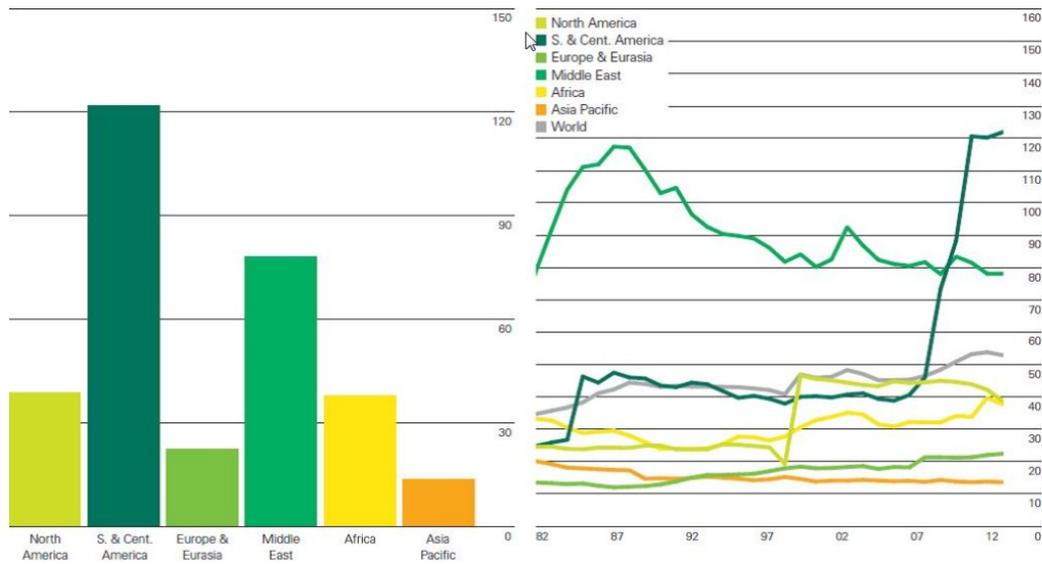


Figura 1.2: Reservas probadas de petróleo por región (Izq) e histórico 1982-2012 (Der) presentadas en miles de millones de barriles

1.2.3. Reservas probadas de gas natural

Como se ha mencionado anteriormente, el consumo de gas natural ha crecido aceleradamente desde el año 2011 con respecto a su promedio histórico.

Las reservas probadas de este recurso a nivel mundial, se estimaron para finales del 2012 en 187.3 miles de millones de metros cúbicos, de los cuales el Medio Este posee cerca de la mitad, con el 43% de las reservas probadas mundiales.

Norteamérica participa con el 5.8% de las reservas probadas, porcentaje que se distribuye con un 4.5% para Estados Unidos, 1.1% para Canadá y el 0.2% para México, que equivale a 6.2 años.

Del Medio Este; Irán, Irak, Kuwait, Qatar y Emiratos Arabes Unidos, tienen reservas probadas de gas natural para más de 100 años.

Las mayores reservas probadas, las posee el Medio Este con el 43% de las reservas en el mundo, seguido por Europa y Euroasia con un 31.2%. Ver figura 1.3

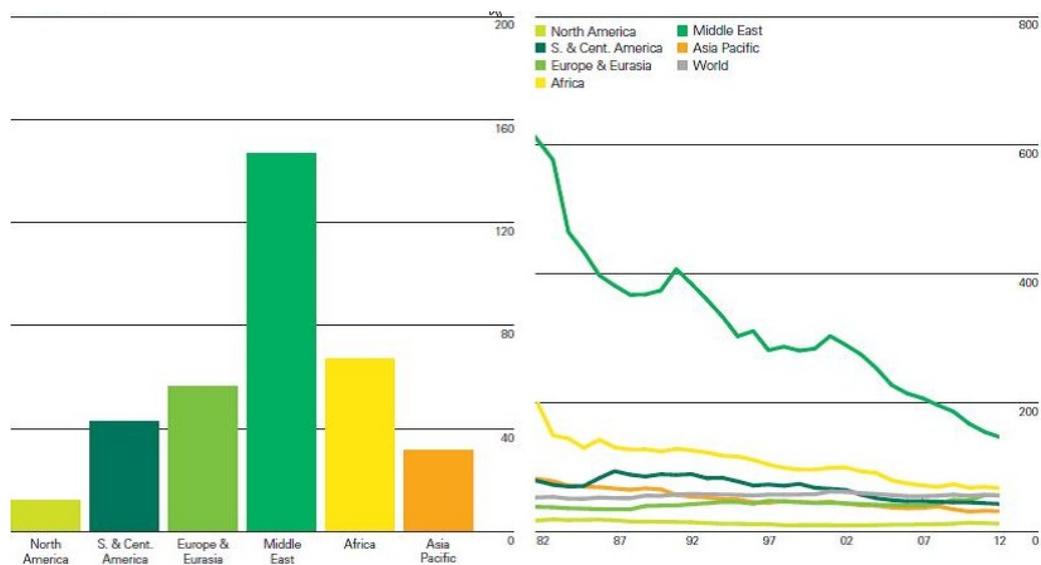


Figura 1.3: Reservas probadas de Gas Natural por región (Izq) e histórico 1982-2012 (Der) en años

1.2.4. Consumo de gas natural

En la figura 1.4 se observa que al 2012, 3314.4 miles de millones de metros cúbicos de gas natural se consumen en el mundo. El principal consumidor es Europa y Euroasia que contribuyen con un 32.6 %, seguido por Norteamérica que contribuye con el 27.5 %, distribuido en Estados Unidos con un 21.9 %, Canadá con un 3 % y México con el 2.6 %.

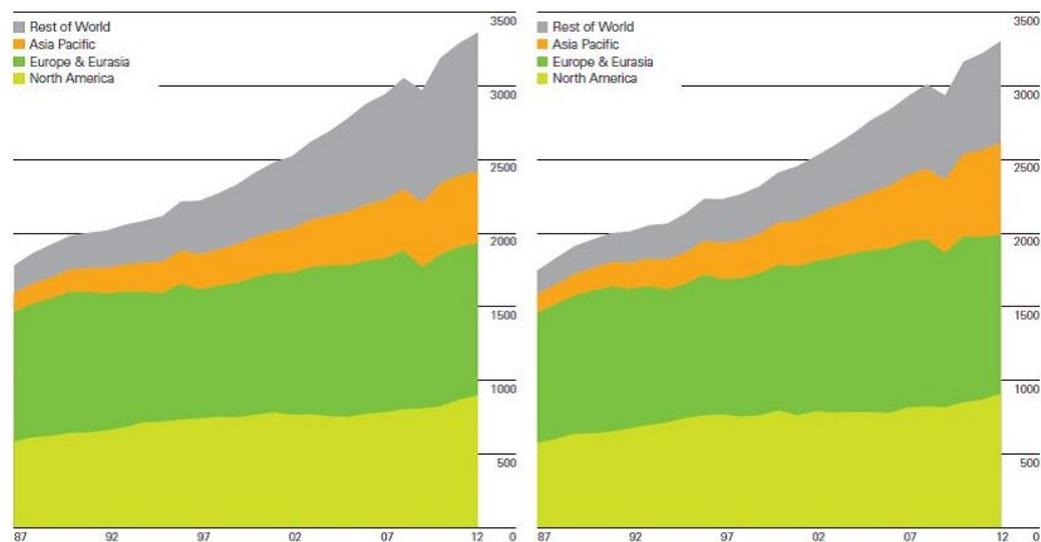


Figura 1.4: Comportamiento Producción y Consumo de Gas Natural (miles de millones de metros cúbicos)

1.2.5. Reservas probadas de carbón

Existían en el mundo para finales del 2012, reservas probadas de carbón que ascienden a 860,938 millones de toneladas (Mt). 35.4 % de las cuales, se localizan en Europa y Euroasia, un 30.9 % en Asiapacífico

y el 28.5 % en Norteamérica.

Del 28.5 % que se encuentra en Norteamérica, EU posee el 27.6 %, Canadá el 0.8 % y para México el 0.1 % que equivale basado en el índice de R/P (Reserves to Production) a 88 años.

Existen autores que están de acuerdo en un índice R/P, por supuesto por algunos otros, es severamente criticado como un índice que no representa datos significativos del tiempo estimado de disponibilidad de los recursos.

1.2.6. Consumo de carbón

El consumo anual mundial de carbón se registró de 3730.1 mtep a finales del 2012. El principal consumidor de carbón en el mundo, es la región Asia-Pacífico, que participa con el 69.9 % del consumo total mundial.

El segundo consumidor de carbón es la zona Europa y Euroasia, contribuyendo con el 13.9 %. Norteamérica es el tercer consumidor de carbón del mundo, ocupando el 12.6 % del consumo mundial, distribuidos en 11.7 % para EU, 0.6 % para Canadá y 0.2 % para México. Ver figura 1.5.

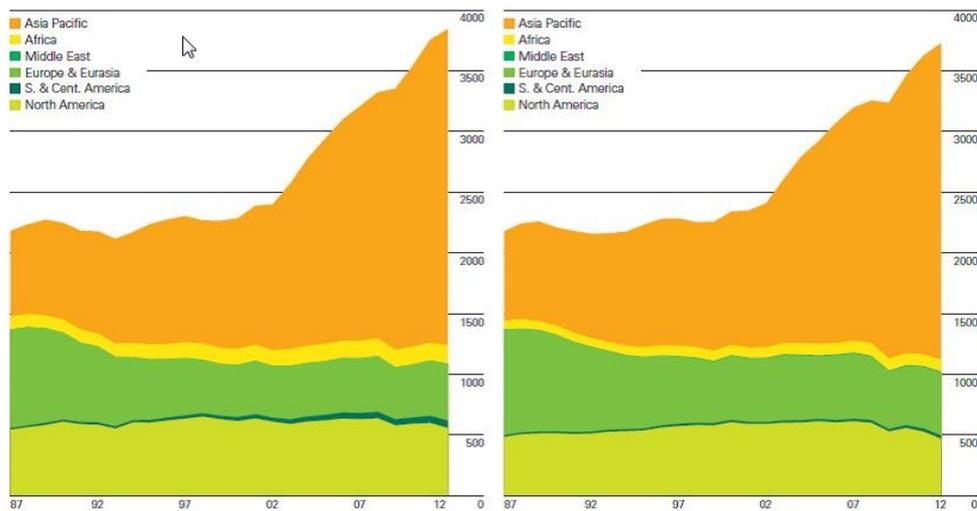


Figura 1.5: Comportamiento Producción y Consumo de carbón en el mundo (Mtep)

1.2.7. Consumo de energía nuclear

En el mundo, se consumieron 560.4 mtep de energía proveniente de plantas nucleares para finales del 2012. El principal consumidor de energía nuclear, es la región Europa y Euroasia, que contribuye con un 47.6 % del total. Es decir casi el 50 % de la energía nuclear consumida en el mundo, se debe a Europa y Euroasia.

El segundo consumidor mundial de energía nuclear es Norteamérica que registró un consumo del 36.9 % del total, cantidad en la que participan EU con un 32.7 %, Canadá con el 3.9 % y México con el 0.4 %. Se muestra la figura 1.6.

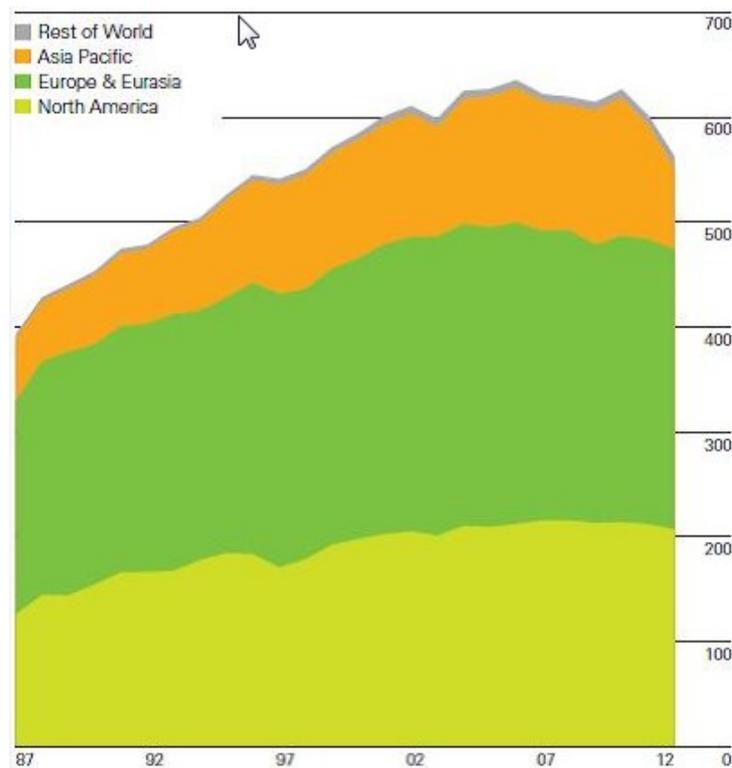


Figura 1.6: Consumo mundial de energía nuclear en 2012 (Mtep)

1.2.8. Consumo de energía de centrales hidroeléctricas

De la figura 1.7 se desprende que 831.1 mtep se consumen en el 2012 como energía proveniente de centrales hidroeléctricas. Como primer consumidor de energía hidroeléctrica, se encuentra la zona Asia-Pacífico que toma el 34.8 % del consumo mundial.

En segundo lugar de consumo, se tiene a Europa y Euroasia que participa con un 23 % del consumo global. El tercer y cuarto consumidor de energía proveniente de centrales hidroeléctricas, es Sur-Centroamérica y Norteamérica, que consumen el 19.9 y 18.8 % del total, respectivamente.

Del 18.8. % que consume Norteamérica, Canadá toma el 10.4 %, EU 7.6 % y México 0.9 %.

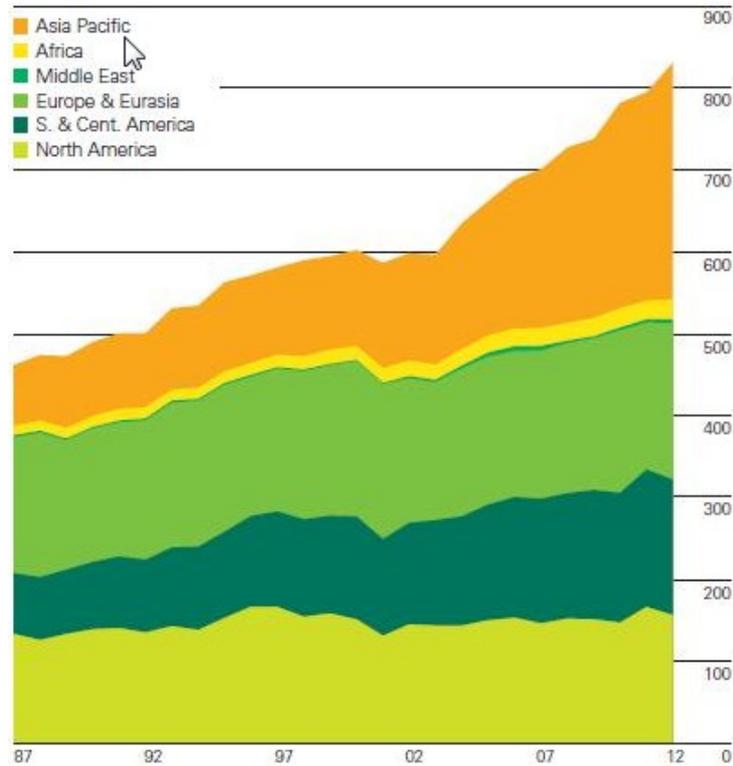


Figura 1.7: Consumo mundial de hidroelectricidad en 2012 (Mtep)

1.2.9. Consumo de energía de otras Fuentes Renovables

En la figura 1.8 se muestra el panorama energético resultante de otras fuentes renovables, se contempla y engloba: Energía del viento, geotérmica, solar, biomasa y residuos.

El consumo mundial de energía proveniente de Fuentes Renovables, sumó de 237.4 mtep en 2012.

El consumidor número 1 de energía renovable, es Europa y Euroasia, que representa el 41.7% del consumo mundial. Asia-Pacífico, contribuye al consumo con un 27% y el tercer consumidor es Norteamérica que participa en un 24%.

Del 24% de energía renovable que consume Norteamérica, el 21.% le corresponde a los EU, 1.8% a Canadá y 0.8% México.

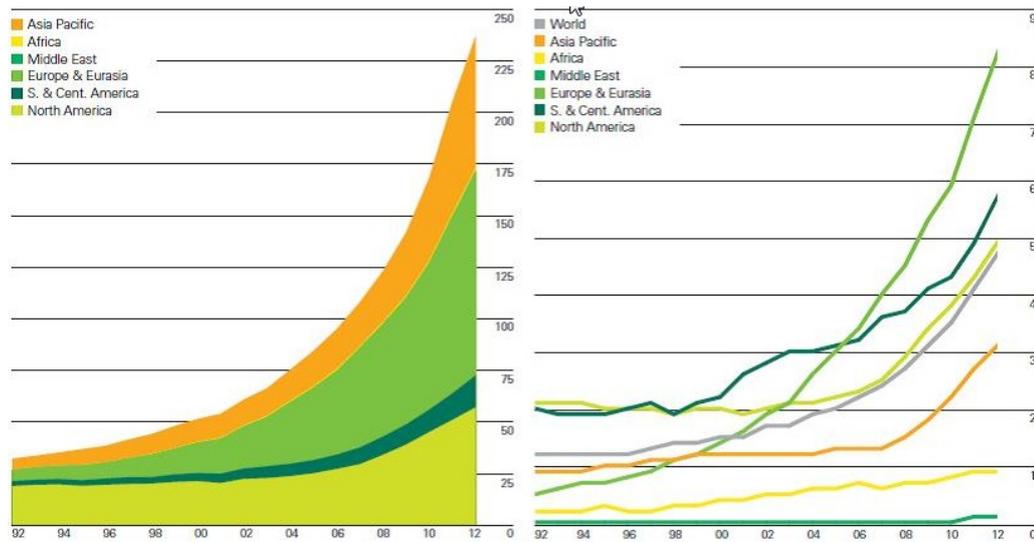


Figura 1.8: Consumo mundial de energías renovables (Izq) producción mundial (Der) en 2012 (Mtep)

1.2.10. Producción de biocombustibles

Se producen en el mundo 60,220 miles de toneladas equivalentes de petróleo (miles de tep) en 2012. Norteamérica fue el primer productor contribuyendo con un 47% del total, lo que indica que casi el 50% de los biocombustibles producidos en el mundo, provienen de EU (45.4%) y Canadá (1.6%).

Centro y Sudamérica, contribuyen con un 27.7%, lo que los convierte en el segundo productor de biocombustibles, seguidos por Europa y Euroasia que registraron el 16.6% de la producción mundial.

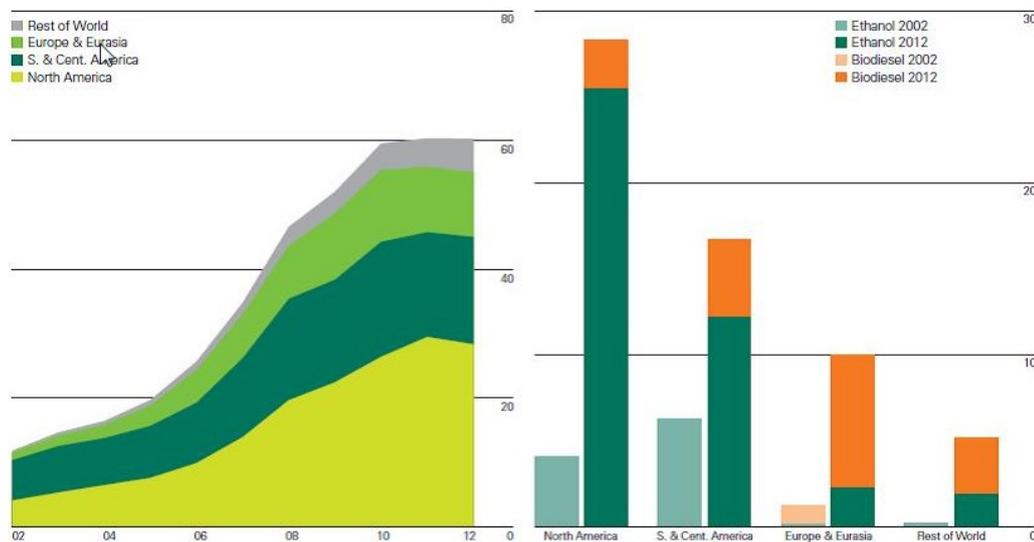


Figura 1.9: Producción por región (Izq) y por tipo de combustible (Der) en Mtep

1.2.11. Consumo de Energía primaria

A finales del 2012 fue de 12,476.6 mtep, lo que representa un incremento del 1.8 % respecto al 2011.

El principal consumidor de energía primaria es Asia-Pacífico que toma el 40 % del consumo global, seguido por Europa y Euroasia que contribuyen al consumo mundial con el 23.5 % del total.

En tercer lugar se ubica Norteamérica, que representa al 21.8 % del consumo mundial, repartidos en EU (17.7 %), Canadá (2.6 %) y México (1.5 %).

En el mundo se consume energía proveniente básicamente de 6 fuentes primarias que equivalen, al 2012, a 12,476.6 millones de toneladas equivalentes de petróleo (Mtep), repartidos de la siguiente manera: Petróleo (4130.5 Mtep), Carbón (3730.1 Mtep), Gas Natural (2987.1 Mtep), Centrales Hidroeléctricas (831.1 Mtep), Nuclear (560.4 Mtep) y Fuentes Renovables (237.4 Mtep). Para ilustrar lo anterior, se muestran figuras 1.10 y 1.11

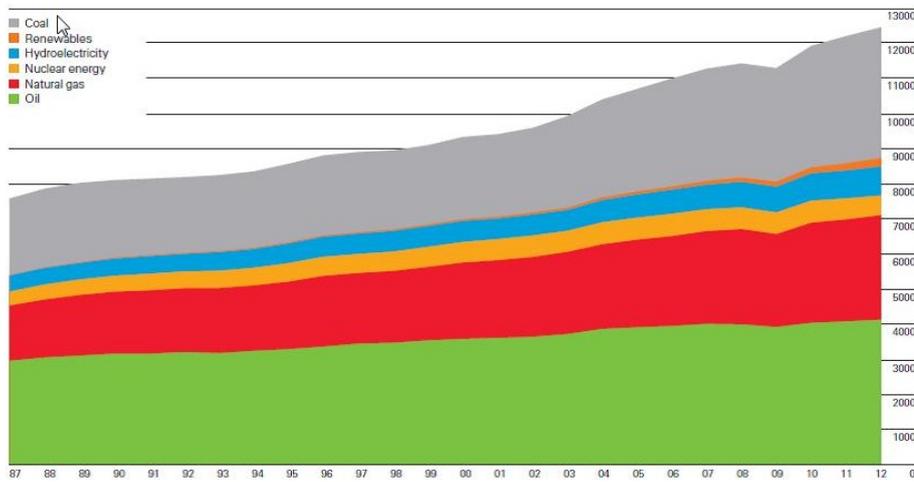


Figura 1.10: Consumo mundial de energía primaria en 2012 (Mtep)

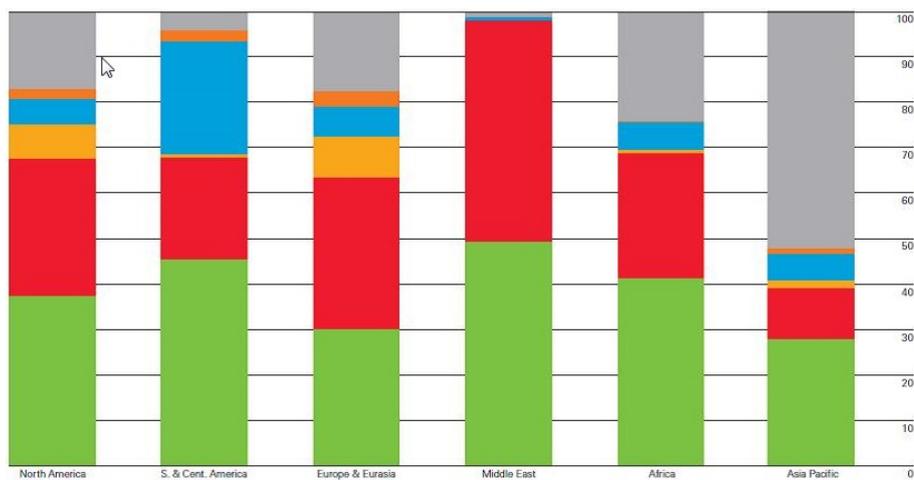


Figura 1.11: Patrones de consumo mundial por región en 2012 expresados en porcentajes

1.2.12. Reservas a la producción (R/P)

La disponibilidad de los energéticos en lo que se refiere a Petróleo, Gas Natural y Carbón, medida en unidad de tiempo, es lo que indica el índice R/P.

A continuación se muestra la gráfica de las reservas que muestra la disponibilidad de los combustibles con respecto al tiempo en años.

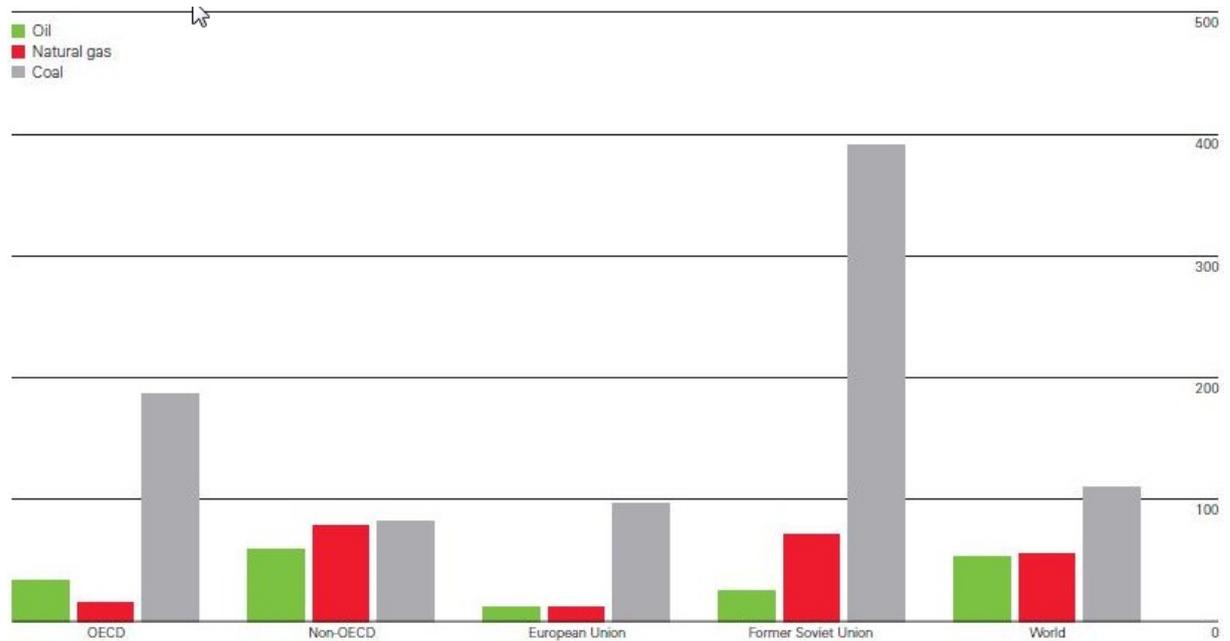


Figura 1.12: Se observa que las reservas de carbón siguen siendo las más representativas en el mundo (reservas expresadas en años)

1.3. Situación energética en México

1.3.1. Generación de electricidad

En el primer semestre del 2013, Comisión Federal de Electricidad (CFE), sólo participó con un 67.7% de la generación eléctrica nacional, el resto fue generado por Productores Independientes de Energía (PIE) [5].

En el mes de julio de 2013, la generación bruta a nivel nacional para servicio público fue de 23.71 TWh, que comparada con la generación de junio del mismo año, se observa que los generadores eólicos incrementaron su generación en un 100%, por el contrario, la central nuclear Laguna Verde redujo su producción en un 6.2%. La Comisión Federal de Electricidad (CFE) en convenio con Pemex Gas y Pemex Petroquímica Básica, iniciaron la construcción de una planta de compresión de gas, ubicada en Ciudad Madero, Tamaulipas, que contempla una inversión de 80 millones de dólares. La planta estará interconectada al sistema nacional de gasoductos y aumentará la capacidad de transporte a 500 millones de pies cúbicos diarios, lo que permitirá a CFE contar con aproximadamente 250 millones de pies cúbicos más de gas natural para suministrar a sus plantas de generación de energía eléctrica. A continuación se muestran las gráficas de las figuras 1.13 a 1.16, para visualizar el comportamiento nacional en lo referente a Generación bruta, Generación Neta y Capacidad Efectiva de las plantas de energía instaladas en la nación.

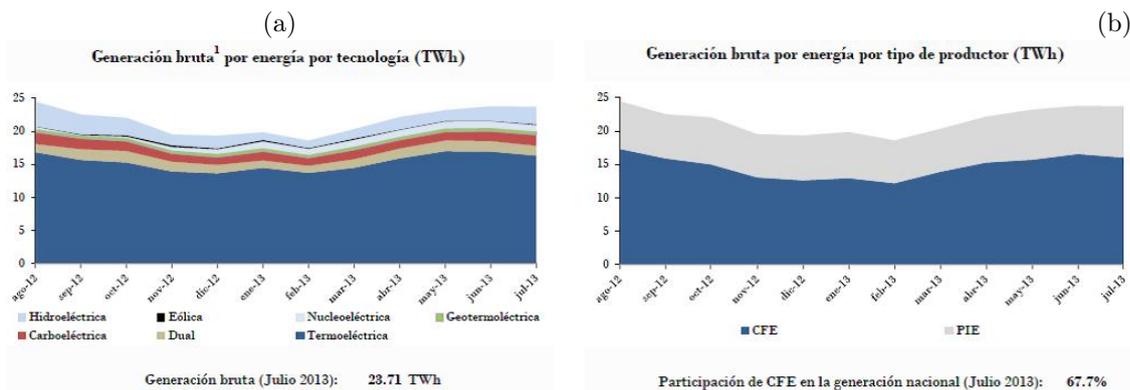


Figura 1.13: Generación bruta de electricidad en México a Julio de 2013

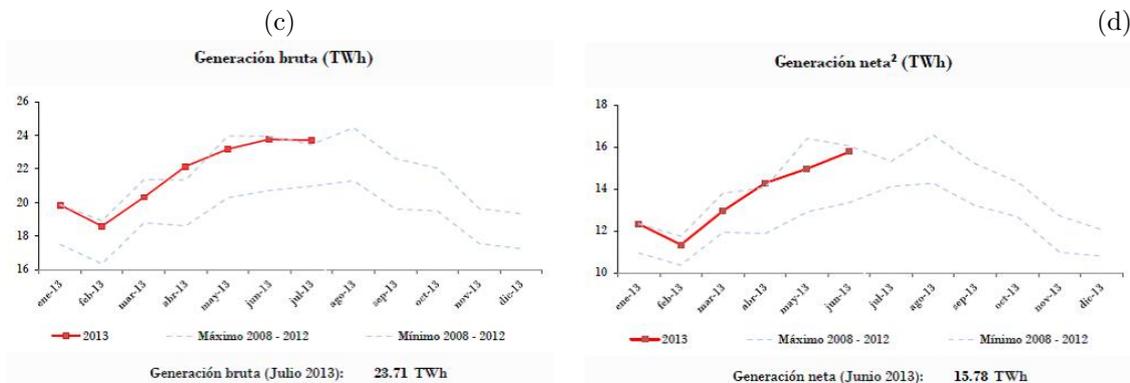


Figura 1.14: Generación bruta Vs Generación neta

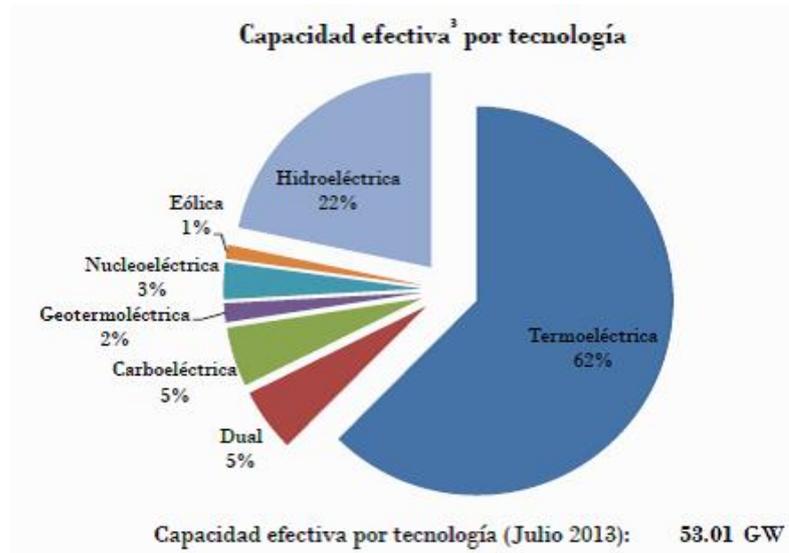


Figura 1.15: Capacidad efectiva de las plantas de potencia en México

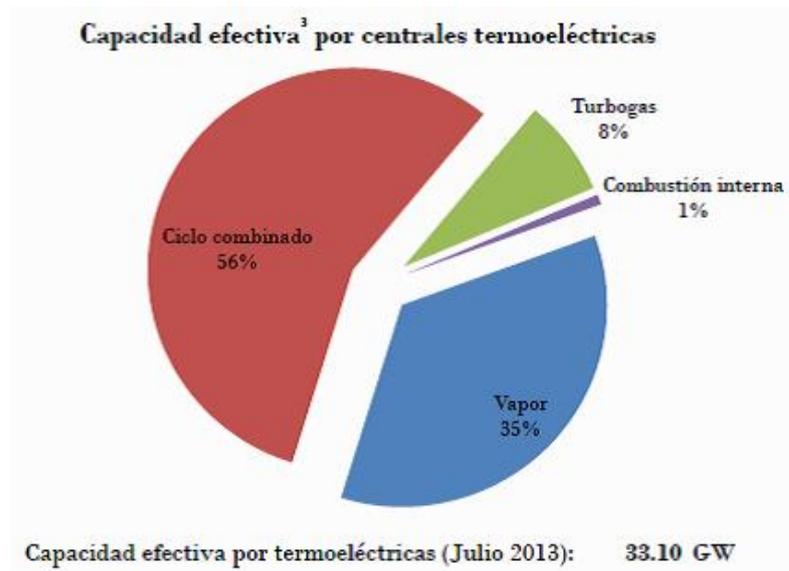


Figura 1.16: Capacidad efectiva de las plantas de potencia en México

1.3.2. Indicadores nacionales

En 2011, la intensidad energética, es decir; la cantidad de energía requerida para producir un peso de Producto Interno Bruto (PIB) a precios del 2003, fue de 913.5 kJ por peso de PIB. [6]

Lo anterior implica un incremento del 0.1 % respecto al de 2010.

Es importante mencionar que el consumo de energía en el país, esta íntimamente ligado a su actividad económica. Durante el periodo 2001-2011, el coeficiente de correlación lineal entre el PIB y el consumo energético nacional, fue de 0.92, lo que indica que cuando el PIB se incrementa, también lo hace el consumo de energía. La relación no siempre se mantiene cuando el PIB disminuye, esto se debe a que durante la desaceleración económica, las plantas de potencia y de producción industrial necesitan permanecer operando, lo que impide que el consumo energético decaiga a la par de la actividad económica.

Para 2012, México ocupa el lugar número 13 dentro de la lista de los principales países productores de energía en el mundo y el lugar número 71 en la lista del consumo per cápita.

El consumo per cápita de México en el año 2009, fue de 2.026 MWh/persona.

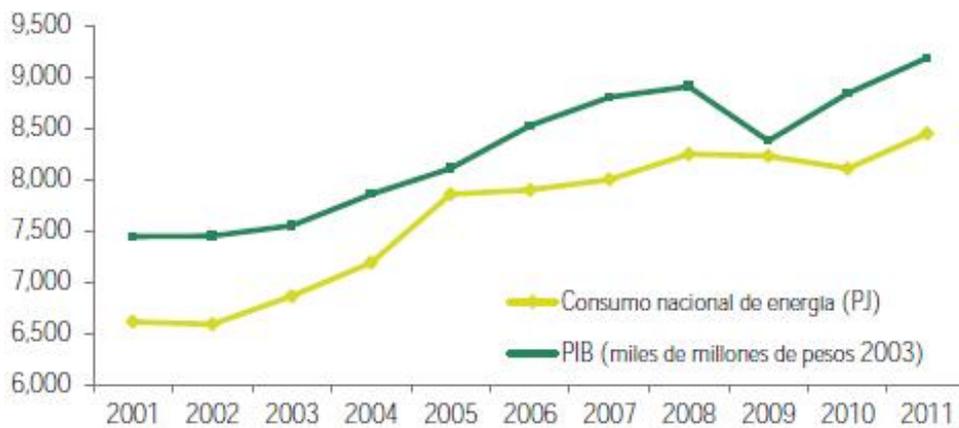


Figura 1.17: Comportamiento del PIB Vs Consumo energético

1.3.3. Producción de energía primaria

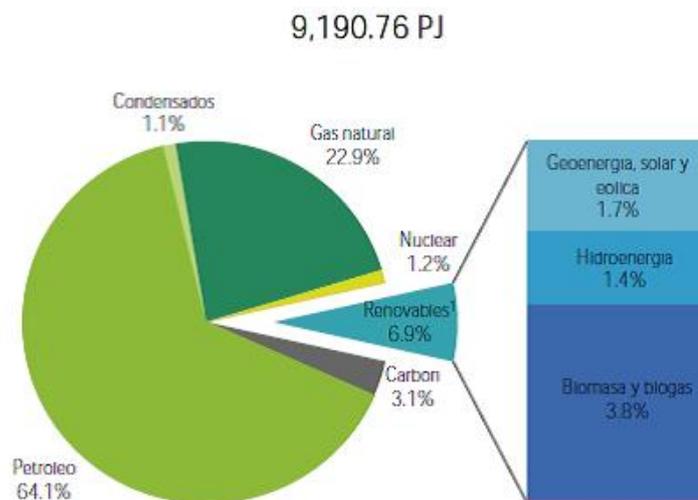
De las figuras 1.18 y 1.19, se observa que la producción de energía primaria en México al 2011, fue de 9,190,76 PJ, y esta conformada principalmente por hidrocarburos que representan el 88.69 % de la producción de energía primaria en el país, en contraste con las fuentes renovables que están por debajo del 7% incluyendo a la hidroenergía.

	2010	2011	Variación porcentual (%) 2011/2010	Estructura porcentual (%) 2011
Total	9,250.71	9,190.76	-0.65	100
Carbon	241.28	290.96	20.59	3.17
Hidrocarburos	8,304.34	8,151.63	-1.84	88.69
Petróleo crudo	6,008.64	5,933.53	-1.25	64.56
Condensados	92.51	100.38	8.50	1.09
Gas natural	2,203.19	2,117.72	-3.88	23.04
Nucleoenergía	63.94	106.39	66.39	1.16
Renovables ¹	641.14	641.78	0.10	6.98
Hidroenergía	132.26	130.56	-1.29	1.42
Geoenergía	149.94	149.29	-0.43	1.62
Energía solar	4.91	5.86	19.40	0.06
Energía eólica	4.46	5.93	33.08	0.06
Biogas	1.30	1.47	13.35	0.02
Biomasa	348.28	348.67	0.11	3.79
Bagazo de caña	88.97	90.58	1.81	0.99
Leña	259.31	258.09	-0.47	2.81

Fuente: Sistema de Información Energética, Sener.

¹ Incluye grandes hidroeléctricas.

Figura 1.18: Producción de energía primaria



Fuente: Sistema de Información Energética, con cálculos propios.

¹ Incluye grandes hidroeléctricas.

Figura 1.19: Componentes de la producción de energía primaria

1.3.4. Consumo final de energía

En 2011 el consumo final total de energía, descrito como la suma del consumo energético y no energético, mostró un incremento de 2.5% respecto al 2010, totalizando 4,994.82 PJ.

El consumo no energético total, que se refiere a aquellos productos energéticos y no energéticos derivados del petróleo que se utilizan como insumos para producir diferentes bienes representó 5.2% del consumo final total en 2011.

De dicho consumo, los productos no energéticos representaron un 65.3% en 2011. Este tipo de productos, incluyen asfaltos, parafinas, azufre, negro de humo y otros, elaborados principalmente en las refinerías.

Por su parte, el consumo energético, que como su nombre lo indica; se refiere a la energía destinada a la combustión en los procesos y actividades económicas, así como la que se emplea para satisfacer las necesidades energéticas de la sociedad, representó el 94.8% del consumo final.

1.4. Consumo energético por refrigeración y aire acondicionado

De acuerdo a la información presentada en los puntos anteriores, se concluye que en México, se generan anualmente y de manera bruta *284.4 TWh* de electricidad y *553 Millones de toneladas de CO₂*, datos promedio anual.

El 63.9% de la energía eléctrica generada anualmente en México se destina a refrigeración y aire acondicionado.

1.4.1. Sector Residencial

El empleo de electrodomésticos tiene un alto impacto en el consumo de Energía Eléctrica, y representa el 30% del consumo total de energía a nivel mundial.

De hecho, los equipos de aire acondicionado y de refrigeración, están considerados por la Comisión Reguladora de Energía de México, dentro de esta clasificación [7].

En el sector residencial para el año 2011, se tenían 35,397,198 usuarios de consumo eléctrico.

El consumo eléctrico de este sector para el mismo año, fue de 51,771,450 MWh/año y el 12% de este consumo pertenece a climatización por aire acondicionado que se realiza únicamente por sistemas de compresión mecánica, así mismo el 22% del monto total pertenece a los refrigeradores domésticos, también por compresión.

Lo anterior indica que juntos, climatización y refrigeración establecen un consumo del 34% de la energía destinada al sector residencial nacional.

1.4.2. Sector Comercial

A finales del 2011, existen en México 3,384,725 empresas, divididas entre empresas manufactureras, comerciales y de servicios.

La cifra anterior se distribuye de la siguiente manera de acuerdo al giro: Comercial 46.7%, Servicios 40.4% y manufactura 12.9%.

El consumo anual de este sector se registró en 2011 de 28,256,121 MWh/año, de esta cifra el 26.16% pertenece a aire acondicionado y el 57.38% pertenece a refrigeración. Es decir que del consumo anual del sector comercial el 83.54% se debe a refrigeración y aire acondicionado.

Sector Comercial pequeño y mediano	Cantidad de usuarios	Consumo de energía (MWh/Año)
Tarifa 2 General hasta 25 kw de demanda	3,510,985	11,662,892
Tarifa 3 General para más de 25 kw de demanda	21,916	1,906,992
Subtotal sector comercial pequeño y mediano	3,532,901	13,569,884
Subtotal del sector comercial grande	51,352	14,686,237
Total correspondiente al sector comercial	3,584,253	28,256,121

Figura 1.20: Consumo de energía en sector comercial (2012)

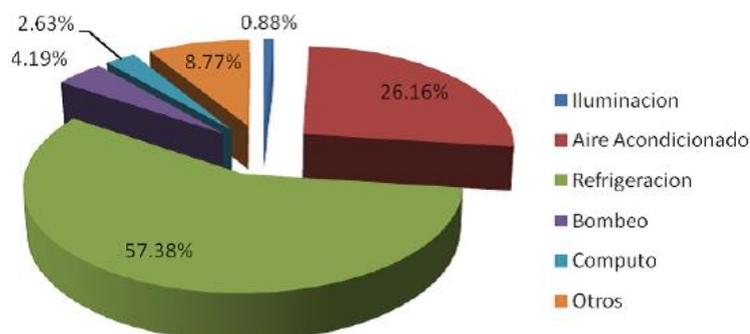


Figura 1.21: Distribución del consumo de eléctrico del sector comercial (2012)

1.4.3. Sector Industrial

El sector industrial es el segundo consumidor final de energía más importante en México (después del sector transporte) y representa cerca del 29 % del uso final total de la energía.

Es el usuario de electricidad de mayor envergadura, representando alrededor del 58 % del consumo total de electricidad en 2010.

La distribución de los principales consumidores de energía en el sector industrial, se observa en las figuras 1.22 y 1.23.

El proceso productivo, es el principal consumidor de energía; en la mayoría de los casos debido al uso de motores eléctricos; en segundo lugar de consumo está el aire comprimido aunque en la zona norte del país, el segundo gran consumidor es el aire acondicionado.

La refrigeración tiene mayor impacto en la zona norte y noroeste del país, probablemente debido a que existe un mayor número de empresas procesadoras de alimentos en estas regiones y al clima cálido-seco.

De cualquier manera el impacto al consumo eléctrico de la refrigeración y el aire acondicionado en el sector industrial representa a nivel nacional solo el 15.2 %.

	Número de usuarios	Consumo de Energía MWh/año
Subtotal correspondiente a mediana industria	205,410	58,744,949
Subtotal correspondiente a gran industria	858	43,111,850
Total correspondiente al sector industrial	206,268	101,856,799

Figura 1.22: Consumo de energía en sector industrial

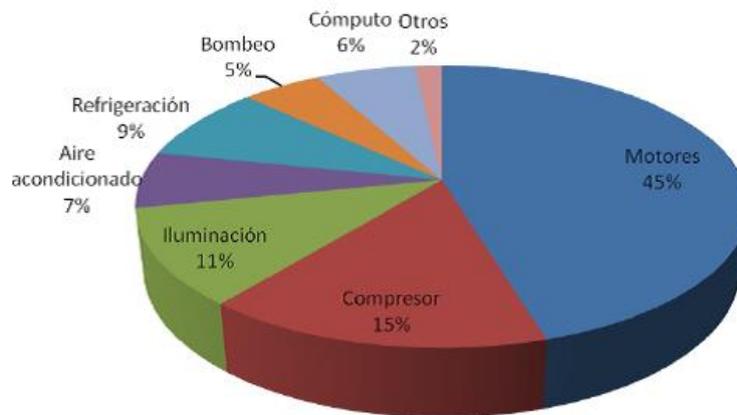


Figura 1.23: Distribución del consumo eléctrico en sector industrial

1.5. Cambio climático

El cambio climático ha sido definido como todo cambio que ocurre en el clima a través del tiempo, resultado de la variabilidad natural o como resultado de las actividades humanas. [3]

El calentamiento global es la manifestación más evidente del cambio climático, y se refiere al incremento en la temperatura promedio de la cortezas terrestres y marinas globales.

El planeta funciona como un gran invernadero, en el cual, los gases atmosféricos permiten el paso de la radiación solar pero dejan escapar solo cierta parte de ella cuando regresa, esto produce un efecto de calentamiento en el planeta que es necesario para la existencia de la vida.

Estos casos son los llamados Gases de Efecto Invernadero (GEI), que son principalmente dióxido de carbono (CO_2), metano (CH_4), óxido nitroso (N_2O), ozono (O_3) y vapor de agua.

Estos gases permiten la entrada de la radiación solar, una parte de la cual llega hasta la superficie terrestre y marina y se transforman en calor, otra parte es reemitida a la atmósfera, y sucede que parte de esta radiación es retenida por los GEI y otra parte es devuelta al espacio exterior. Sin este fenómeno la temperatura de la Tierra sería significativamente menor, lo que complicaría la existencia de la vida tal como se conoce.

Lo anterior sugiere que una mayor concentración de GEI significará una mayor absorción de calor y por lo tanto un incremento de temperatura en el planeta.

Erupciones volcánicas y actividades biológicas contribuyen a la producción natural de GEI, pero las actividades humanas también han contribuido de manera importante a su producción, desde el advenimiento industrial, el uso de combustibles fósiles, lo que ha generado gran cantidad de GEI y por lo tanto, se ha contribuido al calentamiento global.

Los principales responsables del cambio climático son las emisiones de CO_2 , que en México equivalen a 553 millones de toneladas de GEI de acuerdo al Inventario Nacional de Emisiones de GEI del año 2002.

En el mismo año, la principal fuente de GEI en México fue el sector energía, responsable de casi el 70% de las emisiones, para ilustrar lo anterior, se muestran las figuras 1.24 y 1.25.

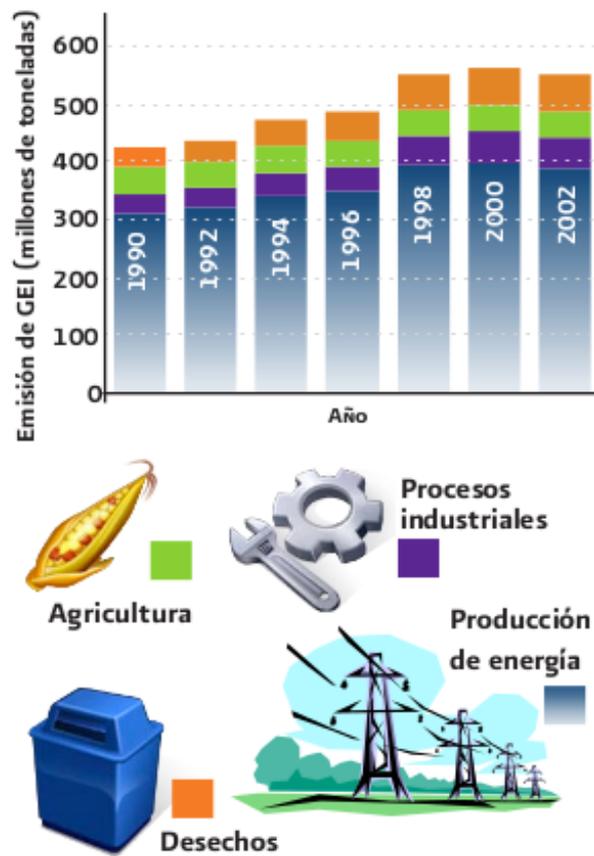


Figura 1.24: Causas de emisión de GEI en México (2002)

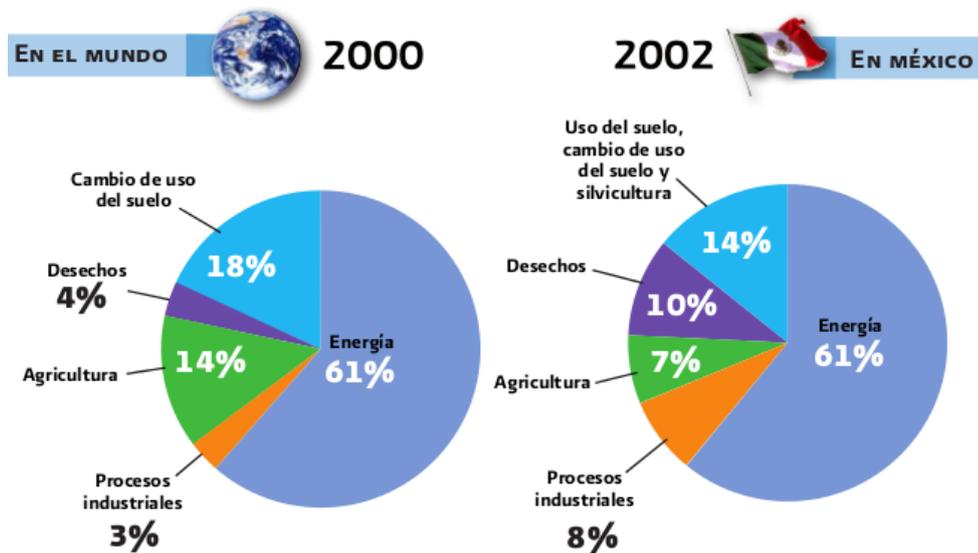


Figura 1.25: Comparación de emisiones de GEI en México con el mundo (2002)

1.6. Fuentes renovables de energía en México

Los combustibles fósiles (petróleo, carbón mineral y gas natural) son recursos finitos que se agotarán inexorablemente; de ahí que son comúnmente llamados Recursos No Renovables. [8]

Existen también energías renovables que se definen como formas de energía que tienen una fuente prácticamente inagotable con respecto al tiempo de vida de un ser humano en el planeta y cuyo aprovechamiento es técnicamente viable.

Dentro de estos tipos de energía se encuentran: la solar, eólica (viento), minihidráulica (ríos y pequeñas caídas de agua), biomasa (materia orgánica), geotermia (calor de las capas internas de la tierra) y la oceánica, principalmente.

A continuación se describirá la situación actual y potencial de desarrollo de las energías: Solar, Eólica, Geotérmica e Hidroeléctrica.

1.6.1. Pequeñas, mini y micro centrales hidroeléctricas

La clasificación mencionada se refiere a la potencia nominal de la planta y se define como sigue:

Micro \leq 100 kW

100 kW < Mini \leq 1000 kW

1 MW < Pequeña \leq 30 MW

En el año 2012 la capacidad instalada para servicio público que opera la CFE en centrales con una capacidad igual o menor que 30 MW, se integra por 94 unidades en 42 centrales con una capacidad total de 286.6 MW. [9]

En lo que corresponde a la generación por parte de plantas de inversionistas privados, la Comisión Reguladora de Energía otorgó 27 permisos de generación al 31 de diciembre de 2011 con una capacidad de 305.1 MW.

Respecto al potencial de aprovechamiento identificado en México, la CFE en su estudio de 2012, no considera a micro, mini o pequeñas hidroeléctricas, debido a que los potenciales estimados por CFE, buscan potenciales de generación mayores a los 40 GWh/año.

Sin embargo estudios realizados por la Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía (CONUEE), reportan un importante potencial de aprovechamiento en Puebla y Veracruz, se presenta a continuación la figura 1.26.

Centrales	Unidades	Capacidad efectiva instalada (MW)	Estado
2	5	28	Chihuahua
3	10	28.48	Chiapas
2	9	38	Guerrero
2	3	3.967	Hidalgo
2	3	14.32	Jalisco
8	14	14.063	México
7	14	29.68	Michoacán
1	4	2.18	Nayarit
1	2	2.48	Oaxaca
3	8	8.36	Puebla
1	2	14	Sinaloa
3	5	20.13	San Luis Potosí
2	3	28.8	Sonora
5	12	54.2	Veracruz
42	94	286.66	

Figura 1.26: Capacidad efectiva de micro, mini y pequeñas centrales hidroeléctricas en México ,(2011)

1.6.2. Energía geotermoeléctrica

Al 31 de diciembre de 2011, se encontraban en operación 38 unidades de generación geotermoeléctrica, con el mayor aprovechamiento localizado en Baja California Norte en la central Cerro Prieto con una capacidad instalada de 645 MW.

El potencial de aprovechamiento de este recurso en el país, dicta reservas de aprovechamiento geotérmico equivalente de 10,664 MWe (Mega Watt eléctricos), distribuidas de la siguiente manera:

Reservas Probadas: Con un análisis geológico y de ingeniería, recuperables comercialmente, 1,144 MWe. Se incluye a Cerro Prieto, Baja California; Los Azufres, Michoacán; Los Humeros, Puebla; y Cerros Colorados, Jalisco.

Reservas Probables: Se complementa el análisis con un estudio probabilístico (Montecarlo) del método volumétrico, indica que existe una probabilidad de al menos 50 % de que las cantidades a recuperar sean mayores o iguales a la suma de las reservas probadas y reservas probables y están estimadas en 2,077 MWe.

Reservas Posibles: Indica que la probabilidad de que las cantidades realmente recuperadas sean mayores a la suma de las anteriores es del 10 %, son de recuperación comercial menos segura. Equivalen a 7,423 MWe.

Nombre de la central	Número de unidades	Fecha de entrada en operación	Capacidad efectiva instalada (MW)	Ubicación
Cerro Prieto I	5	1973	105.0	Baja California
Cerro Prieto II	2	1984	220.0	Baja California
Cerro Prieto III	2	1985	220.0	Baja California
Cerro Prieto IV	4	2000	100.0	Baja California
Los Azufres	15	1982	191.6	Michoacán
Los Humeros	8	1991	40.0	Puebla
Tres Vírgenes	2	2000	10.0	Baja California Sur
Total	38		886.6	

Figura 1.27: Capacidad efectiva de generación geotermoeléctrica en México (2011)

1.6.3. Energía eólica

La capacidad de generación eoloeléctrica para el servicio público a finales del 2011 por parte de la CFE se registró de 84.7 MW en La venta, Oaxaca; 0.6 MW en Guerrero Negro, BCS; y el generador de la COP 16 con 1.5 MW; lo que suma una capacidad total de generación de 86.8 MW.

A finales del mismo año, la CRE había otorgado 27 permisos a privados para la generación eoloeléctrica.

El potencial de aprovechamiento del recurso eólico en México es bastante considerable. Estudios por parte del Instituto de Investigaciones Eléctricas, se basan en el supuesto de que sólo el 10 % del potencial es aprovechable, debido a factores orográficos, ambientales, sociales y de factibilidad técnico-económica.

Como resultado, el potencial estimado de este recurso en el país es del orden de 71 mil MW, considerando factores de planta superiores al 20 %.

Las regiones con mejor potencial, se ubican en la zona del Istmo de Tehuantepec (región comprendida entre Oaxaca, Chiapas, Tabasco y Veracruz), la costa del Golfo de México y la Península de Baja California.

A continuación se muestra la figura 1.28 donde se muestra del potencial estimado de acuerdo a los factores de planta.

(e)

Permisos de generación para plantas eoloelectricas, al 31 de diciembre de 2011				
Estado Actual	No. De plantas	Cap. Autorizada (MW)	Energía autorizada (GWh/año) ⁵⁶	Localización
En construcción y por iniciar obras	17	2281	8062.23	Baja California, Nuevo León, Oaxaca, San Luis Potosí, Tamaulipas y Veracruz
En operación en 2011	7	588.3	2063.59	Oaxaca
Entrada en operación en 2012	3	306	979.2	Oaxaca y Baja California
Total	27	3,175.3	11,105	

(f)

Factor de planta	Porcentaje de terreno	Capacidad instalable (MW)
20-25	56.7	40,268
25-30	27.5	19,535.00
30-35	8.4	5,961.00
35-40	3.5	2,500.00
>40	3.9	2,735.00

Figura 1.28: (e) Permisos de generación eoloelectrica otorgados en México, (f) Potencial estimado de generación eoloelectrica en México (2011)

1.6.4. Solar fotovoltaica y termosolar de alta concentración

En 2011 la capacidad total instalada de sistemas fotovoltaicos fue de 32 MW, principalmente para electrificación rural, residencial, comercial e industrial, bombeo de agua municipal.

Actualmente en México no se cuenta con centrales en operación de alta concentración solar. Sin embargo en el estado de Sonora se encuentra el proyecto 171 CC Aguaprieta II, a cargo de CFE que opera un sistema híbrido con ciclo combinado (477 MWe) y un campo termosolar de canales parabólicos de 14 MWe, se espera que entre en operación a finales del 2013.

El potencial de aprovechamiento solar en México es bastante alto, de hecho, es uno de los países con mayor potencial de energía en el mundo. La irradiación media diaria en el territorio nacional es de 5.5 kWh/m²/día.

1.7. Antecedentes de la refrigeración

La práctica de la refrigeración, ha existido probablemente desde las cavernas. Con frecuencia en la historia se menciona el uso del hielo para fines de enfriamiento.

Precisamente, la refrigeración es una parte de la termodinámica que trata del movimiento del calor de una zona de baja temperatura a otra de mayor temperatura. Actualmente, cuando de este proceso se obtienen temperaturas menores a los 7°C, se habla de refrigeración.

El agua fue el primer refrigerante y sigue siendo usada hasta la actualidad [10]. Aún se utiliza el hielo natural por todo el mundo. El uso fundamental del hielo, ha sido reconocido en una unidad de refrigeración: la tonelada de refrigeración, que se define como la cantidad de calor que se requiere para fundir 1000 kg de hielo en 24 horas.

Por los años 1600, se descubrió que una mezcla de hielo con sal, producía temperaturas más bajas que el hielo sólo. De cierta forma, esa fue la primer mejora sobre la naturaleza en el campo de la refrigeración.

A finales del siglo XVIII se desarrollaron máquinas para reducir la presión de vapor del agua y acelerar su evaporación. También se producía frío por medio de la liberación de aire comprimido.

A inicios del siglo XIX, se desarrollaron máquinas para la compresión de vapor y se probaron muchos fluidos como refrigerantes, entre los que sobresalen el Amoniaco, Dióxido de Azufre y algunos Hidrocarburos.

En el siglo XX se desarrollaron unidades domesticas, pero los refrigerantes eran tóxicos, flamables u operaban a presiones bastante altas. Una característica del Dióxido de Azufre, es que trabaja a presiones relativamente bajas, así que se comenzó la fabricación de estos equipos para uso doméstico.

El principal problema, es que este refrigerante era tóxico y altamente corrosivo, lo que obligó a los fabricantes a perfeccionar el diseño de los equipos hasta que fueron lo suficientemente seguros y literalmente se produjeron millones de estos equipos que operaban con Dióxido de Azufre.

En 1928, C. F. Kettering, vicepresidente de una importante compañía de automóviles, solicitó al Ing. Químico Industrial Thomas Midgely que desarrollara un refrigerante que no fuera tóxico ni flamable. Con esta consigna tomó moléculas de metano y formó tetracloruro de metano. Después sustituyó 2 átomos de cloro por átomos de fluor y así se obtuvo el Dicloro-Difluoro-Metano, que nombraron posteriormente refrigerante R-12, mejor conocido como Freón 12 y que fue el primer refrigerante sintético.

La primera máquina refrigeradora práctica que usaba el ciclo de refrigeración, fue construida por Jacob Perkins en 1834 y utilizaba éter como refrigerante.

En 1850, se desarrolló la primera máquina de absorción práctica y pequeña por E. Carré que utilizaba agua y ácido sulfúrico.

En 1859, Fernidard Carré construyó un sistema de absorción que operaba con una mezcla de Amoniaco-Agua. En 1873 el Dr. Carl Linde introdujo el compresor de vapor de amoniaco.

1.8. Refrigeración solar

Para suministrar energía a una máquina de refrigeración a fin de que ésta pueda desarrollar trabajo, es posible utilizar fuentes renovables tal como la energía solar.

La energía solar puede ser Fotovoltaica o Fototérmica. En el primer caso, ocurre una transformación de energía radiante solar en energía eléctrica, utilizando paneles fotovoltaicos, mismos que suministran la energía eléctrica directamente a un motor que tiene acoplado un compresor, al ser accionado el motor, el compresor comienza a operar el ciclo.

En el caso de la energía fototérmica, se aprovecha el calor de la radiación solar en colectores solares con o sin concentración. De esta forma se hace operar a un ciclo de refrigeración mediante la sorción de un vapor refrigerante en una sal, o se hace operar un motor stirling que desarrolla el trabajo del motor eléctrico que acciona al compresor.

1.8.1. Refrigeración por absorción

Este tipo de sistemas opera con una solución de una sal líquida en un refrigerante, modificando sus propiedades termofísicas. No requiere de un compresor, en cambio, un generador, una bomba y un absorbedor (lugar donde se realiza el proceso de absorción) realizan las funciones del compresor.

Una eficiencia típica para sistemas simples de absorción, es un COP de 0.65, para estos sistemas es posible elevar un poco el COP, mediante la adición de intercambiadores que recuperen calor del mismo sistema.

El elemento que consume energía eléctrica en este caso, es la bomba que hace circular la solución dentro del sistema, pero el consumo de energía es muy pequeño en comparación con la energía térmica requerida para operar el sistema para una capacidad dada.

1.9. Refrigeración comercial por absorción

En México no existen datos precisos estadísticos registrados acerca de la cantidad de equipos de absorción, sean vendidos, instalados o proyectados en el país.

Lo anterior puede constatarse revisando los datos de la CRE, CFE, CONUEE, INECC. Sin embargo, uno de los principales consumidores de los sistemas no convencionales de refrigeración y climatización es Europa.

En Europa se registraron 53 proyectos construidos, distribuidos en 7 países y usando las tecnologías de absorción, adsorción y sistemas desecantes, en el periodo 1995-2004. [11]

Los 53 proyectos de climatización solar, sumaron 4739 kW de enfriamiento instalados y un total de campo de colectores de 15,481 m². La relación general fue de 0.3 kW de frío por cada m² de colector. Los países son: Alemania, Grecia, España, Portugal, Italia, Austria y Francia.

Un vistazo más cercano, puede mostrar que la Agencia Internacional de Energía (IEA por sus siglas en inglés), define a 5 países en los que falta bastante trabajo por hacer en el aprovechamiento del calor de desecho, sea para calefacción o para hacer operar un sistema de enfriamiento por sorción.

Esos 5 países son: Brazil, China, India, México y Sudáfrica. En la actualidad, en México, los estudios energéticos de consumo eléctrico dirigidos al sector residencial, comercial e industrial, no mencionan en absoluto sistema de absorción alguno, lo que indica que en general hay un desconocimiento del tema en el país. [12]

Como sea, en 2011 se registraron cerca de 750 sistemas de enfriamiento solar en todo el mundo, incluyendo instalaciones de pequeña capacidad (menores a 20 kW). Ejemplos de finales de 2011, son el banco CGD en Lisbon, Portugal, con una capacidad de refrigeración de 400 kW para climatización y un campo de colectores de 1,560 m². En el mismo año uno de los sistemas más grandes de este tipo en Singapur, en el Colegio Mundo Unido, con una capacidad de 1,470 kW (415 toneladas de refrigeración) y un campo de colectores solares de 3,900 m².

El enfriamiento solar, tiene varias ventajas que lo hacen atractivo. Debido a que el máximo de radiación solar usualmente coincide con el pico de demanda de enfriamiento, la refrigeración solar puede ayudar a reducir los picos de la red eléctrica asociados con la refrigeración convencional.

En el periodo de invierno, cuando el clima es frío, se puede utilizar el calor del sistema para agua caliente de uso doméstico.

La IEA recomienda que para el periodo 2012-2020 se incrementen el COP térmico y la eficiencia eléctrica de sistemas de enfriamiento solar accionados térmicamente hasta obtener COP eléctricos >10 de eficiencia global, incluyendo el desarrollo de nuevos ciclos y mecanismos de almacenamiento térmico.[12]

La actualidad comercial de los equipos de climatización solar se presenta en la tabla siguiente:

Método	Ciclo cerrado		Ciclo abierto	
Ciclo refrigerante	Ciclo cerrado de refrigeración		El refrigerante (agua) está en contacto con la atmósfera	
Principio	Agua fría		Deshumidificación del aire y refrigeración evaporativa	
Fase de sorbente	Sólido	Líquido	Sólido	Líquido
				
Parejas de materiales típicos	Agua - gel de sílice	Agua - bromuro de litio Amoníaco - agua	Agua - gel de sílice Agua - cloruro de litio	Agua - cloruro de calcio Agua - cloruro de litio
Tecnología disponible en el mercado	Refrigeración por adsorción	Refrigeración por absorción	Refrigeración evaporativa con desecante	(Próximamente en el mercado)
Capacidad de refrigeración típico (kW frío)	50 - 430 kW	15 kW - 5 MW	20 kW - 350 kW (por módulo)	
COP típico	0.5 - 0.7	0.6 - 0.75 (efecto simple)	0.5 - >1	> 1
Temperatura de accionamiento	60 - 90°C	80 - 110°C	45 - 95°C	45 - 70°C
Colectores solares	Tubos de vacío, colectores de placa plana	Tubos de vacío	Colectores de placa plana, colectores solares de aire	Colectores de placa plana, colectores solares de aire

Figura 1.29: Situación comercial de los equipos (al 2004) para climatización solar de acuerdo a la publicación de CLIMASOL, del gobierno vasco, España, 2004.

Los principales fabricantes, sus equipos en el mercado y las características correspondientes se presentan a continuación:

Compañía	Tecnología	Ciclo	Fluido de trabajo	Efecto	Series	COP Nominal	Capacidades de enfriamiento (kW)	Aptos para accionamiento con:		Medio de condensado
								Energía Solar	Combustión	
Broad	Absorción	Enfriamiento	Agua-Bromuro de Litio	Simple	BDS	0.78	174 a 23,260	Vapor de agua		Agua
		Enfriamiento	Agua-Bromuro de Litio	Doble	BS	1.39	174 a 23,260	Vapor de agua		Agua
		Enfriamiento	Agua-Bromuro de Litio	Simple	BDH	0.75	151 a 20,469	Agua Caliente		Agua
		Enfriamiento	Agua-Bromuro de Litio	Doble	BH	1.39	174 a 23,260	Agua Caliente		Agua
		Enfriamiento - calentamiento	Agua-Bromuro de Litio	Simple	BDE	0.78	174 a 23,260		Gases de escape	Agua
		Enfriamiento - calentamiento	Agua-Bromuro de Litio	Doble	BE	1.39	174 a 23,260		Gases de escape	Agua
		Enfriamiento - calentamiento	Agua-Bromuro de Litio	Doble	BZ	1.34	174 a 23,260		Llama directa de gas	Agua
		Enfriamiento - calentamiento	Agua-Bromuro de Litio	Doble	BZS	1.34	174 a 23,260	Vapor de agua y/o llama directa a gas con opcion simultánea		Agua
		Enfriamiento - calentamiento	Agua-Bromuro de Litio	Doble	BZH	1.34	174 a 23,260	Agua caliente y/o llama directa a gas con opcion simultánea		Agua
		Enfriamiento - calentamiento	Agua-Bromuro de Litio	Doble	BZE	1.34	174 a 23,260		Gases de escape	Agua
Enfriamiento - calentamiento	Agua-Bromuro de Litio	Doble	BZHE	1.34	174 a 23,260	Agua caliente, llama directa o gases de escape (2 simultáneos)		Agua		
Carrier	Absorción	Enfriamiento - calentamiento	Agua-Bromuro de Litio	Doble	16DJ	1.1	352 a 5274		Llama directa de gas	Agua
		Enfriamiento	Agua-Bromuro de Litio	Simple	16LJ	0.7	264 a 1846	Agua caliente		Agua
		Enfriamiento	Agua-Bromuro de Litio	Simple	16TJ	0.65	352 a 2461	Vapor de agua		Agua
		Enfriamiento	Agua-Bromuro de Litio	Doble	16NK	1.1	345 a 4652	Vapor de agua		Agua
Yazaki	Absorción	Enfriamiento - calentamiento	Agua-Bromuro de Litio	Doble	K	1	105 a 352		Llama directa de gas	Agua
		Enfriamiento - calentamiento	Agua-Bromuro de Litio	Simple	SH	0.7	35, 70 y 105	Agua caliente		Agua
		Enfriamiento	Agua-Bromuro de Litio	Simple	SC	0.7	35, 70 y 105	Agua caliente		Agua

Figura 1.30: Equipos de Absorción existentes a nivel comercial, marcas y características (2012)

Compañía	Tecnología	Ciclo	Fluido de trabajo	Efecto	Series	COP Nominal	Capacidades de enfriamiento (kW)	Aptos para accionamiento con:		Medio de condensado
								Energía Solar	Combustión	
Thermax	Absorción	Enfriamiento	Agua-Bromuro de Litio	Simple	Cogenie LT	0.67 a 0.7	35 a 739	Agua caliente		Agua
		Enfriamiento	Agua-Bromuro de Litio	Simple	ProChill LT	0.67 a 0.7	844 a 4044	Agua caliente		Agua
		Enfriamiento - calentamiento	Agua-Bromuro de Litio	Doble	EcoChill Nxt	1.2	387 a 3893		Llama directa de gas	Agua
		Enfriamiento - calentamiento	Agua-Bromuro de Litio	Simple	ProChill B4K	0.7	345 A 6492	Vapor de agua		Agua
		Enfriamiento - calentamiento	Agua-Bromuro de Litio	Doble	ProChill B4K	1.2	390 a 5926	Vapor de agua		Agua
Trane	Absorción	Enfriamiento	Agua-Bromuro de Litio	Simple	ABSC	0.63	394 a 1635	Agua o vapor		Agua
		Enfriamiento	Agua-Bromuro de Litio	Simple	ASBD	0.7	2008 a 4821	Agua o vapor		Agua
		Enfriamiento	Agua-Bromuro de Litio	Doble	ABTF	1.2	1266 a 6053	Agua o vapor		Agua
		Enfriamiento	Agua-Bromuro de Litio	Doble	ABDL	1	338 a 3717		Llama directa de gas	Agua
York	Absorción	Enfriamiento	Agua-Bromuro de Litio	Simple	YIA	0.69	420 a 4820	Agua o vapor		Agua
		Enfriamiento	Agua-Bromuro de Litio	Doble	YPC-ST	1.19	1050 a 2373	Agua o vapor		Agua
		Enfriamiento	Agua-Bromuro de Litio	Doble	YPC-DF	1	703 a 2372		Llama directa de gas	Agua
Robur	Absorción	Enfriamiento	Agua-Amoniaco	Simple	GA-ACF	0.75	17.5		Gas Natural o LP	Aire
		Enfriamiento	Agua-Amoniaco	Simple	GA-RTCF	0.74	35 a 87.5		Gas Natural o LP	Aire
		Enfriamiento - calentamiento	Agua-Amoniaco	Simple	GA-AYF	0.74	17.5	Vapor de agua y/o llama directa a gas con opcion simultánea		Aire
		Enfriamiento - calentamiento	Agua-Amoniaco	Simple	GA-RTYF	0.74	35 a 75	Vapor de agua y/o llama directa a gas con opcion simultánea		Aire
Rotartica	Absorción	Enfriamiento - calentamiento	Agua-Bromuro de Litio	Simple	Solar-045	0.67	4.5	Agua caliente		Aire
Climatewell	Absorción	Enfriamiento - calentamiento - carga	Agua-Cloruro de Litio	Simple	Climatewell-10	0.68	Hasta 20	Agua caliente		Agua

Figura 1.31: (Continuación) Equipos de Absorción existentes a nivel comercial, marcas y características (2012)

1.10. Revisión bibliográfica

1.10.1. Investigación experimental

Para acervo y desarrollo del presente proyecto se realizó una revisión bibliográfica, a fin de conocer el estado del arte en los sistemas de absorción, considerando diferentes soluciones sal-refrigerante y diversos objetivos de estudio; para análisis termodinámico y para los procesos de transferencia de masa y energía en el ciclo.

Alloush et al. (1982) desarrollaron un trabajo experimental acerca de la evaluación de la conductividad térmica en fluidos eléctricamente conductores, específicamente soluciones acuosas de Bromuro de Litio ($\text{LiBr-H}_2\text{O}$) a presiones de 1 atmósfera. Lograron el experimento al desarrollar un equipo al que denominaron Instrumento de Hilo Caliente de Estado Transitorio, a través del cual hacían circular una corriente eléctrica por un cable fabricado de tantalio. Mediante el experimento lograron tabular los valores de la conductividad térmica de la solución, para diferentes temperaturas a determinadas concentraciones, finalmente elaboraron una ecuación en función de la temperatura y la concentración para la presión de saturación de la mezcla, que sirve para modelar y diseñar elementos del sistema de absorción a través de correlaciones.

C.A. Infante Ferreira (1984) presenta en un análisis termodinámico de dos mezclas: Nitrato de Litio-Amoniaco y Tiocianato de Sodio-Amoniaco, en el que obtiene y presenta las ecuaciones de las propiedades termofísicas de ambas mezclas tales como; concentración, presión de vapor, densidad, viscosidad dinámica, conductividad térmica, calor específico y entalpía de líquido. Presenta además datos termodinámicos de diseño para los sistemas en estudio, lo que permite modelar teóricamente los sistemas en base a temperaturas de condensación, generación y evaporación recomendadas.

Eisa et al. (1986) realizaron un estudio que se dividió en dos partes, la primera para enfriamiento que es la que se menciona en este apartado. El estudio consistió en analizar y tabular las condiciones de operación óptimas para un sistema de absorción para enfriamiento que opera con una solución Agua-LiBr. Partieron de la regla de fases de Gibbs, y considerando que se tienen 2 grados de libertad, tomando 2 variables de operación como las variables libres, las otras condiciones se determinan por los datos de equilibrio termodinámico del par de trabajo. Se determinó que un parámetro importante de diseño, es la relación de flujo, que es la relación entre la cantidad de solución que circula por el sistema y la cantidad de refrigerante generado en el sistema. Se determinaron también temperaturas de evaporación, generación y condensación, para cada una de las cuales se obtuvieron valores de COP. Los resultados se tabularon y permiten predecir el comportamiento del sistema desde la fase de diseño.

Kawamata et al. (1988) utilizando un sistema experimental, determinaron la conductividad térmica usando el método del hilo caliente en estado transitorio para electrolitos y soluciones acuosas de LiBr, a temperaturas superiores a los 100°C y presiones superiores a las 4 atmósferas. Las pruebas se realizaron para la solución con concentración de (sal/agua) 30.3%, 46.5% y 56.6%. Se obtuvieron tablas de estas tres condiciones para temperaturas desde 29 hasta 100°C y presiones desde 0.1 hasta 40 MPa. Adicionalmente presentaron las ecuaciones del comportamiento de la conductividad en función de la temperatura de solución, presión, concentración y 3 parámetros adimensionales. Con estas ecuaciones es posible modelar un generador para el sistema de absorción de doble efecto utilizando correlaciones para mezclas binarias.

Wen Yao et al. (1991) obtuvieron experimentalmente la tensión superficial de soluciones acuosas de LiBr, y soluciones acuosas de LiBr con aditivos derivados del octanol. Este trabajo fue desarrollado con un equipo denominado Aparato de Pérdida de Volumen de Tornberg. Los valores obtenidos, se tabularon para temperaturas de 20 hasta 90°C y concentraciones de la sal en el agua desde 10 hasta 60%. Aunque no presentaron ecuaciones del comportamiento, se pueden obtener polinomios a partir de las tablas presentadas. El valor de la tensión superficial, es de suma importancia para calcular el coeficiente de transferencia de calor para una mezcla binaria que experimenta ebullición nucleada en estanque, tal como sucede en el generador de un sistema de absorción.

Wimby y Berntsson (1994) mediante métodos experimentales, lograron obtener la viscosidad cinemática y la densidad de soluciones acuosas de LiBr, LiCl, CaCl_2 , ZnBr_2 y LiNO_3 . La densidad se obtuvo tomando agua de doble destilación primeramente en todos los solventes y se utilizó un tubo densímetro vibrante Anton Paar DMA 602. Las viscosidades se determinaron usando capilares sumergidos en un baño térmico con una estabilidad de temperatura de $\pm 0.02^\circ \text{C}$. Los valores de viscosidad y densidad se tabularon para cada solución, para diversas temperaturas y concentraciones. Presentaron además, ecuaciones del comportamiento de densidad y viscosidad cinemática.

M. Izquierdo, et al. (1998), demostraron que los sistemas de absorción de simple efecto, son menos eficientes en términos de energía primaria que los sistemas de compresión enfriados por aire, por lo tanto cuando se utiliza quema de combustibles fósiles para accionar estos sistemas de absorción, resulta insatisfactorio. Sin embargo, no es así con el uso de energía solar, esto presenta una alternativa para los picos de demanda máxima cuando se utilizan colectores solares.

Y. Kaita (2001) en vista de que los sistemas de absorción de triple efecto están emergiendo, se hace mayor la necesidad de datos de la solución acuosa de LiBr a altas temperaturas, y el trabajo que Y. Kaita desarrolla, está enfocado al análisis de las ecuaciones que describen el comportamiento termodinámico de dicha solución para el diseño y la simulación del sistema que opera a altas temperaturas, y la temperatura de la solución va desde 40 a 210°C , con concentraciones de 40 a 65% . Estas ecuaciones son de suma importancia para diseñar sistemas de absorción de triple efecto, donde las temperaturas de generación son cercanas a los 210°C . Las ecuaciones muestran el cálculo de la temperatura de saturación de la mezcla, presión de vapor, entalpía, calor específico y entropía. Finalmente obtuvieron una gráfica de la entropía para diversas temperaturas a diferentes concentraciones, y compararon los resultados con otros obtenidos por diferentes investigadores y se encontraron diferencias del 1% , ya que en el presente trabajo se propusieron nuevas ecuaciones.

W. Rivera y A. Xicale (2001) desarrollaron un método experimental para la obtención de coeficientes de transferencia de calor en ebullición nucleada saturada al interior de tubos para la solución acuosa de LiBr, para concentraciones que van desde 48 hasta 65% . Los coeficientes obtenidos promedio van desde 1000 hasta $4000 \text{ W/m}^2 \text{ K}$. Se hizo fluir la solución en un tubo vertical de acero inoxidable que recibía un flujo de calor uniforme, misma que se calentó previamente y de manera uniforme también en 2 etapas consecutivas, y al entrar al área de medición que representa el tubo vertical, se podía medir la temperatura del fluido y la temperatura de la pared interna del tubo mediante 24 termopozos conjugados en 8 arreglos de 3 , y conociendo las propiedades termodinámicas de la solución fue posible determinar los coeficientes h ($\text{W/m}^2 \text{ K}$) de transferencia de calor. Conociendo las temperaturas mencionadas y el flujo de calor que se suministró mediante una resistencia eléctrica, fue posible conocer los coeficientes de transferencia de calor usando la ley de Newton para el enfriamiento, donde interviene un coeficiente convectivo.

G. A. Florides et al. (2003) presentaron el desarrollo del diseño y construcción de una máquina de absorción de simple efecto que opera con la solución acuosa de LiBr, en el desarrollo de su trabajo, presentan la metodología para el cálculo termodinámico y sus balances respectivos, así mismo, el balance de transferencia de energía y masa para dimensionar los diferentes intercambiadores de calor usando la ecuación de Fourier. Sin embargo, no presenta el análisis del diseño del generador. Los resultados, muestran los diferentes coeficientes de transferencia de calor y sus respectivas condiciones de diseño en relación a temperaturas de entrada y salida del fluido de los intercambiadores.

G. Vinayak Rao y Balakrishnan (2004) desarrollaron una extensa investigación experimental de la transferencia de calor en ebullición nucleada en estanque para mezclas multicomponentes, mediante la cual, cubren la gran necesidad de correlaciones para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en ebullición bajo estas condiciones en mezclas binarias y ternarias. Básicamente tomaron un recipiente de vidrio de doble pared con vacío entre ambas paredes en el cual vertieron una mezcla binaria para analizar, posteriormente experimentaron con una mezcla ternaria, suministrando calor desde la base. Era posible controlar la ebullición, dado que se tenía un serpentín de enfriamiento inmerso en el fluido que estaba hirviendo. Se hicieron hervir 150 ml de fluido en cada experimento y se resolvió la ecuación unidimensional de Fourier para estado estacionario sin generación, con esta ecuación pudo calcularse el flujo de calor midiendo las temperaturas del sistema, posteriormente con la ecuación de Newton para el

enfriamiento, fue posible calcular los coeficientes convectivos de ebullición. Una vez hechos los experimentos, se compararon con el análisis teórico de correlaciones existentes para mezclas multicomponentes y se encontraron márgenes de error muy altos en ciertas correlaciones para ciertas mezclas, de la comparación, resultó una propuesta de nuevas correlaciones que se presentan en el documento basándose en investigaciones de otros autores y con las que es posible calcular los coeficientes para mezclas binarias o ternarias. Dichas correlaciones requieren del conocimiento de las propiedades físicas de las soluciones, tales como; tensión superficial, densidad, viscosidad dinámica y algunas otras.

Zhe Yuan y Harold (2005) encontraron las ecuaciones del cálculo de las propiedades termodinámicas de la solución acuosa de LiBr, mediante el uso de la correlación de multipropiedades de la energía libre de Gibbs, mismas que son presentadas para un amplio rango de temperaturas que son incluso superiores a los 240° C, y presentan las ecuaciones del cálculo de las propiedades: presión de vapor, calor específico, volumen específico, entalpía y entropía, finalmente presentan nuevas correlaciones para la obtención de las propiedades de la mezcla mencionada.

M. Izquierdo et al. Resultados obtenidos en Arganda del rey en Madrid, España en 2005, desarrollaron la evaluación experimental de un sistema de absorción existente en el mercado de la marca ROTARTICA de 4.5 kW de enfriamiento. Hicieron operar el equipo bajo condiciones ambiente normales durante 3 días de agosto con diferentes temperaturas exteriores. Las temperaturas de generación variaron desde 80 a 110°C y las temperaturas de enfriamiento iban de 35 a 41.3 °C. El COP promedio obtenido al final de los 3 días fue de 0.37.

Cerezo R. J. Tesis Doctoral (2006) presenta el análisis del proceso de absorción mediante el uso de un intercambiador de placas, en un sistema que opera con la mezcla amoníaco-agua, y un sistema que trabaja con $LiNO_3-NH_3$ para realizar una comparación, además presenta un compendio de correlaciones para la solución $LiNO_3-NH_3$, las cuales fueron de gran utilidad para la simulación computacional de un sistema de absorción con esta última mezcla. El estudio fue teórico-experimental. se comienza con el modelado matemático, posteriormente mediante correlaciones empíricas para mezclas binarias, se conoce el diámetro de la burbuja y con los datos obtenidos se realiza simulación computacional ya que el proceso es iterativo. Se logró demostrar experimentalmente, que en el absorbedor, la temperatura de la solución y de la interfase vapor-solución son casi iguales en el caso del amoníaco-agua, y al comparar los resultados con la solución $LiNO_3-NH_3$, se observó el mismo patrón, lo que indica que tienden al mismo comportamiento, a excepción de que en la última solución, el absorbente no es volátil. La eficiencia másica del absorbedor osciló entre 30 y 62%.

C. O. Rivera en 2006 diseñó, construyó y evaluó un sistema de refrigeración intermitente usando un CPC truncado con una relación de concentración de 3.3 para producir 8 kg de hielo por día. El sistema de refrigeración opera con la solución Amoníaco - Nitrato de Litio (NH_3-LiNO_3) y es intermitente porque consta de 2 etapas: en la primera se llevan a cabo los procesos de generación y condensación y en la segunda los de evaporación y absorción. Se obtuvo que el proceso de generación se lleva a cabo en un rango de temperaturas que varía entre 75 °C y 110 °C mientras que en el proceso de evaporación el refrigerante alcanzó la temperatura de -20 °C y el agua refrigerada de -1 °C.

Llamas et al. en 2007, desarrollaron en el Centro de Investigación en Energía de la UNAM un sistema de refrigeración por absorción de capacidad baja, entre 5 y 10 kW. El sistema se caracterizó por operar con la mezcla Nitrato de Litio - Amoníaco ($LiNO_3-NH_3$), además de que el condensador y absorbedor eran enfriados por aire. El calor era suministrado por un colector de tubos evacuados. Como el amoníaco es el refrigerante, el prototipo puede operar como un sistema de refrigeración o de aire acondicionado. Se obtuvo como resultados un COP de 0.53 para un calor suministrado a 120°C, un calor rechazado a 40°C y se produjo agua refrigerada a 0°C.

Libotean et al. 2007 midieron el equilibrio líquido vapor de las mezclas Amoníaco - Nitrato de Litio (NH_3-LiNO_3) y Amoníaco - Nitrato de Litio - Agua ($NH_3-LiNO_3-H_2O$). La presión de vapor de la mezcla ternaria se midió entre el rango de 293.15 y 353.15 K, con una variación en la fracción másica de refrigerante (NH_3) de 0.20 a 0.55 para tres distintas fracciones másicas de agua en la solución ($LiNO_3$

+ H₂O) de 0.20, 0.25, y 0.30. Por su parte, la presión de vapor de la mezcla binaria también se midió entre el rango de 293.15 K a 353.15 K, con una variación en la fracción másica del amoníaco de 0.35 a 0.65.

Libotean et al. (2008) presentan una investigación experimental para obtener densidades, viscosidades y calores específicos de *LiNO₃-NH₃* y *LiNO₃-NH₃-Agua*. Presentan un compendio de tablas para diversas condiciones de temperatura, concentración y a una presión media de 1.8 MPa. Además presentan las ecuaciones para densidad, calor específico y viscosidad dinámica y cinemática.

Marcos del Cano en 2008 presentó un sistema de absorción de Bromuro de Litio - Agua (LiBr-H₂O) de doble efecto condensado por aire. El sistema se caracterizó para tres días representativos de la temporada de climatización: templado, caluroso y muy caluroso, como resultados obtuvo que el prototipo produce agua fría a 13.5 °C para una temperatura exterior de 40 °C y tiene un COP de 0.7.

Zacarías Santiago A. Tesis Doctoral (2009) presenta una investigación sobre el proceso de transferencia de energía y masa en 2 elementos del ciclo de absorción: Generador y Absorbedor. El proceso de absorción se analiza para absorbedores adiabáticos con diferentes mecanismos de absorción tales como lámina y de gotas dispersas de diferentes diámetros, tipo niebla, cono hueco y cono sólido, los resultados experimentales muestran que el mejor mecanismo es el atomizado tipo niebla para sistemas de *LiNO₃-NH₃*, seguido por el atomizado tipo cono sólido. Lo que supone que utilizando cono sólido, puede lograrse la meta de reducir el tamaño del absorbedor en estas máquinas.

Beng Tesha, tesis de maestría (2009) de un programa de entrenamiento geotérmico de la Universidad de las Naciones Unidas en Islandia, presentó una investigación sobre el potencial de la aplicación de los sistemas de refrigeración por absorción en una planta geotermoeléctrica, para el condensado del vapor que sale de la turbina. Utilizando recursos geotérmicos de temperaturas que no son suficientes para crear potencia o del calor de desecho de la planta, es posible accionar un sistema de absorción que a su vez, con agua de enfriamiento pueda alimentar al condensador de la planta. Si la temperatura de condensación de la planta se reduce, lo hace también la presión y esto incrementará la capacidad de la turbina. Se modelaron sistemas de absorción con mezcla de amoníaco-agua y agua-bromuro de litio. En el estudio presentan los cálculos termodinámicos y de transferencia de energía y masa para el dimensionado de las áreas de transferencia de calor, así mismo, presentan los resultados y los coeficientes convectivos para ebullición nucleada acompañados del coeficiente total de transferencia de calor, que sirven como un punto de comparación para futuros cálculos. Finalmente probaron que para las mismas condiciones, el sistema agua-LiBr, es más eficiente que el de agua-amoniaco. Demostraron que aún no es factible utilizar plantas de generación geotermoeléctrica combinadas con sistemas de absorción, debido a que los costos son tan elevados que la recuperación de la inversión se prolonga a más de 25 años, que es el tiempo de vida normal de una planta geotérmica. Proponen que la investigación en el tema de la refrigeración por absorción, debe encaminarse a incrementar la eficiencia del ciclo y reducir los costos que intervienen en la construcción de los sistemas.

R.Z. Wang et al. Agosto de 2012, publicaron los resultados obtenidos experimentalmente de la construcción y operación de un sistema prototipo de absorción de doble efecto enfriado por aire que opera con la mezcla agua-amoniaco. El sistema tiene una capacidad de 2 kW de enfriamiento y el objetivo fue demostrar la factibilidad técnica del sistema, cuando el equipo mantuvo temperaturas de generación de 85°C y temperaturas de enfriamiento de 8°C para una temperatura ambiente de 29°C, el COP promedió 0.21 aunque se mantuvo en rangos de operación de 0.18 a 0.25.

G. Moreno-Quintanar et al. 2012 desarrollaron y evaluaron un sistema de refrigeración solar por absorción intermitente. El sistema opera con las mezclas Amoniaco - Nitrato de Litio (NH₃-LiNO₃) y Amoniaco - Nitrato de Litio - Agua (NH₃-LiNO₃-H₂O). El sistema fue diseñado para producir hasta 8 kg/día de hielo y se compone de un concentrador parabólico compuesto (CPC) con un receptor cilíndrico que actúa como generador/absorbedor, un condensador, un evaporador y un dispositivo de expansión. Se obtuvieron temperaturas en el evaporador de -8°C para un periodo de 8 h. En cuanto a la comparación de rendimientos, se obtuvo que la mezcla ternaria puede ser hasta 24 % mayor que los obtenidos por la mezcla binaria, que varían desde 0.066 hasta 0.093.

A. Gonzales Gil et al. en 2013 publicaron los resultados de la evaluación experimental de un sistema de absorción que opera con la mezcla Agua-Bromuro de litio enfriado por aire. Construyeron un prototipo para aire acondicionado solar con un absorbedor adiabático de placa plana, un sistema de enfriamiento por aire que enfría directamente condensador y absorbedor. El equipo tiene una capacidad de refrigeración de 4.5 kW, se logró la condensación a temperaturas ambiente desde 40 hasta 50°C, el proceso de absorción se realizó a temperaturas de 46°C. La potencia de enfriamiento alcanzada fue de 3.8 kW con temperaturas de enfriamiento de 14°C y las temperaturas de generación variaron de 85 a 110°C. El sistema se acopló a un campo de colectores de 40 m². El COP resultó en promedio 0.6. No se encontró rastro de cristalización en el sistema.

1.10.2. Investigación teórica

R. Best et al. (1991) desarrollaron un trabajo extenso de simulación de diversas condiciones de operación para un sistema de absorción que opera con la mezcla $LiNO_3 - NH_3$, en el cual presentan sus condiciones diversas, basadas en 4 temperaturas básicas de operación; temperatura de evaporación, temperatura de generación, temperatura de condensación y temperatura de absorción. De hecho, este tipo de información, permite hacer simulaciones futuras y comparar resultados con las tablas que se presentan como resultado de la investigación, en las que para diferentes combinaciones de las temperaturas y concentraciones de operación, se tabula el COP. Los resultados muestran valores para temperatura máxima de generación de 145 °C.

Romero et al. 2000 hicieron una modelación en la que compararon el rendimiento teórico de un sistema de aire acondicionado solar por absorción operando con la mezcla Bromuro de Litio - Agua (LiBr-H₂O) y una mezcla acuosa ternaria compuesta por Hidróxido de Sodio, Hidróxido de Potasio e Hidróxido de Cesio [NaOH:KOH:CsOH] con las proporciones 40:36:24. Los resultados demostraron que ambas mezclas obtienen semejantes coeficientes de rendimiento, sin embargo, encontraron que el sistema que opera con los hidróxidos puede operar con un rango de temperaturas más alto en el condensador y absorbedor y que el calor emitido por estos componentes puede ser eliminada por aire. Los COP en función de la temperatura de generación, con una temperatura de evaporación de 5 °C y una temperatura de condensación igual a la de absorción de 50 °C, son de 0.24 a 0.40 para Bromuro de Litio- Agua y de 0.50 a 0.52 para la mezcla ternaria de hidróxidos.

Medrano et al. 2001 discutieron la posibilidad de utilizar mezclas de fluidos orgánicos, como tri-fluoroetanol - tetra etilenglicol dimetil éter (TFE-TEGDME) y metanol - tetra etilenglicol dimetil éter (CH₃OH-TEGDME) como pares de fluidos de trabajo en serie y en ciclos de absorción de doble intercambio de vapor. Los resultados mostraron que el COP del ciclo que operaba con TFE-TEGDME es 15 % mayor a los sistemas que operan con Amoniaco - Agua (NH₃-H₂O).

Venegas et al. 2002 analizaron un sistema de absorción de doble y triple efecto operando con Nitrato de Litio - Amoniaco (LiNO₃-NH₃) y Tiocianato de Sodio - Amoniaco (NH₃-NaSCN). Los resultados mostraron que para el sistema de doble efecto y con la mezcla nitrato de litio - amoniaco se obtuvo un COP de 0.29 con una temperatura de evaporación de 15 °C y una temperatura de generación de 90 °C, mientras que el COP de la mezcla tiocianato de sodio - amoniaco fue un poco menor.

Venegas et al. 2005 presentan un procedimiento numérico para diseñar absorbedores con aspersión de Nitrato de Litio - Amoniaco (LiNO₃-NH₃) para sistemas de refrigeración por absorción, simulando la transferencia de calor y masa entre las gotas de la solución y el vapor del refrigerante. Los resultados mostraron que aproximadamente el 60 % de la transferencia de total de masa se produce durante el periodo de desaceleración las gotas. Este periodo representa el 13.4 % y el 11.6 % del tiempo de residencia de las gotas en el interior de los absorbedores de baja y de alta presión hasta que alcancen el estado de equilibrio, respectivamente.

1.11. Justificación

Como puede observarse en la revisión bibliográfica, la mezcla $LiNO_3-NH_3$ sigue siendo estudiada hasta la fecha, debido a que no existen datos completos de sus propiedades termodinámicas, falta aún obtener datos de la entropía de esta solución para poder realizar análisis de irreversibilidad en estos sistemas.

El potencial de aplicación de estos equipos, no sólo se queda en la climatización de espacios para confort humano, pues esto no requiere de temperaturas menores a los $15^\circ C$, el potencial viene también de la aplicación a la conservación de alimentos, pues como ya se mencionó, el 85 % del consumo eléctrico del sector comercial, se debe a climatización de espacios y refrigeración.

En el Instituto de Energías Renovables (IER) se tiene construido un equipo de absorción de configuración horizontal que opera con la mezcla $LiNO_3-NH_3$ y ya se tienen resultados preliminares para un pequeño rango de condiciones de operación, sin embargo, no existen datos experimentales de equipos similares para temperaturas de condensación mayores a $25^\circ C$, ni temperaturas de evaporación menores a $0^\circ C$, motivo por el cual, es necesario desarrollar investigación que permita evaluar y caracterizar este sistema que es único en su tipo y que ningún fabricante ha desarrollado comercialmente aún en México o en el mundo.

1.12. Objetivos

En el desarrollo del presente proyecto, se tienen planteados diversos objetivos que son claros y específicos. Se presentan a continuación.

1.12.1. Objetivo general

El objetivo general es evaluar experimentalmente un equipo de refrigeración por absorción de configuración horizontal que opera con la mezcla $LiNO_3-NH_3$.

1.12.2. Objetivos específicos

1.- Desmontar el absorbedor del sistema para que el fabricante realice las modificaciones pertinentes y correspondientes a errores de fabricación.

2.- Proponer mejoras en el proceso de absorción del equipo y establecerlas en las modificaciones que realizará el fabricante.

3.- Reconstruir el equipo mecánicamente, efectuar las pruebas de presión y seguridad pertinentes; cargar el sistema con la solución siguiendo los protocolos establecidos.

4.- Rediseñar y reconstruir el sistema de enfriamiento para el proceso de condensado y absorción del equipo, con la finalidad de realizar pruebas en un rango mayor de condiciones de operación.

5.- Iniciar con el arranque del equipo y comenzar la experimentación bajo diferentes condiciones de operación.

6.- Evaluar el desempeño e interpretar los resultados.

7.- Proponer modificaciones e iterar si se requiere.

8.- Presentar conclusiones y recomendaciones.

1.13. Estructura de la tesis

Capítulo 1: Introducción

El primer capítulo presenta la motivación para investigar el tema. Aborda el panorama energético mundial y nacional. Trata de exponer el estado del arte de la refrigeración convencional y no convencional mediante un estudio de los equipos que existen en el mercado. Presenta una revisión bibliográfica, la justificación del proyecto, los objetivos generales y específicos, la metodología del desarrollo de la tesis y finaliza con una descripción general de la misma, la estructura y el contenido de los capítulos.

Capítulo 2: Marco teórico

Se presentan los fundamentos teóricos de la termodinámica asociada a los ciclos de refrigeración por compresión y de absorción.

Capítulo 3: Descripción del sistema experimental

Se describe el sistema refrigeración por absorción a evaluar, desde su forma general hasta los subsistemas, instrumentación y calibración.

Capítulo 4: Experimentación y evaluación

Se describe la metodología para realizar la experimentación. Se establecen las condiciones de operación, se presentan los resultados obtenidos así como su interpretación.

Capítulo 5: Conclusiones y recomendaciones

Se presentan las conclusiones de la tesis y las recomendaciones correspondientes.

El capítulo que se desarrolla a continuación, describe los fundamentos teóricos del proyecto, los cuales se basan en el ciclo de refrigeración.

Se tocarán de forma explícita los conceptos de primera y segunda ley de la termodinámica, que son fundamentales para la comprensión y análisis de los ciclos de refrigeración

Posteriormente es necesario conocer el desarrollo del ciclo inverso de carnot, su significado y su importancia en la termodinámica. Se describirá el ciclo de refrigeración por compresión mecánica de vapor, el cual tiene importantes similitudes con el sistema de absorción.

Finalmente se describirá la termodinámica relacionada a la absorción.

En todos los casos se describen los balances generales de energía de la primera ley de la termodinámica, su eficiencia correspondiente (COP) y sus principales características de diseño.

2.1. Conceptos básicos

El objetivo de un sistema de refrigeración, es mantener una región a una temperatura por debajo de la del entorno.

Con la finalidad de introducir aspectos importantes de la refrigeración, conviene iniciar la definición de la primera ley de la termodinámica, que permite entender el concepto *energía*, posteriormente definir la segunda ley de la termodinámica considerando el ciclo de Carnot de refrigeración de vapor, mejor conocido como ciclo inverso de Carnot. Finalmente, describir el ciclo de refrigeración por compresión seguido por el marco que define la termodinámica asociada a la absorción.

2.2. Primera ley de la termodinámica

La primera ley de la termodinámica es sólo una expresión del principio de conservación de la energía, y confirma que la energía es una propiedad termodinámica.

Una mayor consecuencia de la primera ley, es la definición de la propiedad **Energía total E** . La energía total depende de los estados finales del sistema solamente, y debe corresponder a un cambio en una propiedad del sistema. Esta propiedad es la **Energía total**. La primera ley establece que el cambio en la energía total durante un proceso adiabático (sin transferencia de calor a sus alrededores) debe ser igual al trabajo neto realizado.

En ausencia de efectos eléctricos, magnéticos y de tensión superficial; el cambio en la energía total de un sistema durante un proceso es la suma de los cambios en su *Energía interna U* , *Cinética E_c* y *Potencial E_p* y puede expresarse como:

$$\Delta E_{sistema} = \Delta U + \Delta E_c + \Delta E_p \quad (2.1)$$

Donde

$$\begin{aligned} \Delta U &= m(u_2 - u_1) \\ \Delta E_c &= \frac{1}{2}m(V_2^2 - V_1^2) \\ \Delta E_p &= mg(Z_2 - Z_1) \end{aligned}$$

El balance de energía para un sistema sometido a algún proceso puede expresarse como:

$$E_e - E_s = \Delta E_{sistema} \quad (2.2)$$

O en forma de razones:

$$\dot{E}_e - \dot{E}_s = \frac{dE_{sistema}}{dT} \quad (2.3)$$

Tomando el calor transferido al sistema y el trabajo efectuado por el sistema como cantidades positivas, el balance de energía para un sistema cerrado puede expresarse como:

$$Q - W = \Delta U + \Delta E_c + \Delta E_p \quad (2.4)$$

En el caso de un **sistema abierto**, que permite entrada y salida de masa al sistema, es importante mencionar que dicho sistema se conoce como **volumen de control**.

Una gran cantidad de elementos tales como turbinas, compresores y toberas operan por largos periodos de tiempo bajo las mismas condiciones una vez que el estado transitorio se completa y el estado estacionario se consigue.

A diferencia del estado transitorio, en el estado estacionario las propiedades termodinámicas del sistema permanecen constantes en un punto y se dice que el sistema experimenta un estado o diversos

estados cuando se lleva a cabo un proceso, motivo por el cual, las propiedades pueden leerse.

Durante un proceso de flujo estacionario, las propiedades extensivas o intensivas contenidas en el volumen de control *no cambian con el tiempo*.

Por lo tanto el volumen, la masa y la energía total contenida en el sistema permanecen constantes y no existe trabajo de frontera.

Durante un proceso de flujo estacionario, el contenido total de energía del volumen de control permanece constante $E_{VC} = Constante$, por lo tanto el cambio en la energía total del sistema es cero;

$$\Delta E_{VC} = 0$$

Entonces el balance general de energía en forma de razones se reduce para un proceso de flujo estacionario:

$$\dot{E}_e - \dot{E}_s = \frac{dE_{sistema}}{dt} = 0 \quad (2.5)$$

Dado lo anterior, el balance de energía resulta:

$$\dot{E}_e = \dot{E}_s \quad (2.6)$$

Como la energía solo puede transferirse mediante calor, trabajo y flujo másico, para un sistema general de flujo estacionario podemos expresar la ecuación de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_e + \dot{W}_e + \Sigma \dot{m} \theta = \dot{Q}_s + \dot{W}_s + \Sigma_s \dot{m} \theta \quad (2.7)$$

Donde $\theta = h + E_c + E_p$, explícitamente quedaría:

$$\dot{Q}_e + \dot{W}_e + \Sigma \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right) = \dot{Q}_s + \dot{W}_s + \Sigma \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right) \quad (2.8)$$

Cuando ocurren cambios en el volumen de control, se dice que el sistema experimenta un **estado transitorio**; es decir no estacionario.

En el análisis de un sistema de flujo transitorio es importante llevar cuenta del contenido de masa y energía del volumen de control, así como de las interacciones de energía a través de sus fronteras.

Algunos procesos de flujo no estacionario comunes son el llenado de un tanque rígido desde las líneas de suministro, descargar un fluido desde un tanque rígido, accionar una turbina de gas mediante aire presurizado almacenado en un tanque.

A diferencia de los procesos de flujo estacionario, los procesos transitorios operan bajo periodos de tiempo finitos en lugar de continuar indefinidamente, lo que requiere del estudio en intervalos de tiempo Δt en lugar de hacer análisis usando razones de cambios (cambios por unidad de tiempo).

Un sistema de flujo transitorio es similar a un sistema cerrado, con la diferencia de que en el sistema transitorio el contenido de masa dentro de las fronteras no permanece constante durante un proceso.

Otra diferencia entre sistemas de flujo estacionario y transitorio, es que los sistemas de flujo estacionario están fijos en espacio, tamaño y forma. Los sistemas transitorio no lo están, usualmente están fijos en espacio pero pueden involucrar movimiento de las fronteras y por lo tanto trabajo de frontera.

El balance de masa para un sistema que experimenta un proceso transitorio puede expresarse como sigue:

$$m_e - m_s = \Delta m_{sistema} \quad (2.9)$$

Donde $\Delta m_{sistema} = m_{final} - m_{inicial}$ es el cambio en la masa del sistema.

La energía contenida en el volumen de control cambia con el tiempo durante el proceso transitorio. La magnitud del cambio depende de la transferencia de energía a través de los límites del sistema tanto calor y trabajo así como la cantidad de energía transportada dentro y fuera del volumen de control mediante flujos másicos durante el proceso.

El balance de energía ya se mencionó anteriormente:

$$E_e - E_s = \Delta E_{sistema} \quad (2.10)$$

Los procesos de flujo transitorio son difíciles de analizar debido a que las propiedades de la masa pueden cambiar a la entrada o a la salida durante un proceso.

Cuando los cambios en la energía cinética y potencial asociados con el volumen de control y el flujo son despreciables, como usualmente es el caso, el balance de energía se simplifica como sigue:

$$Q - W = \Sigma_s mh - \Sigma_e mh + (m_2 u_2 - m_1 u_1) \quad (2.11)$$

2.3. Segunda ley de la termodinámica

En el desarrollo de la segunda ley de la termodinámica, es conveniente considerar un concepto que engloba a un cuerpo con una relativamente alta capacidad térmica (masa x Calor específico) que puede suministrar o absorber cantidades finitas de calor sin experimentar algún cambio en su temperatura.

Este cuerpo hipotético se conoce como **Reservorio de energía térmica** o simplemente **Reservorio**.

En la práctica, el aire atmosférico o el océano pueden ser tratados como reservorios.

Un sistema de dos fases puede ser modelado como un reservorio, debido a que puede recibir y liberar grandes cantidades de calor y mantener su temperatura constante.

Un reservorio que suministra energía en forma de calor se denomina **Fuente**, y uno que la absorbe se denomina **Sumidero**.

La transferencia de calor desde los procesos de industria hacia el medio ambiente es una preocupación, ya que el manejo irresponsable de la energía de desperdicio es causante de **Contaminación térmica**.

El trabajo puede ser convertido directa y totalmente en calor, sin embargo el calor requiere de sistemas especiales para ser convertido en trabajo y no será totalmente.

Estos sistemas especiales se denominan **Máquinas térmicas**.

Las máquinas térmicas pueden ser caracterizadas de la siguiente manera:

- 1.- Reciben calor de una fuente de alta temperatura.
- 2.- Convierten parte de ese calor en trabajo.
- 3.- Rechazan el resto de la energía como desperdicio a un sumidero de baja temperatura.
- 4.- Operan dentro de un ciclo.

Las máquinas térmicas y otros ciclos usualmente involucran un fluido al cual y desde el cual transferir calor durante la operación del ciclo, este fluido se conoce como **Fluido de trabajo**.

El término *Máquina Térmica* es usado frecuentemente en un sentido más amplio para definir sistemas productores de trabajo que no operan en un ciclo termodinámico. Los sistemas de combustión interna caen dentro de esta categoría.

Las plantas de turbina de gas y los motores de automóviles, operan en un ciclo mecánico pero no en un ciclo termodinámico, debido a que el fluido de trabajo es liberado al ambiente y no reutilizado en el ciclo.

El sistema de producción de trabajo que mejor encaja en la definición de máquina térmica es la **Planta de potencia a vapor**, que es una máquina de combustión externa. (fig. 6.10, 282).

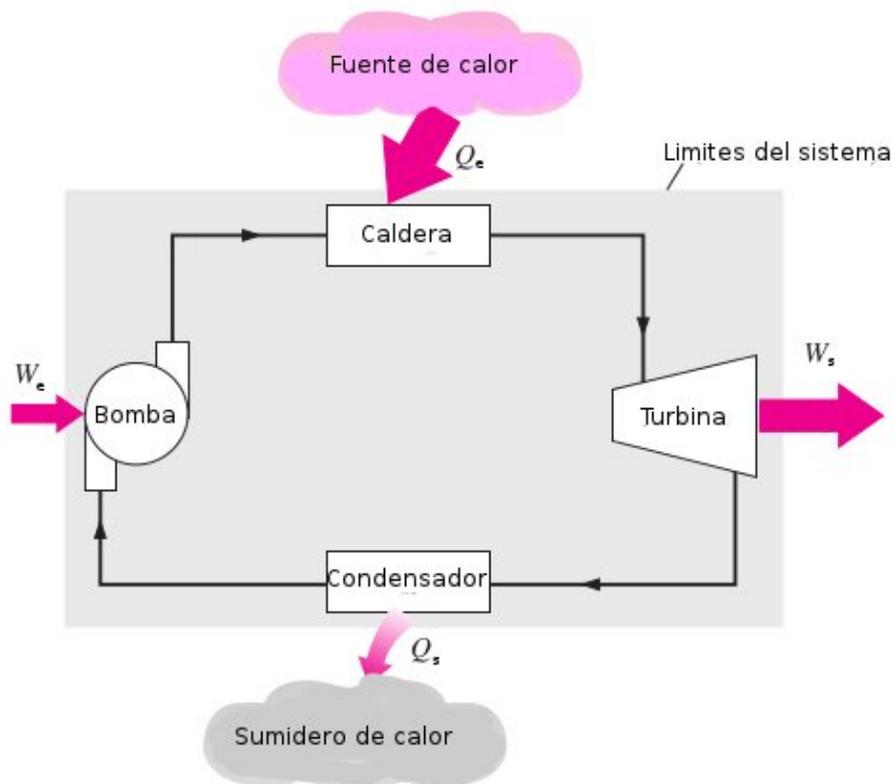


Figura 2.1: Diagrama esquemático de una planta de vapor para producción de potencia.

En la figura es posible observar algunas cantidades como son:

Q_e = Cantidad de calor suministrado al vapor en la caldera desde una fuente de alta temperatura.

Q_s = Cantidad de calor rechazado por el sistema a través del condensador hacia un sumidero de baja temperatura.

W_s = Cantidad de trabajo entregado por el vapor a medida que se expande en la turbina.

W_e = Cantidad de trabajo requerido por el sistema para llevar el agua a la presión de la caldera.

El trabajo neto de salida de esta planta de potencia es simplemente la diferencia entre el trabajo total de entrada y el trabajo total de salida:

$$W_{net,s} = W_s - W_e \quad (2.12)$$

Para un sistema que opera bajo un ciclo, el cambio en la energía interna ΔU es cero, por lo tanto, el trabajo neto de salida del sistema también es igual a la transferencia neta de calor del sistema:

$$W_{net,s} = Q_e - Q_s \quad (2.13)$$

2.3.1. Eficiencia Térmica

La fracción de calor de entrada que se convierte en trabajo neto de salida es una medida del desempeño de una máquina térmica y se conoce como **Eficiencia Térmica** η_{th} .

Para las máquinas térmicas, la salida deseada es el trabajo neto de salida y la entrada requerida es la cantidad de calor suministrada al fluido de trabajo, por lo que la eficiencia térmica puede expresarse:

$$\eta_{th} = \frac{W_{net,s}}{Q_{net,e}} \quad (2.14)$$

Dado que

$$W_{net,s} = Q_e - Q_s$$

se puede reescribir la ecuación de la eficiencia y queda:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_s}{Q_e} \quad (2.15)$$

Los sistemas cíclicos de interés práctico tales como máquinas térmicas, refrigeradores y bombas de calor, operan entre un reservorio de alta temperatura T_H y uno de baja temperatura T_L .

Para uniformizar tales conceptos, puede definirse:

Q_H = Calor transferido entre el reservorio de alta temperatura T_H y el sistema cíclico.

Q_L = Calor transferido entre el reservorio de baja temperatura T_L y el sistema cíclico.

Q_L y Q_H se definen como magnitudes por lo tanto son cantidades positivas.

Por lo tanto el trabajo neto de salida y la eficiencia térmica pueden expresarse:

$$\begin{aligned} W_{net,s} &= Q_H - Q_L \\ \eta_{th} &= \frac{W_{net,s}}{Q_H} \\ \eta_{th} &= 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \end{aligned} \quad (2.16)$$

2.3.2. Refrigeradores y bombas de calor

Es bien conocido que el calor siempre fluye en la dirección de la temperatura decreciente. Revertir el proceso no es algo que puede ocurrir por sí solo, requiere de un dispositivo especial llamado **Refrigerador**, que transfiere calor de un reservorio de baja temperatura a uno de alta temperatura.

El fluido de trabajo de un refrigerador se conoce como *Refrigerante*.

El ciclo más usado en la refrigeración, es el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, que involucra 4 componentes, compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador.

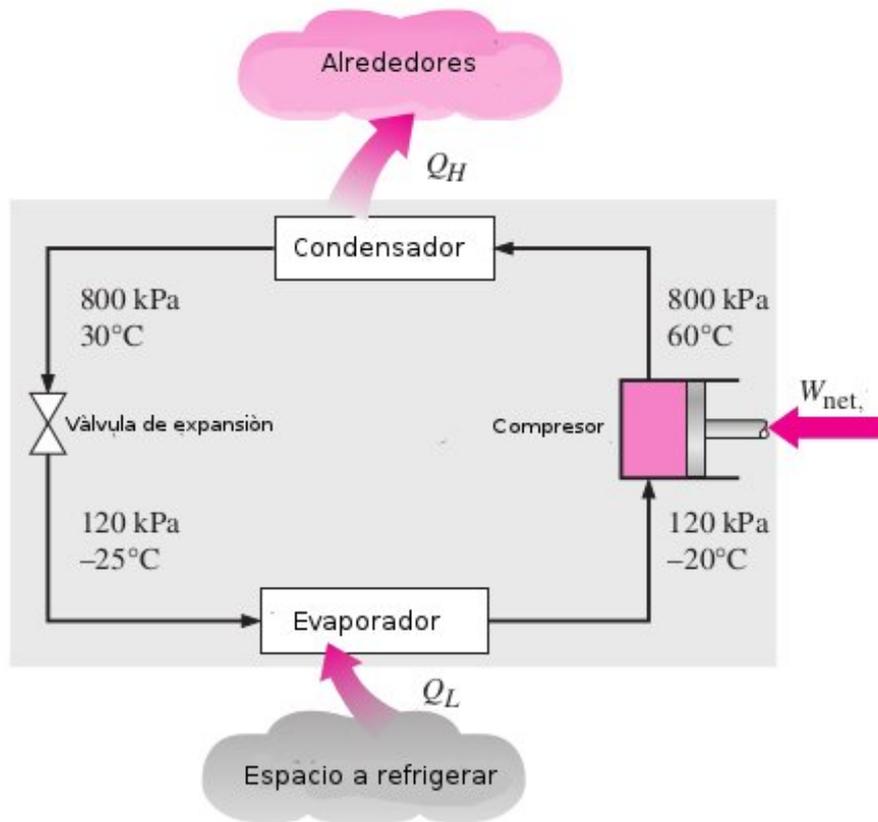


Figura 2.2: Componentes básicos de un sistema de refrigeración por compresión y sus condiciones típicas de operación.

Basados en la figura mostrada, es posible conocer la eficiencia del sistema que en este caso se denomina **Coefficiente de desempeño COP** por sus siglas en inglés.

El COP de refrigeración (para enfriamiento) se designa como COP_R y puede conocerse de la siguiente manera:

$$COP_R = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_L}{W_{net,s}} \quad (2.17)$$

Dado que

$$W_{net,s} = Q_H - Q_L$$

el COP_R puede reescribirse como:

$$COP_R = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} \quad (2.18)$$

Otro dispositivo que transfiere calor de un reservorio de baja temperatura a uno de alta, es la **Bomba de calor**.

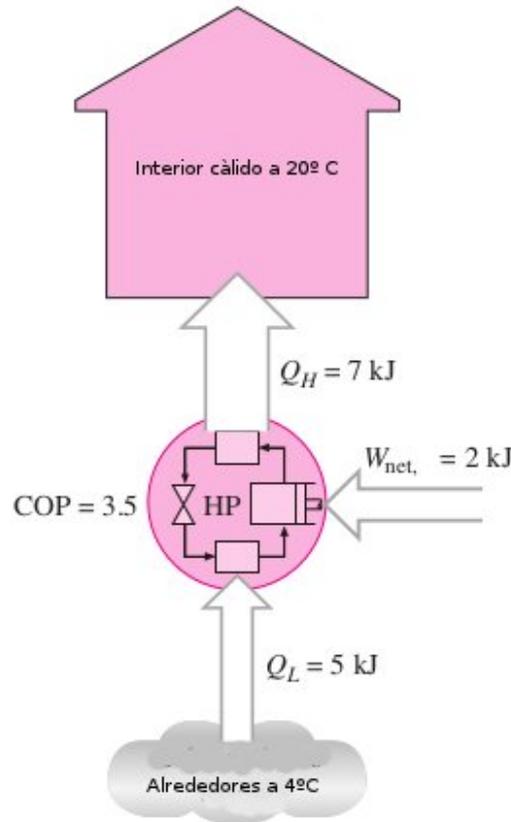


Figura 2.3: El trabajo requerido por una bomba de calor, se utiliza para extraer energía de un reservorio de baja temperatura y llevarla a un reservorio de alta temperatura.

En este caso el COP es para la bomba de calor COP_{HP} donde HP son las siglas de Heat Pump, dicho coeficiente puede calcularse como:

$$COP_{HP} = \frac{Q_H}{W_{net,e}} \quad (2.19)$$

Mismo que puede expresarse como:

$$COP_{HP} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} \quad (2.20)$$

Finalmente mediante el uso de las ecuaciones anteriores para el COP, puede concluirse que:

$$COP_{HP} = COP_R + 1 \quad (2.21)$$

2.3.3. Entropía S

Con la segunda ley de la termodinámica aparece el término **Entropía (S)** que indica el desorden molecular de un sistema. Conforme un sistema esta desordenado, es más difícil predecir la ubicación de sus moléculas, por lo que se dice que el sistema se encuentra en un alto nivel de entropía.

El balance general de entropía se define:

$$S_e - S_s + S_{gen} = \Delta S_{sistema} \quad (2.22)$$

El cambio de entropía de un sistema es la diferencia entre la entropía al estado final y la entropía al estado inicial.

$$\Delta S_{sistema} = S_{final} - S_{inicial} = S_2 - S_1 \quad (2.23)$$

Conviene notar que la entropía es una propiedad y su valor no cambia a menos que el estado del sistema cambie.

Los *mecanismos de transferencia de entropía* son:

1.- Transferencia de calor

En esencia, el calor es una forma desordenada de energía, y algo de esa desorganización fluirá con el calor.

La transferencia de calor a un sistema incrementa la entropía del sistema y por lo tanto el desorden molecular.

La tasa de transferencia de calor Q a un sistema a la temperatura absoluta T se conoce como flujo de entropía o **Transferencia de entropía**.

$$Transferencia\ de\ entropía = S_{calor} = \frac{Q}{T} \quad (2.24)$$

El trabajo es libre de entropía, y la entropía no puede transferirse por trabajo.

2.- Flujo másico

La masa contiene energía tanto como entropía y ambas son proporcionales a la cantidad de masa del sistema.

Los sistemas cerrados no involucran transferencia de masa, por lo tanto, tampoco transferencia de entropía por flujo másico.

$$S_{masa} = ms \quad (2.25)$$

2.3.4. Generación de entropía S_{gen}

Las irreversibilidades tales como fricción, mezclado, reacciones químicas, transferencia de calor entre diferencias finitas de temperatura, expansión libre, compresión fuera del cuasiequilibrio, siempre consiguen que la entropía de un sistema incremente.

Para un *proceso reversible* (proceso sin irreversibilidades), la generación de entropía es cero, y el cambio de entropía es igual a la transferencia de entropía.

La transferencia de entropía por calor es cero para sistemas adiabáticos.

El balance de entropía para un sistema que se encuentra bajo un proceso esta definido como sigue:

$$S_e - S_s + S_{gen} = \Delta S_{sistema} \quad (2.26)$$

En el caso de un sistema cerrado, no existe flujo másico de entrada o salida y el balance general de entropía queda:

$$\Sigma \frac{Q_K}{T_K} + S_{gen} = \Delta S_{sistema} = S_2 - S_1 \quad (2.27)$$

Donde Q_K es el calor transferido a través de los límites del sistema a la temperatura T_K en el sistema k .

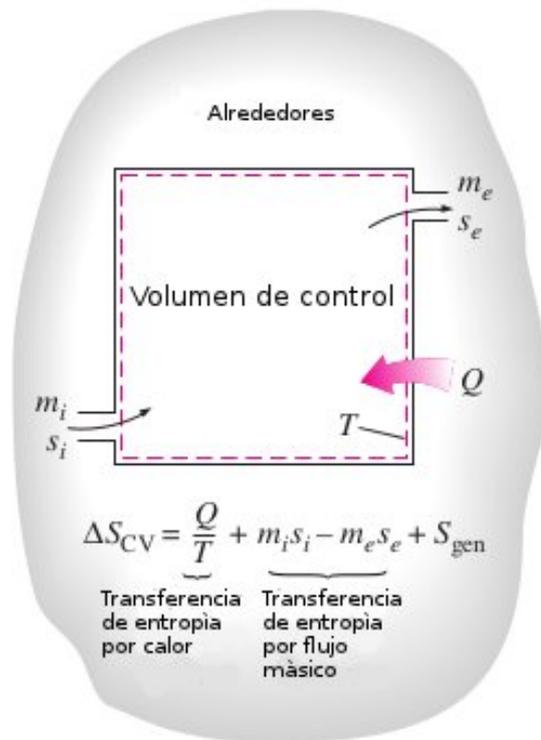


Figura 2.4: La entropía de un volumen de control cambia como resultado del flujo másico tanto como por la transferencia de calor.

En el caso de un **volumen de control (sistema abierto)** existe entrada o salida de flujo másico a través de los límites del sistema.

El balance general de entropía para este caso se expresa:

$$\sum \frac{Q_k}{T_k} + \sum m_e s_e - \sum m_s s_s + S_{gen} = (S_2 - S_1)_{VC} \quad (2.28)$$

o en la forma de razón:

$$\sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} + \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_s s_s + \dot{S}_{gen} = \frac{dS_{vc}}{dt} \quad (2.29)$$

Las unidades de la ecuación 1.31 son ($\frac{kW}{K}$).

2.4. Ciclo de Refrigeración de Carnot

La máquina de carnot no existe, es **Ideal**, es la máquina térmica más eficiente y tan alta eficiencia en la realidad no puede lograrse a menos que una máquina sea totalmente reversible.[14]

Sin embargo, el análisis permite conocer cual es la máxima eficiencia que puede alcanzarse con una máquina y el objetivo es aproximarse tanto sea posible, por eso aunque es una máquina ideal es conveniente conocerla ya que permite evaluar otros sistemas.

El ciclo inverso de Carnot, es un ciclo termodinámico de refrigeración que opera entre un foco (reservorio) a temperatura T_F y otro foco a mayor temperatura T_C . (Fig.2.5)

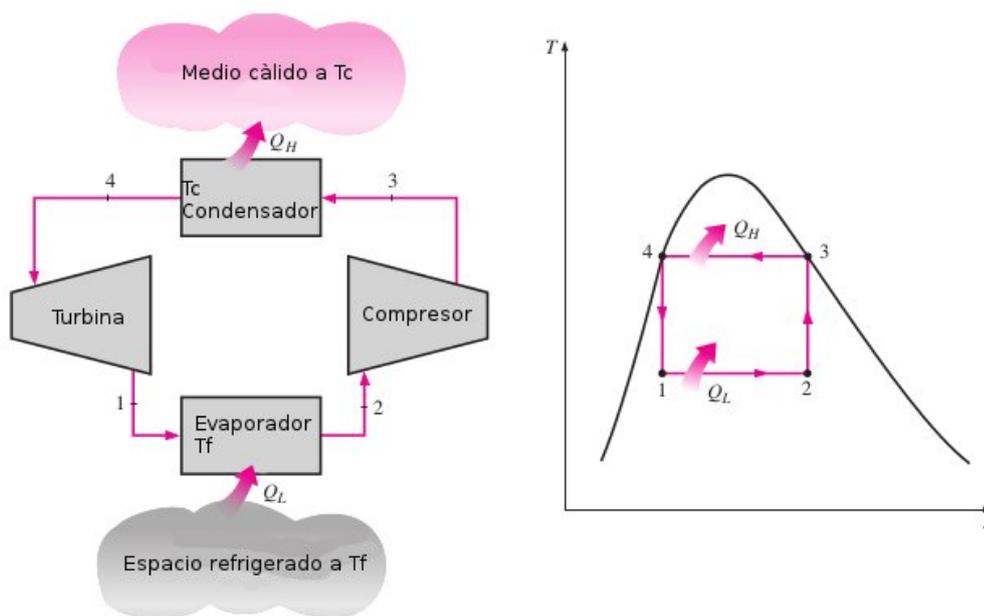


Figura 2.5: Ciclo de Carnot de refrigeración con vapor.

El ciclo lo realiza un fluido refrigerante que circula con flujo estacionario a través de una serie de equipos. Todos los procesos son internamente reversibles, lo que significa que la generación de entropía dentro de los límites o fronteras del sistema es **Cero**.

Como la transferencia de calor entre el refrigerante y cada foco ocurre sin diferencias de temperaturas, no hay irreversibilidades externas.

Para describir el ciclo, se comienza siguiendo el flujo estacionario del refrigerante a través de cada uno de los equipos comenzando por la entrada al evaporador.

El refrigerante entra al evaporador como una mezcla de líquido y vapor en el estado 4. En el evaporador, parte del refrigerante cambia de líquido a vapor como consecuencia del calor transferido desde el foco a temperatura T_F al refrigerante. La temperatura y presión durante este proceso permanecen constantes. El refrigerante se comprime adiabáticamente desde el estado 1, donde es una mezcla líquido-vapor, hasta el estado 2, donde es vapor saturado.

Durante este proceso, la temperatura del refrigerante se incrementa desde T_F hasta T_C y la presión también aumenta. El refrigerante pasa del compresor al condensador, donde cambia de fase desde vapor saturado hasta líquido saturado debido al calor transferido al foco de temperatura T_C . Presión y temperatura permanecen constantes en el proceso 2-3.

El refrigerante vuelve a su estado de entrada en el evaporador después de su expansión adiabática en una turbina. Durante este proceso 3-4, la temperatura decrece desde T_C , hasta T_F y hay un descenso de la presión.

El **COP** para enfriamiento puede calcularse como se mencionó en puntos anteriores:

$$COP_R = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_L}{W_{net,s}} \quad (2.30)$$

Dado que W_{net} es el trabajo neto realizado por el compresor;

$$W_{net,s} = Q_H - Q_L$$

el COP_R puede reescribirse como:

$$COP_R = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} \quad (2.31)$$

Los procesos pueden interpretarse como sigue:

- 1.- Compresión isentrópica
- 2.- Compresión isotérmica
- 3.- Expansión isentrópica
- 4.- Expansión isotérmica

En la realidad, la transferencia de calor del evaporador al foco frío o del condensador al foco caliente, no ocurre si no existe una diferencia de temperaturas entre el sistema y el foco, dado que el flujo de calor entre dos sistemas solo ocurre cuando existe una diferencia de temperaturas entre ambos.

Otro aspecto que hace este prototipo impráctico, es que el estado del fluido de trabajo a la entrada del compresor, es mezcla, lo que significa que el compresor debería comprimir líquidos. El compresor no está diseñado para comprimir líquidos.

Además de lo anterior, el proceso de expansión en la turbina desde el estado de líquido hasta vapor húmedo, no produce una cantidad relativamente alta de trabajo en comparación con el trabajo requerido por el compresor para operar en ciclo, una turbina operando en estas condiciones produciría una cantidad de trabajo menor porque su eficiencia sería bastante baja.

Finalmente, en la práctica se sustituye la turbina por una válvula de estrangulación. Los componentes del ciclo resultante se muestran en la figura 10.3, donde se supone **compresión seca** (el estado es totalmente vapor al entrar al compresor).

Este ciclo resultante se conoce como **Ciclo de refrigeración por compresión de vapor**.

2.5. Sistemas de refrigeración por compresión de vapor

Actualmente los sistemas más utilizados para refrigeración y acondicionamiento de aire, son los de compresión de vapor.

El sistema de compresión de vapor mostrado en la figura 2.6 opera en estado estacionario.

El calor transferido desde el espacio refrigerado al refrigerante, produce su ebullición. Para el volumen de control que se limita al evaporador, los balances de masa y energía resultan en el calor transferido por unidad de masa de refrigerante:

$$\frac{\dot{Q}_e}{\dot{m}} = h_1 - h_4 \quad (2.32)$$

Donde \dot{m} es el flujo másico de refrigerante y \dot{Q}_e se conoce como **Capacidad de refrigeración**. En el sistema internacional está expresado en **kW**, sin embargo comercialmente tiene un mayor uso la **Tonela-da de refrigeración** que equivale a 211 kJ/min o 12,000 BTU/hr.

Se supone que el compresor opere de manera adiabática (sin transferencia de calor hacia o desde los alrededores), por lo tanto tomando al compresor como volumen de control; los balances de masa y energía resultan:

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = h_2 - h_1 \quad (2.33)$$

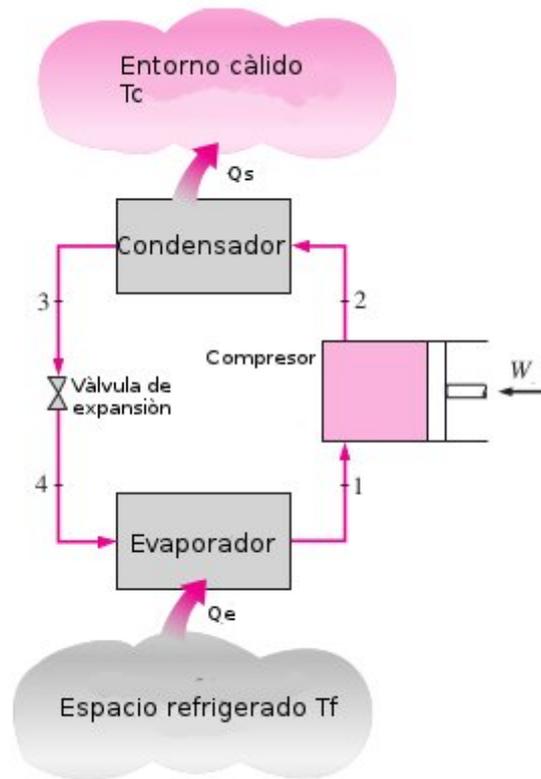


Figura 2.6: Ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

Donde \dot{W}_c es el trabajo que entra al compresor por unidad de masa de refrigerante.

Posteriormente el refrigerante pasa a través del condensador donde se condensa y existe una transferencia de calor desde el refrigerante al reservorio correspondiente.

Para este volumen de control, los balances de masa y energía en el condensador resultan:

$$\frac{\dot{Q}_s}{\dot{m}} = h_2 - h_3 \quad (2.34)$$

En el estado 3 el refrigerante entra a la válvula de expansión y se expande hasta la presión del evaporador, a esto se le conoce como proceso de **Estrangulación**. En este caso, después de realizar los balances de masa y energía:

$$h_4 = h_3 \quad (2.35)$$

La presión disminuye en la expansión adiabática irreversible y se acompaña de un aumento en la entropía específica. El refrigerante sale de la válvula en el estado 4 como mezcla líquido-vapor.

En este sistema, la potencia de entrada es la potencia requerida por el compresor, ya que la válvula de expansión no produce trabajo.

Utilizando las expresiones anteriores y la definición de COP, el coeficiente de operación del sistema de refrigeración por compresión de vapor resulta:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.36)$$

Si no se toman en cuenta las irreversibilidades dentro del evaporador y condensador, no existe caída de presión por rozamiento en los intercambiadores. Si la compresión se produce sin irreversibilidades y si se considera adiabático; la compresión es isentrópica.

Con estas consideraciones se obtiene el ciclo de refrigeración por compresión de vapor mostrado en el diagrama $T-s$ de la figura 2.7.

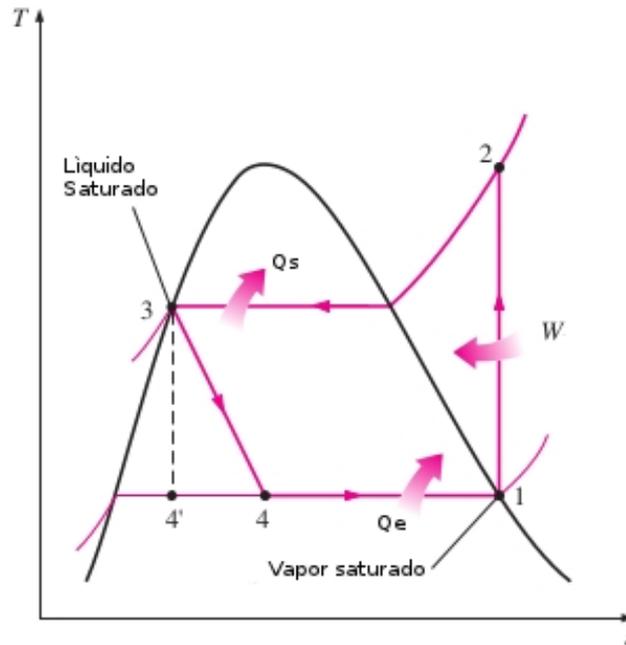


Figura 2.7: Diagrama $T-s$ del ciclo ideal de compresión de vapor.

El ciclo consta de los procesos siguientes:

Proceso 1-2s: Compresión *isentrópica* del refrigerante desde el estado 1 hasta la presión existente en el condensador.

Proceso 2s-3: Compresión isobárica. Existe una transferencia de calor desde el refrigerante al entorno y sale como líquido en el estado 3.

Proceso 3-4: Expansión irreversible isentálpica. Proceso de *estrangulación* desde el estado 3 hasta mezcla líquido-vapor en 4.

Proceso 4-1: Expansión isotérmica. Transferencia de calor hacia el refrigerante que fluye a presión constante por el evaporador y se completa el ciclo.

Todos los procesos del ciclo anterior son internamente reversibles con excepción de la válvula de expansión, sin embargo, aunque este proceso es irreversible, este ciclo se conoce como **Ciclo Ideal de compresión de vapor**.

Las temperaturas del ciclo de refrigeración por compresión de vapor quedan establecidas por T_F a mantener en el foco frío y T_C a mantener en el foco caliente a la que se descarga el calor.

La figura 2.8 muestra ciertas características que corresponden a un **Ciclo Real de compresión de vapor**. Como puede verse en la figura, la transferencia de calor entre los intercambiadores de calor y los alrededores no se produce de manera reversible, la temperatura del refrigerante en el evaporador debe ser menor que T_F y la temperatura del refrigerante en el condensador debe ser mayor que T_C . Además, el compresor no opera isentrópicamente.

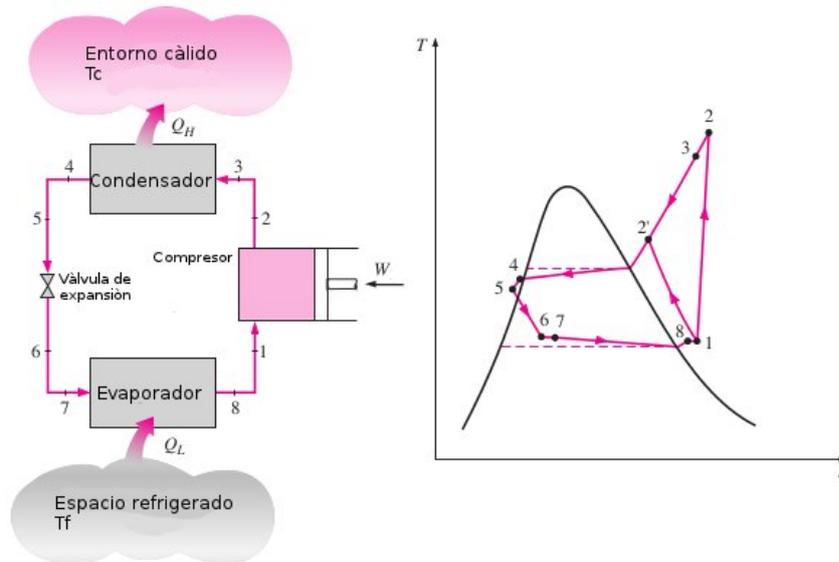


Figura 2.8: Diagrama T-s del ciclo real de compresión de vapor.

Si se observa el proceso de compresión, se concluye que existe un incremento de entropía específica que acompaña una **compresión adiabática irreversible**. Al comparar el ciclo 1-2—8-1 con el ciclo 1-2'—8-1 se nota que la capacidad de refrigeración es la misma pero el trabajo consumido es mayor en el caso del ciclo real, por consecuencia el COP es menor en el ciclo real.

El efecto de la compresión irreversible puede contabilizarse utilizando en **Rendimiento isentrópico** del compresor, que para los estados arriba mencionados se puede expresar:

$$\eta_c = \frac{h_1 - h_{2s}}{h_2 - h_1} \quad (2.37)$$

Existen desviaciones adicionales respecto al ciclo ideal debido a las irreversibilidades que causa el rozamiento en los intercambiadores de calor que se traducen en caídas de presión. Esto no se indica en la figura 1.8 y no se abordará el tema de forma concreta.

Otras dos características deben mencionarse. En el ciclo real, el vapor entra al compresor en estado sobre calentado para evitar que exista humedad que pueda averiarlo. Por otro lado, el refrigerante entra subenfriado a la válvula de expansión para recuperar capacidad de enfriamiento dado el incremento de entropía a la salida de la estrangulación, otra vez, este tema no se tratará directamente, sin embargo vale la pena mencionarlo.

2.6. Ciclo de refrigeración por absorción

En general las máquinas térmicas tienen características comunes que es imposible modificar pues violarían la segunda ley de la termodinámica, *deben trabajar entre dos reservorios o focos, uno a alta temperatura y otro a baja temperatura.*

En el caso de los ciclos de refrigeración, se tienen diversas cosas en común, un fluido de trabajo que circula por el sistema que se encuentra dividido en una zona de baja presión y otra de alta presión con sus temperaturas respectivas.

El ciclo de refrigeración por absorción tiene bastante similitud con el de compresión de vapor, ambos sistemas involucran *evaporador, condensador, válvula de expansión.* Aunque ambos ciclos (absorción y compresión) tienen un mecanismo de compresión, el sistema de absorción no tiene un dispositivo de compresión mecánica y esta es la primera diferencia importante.

El ciclo de absorción tiene un mecanismo de compresión térmica. Este proceso se lleva a cabo cuando un refrigerante es **absorbido** por una sustancia secundaria formando una **solución líquida**, este proceso se lleva a cabo a baja presión.

La solución líquida se *comprime* hasta una alta presión. El volumen específico de la solución líquida es, por mucho, menor que el del vapor refrigerante por lo tanto el trabajo requerido para este proceso de compresión es significativamente menor que el requerido en un ciclo de compresión de vapor.

La otra diferencia importante, es que en los sistemas de absorción debe introducirse un medio para recuperar el vapor refrigerante absorbido. Esto requiere de el suministro de calor desde un foco de alta temperatura que permita la separación del refrigerante, lo que sucede siempre antes del punto de ebullición del fluido absorbente.

Para el suministro de calor, regularmente resulta económico utilizar calor de desecho de procesos a través de vapores y calores residuales.

Por supuesto en este punto es de vital importancia el uso de **fuentes renovables de energía** tales como *energía solar y geotérmica.*

En la figura se muestra esquemáticamente el ciclo y sus componentes. El refrigerante pasa por el condensador, la válvula de expansión y el evaporador tal como en un ciclo de compresión de vapor.

El compresor mecánico es sustituido por un **Compresor térmico** que involucra **Absorbedor, bomba, generador y válvula de estrangulación.**

En el **Absorbedor** el fluido sorbente atrapa (absorbe) al vapor refrigerante que procede el evaporador en el estado 1. La formación de la solución líquida *refrigerante – absorbente* es **Exotérmica**. Como la cantidad de refrigerante que el sorbente puede absorber aumenta cuando la temperatura de la solución disminuye, se hace circular agua para enfriamiento que permite retirar el calor debido a la reacción exotérmica.

La solución concentrada abandona el absorbedor y entra en la bomba donde su presión se incrementa hasta la del generador. En el **Generador**, el calor transferido a la solución desde un foco de alta temperatura, hace que el refrigerante se separe dejando una solución diluida (con poco contenido de refrigerante).

El trabajo consumido, es solamente para bombear el fluido por el sistema, que es pequeño comparado con un sistema de compresión que trabaja en los mismos niveles de presión. Sin embargo, los costos relacionados con el suministro de calor y con los equipos que no requiere el sistema de compresión puede anular la ventaja energética.

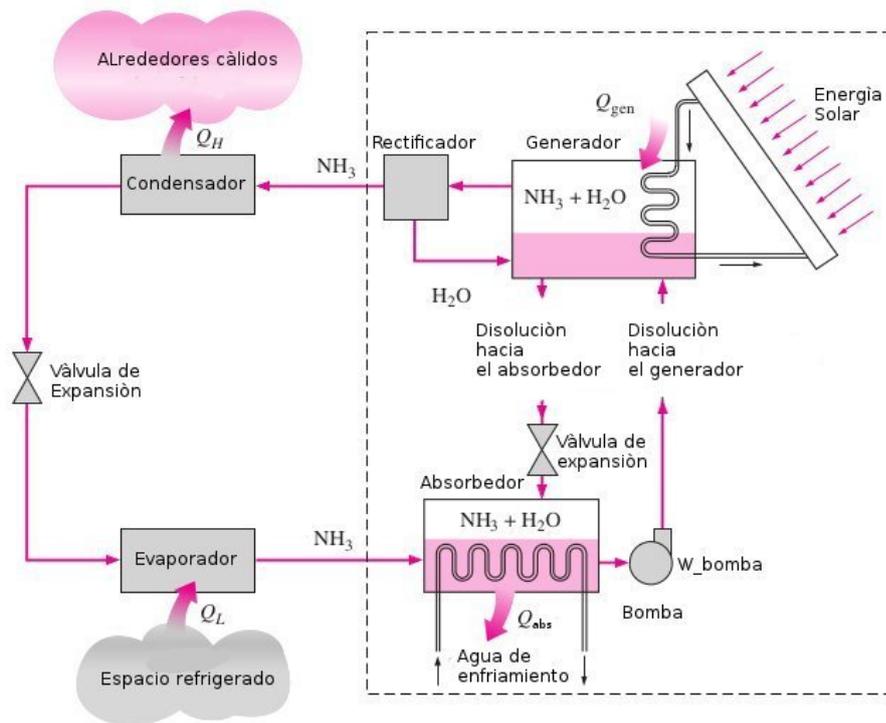


Diagrama de componentes de un sistema simple de refrigeración por absorción.

En realidad el ciclo de compresión es compacto y económicamente muy atractivo en la actualidad.

El sistema mostrado en la figura anterior, se denomina **Ciclo simple de absorción**. Adicionalmente, se puede incluir un intercambiador de calor entre el generador y el absorbedor para precalentar la solución antes de ingresar al generador y con esto disminuir el calor requerido para calentar la solución.

Al mismo tiempo la solución que regresa al absorbedor se enfría al ceder calor a la solución que se dirige al generador.

En la práctica estos sistemas se vuelven económicamente atractivos cuando existe una fuente barata de energía térmica a temperaturas desde 100 hasta 200 C.[13]

El sistema de absorción más utilizado es el de **Agua-Amónico**, donde el amoníaco es el refrigerante y el agua funge como el medio de transporte que tiene la capacidad de absorber al refrigerante.

Otros sistemas se han desarrollado en los últimos 10 años como son **Agua-Bromuro de litio** y **Agua-Cloruro de litio**. En ambos casos, el agua funge como el refrigerante, sin embargo; las temperaturas se limitan solo al *acondicionamiento de aire* dado que existe el límite del punto de congelación del agua.

Para comprender un poco el funcionamiento y los balances del sistema de absorción, puede tomarse el sistema de amoníaco-agua que se presenta a continuación.

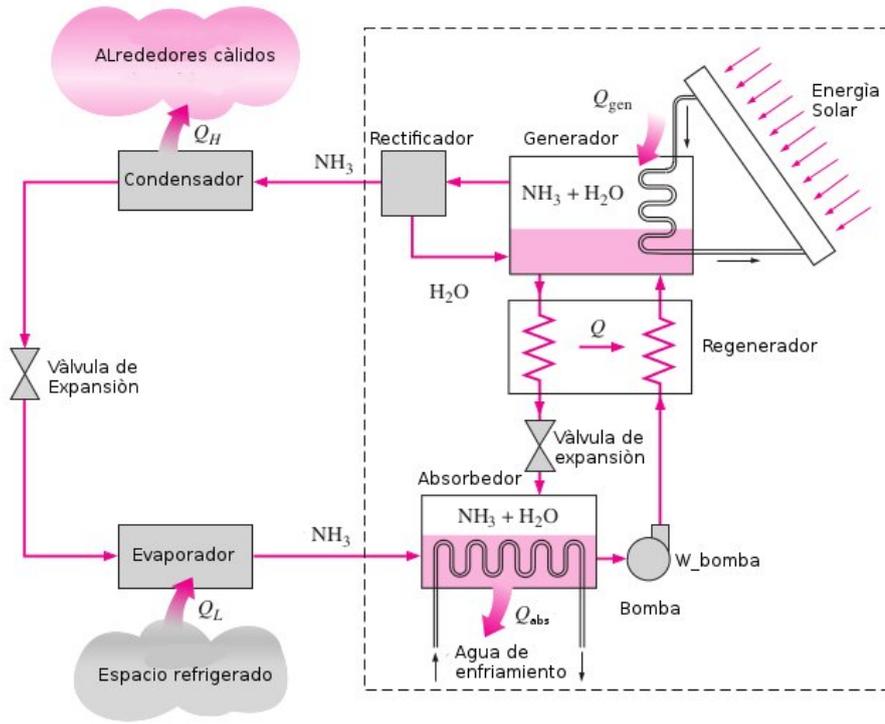


Figura 2.9: Diagrama y componentes del ciclo de absorción de simple efecto con recuperador de calor.

El flujo del refrigerante y de la solución es el mismo que ya se mencionó anteriormente, los balances de energía para el **COP** son los mismos, ya que siguen siendo balances de masa y energía aplicables a un sistema termodinámico.

La diferencia en el sistema mostrado en la figura anterior, es la inclusión de un **Regenerador** (intercambiador de calor) ya mencionado y un **Rectificador** que se usa solo en el sistema Amoniaco-Agua, debido a que el agua es una sustancia muy volátil y algunas trazas fluyen con el refrigerante al condensador, para evitar estas complicaciones se utiliza el rectificador que separa las trazas de agua y las devuelve al generador.

El COP puede obtenerse como sigue:

$$COP_{absorcion} = \frac{\text{Salida deseada}}{Q_{gen} + W_{bomba}} = \frac{Q_L}{Q_{gen} + W_{bomba}} \quad (2.38)$$

El COP máximo que puede obtenerse con un sistema de absorción, se determina suponiendo que el ciclo completo es totalmente reversible. El sistema sería totalmente reversible si desde el foco de alta temperatura Q_{gen} se transfiriera calor a una máquina de carnot y el trabajo de salida de esta máquina ($W = \eta_{th,rev} Q_{gen}$) fuera suministrado a un ciclo inverso de carnot para remover calor del espacio refrigerado.

Por lo tanto el COP total para un sistema de absorción que opera en condiciones reversibles se define como sigue:

$$COP_{rev,absorcion} = \frac{Q_L}{Q_{gen}} = \eta_{th,rev} COP_{R,rev} = \left(1 - \frac{T_0}{T_S}\right) \left(\frac{T_L}{T_0 - T_L}\right) \quad (2.39)$$

Donde T_L , T_0 y T_S son las temperaturas termodinámicas del espacio refrigerado, el ambiente y el reservorio de alta temperatura (foco caliente).

De la segunda ley de la termodinámica se obtuvo el COP de refrigeración para la máquina de refrigeración de Carnot. Para máquinas totalmente reversibles los calores denotados en la ecuación como Q_L y Q_H pueden sustituirse por las temperaturas absolutas al aplicar los balances por segunda ley en la ecuación 1.20.

El **balance general de energía para un sistema de absorción** aplicando la primera ley resulta como sigue:

$$Q_H + Q_{\text{absorbedor}} = Q_L + Q_{\text{gen}} \quad (2.40)$$

El trabajo de la bomba en este tipo de sistemas regularmente se desprecia debido a que es muy pequeño en comparación con el calor requerido en el generador para operar el ciclo.

Se denomina el sistema de absorción de **Simple Efecto** al ciclo de absorción en el que se consigue una línea de *producción* de refrigerante para un absorbedor y un generador.

En la actualidad, el desarrollo de investigación en sistemas de refrigeración por absorción sigue latente.

La búsqueda de mejores sistemas de transferencia de calor, nuevas mezclas refrigerante-sorbente, incremento del desempeño de las máquinas, mejora en el proceso de transferencia de masa y energía en el absorbedor, son algunos de los temas actuales en los que se está llevando a cabo investigación.

Los objetivos perseguidos con los nuevos desarrollos tienen que ver por una parte con la reducción de la energía térmica requerida para activar el sistema de absorción, la disipación de calor de condensado mediante aire en lugar de usar agua con una torre de enfriamiento, la activación a varios niveles de temperatura para un mejor aprovechamiento de los recursos energéticos. Ph. D. Jesús Cerezo.

Las aplicaciones frigoríficas son otro campo de aplicación en el que los sistemas de absorción siguen siendo interesantes y competitivos frente a los sistemas de compresión en determinadas aplicaciones.

La mezcla Agua-Amónico ($NH_3 - H_2O$) es la única opción existente para la producción de frío hasta temperaturas de $-60^\circ C$ y en un amplio intervalo de potencias desde 250 kW hasta Megawatts.

Las propiedades físicas del amoníaco se presentan a continuación:

Peso Molecular	Peso Molecular : 17.03 g/mol
Fase Sólida	Punto de fusión : -77.74 °C Calor latente de fusión (1,013 bar, en el punto triple) : 332.17 kJ/kg
Fase líquida	Densidad del líquido (1.013 bar en el punto de ebullición) : 681.97 kg/m ³ Equivalente Líquido/Gas (1.013 bar y 15 °C (59 °F)) : 935.6 vol/vol Punto de ebullición (1.013 bar) : -33.33 °C Calor latente de vaporización (1.013 bar en el punto de ebullición) : 1369.5 kJ/kg Presión de vapor (a 21 °C o 70 °F) : 8.852 bar
Punto Crítico	Temperatura Crítica : 132.25 °C Presión Crítica : 113.3 bar Densidad Crítica : 225 kg/m ³
Punto triple	Temperatura del punto triple : -77.66 °C Presión del punto triple : 0.06111 bar
Fase gaseosa	Densidad del gas (1.013 bar en el punto de ebullición) : 0.889 kg/m ³ Densidad del Gas (1.013 bar y 15 °C (59 °F)) : 0.7289 kg/m ³ Factor de Compresibilidad (Z) (1.013 bar y 15 °C (59 °F)) : 0.98789 Gravedad específica (aire = 1) : 0.6 Volumen Específico (1.013 bar y 21 °C (70 °F)) : 1.4218 m ³ /kg Capacidad calorífica a presión constante (Cp) (1.013 bar y 25 °C (77 °F)) : 0.0369 kJ/(mol.K) Capacidad calorífica a volumen constante (Cv) (1.013 bar y 25 °C (77 °F)) : 0.028 kJ/(mol.K) Razón de calores específicos (Gama: Cp/Cv) (1.013 bar y 25 °C (77 °F)) : 1.316 Viscosidad (1.013 bar y 0 °C (32 °F)) : 9.1931E-05 Poise Conductividad Térmica (1.013 bar y 0 °C (32 °F)) : 22.916

Figura 2.10: Propiedades físicas del amoniaco (fuente: encyclopedia.airliquide.com)

Para el desarrollo de la presente tesis, se trabaja con un sistema de refrigeración por absorción que opera con la mezcla Nitrato de litio-Amónico. El amoníaco funge como el refrigerante y el sorbente es el Nitrato de litio, una sal líquida que es muy compatible con el amoníaco y forman una solución estable, es por eso que se abordará el tema relacionado a esta mezcla.

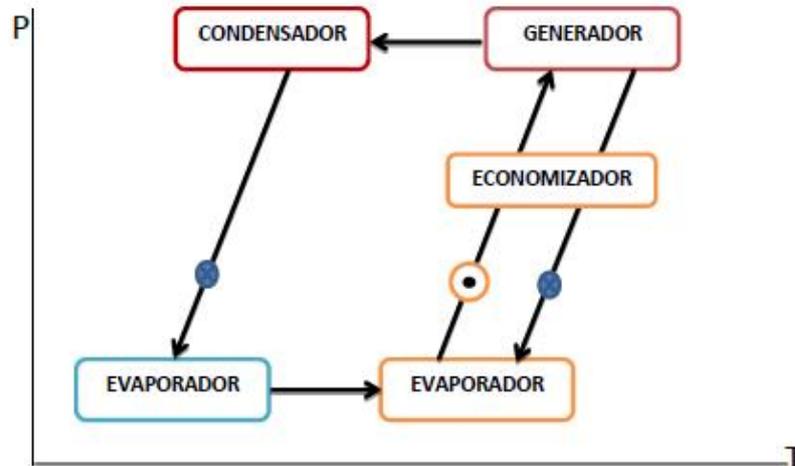


Figura 2.11: Componentes del ciclo simple de refrigeración por absorción con recuperador de calor.

La figura anterior, muestra los componentes del ciclo de absorción. En cada componente debe realizarse el balance de masa y energía para conocer calores transferidos, trabajo efectuado por la bomba y por último, la concentración de sal en la solución líquida.

El calor removido \dot{Q}_e , el calor disipado \dot{Q}_{cond} y el proceso de expansión, se calculan de la misma forma que en el sistema de compresión de vapor.

En el caso del absorbedor, generador y bomba (\dot{Q}_{abs} , \dot{Q}_{gen} , \dot{W}_b , respectivamente) los balances de materia, masa y energía se presentan a continuación.

Para el absorbedor, de primera instancia se puede conocer X_1 :

$$x_1 = f(T_1, P_1) \quad (2.41)$$

$$x_6 = f(T_4, P_4) \quad (2.42)$$

$$m_1 = m_6 + m_{10} \quad (2.43)$$

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_{10} x_{10} + \dot{m}_6 x_6 \quad (2.44)$$

Con la presión, temperatura y concentración (P, T, x) se conocen las entalpías específicas (h_1 y h_6) mediante las ecuaciones de equilibrio de la solución $LiNO-NH_3$ que se presentan en el apartado siguiente (ver sección 1.9), por consiguiente es posible conocer \dot{Q}_{abs} .

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_1 h_1 \quad (2.45)$$

En el caso de la bomba:

$$\dot{W}_b = \nu(P_2 - P_1) \quad (2.46)$$

$$h_2 = h_1 + W_b \quad (2.47)$$

Para el recuperador de calor, es necesario tener como dato de entrada la efectividad del intercambiador de calor:

$$\eta_{rec} = \frac{h_3 - h_2}{h_4 - h_2} \quad (2.48)$$

De esta forma se conoce h_6 para resolver la ecuación de Q_{abs} dada la expansión isentálpica.

Para el generador:

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3 \quad (2.49)$$

Un dato importante es la **Relación de flujo** que establece cuanto flujo de solución debe circular en el sistema en comparación con el refrigerante producido, un valor alto de esta relación es indicador de una baja eficiencia del ciclo:

$$RF = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_7} \quad (2.50)$$

Con el cálculo de los valores anteriores, es posible establecer el balance presentado en la ecuación 1.40.

Descripción del sistema a evaluar

En el presente capítulo se describe el sistema de refrigeración a evaluar desde la perspectiva de su construcción, funcionamiento, sistema principal y sistemas auxiliares; describiendo cada parte del equipo.

En adición a lo anterior, se describen los protocolos de arranque y los límites de operación del sistema, así como los protocolos correspondientes a la carga de refrigerante, sal y/o solución, sin soslayar los aspectos de seguridad y sus procedimientos correspondientes ante cualquier conato que se pudiera suscitar.

3.1. Descripción del equipo

El equipo de refrigeración por absorción que se pretende evaluar experimentalmente, fue diseñado y ensamblado en el IER (Instituto de Energías Renovables) de la UNAM. La construcción se realizó en base al diseño emitido por el *Laboratorio de Refrigeración y Bombas de Calor del IER* y se llevó a cabo por parte de un tercero ajeno a la institución.

La capacidad máxima de refrigeración del sistema es de 5 kW, con una capacidad nominal de 3 kW y opera con la mezcla **Nitrato de Litio-Amoniaco**.

El sistema consta de 8 componentes principales:

- 1.- Evaporador
- 2.- Absorbedor
- 3.- Bomba
- 4.- Generador
- 5.- Condensador
- 6.- Válvula de expansión al evaporador.
- 7.- Válvula de expansión desde el generador hacia el absorbedor.
- 8.- Recuperador de calor (intercambiador de calor de placas)

Los componentes mencionados en la lista anterior forman parte fundamental del sistema y son los componentes mínimos que el sistema requiere para operar, es decir; los 8 componentes son la parte medular con los que el sistema puede operar sin ningún problema.

Para el control y el incremento de la eficiencia durante la operación del equipo, se tienen **Componentes Secundarios** que no tienen que ver con el ciclo termodinámico del sistema, pero que hacen posible que el equipo tenga una secuencia lógica de operación, que el fluido de trabajo pueda circular por todo el equipo sin problemas o pérdidas al ambiente y que los procesos de transferencia de energía y masa que ocurren dentro del sistema se puedan cuantificar. Entre los componentes secundarios se encuentran:

- 1.- Estructura de soporte del equipo
- 2.- Sistema de adquisición de datos
- 3.- Válvulas de cierre tipo esfera
- 4.- Válvula de By-pass tipo aguja (Válvula de estrangulación)
- 5.- Medidores de flujo másico
- 6.- Medidores de flujo volumétrico
- 7.- Sensores de presión y de temperatura
- 8.- Tubería de acero inoxidable y sus conexiones correspondientes

Además de lo anterior, es necesario integrar un sistema de medición que reúne varios dispositivos secundarios en un solo sistema

Esto tiene como resultado un:

10.- Sistema de Instrumentación y Control

El objetivo es medir en tiempo real los parámetros que definen el estado del sistema y conocer el desempeño del equipo en cualquier instante de tiempo.

La evaluación experimental consiste en simular diversas condiciones de operación del equipo modificando las condiciones del sumidero de calor, así como de la fuente de baja temperatura, a esto se le denomina **Sistemas auxiliares**.

Los sistemas auxiliares permiten que el refrigerante que recibe calor desde la fuente de baja temperatura, pueda hervir a diferentes temperaturas. Así mismo, el vapor sobrecalentado que se dirige hacia el condensador requiere disipar calor a un sumidero de alta temperatura, cuyas condiciones pueden modificarse y simularse.

Por último el equipo requiere de fuentes de suministro de energía para operar:

- 1.- Energía Térmica
- 2.- Energía Eléctrica

La energía eléctrica que requiere el sistema, se debe a que una bomba hace circular el fluido de trabajo por todo el equipo y dicha bomba es accionada por un motor eléctrico.

También el control y monitoreo del sistema requiere de alimentación eléctrica, ya que tanto los sensores como el sistema de adquisición de datos son dispositivos electrónicos.

Por otro lado, un sistema de absorción requiere de **Energía térmica** para separar el refrigerante que fue absorbido por la sal.

El calor requerido por dicho proceso es suministrado mediante el uso de un **calentador eléctrico** que lleva el agua a temperaturas de hasta 105° C, este sistema se describirá más adelante en el punto *Fuentes de suministro de energía*.

A continuación se describe cada parte que integra a:

- 1.- Componentes Principales
- 2.- Componentes Secundarios
- 3.- Sistemas auxiliares
- 4.- Fuentes de suministro de energía

3.2. Componentes Principales

3.2.1. Absorbedor

Fundamentalmente, el absorbedor es un intercambiador de calor; una parte del sistema donde existe transferencia de masa y energía.

El absorbedor del equipo a evaluar es un intercambiador de coraza y tubos y consta de 6 pasos.

El ciclo de absorción es posible gracias al absorbedor como su mismo nombre indica, así que es un componente de suma importancia en el sistema.

La coraza es prácticamente un tubo de acero A-106 cedula 40 sin costura. Tiene un diámetro de 10", 27.5" de longitud. La posición de sus tubos tiene una configuración cuadrada de 6x6, con lo que se consigue un haz de 36 tubos de acero inoxidable SA-179 (tubing) sin costura de 3/4" de diámetro y 29.5" de longitud dentro de la coraza.

En los extremos del haz de tubos, se remata en un espejo; una placa de acero al carbón de 1" de espesor y 14.5" de diámetro. Los espejos están soldados a la coraza y fungen como brida a la vez que son una tapa que mantiene el fluido externo a los tubos, dentro de la coraza.

Después de los espejos, se tiene una placa separa pasos. Es también una placa de acero al carbón A-36 de 11" de diámetro y 3/4" de espesor. Esta placa contiene deflectores totalmente horizontales que sirven para separar los pasos del fluido por el haz de tubos y queda oprimida entre el espejo y la tapa final.

Para garantizar el sello de los deflectores horizontales, se coloca un sello de neopreno entre la placa separa pasos y la tapa del arreglo.

Finalmente, se tiene la tapa. Una placa de acero al carbón de 14.5" de diámetro y 1" de espesor. La tapa se sujeta al espejo mediante una unión tipo brida con 16 tornillos de 5/8" del mismo material.

Dentro de la coraza, se tiene una solución diluida, básicamente nitrato de litio, una sal que regresa desde el generador; lista para absorber al refrigerante que proviene del evaporador.

Por dentro de los tubos que componen el haz de 6x6, circula agua que se utiliza como medio de enfriamiento de la solución contenida en la coraza. El objetivo es enfriar la solución que entra a la coraza para que el proceso de absorción sea posible y más eficiente, lo que se logra a temperaturas relativamente bajas.

El proceso de enfriamiento de la solución diluida, está basado en pequeñas películas de fluido en forma de gotas que caen desde tubos que se encuentran situados arriba del arreglo de 6x6.

Se tienen 6 tubos de 1/2", calibre 16 en acero inoxidable de 29.5" de longitud a los cuales se les han realizado perforaciones a cada 1/2" de separación, desde los cuales se liberan gotas de solución sobre los tubos fríos, cediendo el calor al agua de enfriamiento. Una vez que las gotas han descendido por los 6 tubos del haz, al mismo tiempo han absorbido el vapor refrigerante que ingresa por un costado del absorbedor y que asciende por diferencia de densidad dentro de la coraza, de tal manera que cuando el fluido se deposita en la coraza, es una solución concentrada.

La solución concentrada abandona el absorbedor por la parte inferior de la coraza.

A continuación se presenta el modelo del absorbedor.

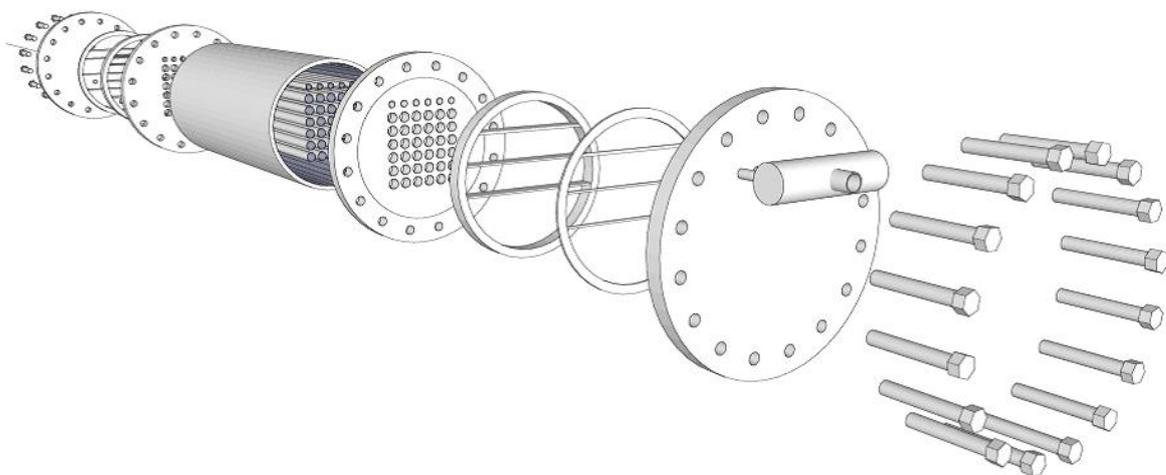


Figura 3.1: Modelo del Absorbedor de coraza y tubos en 3 dimensiones.

3.2.2. Generador

Al igual que el absorbedor, el generador es básicamente un intercambiador de calor donde se llevan a cabo procesos de transferencia de masa y energía.

Es un intercambiador de calor del tipo Coraza y Tubos de cuatro pasos. Cada paso tiene 5 tubos en arreglo cuadrado de 5x4 con un total de 20 tubos de 3/4" de diámetro y una longitud de 27 9/16".

La coraza es un tubo de acero al igual que el absorbedor, con un diámetro nominal de 8", tiene una longitud de 25 9/16".

Los tubos rematan en un espejo a cada extremo, una placa de acero de 1" de espesor con un diámetro de 11" soldados a la coraza. Posteriormente se tiene la placa separa pasos que opera idénticamente como la del absorbedor con su respectivo sello garlock de neopreno y finalmente la tapa que también es una placa de acero de 11" de diámetro y 1" de espesor.

El ingreso de la solución al generador, se realiza mediante un distribuidor a manera de cabezal al que se conectan 5 tubos de acero inoxidable de 27 9/16" de longitud, con 1/2" de diámetro. Estos 5 tubos se encuentran por encima del arreglo cuadrado de 5x4, y sobre el arreglo se liberan películas de fluido a manera de pequeñas gotas que se liberan por orificios situados a lo largo de los tubos distribuidores separados a 1/2".

Al interior de los tubos del arreglo, circula agua *Caliente* que permite que la película descendente de fluido reciba calor al tocar la superficie exterior de cada tubo, de esta forma el amoníaco hierve y se separa de la sal, saliendo como vapor desde la coraza por la parte superior del generador.

La solución diluída sale por la parte inferior de la coraza. Se muestra a continuación la imagen del generador.

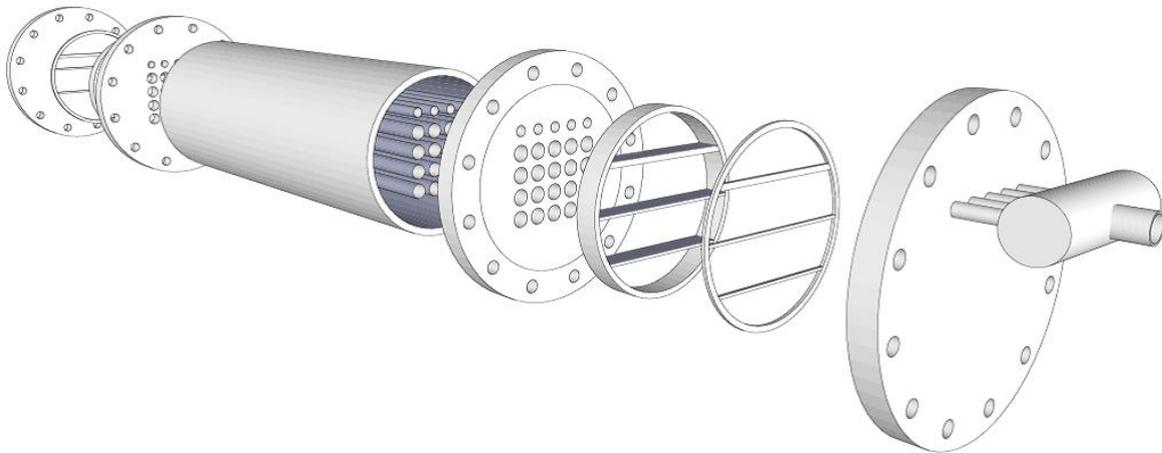


Figura 3.2: Modelo del Generador de coraza y tubos en 3 dimensiones.

3.2.3. Intercambiadores de calor contruidos a base de placas

Los intercambiadores de calor que se construyen a partir de placas planas, tienen una efectividad relativamente alta en comparación con los intercambiadores de coraza y tubos

Considerando las ventajas de los intercambiadores de calor de placas, su eficiencia, tamaño y facilidad de instalación, se diseñaron **Evaporador, Condensador y Economizador** bajo este esquema.

La simulación y modelado de los intercambiadores de calor, se realizó por el Dr. Víctor Hugo Gómez del IER.

Las capacidades resultantes fueron las siguientes:

- 1.- Evaporador : 3.1 kW
- 2.- Condensador: 3.1 kW
- 3.- Economizador: 2 kW

Todos con una eficiencia del 98 % y en acero inoxidable 316.

Los intercambiadores tienen una configuración de 21 placas con corrugado de 30° tipo chevron, soldadas, con conexiones de 1 1/8" de diámetro y con unas dimensiones de 28 x 12.5 x 5.79 cm.

El fabricante de los intercambiadores de placa, es la empresa Alfa Laval.

En el intercambiador de calor a base de placas, los fluidos intercambian calor a contraflujo y el espacio que existe entre 2 placas es el conducto por donde circula uno de los fluidos enseguida circula el otro fluido y así sucesivamente.

El flujo se divide en tres partes iguales de acuerdo al arreglo del intercambiador, además, de acuerdo a los subcanales que cada placa posee internamente, el flujo se divide en pequeñas líneas de fluido.

Lo anterior resulta en un incremento en la velocidad del flujo y por consiguiente se consigue un flujo turbulento, incrementando la tasa de transferencia de calor.

El condensador recibe vapor sobre calentado de amoniaco y en este dispositivo se le retira calor hasta llevarlo al punto de saturación y finalmente sucede el cambio de fase a líquido saturado de alta presión.

El vapor sobre calentado ingresa al condensador por la conexión superior izquierda y sale del mismo en el mismo canal por la parte inferior.

Como el condensador es enfriado por agua para retirar calor del vapor sobre calentado, la entrada del agua de enfriamiento se realiza a contra flujo que ingresa por conexión inferior derecha y sale en la misma línea por la parte superior.

Una vez que el líquido proveniente del condensador pasa por la válvula de expansión, ingresa al evaporador donde hierve a baja presión y temperatura. Al hervir toma calor de la fuente de baja temperatura que en este caso es agua también.

El ingreso del refrigerante al evaporador se realiza por la conexión inferior derecha y sale por en la misma dirección por la parte superior como vapor prácticamente saturado.

El agua que funge como carga térmica para el evaporador, ingresa por la conexión superior izquierda y sale en la misma dirección por la conexión inferior.

El economizador es técnicamente un regenerador, recupera calor del proceso para aprovecharlo en el ciclo.

La solución diluída que egresa *Caliente* del generador, es enfriada por la solución concentrada que sale *Fría* del absorbedor.

De este modo, la solución que llega al absorbedor no tiene una temperatura tan elevada, lo que facilita el proceso de absorción y a su vez, la solución que llega al generador tiene una temperatura relativamente alta, lo que reduce la necesidad de calor que proviene de los colectores solares o de una fuente simuladora como es el caso del presente proyecto.

La entrada de solución (Caliente) diluída al economizador, se realiza por la conexión superior izquierda y sale en la misma dirección por la conexión inferior.

El ingreso de la solución (Fría) concentrada al economizador, se lleva a cabo por la conexión inferior derecha y sale en la misma dirección por la parte superior.

3.2.4. Bomba de circulación

La bomba utilizada en el sistema, es una bomba de engranes de la marca Delta Power serie D, modelo D2 3020-0017, con un desplazamiento de flujo de 3.028 l/min @ 1750 rpm para una presión máxima de 103 bar.

Las conexiones de la bomba son de 3/8", mismas que se realizan con un conector macho de 1/2" tubing a 3/8"NPT. El accionamiento se realiza con un motor eléctrico marca WEG de 1 HP y 1750 RPM 127/1/60 hz.

La bomba hace posible que el fluido de trabajo recorra todo el sistema, haciendolo circular a la presión requerida para vencer la carga que representan los diferentes procesos.

En realidad como un ciclo termodinámico se tienen 2 niveles de presión y este diferencial se mantiene también, gracias a la bomba.

El acoplamiento entre bomba y motor es directo, mediante unión de las flechas con un ensamble mecánico y amortiguamiento de caucho.



Figura 3.3: Motor y bomba acoplados.

3.2.5. Válvulas de expansión

Una válvula de expansión es un elemento ocasiona una restricción al paso del flujo, de tal forma que la presión antes de la válvula, es varias veces mayor a la de la salida.

Con esto se consigue que la energía asociada al flujo sea la misma y el fluido que tiene una alta presión y se encuentra comprimido, experimenta una expansión al introducirse a un medio que se encuentra a una presión más baja.

Comercialmente, existen diferentes mecanismos de expansión, válvulas de estrangulamiento, placa orificio, tubos capilares.

En el sistema a evaluar, se instalaron 3 válvulas de aguja que sirven para estrangulamiento.

La primera, esta instalada a la entrada del evaporador, consiguiendo que el refrigerante se expanda a baja presión y su temperatura tenga un descenso considerable. Es de la marca Swagelok y está fabricada en acero inoxidable 316, es unidireccional y tiene conexión macho 1/4"NPT. Tiene ajuste micrométrico y graduación de 1/25 de vuelta.

La segunda válvula está localizada a la salida del generador que lleva solución diluída hacia el absorbedor, pues es un lado de baja presión y el fluido requiere ingresar a la misma presión del absorbedor.

Esta es de la marca Vayremex fabricada también en acero inoxidable, unidireccional y tiene conexión roscada hembra de 1/4"NPT.

Finalmente para el by-pass de la bomba, se utiliza una válvula de estrangulamiento de la marca Swagelok, fabricada en acero inoxidable 316, también unidireccional con conexión tubing de 1/2".

A continuación se muestran las figuras correspondientes.

3.3. Componentes secundarios

3.3.1. Estructura de soporte

La estructura se fabricó en ángulo comercial perforado de acero al carbón, las dimensiones del ángulo son 6x3.5 cm.

La facilidad de instalación de este material así como su precio asequible lo hacen candidato perfecto para ser usado como estructura.

La estructura en su totalidad está compuesta en una estructura principal que soporta absorbedor y generador, adicionalmente se fabricaron estructuras secundarias, que soportan a los intercambiadores de calor a placas.

La sujeción de los ángulos se realizó por medio de tornillos de cabeza hexagonal de 1/4" de diámetro y 1" de longitud, con huaza plana y de presión así como la tuerca correspondiente todo en acero al carbón.

En las patas de la estructura se remata con placas de acero al carbón con espesor de 1/8", y con una superficie de 15x15 cm, barrenadas para fijación a nivel de piso terminado con taquetes expansivos de 3/8".

3.3.2. Conexiones

Para que el refrigerante circule por el sistema es necesario contar con canalizaciones que permitan operar con los flujos y niveles de presión requeridos, es importante tener el control del flujo mediante válvulas y lo es también contar con conexiones que permitan unir una sección del sistema con otra.

Para lo anterior, se utilizaron dispositivos diversos que además de cumplir con los requerimientos de flujos, niveles de presión y temperatura, no reaccionaran químicamente con el fluido de trabajo, motivo por el cual, los dispositivos metálicos fueron seleccionados en acero inoxidable, un metal que no reacciona con el amoniaco.

Cantidad	Descripcion	Imagen	Cantidad	Descripcion	Imagen
6	Niple hexagonal 1/2" NPT, acero inoxidable		1	Tee unión para tubing de 1/2", acero inoxidable	
7	Válvula globo 1/2" NPT, acero inoxidable			Tubing acero inoxidable 1/2"	
17	Bushing 1/2" a 1/4" NPT, acero inoxidable		8	Tee 1/4", acero inoxidable	
1	Manometro 0 a 10 bar, acero inoxidable		27	Conector macho 1/4" NPT a tubing 1/2"	
1	Manometro 0 a 20 bar, acero inoxidable		13	Válvula globo de 1/4" NPT acero inoxidable	
1	Válvula de seguridad apertura a 10 bar		4	Niple 1/4"x2", acero inoxidable	
1	Válvula de seguridad apertura a 20 bar		2	Niple reductor hexagonal 1"x1/2", acero inoxidable	
2	Niple reductor hexagonal de 1"x1/4", acero inoxidable		5	Cruz 1/2", acero inoxidable	
2	Unión de 1/2" NPT a tubing de 3/4" acero inoxidable		1	Niple largo 1/4"x5", acero inoxidable	
8	Conector macho 1/2" NPT a tubing 3/4", acero inoxidable		3	Niple hexagonal 1/4" NPT, acero inoxidable	

Figura 3.4: Componentes y conexiones del sistema de absorción a evaluar.

	2	Niple reductor hexagonal de 1/2" a 1/4", acero inoxidable			Tubing acero inoxidable 3/4"	
	1	Tapón de 1/2", fabricado en acero inoxidable		4	Cruz 1/4", acero inoxidable	
	1	Niple largo de 1/2" x 3", acero inoxidable		4	Tapón 1/4", acero inoxidable	
	1	Conector hembra 1/2" x 3/4", acero inoxidable		1	Tee 1/2", acero inoxidable	
	1	Tee 1/2" x 3/4", fabricada en acero inoxidable		1	Tee 1/2", acero inoxidable	
	1	Conector macho 3/4", fabricado en acero inoxidable		7	Unión 1/4" NPT a tubing de 1/2", acero inoxidable	
	2	Conector macho 3/8" a tubing de 1/2", acero inoxidable		6	Adaptador reductor hexagonal 1x1/4", acero inoxidable	

Figura 3.5: Continuación de componentes y conexiones del sistema de absorción a evaluar.

3.3.3. Sistema de Instrumentación y Control

Se ha mencionado en el inicio de este capítulo la importancia de contar con un sistema que integre diferentes dispositivos.

El sistema integrado se compone de los dispositivos siguientes:

Cantidad	Descripción
23	Sensores de temperatura tipo RTD (PT1000) con conexión 1/4" NPT en acero inoxidable. Transductor lector de resistencia y precisión de (+,-) 0.3°C
4	Sensores piezoeléctricos de presión marca ASHCROFT, 0 a 500 psig con conexión a 1/4" NPT, acero inoxidable. Transductor lector de corriente eléctrica de 4 a 20 mA y precisión de (+,-) 1%.
4	Sensores de flujo volumétrico tipo propela, 0 a 20 kg/min con conexión a 3/8" NPT fabricados en teflón. Transductor lector de pulsos/minuto y precisión (+,-) 1%.
3	Sensores de flujo másico Elite Coriolis, 0 a 20 kg/min conexión 1/4" bridada, fabricación acero inoxidable. Transductor lector de corriente eléctrica de 4 a 20 mA, precisión (+,-) .1% en líquidos y (+,-) .2% en gases.
3	Fuentes de alimentación 127 VCA/12 VCD, 1 A.
3	Resistencias eléctricas de 2.2 Kohms.
4	Resistencias eléctricas de 220 ohms.
2	Tarjeta multifunción marca Agilent modelo 34907A, 22 canales.
1	Adquisidor de datos Agilent modelo 34972A.
1	Equipo de cómputo tipo laptop.
1	No break marca Sola Micro SR 800.
*	Cable Multimalla dipolar calibre 22 con blindaje.

Figura 3.6: Componentes del sistema de instrumentación y control.

Finalmente el sistema de refrigeración por absorción y el sistema de instrumentación y control correspondiente, pueden representarse gráficamente de manera que la lógica operativa del conjunto pueda visualizarse.

A continuación se muestra el diagrama esquemático del conjunto, los sensores de temperatura están grabados con la letra T, los de presión con la letra P, los flujómetros (medidores de flujo volumétrico) con la letra F y los tipo coriolis con la letra C.

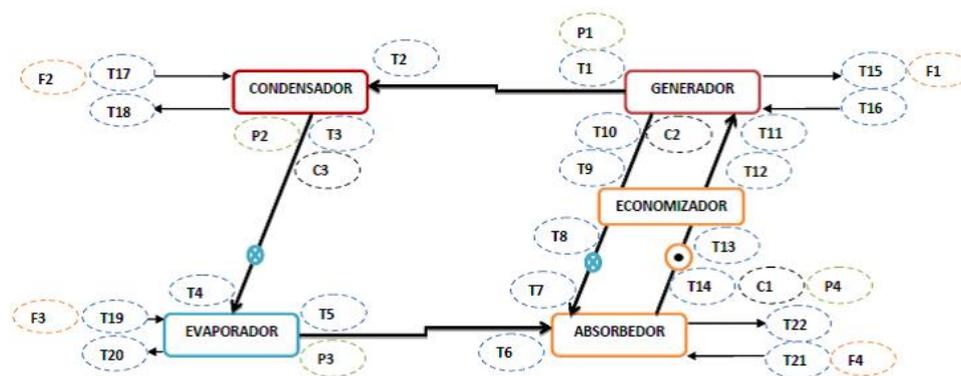


Figura 3.7: Integración de los sensores que componen el sistema de instrumentación y control.

En donde:

T: Sensor de temperatura

P: Sensor de presión

F: Medidor de flujo volumétrico

C: Medidor de flujo másico (coriolis)

En los puntos siguientes, se describe la lista de componentes que hacen posible el sistema de instrumentación y control.

3.3.4. Sensores de temperatura

Los sensores de temperatura tipo RTD son sensores que mediante una variación de temperatura modifican su resistencia eléctrica.

Estos sensores requieren de calibración previa dentro de un rango de temperaturas que permita conocer su función característica tal, que a una temperatura dada, sea posible conocer su resistencia.

De esta forma, cuando el transductor lee una determinada resistencia eléctrica, puede conocerse la temperatura que lee el sensor.

Para calibrar el sensor, se requiere de un baño térmico que haga posible que la temperatura del entorno del sensor sea conocida y constante. Se realizan mediciones a diferentes temperaturas que deben de corresponder a aquéllas a las que será sometido el sensor dentro del equipo de refrigeración.

El rango de temperatura seleccionado es de 20 a 80° C en pasos de 10.

Además del baño térmico, se requiere un sensor patrón y una computadora para registrar los datos en una tabla.

Como primer paso, se etiqueta cada sensor. El equipo de baño térmico se pone en operación y posteriormente se inician las mediciones.

En general una vez que se llega al estado estacionario en cada paso, se registra el valor de la resistencia y la temperatura, a continuación se muestran las mediciones efectuadas:

Los sensores de temperatura tienen una configuración de 2 cables rojos y uno blanco para la lectura por parte del transductor. La conexión de cada sensor a la tarjeta adquisidora es indistinta, sólo debe tomarse un cable rojo y el cable blanco e introducirlos a uno de los primeros 20 canales de medición.

3.3.5. Sensores de presión

Como el caso anterior, los sensores de presión deben ser calibrados previo a su uso.

El material requerido es: computadora, equipo de adquisición de datos, tarjeta multifunción, fuente de poder 127 VAC/12 VCD, 4 resistencias de 220Ω , tanque de nitrógeno con múltiple de conexión y manómetros, sensor patrón y el banco de calibración.

De primer paso, el etiquetado de los sensores para clasificarlos e identificarlos.

Se montan los sensores en el banco de calibración conectando el sistema de nitrógeno al circuito e instalando el sistema de adquisición de datos. Los rangos de presión definidos por aquella a la que serán sometidos en el equipo de refrigeración, se eligen de 0 a 20 bar en pasos de 1 bar.

Se inicia el proceso suministrando nitrógeno al banco de calibración y se detiene en cada valor de la presión deseada que es leída por el sensor patrón que está conectado al circuito del banco. Para cada paso se toman 21 lecturas con cada sensor, se obtiene el promedio de estas mediciones y se registran los datos en una tabla como se muestra a continuación.

3.3.6. Sensores de flujo volumétrico (Flujómetros)

Para calibrar los sensores de flujo se requiere: una computadora, adquisidor de datos, tarjeta multifunción, 2 fuentes de poder 127 VAC/ 12 VCD, 4 resistencias de $2.2 k\Omega$, un tinaco cargado con agua, circuito hidráulico en PVC para circular el agua del tinaco, bomba con motor eléctrico para recirculación y el sensor patrón (sensor Coriolis).

Después de etiquetar a cada sensor, se instalan los sensores a calibrar en el circuito hidráulico de recirculación. El fabricante recomienda una distancia de 15 diámetros de longitud a la entrada del sensor y 10 diámetros de longitud a la salida del sensor, de codos y conexiones, esto va referido al diámetro de conexión del sensor que es de $3/8"$.

Lo anterior para que el flujo se encuentre desarrollado al ingresar o salir del sensor.

Los sensores se calibraron en un rango de flujos de 2 a 13 kg/min en pasos de 1.

La bomba se hace operar en el circuito y el sensor patrón toma una lectura del flujo, mismo que se regula con una válvula de globo. Para cada sensor se toman 21 lecturas, se promedian las mediciones y se elabora una tabla de valores.

El transductor lee pulsos por minuto de los sensores a calibrar y kg/min del sensor patrón.

3.3.7. Sensores de flujo másico tipo Coriolis

Los sensores Coriolis vienen calibrados de fábrica y únicamente deben ajustarse al rango de medición de aplicación.

Para el coriolis 1 y 2, el rango de lecturas va de 0 a 20 kg/min, para el coriolis 3, el rango es de 0 a 2 kg/min.

La función característica se obtiene mediante la circulación de una corriente eléctrica desde 4 hasta 20 mA en pasos de 8.

Para 4 mA se asigna un flujo cero, para 12 mA es de 10 kg/min y para 20 mA el flujo asignado es de 20 kg/min.

Los tres datos mencionados se registran en una tabla para graficar y obtener su función mediante regresiones lineales.

Finalmente, todas las regresiones lineales dan como resultado una función característica de cada sensor, éstas funciones se han registrado en la tabla que se muestra a continuación:

Sensor	Ubicación	Fluido de trabajo	Ecuación	Unidad
T1	Salida generador	NH ₃ vapor	$T=0.267x-269.998$	°C
T2	Entrada condensador	NH ₃ vapor	$T=0.294x-300.018$	°C
T3	Salida condensador	NH ₃ líquido	$T=0.295x-300.908$	°C
T4	Entrada evaporador	NH ₃ líquido	$T=0.295x-301.642$	°C
T5	Salida evaporador	NH ₃ vapor	$T=0.296x-302.241$	°C
T6	Entrada absorbedor	NH ₃ vapor	$T=0.294x-299.5$	°C
T7	Entrada absorbedor	Solución pobre en NH ₃	$T=0.295x-300.968$	°C
T8	Salida economizador	Solución pobre en NH ₃	$T=0.293x-299.404$	°C
T9	Entrada economizador	Solución pobre en NH ₃	$T=0.294x-300.535$	°C
T10	Salida generador	Solución pobre en NH ₃	$T=0.293x-299.404$	°C
T11	Entrada generador	Solución rica en NH ₃	$T=0.294x-300.028$	°C
T12	Salida economizador	Solución rica en NH ₃	$T=0.294x-300.424$	°C
T13	Entrada economizador	Solución rica en NH ₃	$T=0.293x-298.743$	°C
T14	Salida absorbedor	Solución rica en NH ₃	$T=0.294x-300.295$	°C
T15	Salida generador	Agua	$T=0.266x-268.046$	°C
T16	Entrada generador	Agua	$T=0.266x-267.917$	°C
T17	Entrada condensador	Agua	$T=0.265x-266.93$	°C
T18	Salida condensador	Agua	$T=0.266x-268.035$	°C
T19	Entrada evaporador	Agua	$T=0.266x-267.822$	°C
T20	Salida evaporador	Agua	$T=0.265x-267.246$	°C
T21	Entrada absorbedor	Agua	$T=0.265x-266.723$	°C
T22	Salida absorbedor	Agua	$T=0.265x-267.355$	°C
T23	Temperatura ambiente	No aplica	$T=0.294x-299.449$	°C
P1	Salida generador	NH ₃ vapor	$P=9.969x-8.614$	bar
P2	Salida condensador	NH ₃ líquido	$P=10.032x-8.685$	bar
P3	Salida evaporador	NH ₃ vapor	$P=9.977x-8.615$	bar
P4	Salida absorbedor	Solución rica en NH ₃	$P=9.969x-8.604$	bar
F1	Salida generador	Agua	$F=0.157x+0.349$	kg/min
F2	Entrada condensador	Agua	$F=0.156x+0.268$	kg/min
F3	Salida evaporador	Agua	$F=0.160x+0.252$	kg/min
F4	Entrada absorbedor	Agua	$F=0.159x+0.227$	kg/min
C1	Salida condensador	NH ₃ líquido	$C=1251.956x-5.001$	kg/min
C2	Salida absorbedor	Solución rica en NH ₃	$C=1249.922x-4.999$	kg/min
C3	Salida generador	Solución pobre en NH ₃	$C=124.996x-0.5$	kg/min

Figura 3.8: Tabla del conjunto de ecuaciones resultantes de la calibración

3.3.8. Sistema de adquisición de datos

La lectura de los transductores que se recoge de los sensores, se realiza desde las 2 tarjetas multifunción, de 22 canales cada una. Los primeros 20 canales son lectores de voltaje y los 2 canales restantes leen corriente eléctrica.

La tarjeta 1 básicamente se utiliza para la lectura de temperaturas y flujos externos. Los canales del 1 al 9 se conectan a los sensores de temperatura de flujo externo al equipo de refrigeración, correspondientes a T15-T23. Los canales 10, 12, 14, 16 se conectan a los flujómetros; F1 hasta F4.

Los canales 21 y 22 se encuentran conectados a los sensores tipo Coriolis correspondientes a C2 y C3.

La tarjeta 2, se destina a la medición de temperatura de flujos internos al sistema de refrigeración así como a la lectura de las presiones en el sistema.

Los canales de 1 a 14, esta conectados a sensores de temperatura de flujo interno; T1 hasta T14. Los canales 15 a 18 están conectados a los 4 sensores de presión; P1 a P4.

El canal 21 está conectado al sensor Coriolis 1; C1.

La información recopilada por las tarjetas es administrada por un adquisidor de datos que traduce la información a un código que pueda ser leído por una computadora.

El software de la interfase (PC o Laptop) se llama VEE (Visual Engineering Environment), y la función que tiene es la de registrar los datos que han sido traducidos a un lenguaje preciso y mostrarlos gráficamente en tiempo real, así mismo, programar funciones para cálculo de parámetros, generar un banco de datos y archivos que pueden ser utilizados con software comerciales.

Por lo demás como válvulas, tubería de acero inoxidable, ya se han definido en puntos anteriores y no es el objetivo de la presente tesis profundizar en este aspecto, ya que no es el tema central del proyecto.

Puede verse en el punto 3.3.2 la descripción de las válvulas de espera y de la tubería utilizada, así como una imagen fotográfica del dispositivos.

3.4. Sistemas auxiliares

Los sistemas auxiliares permiten simular la operación del sistema de absorción bajo diferentes condiciones de demanda frigorífica y de sumideros de calor.

3.4.1. Carga térmica

El **primer sistema auxiliar** es el depósito de agua de circulación para carga térmica.

Este sistema consiste en un circuito hidráulico cerrado que introduce agua al evaporador con la finalidad de otorgarle carga térmica para que el refrigerante hierva.

El sistema tiene un tanque de almacenamiento de agua como reservorio de calor, y dicha agua es enfriada por el sistema de absorción, haciéndose circular por una bomba y con la regulación de flujo a través de una válvula de esfera. Para suministrar carga térmica se instaló una resistencia eléctrica de 9 kw 220/3 ϕ /60.

3.4.2. Condensado y retiro de calor de desecho

El **segundo sistema auxiliar** se encarga de retirar el calor de desecho del equipo de absorción, simulando las condiciones ambiente del exterior.

Consiste en un chiller de compresión mecánica enfriado por aire. Tiene un evaporador de casco y tubo, por donde el refrigerante hierve y enfría agua que ingresa al absorbedor y condensador del equipo de absorción, retirando el calor de desecho, ya que el proceso de absorción ocurre como una reacción exotérmica.

Para el chiller se tiene también un circuito hidráulico cerrado que incluye un tanque de almacenamiento de agua, donde el agua fría almacenada representa una mayor inercia térmica y permite tener un reservorio de agua fría como respaldo del chiller.

Se ha modificado el sistema de bombeo del chiller de forma tal que la bomba del chiller no opera, se ha colocado una bomba externa de 0.75 HP con un flujo de 13.2 GPM para una presión máxima de trabajo de 1.5 kg/cm^2 , con esto se consigue operar el circuito hidráulico sin importar si el chiller esta en operación o no.

Cuando el agua fría que ingresa al equipo de absorción regresa al chiller, su temperatura es mayor, por lo que el chiller vuelve a enfriarla y el ciclo se repite todo el tiempo que dura la simulación.

Las capacidad de enfriamiento del chiller es de 5 toneladas de refrigeración (60,000 BTU/hr) con una capacidad de flujo de agua de 13.2 GPM y una bomba de 1 HP para una presión máxima de 1.5 kg/cm^2 . Es de la marca Transefer Marker y opera a 220/3 ϕ /60 Hz.

Las temperaturas de salida del agua fría desde el chiller se encuentran en el rango de 4 a 7°C y la temperatura máxima de entrada que permite el sistema de protección del chiller es de 28° C.

Para el momento en el que se requiere de la simulación de temperaturas de condensación mayores a 28°C, se tiene una resistencia eléctrica dentro del tanque, con lo que se consigue incrementar su temperatura y a esas condiciones utilizarla para retirar el calor de desecho del sistema de absorción. Una vez que el agua ha retirado calor al sistema de absorción regresa al tanque no sin antes pasar por un radiador de tubo aletado por el que pasa aire forzado para que el agua del tanque conserve el mayor tiempo posible una temperatura estable a través de una mayor inercia térmica.



Figura 3.9: Chiller en proceso de modificación.

3.4.3. Fuente de calor de alta temperatura

El **tercer sistema auxiliar** es el sistema que simula la fuente de calor de los colectores solares.

El sistema de calentamiento de alta temperatura esta conformado por un calentador eléctrico a base de una resistencia de 24 kW.

La marca del calentador es Hubbell modelo V624R y trabaja a 220/3 ϕ /60 hz. La resistencia se encuentra al interior de un tanque de almacenamiento que funge como cárcamo de 6 gal. de capacidad. El sistema es un circuito hidráulico cerrado accionado por una bomba que incluye el calentador; marca Grundfos acoplada a un motor eléctrico de 1 HP con variador de frecuencia y una capacidad de flujo de 58 l/min.



Figura 3.10: Fuente de calor de alta temperatura.

Para conseguir un respaldo y estabilidad en el sistema de calentamiento, se tiene un tanque de almacenamiento de 700 lt que sirve como reservorio térmico de alta temperatura, este reservorio se encuentra aislado térmicamente y tiene una cubierta de aluminio que protege al aislante de la intemperie.

El agua de calentamiento de alta temperatura esta mezclada con etilenglicol en proporción 80:20.

El circuito hidráulico de alta temperatura esta compuesto de canalizaciones de cobre y accesorios de acero inoxidable.

3.5. Preparación del sistema, seguridad y manejo

3.5.1. Presurizado del sistema (pre-carga)

La operación de un ciclo termodinámico, se basa en la teoría de que se tiene un sistema cerrado, tal sistema cerrado no intercambia masa del ciclo con sus alrededores, aunque puede intercambiar energía.

Para garantizar que el fluido de trabajo permanezca dentro del sistema, primero se realiza una prueba que mide la hermeticidad del equipo.

Cuando el equipo ya esta ensamblado y todas las conexiones, canalizaciones, accesorios y dispositivos están conectados, se realiza una supervisión con la finalidad de evitar defectos de instalación que pongan en riesgo la seguridad de los operadores.

Toda vez que se ha realizado lo anterior, se abren todas las válvulas del equipo quedando así, cada componente del sistema comunicado.

Por la parte más alta del equipo que en este caso es el generador, se suministra agua para llenar el sistema a presión atmosférica.

Cuando el agua ha llegado a todo el sistema, se presuriza utilizando nitrógeno hasta que el manómetro marca 15 bar y se le da un tiempo de espera para observar si el equipo muestra alguna señal de fisura o fuga.

Posteriormente, se inyecta nitrógeno nuevamente al sistema hasta que la presión llega a los 20 bar y se deja reposar el equipo por 48 horas.

Se muestra a continuación una imagen del sistema siendo presurizado.



Figura 3.11: Presurizado del sistema usando nitrógeno.

En la figura siguiente se observa el equipo una vez que ha cumplido satisfactoriamente con la prueba de hermeticidad.

3.5.2. Preparación del fluido de trabajo

El fluido de trabajo es una solución de Nitrato de litio-Amónico en proporción 50:50.

Realizar la preparación de la solución conlleva a cálculos previos que tienen que ver con el volumen disponible en el sistema así como la densidad del fluido para verter en el equipo.

El procedimiento se describe a continuación:

1.- Se realiza el cálculo del volumen disponible en generador y absorbedor, considerando que la solución no rebase 3/4 de la altura de la mirilla que contiene cada equipo mencionado.

Utilizando software de dibujo CAD se obtuvo el volumen que resultó de 0.0108 m³.

2.- Se calcula el volumen de las tuberías de conexión absorbedor-generador y mediante el mismo procedimiento se obtuvo un volumen de 0.0019 m³.

3.- Calcular la densidad de la solución, para lo cual se utilizó una correlación reportada en la literatura por Infante Ferreira [14]; se considero la proporción 50:50 y una temperatura de 40°C.

La correlación utilizada es la siguiente:

$$\rho_{sol} = -1409.653\sqrt{X} + 2046.222 - 1.3463T - 0.0039T^2 \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (3.1)$$

En la ecuación anterior, X es la concentración de refrigerante en la solución y T es la temperatura de la solución expresada en °C.

4.- El volumen total es la suma de los 2 anteriores y es de **0.0127 m³**, la densidad calculada con la correlación anterior resultó de **989.3548 kg/m³**.

Con los datos anteriores es posible calcular la masa requerida:

$$m = V\rho \text{ [kg]} \quad (3.2)$$

La masa calculada resulta de 12.5648 kg, sin embargo por un factor de seguridad se carga en sistema con 15 kg.

Por lo anterior, se requieren 7.5 kg de sal de litio. Dado que las sales en general son altamente higroscópicas, la sal debe pasar por un proceso de secado reportado por Cuevas [15].

Por motivos de capacidad, el secado se realizo en 2 emisiones, cada una de 3.65 kg. Se muestra la metodología a continuación.

1.- Reunir el equipo de protección personal necesario: guantes de látex, guantes para horneado, lentes de policarbonato, mascarilla y bata

Así mismo se requieren contenedores metálicos para la sal, papel aluminio, embudo, martillo cabeza de goma, desarmador plano, báscula electrónica, hoja de plástico para cubierta y cartones para limpieza de la zona de trabajo una vez realizado el proceso

El equipo y material se reúne en el laboratorio de Refrigeración en el área de secado del IER, donde se encuentra el horno y una campana de extracción

2.- Los contenedores (charolas) se cubren con papel aluminio para asepsia tanto de la sal como del recipiente

3.- Numerar los contenedores y pesarlos

4.- Moler la sal utilizando el martillo de goma y el desarmador plano

5.- Se vierte la sal triturada en los contenedores hasta una cantidad de 625 gr y se esparce en el contenedor uniformemente, dada la cantidad en gramos, se tiene 6 contenedores

6.- El horno se pone en operación y se espera a que alcance una temperatura de 180°C, momento en el que se ingresan las charolas

7.- Los contenedores con la sal, permanecen 2 horas en el horno a 180°C

8.- Los contenedores se retiran del horno y la sal aglomerada por el proceso de secado se tritura nuevamente

Con la sal seca en los contenedores, se procede a pesar cada contenedor nuevamente

9.- Depositar la sal seca dentro del tanque de mezcla para la solución

10.- El tanque de mezclado se pesa en la balanza electrónica

Se muestra la figura del horno para secado:

3.5.3. Carga de refrigerante

Como se ha mencionado, el refrigerante es **Amoniaco**. Del proceso anterior, el peso neto de la sal al final del proceso de secado, fue de 7.42 kg, con algunas pérdidas por manejo.

Una vez que la sal se encuentra en el tanque de mezclado, se procede a cargar el tanque con amoniaco, con el procedimiento siguiente:

1.- Junto con el equipo de protección personal, se necesita herramienta especializada y equipo para manejar amoniaco: tanque de mezclado con el contenido de sal, tanque de amoniaco, báscula, recipientes de 20 lts cargados de agua, manguera de teflón con reforzado metálico exterior inoxidable, mangueras de hule, múltiple de conexión con manómetros y válvulas reguladoras para amoniaco, juego llaves crecientes 12 y 14", llave stilson 14".

2.- Pesar el tanque de mezclado con el contenido de sal.

3.- El tanque de amoniaco se posiciona sobre el piso terminado con declive hacia la válvula de salida para extraer amoniaco líquido, se colocan cuñas laterales para evitar rodaje.

4.- Del múltiple de conexión del tanque de amoniaco, se conecta la manguera de teflón.

5.- De la parte superior del tanque de mezclado, se conecta una manguera de plástico que remata en un recipiente de 20 lt conteniendo agua, igualmente desde el purgado del múltiple de conexión del tanque de amoniaco.

6.- Para purgar las mangueras y retirar el aire que contaminaría el sistema de refrigeración por absorción, se abre la válvula del tanque de amoniaco dejando escapar una cantidad pequeña de refrigerante mismo que empuja al aire contenido en las mangueras y ambos gases salen por la manguera inmersa en agua que absorbe al amoniaco mientras que el aire escapa a la atmósfera.

7.- Cuando comienza a salir amoniaco líquido por las mangueras, significa que ya no hay aire en el sistema y se cierra la válvula del tanque de amoniaco.

8.- La válvula de acceso al tanque de mezclado, la válvula del múltiple de conexiones y la válvula del tanque de amoniaco, se abren paulatinamente para que el amoniaco ingrese al tanque de mezcla.

9.- Simultáneamente con el ingreso del amoniaco, el tanque de mezclado está ganando peso que es reg-

istrado por la báscula electrónica.

10.- Llegará el momento en que la presión del tanque de mezclado se iguale a la presión del tanque de abastecimiento de amoniaco, por lo que el fluido dejará de circular, por esto es que de la parte superior del tanque de mezclado se deja escapar vapor de amoniaco hacia un recipiente con agua y al disminuir la presión, el tanque de mezclado admite refrigerante nuevamente.

11.- Terminado el proceso de carga de amoniaco al tanque de mezclado, se cierran todas las válvulas y el amoniaco atrapado en las mangueras se purga hacia los recipientes con agua.

3.5.4. Ingreso del fluido de trabajo al sistema

Dado que se ha probado que el sistema de absorción es hermetico como resultado de la prueba de presurización con nitrógeno, se libera el nitrógeno y se procede a realizar la evacuación con una bomba para vacío.

De antemano, lo que se requiere es que cada componente del sistema tenga comunicación con los demás, como si el fluido de trabajo fuera a recorrer el sistema, esto se logra abriendo las válvulas que comunican a cada parte del sistema con el conjunto.

El vacío en el sistema, fundamentalmente retira la humedad que ingresa con el aire cuando se retira el nitrógeno utilizado en la prueba de presión, pero, también acelera el proceso de carga de solución dentro del equipo a evaluar.

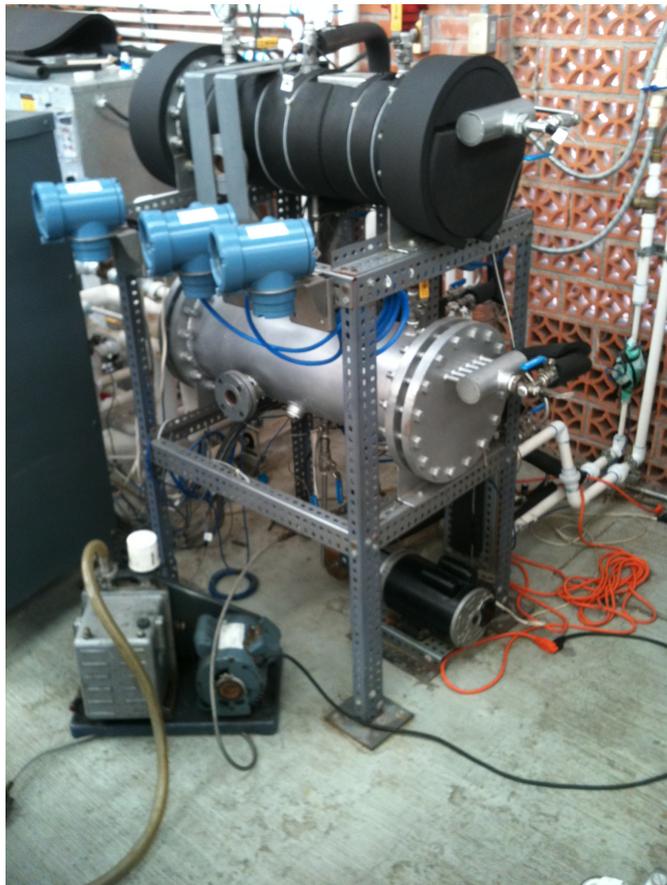


Figura 3.12: Procedimiento de evacuación del sistema.

Las válvulas que conectan al absorbedor con todo el sistema, se cierran.

Posteriormente, el tanque de mezclado se conecta por la parte inferior del sistema de absorción, precisamente con el absorbedor con la manguera de teflón reforzada.

Hasta este punto, es importante que la solución ingrese únicamente al absorbedor, por lo que las válvulas de las líneas que comunican al absorbedor, deben permanecer cerradas.

La válvula inferior del tanque de mezclado, se abre para que la solución fluya hacia el absorbedor, claro que llegado el momento en que las presiones se igualen, la solución dejará de fluir.

Para que la solución vuelva a circular, vapor de amoníaco se inyecta por la parte superior del tanque de mezclado, de forma tal que la presión del recipiente crece y la solución vuelve a fluir hacia el absorbedor.

Si bien es cierto, el tanque de mezclado esta recibiendo más amoníaco en forma de vapor para que la solución circule, el volumen específico del vapor es muy pequeño en comparación con el de la solución, por lo que la concentración no tiene una variación que deba ser tomada en cuenta.



Figura 3.13: Carga de la mezcla $NH_3 - LiNO$ al equipo de absorción.

3.6. Operación del sistema

La parte más complicada del proyecto, es hacer operar al equipo de absorción; y una vez operando, mantenerlo en condiciones estables y estacionarias.

Para lo anterior se requiere ser cuidadoso en la revisión de las lecturas y mediciones de los parámetros que refieren el desempeño de la máquina.

A continuación se presentan los procedimientos para manejo del equipo.

3.6.1. Puesta a punto

Procedimiento de puesta a punto:

- 1.- Iniciar la operación del sistema de instrumentación y control, energizando el no break y las fuentes de poder que suministran energía a los coriolis.
- 2.- Aislar al refrigerante en el generador cerrando las válvulas de salida de vapor hacia el condensador, válvula de expansión, absorbedor y evaporador. Las demás válvulas permanecen abiertas.
- 3.- Se pone en operación el sistema de calentamiento de alta temperatura y el chiller.

3.6.2. Arranque de operación del sistema

Procedimiento:

- 1.- Se inicia la corrida del programa *REFRI-HORIZONTAL.vee*, localizado en el escritorio de la laptop del modulo de operación. Se ingresa la ubicación donde se requiere almacenar la información y posteriormente se oprime el boton *Start* y el programa comienza a registrar las lecturas de los sensores.
- 2.- Las válvulas de acceso al sistema desde la fuente de calor de alta temperatura deben abrirse a la vez que se enciende la resistencia del calentador. Debe seleccionarse la temperatura deseada del agua para calentamiento de alta temperatura y poner la bomba del calentador en operación.
- 3.- Se abren las válvulas de seccionamiento del chiller y se pone en operación, seleccionando la temperatura requerida para la simulación en curso.
- 4.- Las válvulas del sistema de carga térmica se abren y se pone la bomba en operación, que circulará el agua que suministra carga al evaporador del equipo de absorción.
- 5.- Los flujos de agua de los sistemas auxiliares deben regularse en base a las lecturas del sistema de instrumentación ajustando la apertura de las válvulas compuerta correspondientes.
- 6.- La válvula de salida de solución desde el absorbedor se abre y la bomba del equipo se pone en operación.
- 7.- Los niveles de absorbedor y generador no deben exceder la mitad de la altura de la mirilla.
- 8.- La válvula de expansión que regresa solución diluída hacia el absorbedor, debe modularse para que dicho flujo sea cercano al de la solución concentrada que llega al generador, el balance se realiza mediante las lecturas de los coriolis 1 y 2.

3.6.3. Producción de refrigerante en el Generador

Procedimiento:

- 1.- Cuando el flujo de agua caliente de alta temperatura se mantiene constante, se abre la válvula que conecta al generador con el condensador y el vapor de amoniaco fluye.

2.- Se abre la válvula que comunica al evaporador con el absorbedor y la válvula de expansión hacia el evaporador, se abre gradualmente.

3.- Los niveles deben revisarse y ajustarse mediante las válvulas de solución concentrada o diluída entre generador y absorbedor.

4.- Una vez que el sistema se encuentra estable y operando en estado estacionario, las lecturas pueden almacenarse.

3.6.4. Protocolo de operación

Procedimiento:

1.- Es necesario fijar una temperatura de generación, flujos de entreda de agua de los sistemas auxiliares y la estrangulación de la válvula hacia el evaporador. Eventualmente, el sistema alcanza el equilibrio y para iniciar la simulación se modifican las condiciones de calor de desecho en el condensador del equipo de absorción.

Para lo anterior, se modifica la temperatura de salida del agua del chiller para que el sistema a evaluar condense a temperaturas más altas según los requerimientos de la simulación.

Después de cada modificación, es necesario esperar a que el sistema alcance el equilibrio para que las lecturas sean estables y consistentes.

2.- El paso siguiente es incrementar la temperatura de generación. Lo que se logra modificando las condiciones del calentador eléctrico.

Cuando el sistema alcanza el equilibrio, vuelve a modificarse la temperatura de salida de agua del chiller para generar otras condiciones de operación.

Este proceso se repite con la finalidad de simular la operación del equipo bajo una serie de temperaturas de condensación y generación.

Por supuesto que una restricción primordial, es que el nivel de solución en absorbedor y generador, no debe superar la mitad de la altura de la mirilla.

3.6.5. Procedimiento de paro

Algoritmo:

1.- Suspender el suministro de agua de calentamiento de alta temperatura hacia el generador y aislarlo del sistema así como de los sistemas auxiliares cerrando las válvulas de paso de agua y las válvulas de comunicación con los otros componentes del sistema de absorción, con excepción de la válvula de salida de la bomba de solución. Desenergizar el calentador eléctrico.

2.- Suspender el suministro de carga térmica al evaporador, desenergizando la bomba de circulación respectiva y cerrando las válvulas que comunican al equipo de absorción con el suministro de carga térmica.

3.- Esperar a que toda la solución ingrese al generador.

4.- Una vez que la totalidad de la solución se encuentre depositada en el generador, se cierra la válvula en la descarga de la bomba de solución y se apaga dicha bomba.

5.- Apagar el chiller.

6.- Finalizar el proceso de adquisición de datos y rescatar el archivo generado en una carpeta nombrada con la fecha de la simulación.

7.- Cerrar el programa de adquisición de datos y guardar los cambios realizados.

8.- Desenergizar el sistema de instrumentación y control.

La solución debe ser retirada del equipo siempre y cuando se deje de operar por largos periodos de tiempo. La solución se extrae del sistema y se almacena en el tanque de mezclado.

3.6.6. Procedimiento de seguridad en caso de fugas

Algoritmo:

- 1.- Desalojar al personal que se encuentre dentro del lugar y reportar al personal de seguridad del IER.
- 2.- Colocarse el equipo de protección personal; guantes, lentes de policarbonato, bata, mascarilla.
- 3.- Si el equipo se encuentra operando, suspender el suministro de agua caliente de alta temperatura y apagar el calentador eléctrico.
- 4.- Localizar la fuga mediante inspección visual o usar una mecha de azufre, cuyo humo se torna blanco en presencia de amoníaco.
- 5.- Cerrar las válvulas de seccionamiento del dispositivo que provoca la fuga.
- 6.- Colocar estopas cargadas de agua en el lugar de la fuga para minimizar el efecto.
- 7.- En caso de derrame, realizar una aspersión con agua en el lugar para que el amoníaco sea absorbido.

Evaluación experimental del sistema de absorción $NH_3 - LiNO_3$

Finalmente, una vez que se tienen los fundamentos necesarios para la operación, análisis y evaluación del equipo, la actividad consecuente es hacer el arranque del mismo y establecer las condiciones de operación a las que se desea evaluar.

Se analizaron las tendencias del equipo tanto para flujos externos como para flujos internos, para lo cual se realizaron balances de energía que permitieron conocer los flujos de calor en cada componente del sistema de absorción y así calcular el coeficiente de desempeño.

Se realizaron en total 200 pruebas de las cuales se registraron en total 6000 datos, mismos que se ordenaron en columnas para cada temperatura, flujo másico, flujo volumétrico, presión, calores externos y es posible decir que los resultados fueron satisfactorios en tanto que muestran tendencias lógicas para el comportamiento del sistema, además; se lograron capacidades de enfriamiento que se aproximan a la capacidad nominal del equipo, lo que indica que el sistema evaluado es funcional y la tecnología puede utilizarse para fines de enfriamiento.

En el presente capítulo se describen las actividades realizadas en el proceso de evaluación experimental del equipo: medición, registro, gráficos, análisis e interpretación de los resultados.

4.1. Condiciones provisionales

Para realizar la evaluación experimental del sistema de absorción de tipo horizontal resultó conveniente seleccionar condiciones que permitieran hacer operar al equipo en puntos óptimos, para flujos externos establecidos, se selecciona un flujo másico de la solución que la bomba envía hacia el generador.

La metodología consistió en hacer variar el flujo que ingresa al generador controlando la válvula de BY-PASS en la bomba, para diversos flujos seleccionados, se tomaría en cuenta el mejor COP, y sobre ese flujo se trabajaría la evaluación experimental del equipo.

Para conseguir lo anterior, se establecieron las condiciones siguientes:

- 1.- $T_C = 18^\circ C$
- 2.- $T_G = 85^\circ C$
- 3.- $T_E = 24^\circ C$
- 4.- Apertura de la válvula de expansión = 1.5 vueltas
- 5.- Flujos de agua al condensador, evaporador y absorbedor = 5 kg/min
- 6.- Flujo de agua caliente al generador = 15 kg/min

Se inició el protocolo de arranque el día 7 de mayo de 2014 a las 10:00 hrs, seleccionando un flujo inicial de la bomba hacia el generador de 2 kg/min.

Se mantuvo un flujo constante de agua caliente al generador a una temperatura de $85^\circ C$ a razón de 15 kg/min, con variaciones mínimas que están relacionadas con el sistema de control.

Con el flujo constante de agua para generación, se mantuvieron los flujos de agua hacia el evaporador, absorbedor y evaporador en 5 kg/min cuyo valor también fue constante gracias a la manipulación de válvulas reguladoras de flujo a la entrada y salida de cada componente, hecho esto, la temperatura del agua que suministra carga térmica al evaporador se consiguió controlar utilizando una resistencia eléctrica dentro del tinaco que funge como reservorio.

Se inició la operación del sistema con los flujos y temperatura de generación mencionados, sin embargo, la temperatura de condensación con la que se operó en el arranque fue de $16^\circ C$, debido a que el sistema requiere de un tiempo para estabilizarse, esto se consigue dejando trabajar al equipo y manipulando los flujos de solución con las válvulas de estrangulamiento instaladas en las canalizaciones y en determinado momento cuando el equipo se encuentra estable, la temperatura de condensación se opera en $18^\circ C$.

Mientras tanto, condensador y absorbedor continúan transfiriendo calor al agua de enfriamiento y minutos después el agua para condensación alcanza los $18^\circ C$ casi al tiempo que se logra estabilizar el sistema.

Una vez que el sistema se estabilizó, se inició el registro de las lecturas a través del sistema de instrumentación y control, donde el adquisidor de datos guarda una lectura cada 10 segundos durante el periodo de tiempo que sea requerido.

El paso siguiente fue modificar el flujo a 3 kg/min y esperar el estado estable.

Se realizó el mismo procedimiento para un flujo de 4 hasta 6.3 kg/min en pasos de aproximadamente 0.5 kg/min, no es un valor exacto, debido a las variaciones que ocasiona la bomba de engranes.

Mediante cada cambio en los flujos, se observaron en tiempo real los valores de COP, para las mismas condiciones numeradas en los párrafos anteriores y así se concluyó que **el flujo óptimo para las condiciones estrictamente establecidas en este apartado, se localizó entre 2.8 y 3.3 kg/min.** Se muestra el resultado en la figura 4.1:

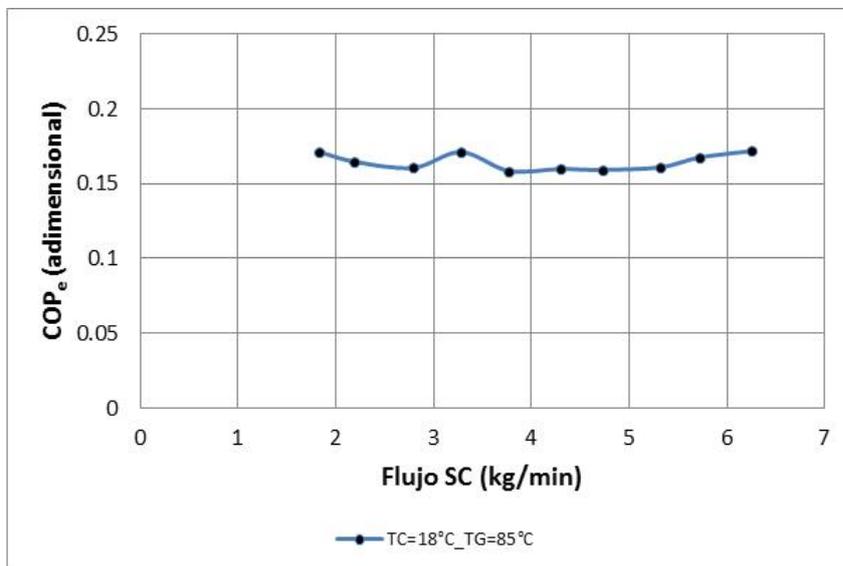


Figura 4.1: Determinación de un flujo óptimo de solución concentrada.

Definir este flujo no significa que para cualquier estado térmico, el equipo mostrará su mejor desempeño, de hecho, para cada condición existe un flujo óptimo; sin embargo con la finalidad de realizar una evaluación definida y con resultados aptos para una comparación, se selecciona este flujo másico y con esto se consigue verificar las tendencias en el comportamiento del equipo.

Mantener el flujo constante no es una actividad trivial, debido a que la variación de la presión conforme cambia la temperatura de condensación y generación, exige ajustes en tiempo real del BY-PASS en la bomba, es por esto que se operó con un **rango de flujos que va desde 2.8 hasta 3.3 kg/min.**

De acuerdo al resultado obtenido experimentalmente y con base en la figura 4.1, la evaluación del equipo se habría de realizar con un flujo hacia el generador del orden de 3 kg/min y los parámetros que se modificaron en la prueba fueron:

- 1.- T_C : 18°C a 32°C en pasos de 2°C.
- 2.- T_G : 80°C a 100°C en pasos de 5°C.

4.2. Evaluación experimental

4.2.1. Metodología

Las condiciones definitivas para las pruebas experimentales se describen a continuación:

- 1.- T_C = 18°C a 32°C
- 2.- T_G = 80°C a 100°C

3.- $T_E = 24^\circ C$

4.- Apertura de la válvula de expansión= 1.5 vueltas

5.- Flujos de agua al condensador, evaporador y absorbedor= 5 kg/min

6.- Flujo de agua caliente al generador= 15 kg/min

7.- Flujo de solución concentrada hacia el generador= 2.8 a 3.3 kg/min

En primer lugar, se seleccionaron las temperaturas de generación desde $80^\circ C$ hasta $100^\circ C$, debido a que los colectores solares de placa plana y tubos evacuados tienen la capacidad de manejar estas temperaturas de operación, y debido a que se pretende operar el sistema de absorción con este tipo de colectores, fue necesario evaluarlo con estas condiciones.

Las temperaturas de condensación se plantearon en un principio desde 18 hasta $36^\circ C$, pero sólo se cubrió este rango para unos pocos puntos de operación, por lo que se reportan valores de 18 a $32^\circ C$, debido a que básicamente estas temperaturas se encuentran en cualquier estado de la República Mexicana, incluso en algunos lugares se encuentran temperaturas mayores, sin embargo el proyecto se limita a las temperaturas seleccionadas.

La temperatura de evaporación se selecciona de $24^\circ C$, ya que es una temperatura ambiente que se alcanza frecuentemente en Temixco, Morelos. De cualquier forma lo importante para este punto, es mantener una temperatura constante que representa una carga térmica con pocas variaciones para el evaporador.

Una vez que se establecen las condiciones en las cuales se ha de evaluar el equipo, se procede a realizar el arranque. Inicialmente, el agua para generación se calienta hasta que se tienen $80^\circ C$ de temperatura, trabajo que realiza la resistencia eléctrica que simula los colectores solares.

El agua para condensación debería iniciar en $18^\circ C$, pero se lleva hasta los $16^\circ C$, para darle tiempo de estabilidad al equipo. La temperatura del agua que suministra carga térmica al evaporador T_E , es mantenida en $24^\circ C$ antes de la prueba y esto se consigue adicionando hielo al tinaco donde esta depositada.

El sistema de instrumentación y control permanece activo desde el principio para monitorear temperaturas y flujos del agua proveniente de los sistemas auxiliares, en el momento del arranque suele haber variaciones que deben corregirse en tiempo real; motivo por el cual, es necesario revisar las lecturas en todo momento, incluso antes de alcanzar el estado estable del equipo de absorción.

El flujo másico de la bomba que circula solución en el equipo, también es regulado en tiempo real mediante las válvulas de estrangulamiento correspondientes y una vez que temperaturas, flujos másicos internos y externos se encuentran en el punto de operación deseado, se dice que la experimentación ha comenzado, y se anota el número que el contador de lecturas del sistema de instrumentación y control despliega en la pantalla, para tener una referencia del inicio de la evaluación.

Para mantener el agua de condensado a la misma temperatura, el chiller del sistema auxiliar opera intermitentemente y lo hace hasta que la cantidad de lecturas registradas a cada temperatura de condensación es considerable, en promedio se toman alrededor de 200 registros.

Para la misma temperatura de generación, sólo debe ir incrementándose la temperatura de condensación, por lo que el chiller es apagado, lo que ocasiona que el agua que gana calor del absorbedor y condensador naturalmente incremente su temperatura, y faltando $0.5^\circ C$ para llegar a la siguiente temperatura de condensación, el chiller es encendido para que con la inercia térmica, el agua se mantenga a la temperatura deseada.

Una vez que el chiller ha realizado su trabajo para cada temperatura de condensación, se reprograma el sistema auxiliar de agua para generación y se selecciona 90°C al tiempo que el agua sigue recirculándose fuera del sistema de absorción a través de un BY-PASS en el sistema hidráulico, el agua para condensado es enfriada con hielo para volver a la temperatura de inicio ya que el chiller deja de operar cuando recibe agua a temperaturas mayores a los 30°C, también ésta es recirculada fuera del sistema hasta que llega a la temperatura de inicio, que es de 16°C.

Cuando el agua de generación está en el siguiente punto a evaluar, se abren las válvulas de los componentes y el flujo de agua entra al sistema.

Lo anterior se repite hasta que se llega a los 100°C de generación, con esto se consigue hacer un *barrido* de lecturas desde 80°C hasta 100°C en el generador y para cada temperatura de generación; desde 18°C hasta 32°C de condensación.

4.2.2. Resultados de la evaluación experimental

Con base en la metodología mencionada y siguiendo los protocolos de arranque y paro descritos ya en el capítulo anterior, los datos fueron registrados y graficados para su posterior análisis.

Se mostrarán tendencias globales del equipo y posteriormente se mostrarán tendencias para cada temperatura de condensación con la finalidad de verificar que existe coherencia en ambos sentidos, lo que permitirá encontrar aspectos que puedan describir de manera acertada, el comportamiento del equipo.

Uno de los aspectos importantes a evaluar en el equipo es el Coeficiente de desempeño (COP), ya que representa la eficiencia del sistema. Es de esperarse que el COP decazca a medida que la temperatura de condensación asciende, ya que esto hace que las presiones en el generador se incrementen y por consiguiente, al equipo le cuesta más trabajo condensar el refrigerante, por lo que el calor removido por el evaporador se verá afectado.

A continuación se presenta la figura 4.2 en la que se muestra la gráfica del COP en función de la temperatura de condensación.

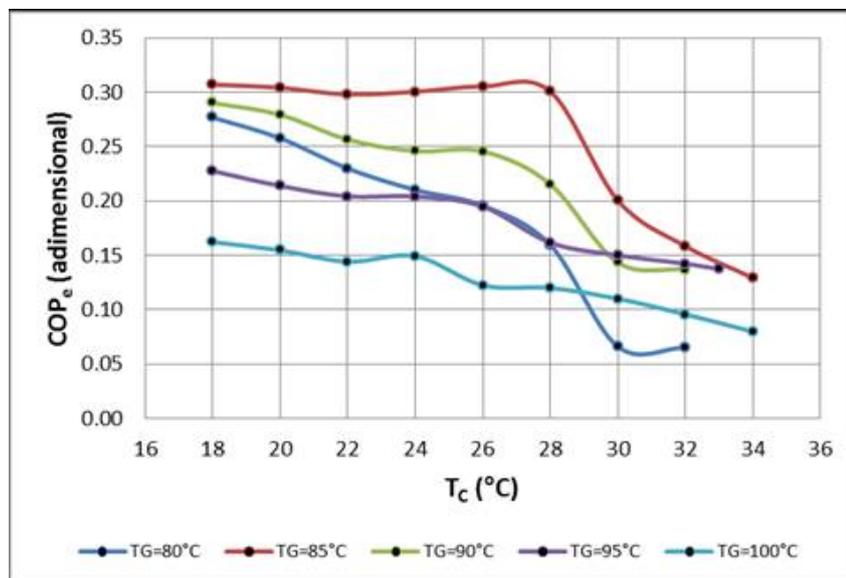


Figura 4.2: Comportamiento general del COP externo en función de la temperatura de condensación.

Mediante la figura 4.2, se puede notar que el COP tiende a caer ligeramente conforme la temperatura de condensación se incrementa, y llega a un punto donde decae definitivamente, lo que sucede para términos generales a $T_C=28^\circ C$.

Seguido de lo anterior, se observa que el COP mejora conforme se incrementa la temperatura de generación T_G teniendo un óptimo en $85^\circ C$, sin embargo sólo se encuentra esa tendencia de 80 a $85^\circ C$, después este valor, el COP externo decrece conforme se incrementa la temperatura de generación, algo contrario a lo esperado, sin embargo; conforme las temperaturas de generación crecen, también hay mayores pérdidas al ambiente. Por otro lado, si se sigue incrementando la temperatura de Generación para el mismo flujo de solución concentrada, se tiene un incremento cada vez menor de la producción de refrigerante, por lo que el calor recibido no es aprovechado en su totalidad, esto debe reflejarse en el COP_e y debe notarse también que aunque la producción de refrigerante se incrementa conforme se incrementa T_G , ese incremento es cada vez menor (lo que se observa de 90 a $100^\circ C$ de generación), y este comportamiento asintótico tiene lógica, pues la producción de refrigerante no puede crecer infinitamente.

También de la figura 4.2, se observa que para el óptimo a 85°C de generación, y para la temperatura de condensación más baja que es de 18°C , el COP adquiere valores que van desde 0.13 hasta 0.31, y son los valores máximos alcanzados, mientras que para la condición que resultó menos favorable en la prueba con $T_G=100^{\circ}\text{C}$, el COP se mantuvo entre los valores de 0.08 y 0.17.

Para entender mejor lo anterior, se grafica la producción de refrigerante con la finalidad de encontrar si la producción de frío sigue la misma tendencia, se muestra a continuación la figura 4.3:

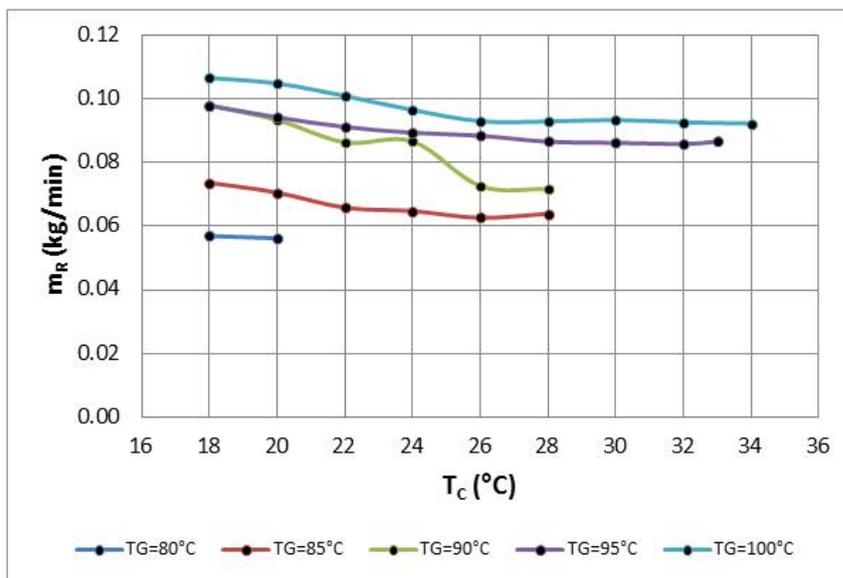


Figura 4.3: Producción de refrigerante en el sistema en función de la temperatura de condensación.

Al observar la figura 4.3 se puede observar que la producción de refrigerante sigue la tendencia lógica esperada, para una mayor temperatura de generación, se tiene una mayor producción de refrigerante, sin embargo se observa que el crecimiento en la producción de refrigerante es cada vez menor, de hecho, de 90 a 95°C de generación el incremento en la producción es pequeño, y es más pequeño aún de 95 a 100°C de generación.

También de la figura anterior, se observa que para 80°C de generación, sólo se registraron valores para el refrigerante hasta los 20°C de condensación, con máximo de $0.057 \text{ kg}/\text{min}$, mientras que para 100°C de generación, se superó el rango esperado teniendo lecturas que van desde 0.09 hasta $0.108 \text{ kg}/\text{min}$, logrando condensar a temperaturas de hasta 34°C .

Se tomó la decisión de analizar el comportamiento del COP externo del equipo para cada temperatura de condensación y hacer la comparación con el COP interno, con el objetivo de comprobar que en el COP externo existe un máximo para $T_G = 85^{\circ}\text{C}$ (lo que ya se vió en la figura 4.2) y además observar el decaimiento de este COP conforme aumenta T_G .

A continuación se muestran las figuras 4.4 y 4.5 donde se observa COP externo e interno respectivamente.

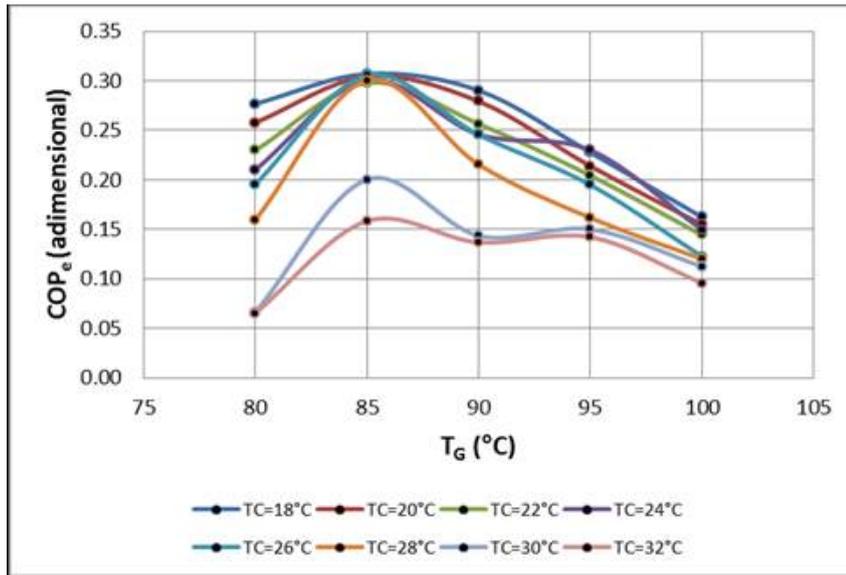


Figura 4.4: COP_e en función de T_G .

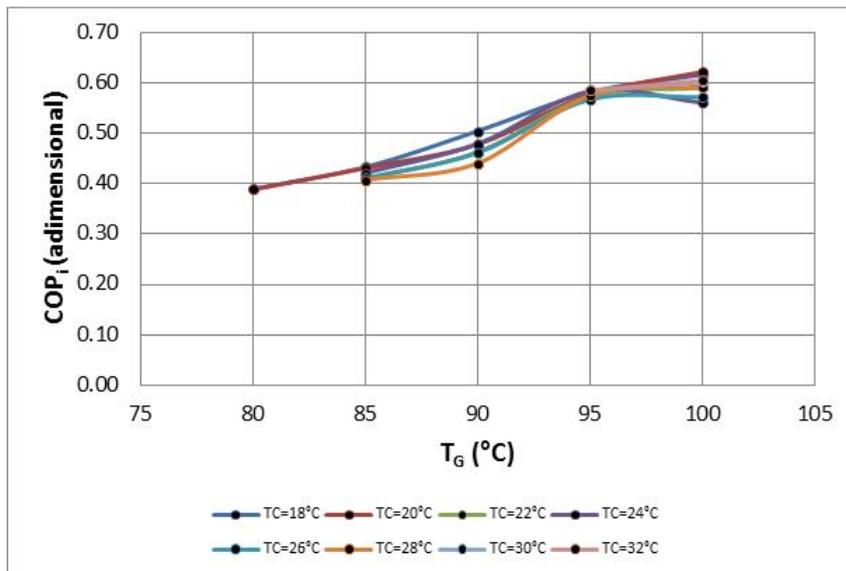


Figura 4.5: COP_i en función de T_G .

En la figura 4.4, finalmente es claro que existe un máximo para el COP externo a 85°C de generación con valores de 0.30, también es evidente que dicho COP disminuye conforme crece T_G en lugar de crecer también.

Un aspecto interesante, es que en la fig. 4.5 el COP interno crece conforme crece T_G y el mayor incremento se consigue de 90 a 95°C. De 80°C a 90°C, el incremento es notorio pero no es tan grande, y después de 95°C, el incremento también es notorio pero no tan grande como el obtenido de 90 a 95°C.

Pueden encontrarse también en esta figura, valores del COP_i que van desde 0.38 hasta 0.62, valores de COP de 0.62 son de nivel comercial, esto indica que la tendencia es correcta, en tanto que el COP_i es mayor que el COP_e en todo momento, otro aspecto que ratifica que la tendencia es correcta, se observa cuando el COP_i es asintótico, lo que es evidente a 100°C, pero aplica sólo para las condiciones selec-

cionadas. Al ser asintótico, indica que el COP no crece indiscriminadamente o de forma exponencial, sino que llega a un punto convergente.

El hecho de que el incremento en el COP interno sea mayor de 90 a 95°C de generación, indica que se aprovechó mejor el calor de generación (Q_G) y el calor removido por el evaporador del equipo (Q_E).

Una forma de verificar que en el evaporador esta circulando la cantidad apropiada de refrigerante y de que la transferencia de calor es adecuada, es medir el sobrecalentamiento del refrigerante al pasar por el evaporador de acuerdo al fabricante BOHN [16] midiendo la diferencia de temperatura entre el refrigerante que ingresa al evaporador y el que sale de él, de tal forma que si lo anterior es cierto, el sobrecalentamiento en el evaporador se mantendrá en el rango que se recomienda en la literatura.

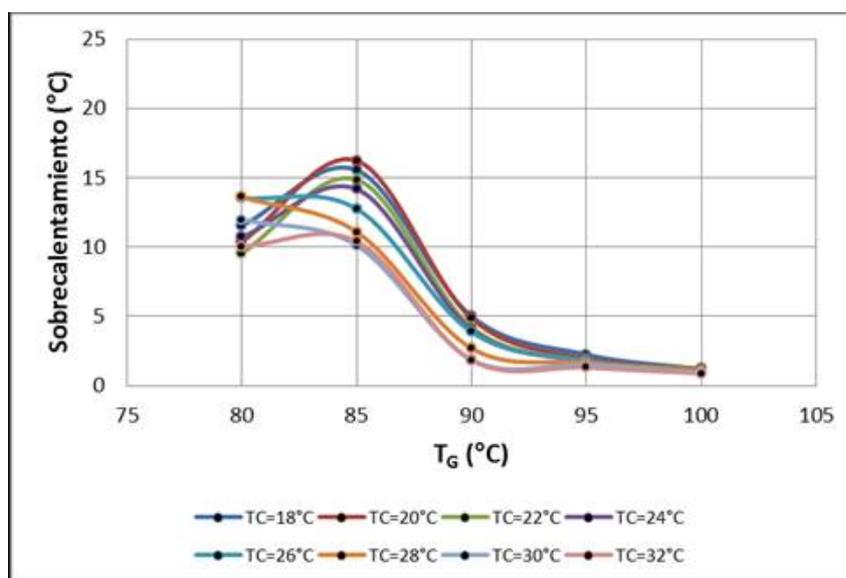


Figura 4.6: Sobrecalentamiento en función de T_G .

El sobrecalentamiento recomendado es de un rango de 3 a 5°C a la salida del evaporador, en la figura 4.6 se observa que en 90°C de generación se cumple, posteriormente disminuye hacia 100°C.

También se observa que el sobrecalentamiento medido a 85°C de generación, está por encima de 5°C, lo que indica que al refrigerante ha sido transferido todo el calor latente posible y además recibió calor sensible que lo hizo sobrecalentarse más allá del punto recomendado, por lo que es de esperarse que esto se refleje en el COP externo.

De hecho, la figura 4.6 y la figura 4.4 tienen una tendencia bastante similar, ambas presentan un máximo a 85°C de generación y posteriormente la tendencia es a disminuir hasta llegar a 100°C de generación.

El paso siguiente consistió en determinar el mecanismo para obtener temperaturas más bajas del refrigerante en el evaporador, para lo cual se analiza T_R con respecto a la presión del absorbedor (P_A) y a la temperatura de la solución diluida (TSD) que ingresa al absorbedor.

Se muestran a continuación las figuras 4.7, 4.8 y 4.9 en donde puede observarse la relación entre la presión en el absorbedor, la temperatura del refrigerante en el evaporador y la temperatura de la solución diluida que ingresa al absorbedor.

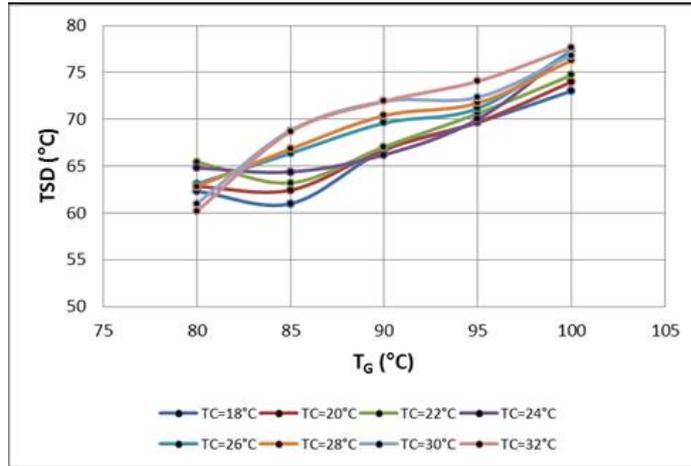


Figura 4.7: Temperatura de solución diluida en función de T_G .

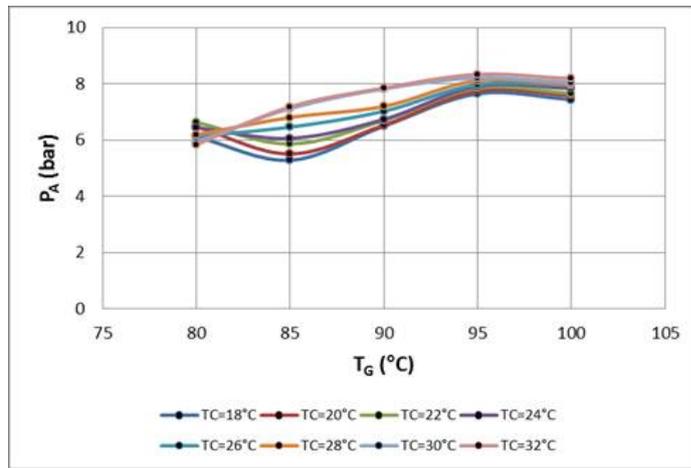


Figura 4.8: Presión en absorbedor en función de T_G .

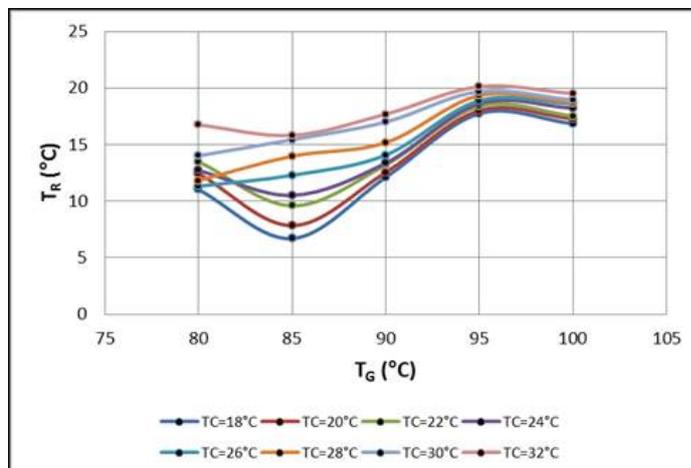


Figura 4.9: Temperatura de refrigeración en función de T_G .

Puede notarse en las figuras 4.7 y 4.8 que hay una relación estrecha entre la temperatura de la solución que ingresa al absorbedor y la presión en el absorbedor, una mayor temperatura ocasionará un incremento en la presión dentro del mismo y comparando figuras 4.8 y 4.9, se encuentra la repercusión de tener elevadas presiones en el absorbedor, cuando las temperaturas del refrigerante en el evaporador son más altas para altas presiones en el absorbedor, lo que evita conseguir bajas temperaturas de refrigeración independientemente del COP alcanzado o del calor removido por el evaporador.

En la figura 4.8, se observa que a 85°C de generación se obtuvo la presión más baja con valores de 5.1 bar a temperatura de condensación de 18°C; para las mismas condiciones, se observa en la figura 4.9 que se obtiene la menor temperatura en el evaporador, con valor de 7°C, por lo que la presión deseable en el evaporador es de 4 bar, lo que conseguiría bajas temperaturas de evaporación y una mayor funcionalidad del equipo.

Con la obtención de las 3 gráficas anteriores, es posible observar que una manera de conseguir temperaturas más bajas en el evaporador, es bajando la presión en el absorbedor, y se observa que la presión en el absorbedor esta ligada a la temperatura de la solución diluida que recibe (TSD).

Pero mantener una presión más baja en el absorbedor depende (para este experimento en específico) de 2 parámetros:

- 1.- Temperatura de la solución diluida que ingresa al absorbedor.
- 2.- Absorción eficiente.

En el primer caso existe una posibilidad de lograrlo si se incrementa el flujo hacia el generador, de este modo, un flujo más alto ocasiona una mayor producción de refrigerante y menor tiempo de residencia en la coraza del generador, por lo que la solución saldría menos *Caliente*. Pero para el mismo flujo, incrementar la temperatura en el generador, no representa un alto incremento en la producción de refrigerante, por lo que la solución recibe más calor del que aprovecha.

En el segundo caso, se ha detectado que el absorbedor del equipo no opera en su punto óptimo de eficiencia, debido a que no se incluyó un sistema de recirculación de la solución hacia el absorbedor, lo que le daría la oportunidad de reingresar solución a la coraza y lograr absorber una mayor cantidad de refrigerante.

Al no existir una absorción en el máximo punto de eficiencia, parte del vapor se acumula en el absorbedor y esto hace que la presión dentro del mismo continúe creciendo; esto se observa en la gráfica 4.8 mostrada anteriormente, conforme crece T_G para cada T_C crece la presión en el absorbedor y no es posible conseguir temperaturas bajas en el evaporador, tomando en cuenta lo anterior, se procedió al análisis de los calores transferidos para el evaporador, condensador, absorbedor y generador, una vez obtenidos los gráficos correspondientes se hizo una comparación de externos e internos con la finalidad de conocer las tendencias del sistema.

A continuación se presentan los gráficos 4.10 y 4.11 donde se muestra la potencia frigorífica interna del evaporador y la externa, respectivamente.

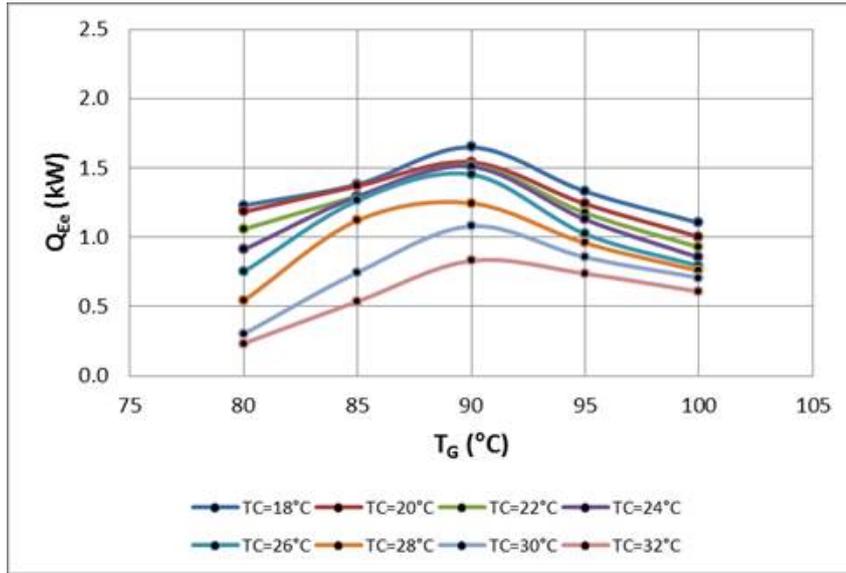


Figura 4.10: Q_{Ee} en función de T_G .

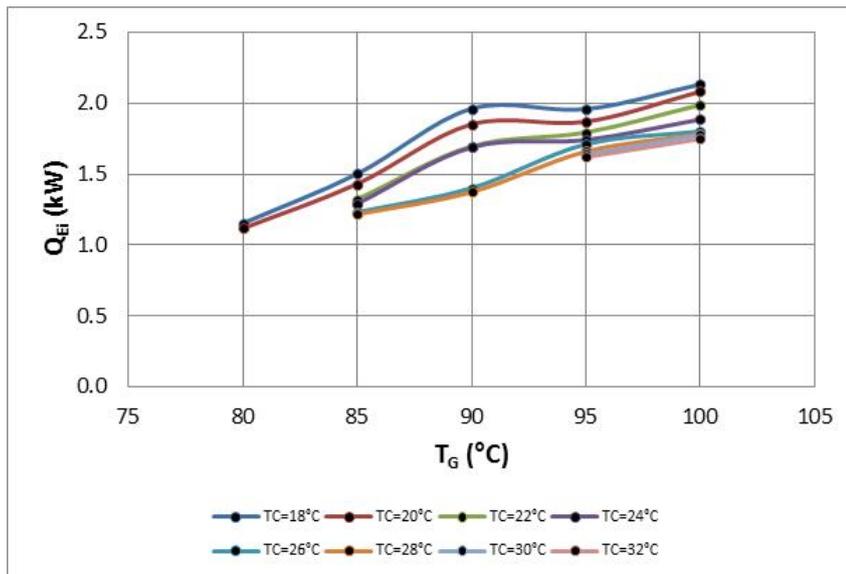


Figura 4.11: Q_{Ee} en función de T_G .

En las figuras de 4.10 y 4.11, puede notarse una correspondencia. Las tendencias indican un despunte a 90°C de generación y posteriormente un decaimiento, mientras en la figura 4.12 se encuentra una íntima relación del refrigerante producido con la potencia térmica interna del evaporador (Q_{Ei}) y puede observarse también que el Q_{Ee} es menor en todos los casos que Q_{Ei} , lo que es de esperarse debido a pérdidas al ambiente.

De cualquier manera, los gráficos anteriores representan un comportamiento lógico esperado, adicionalmente, puede concluirse que el equipo operó, en la máxima temperatura de generación, a una capacidad del orden del 70% de su capacidad nominal, ya que su capacidad nominal es de 3 kW y se lograron capacidades de enfriamiento de hasta 2.2 kW para máximos generación y mínimos de condensación.

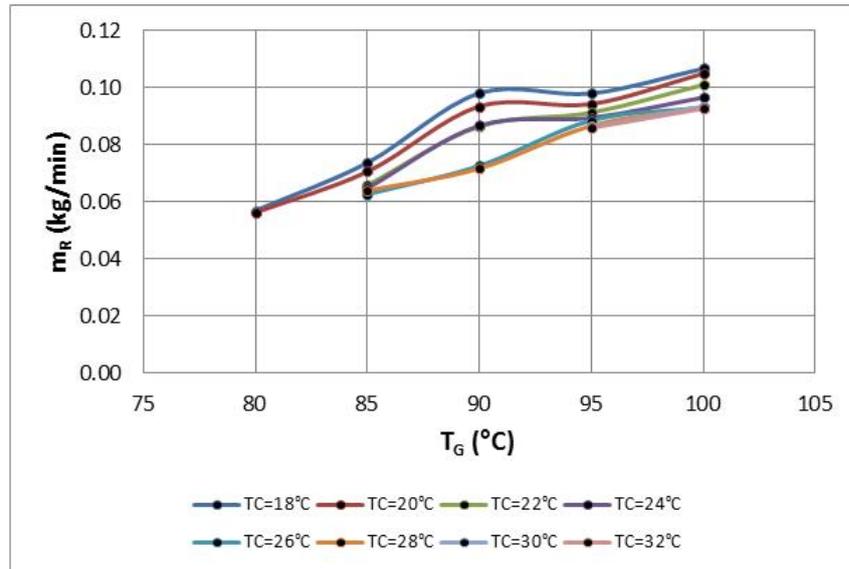


Figura 4.12: Producción de refrigerante en función de T_G .

A continuación, se muestran en las figuras 4.13 y 4.14 los comportamientos de las potencias térmicas en el condensador (Q_C). Lo que se espera es que Q_{Ci} sea mayor que Q_{Ce} , se espera también que Q_{Ci} esté íntimamente relacionado con Q_{Ei} ya que ambos dependen de la producción de refrigerante.

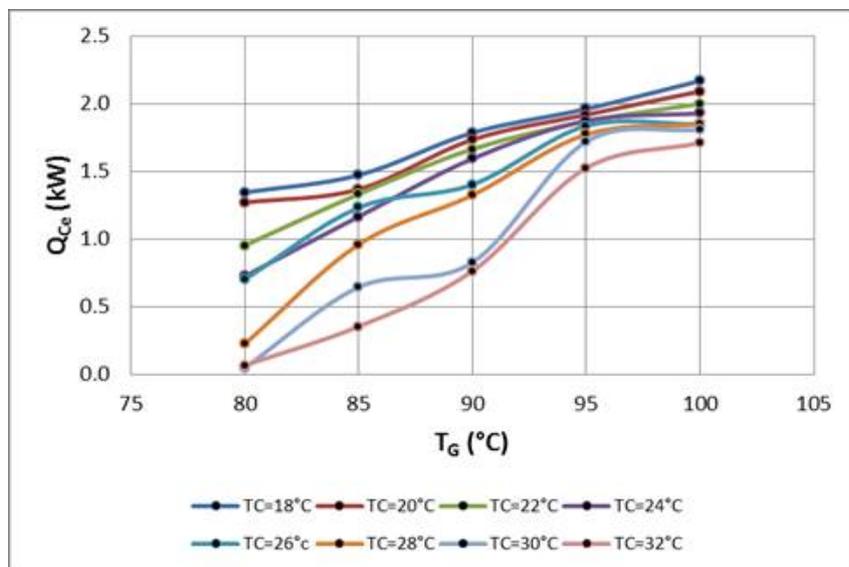


Figura 4.13: Q_{Ce} en función de T_G .

Mediante los gráficos 4.13 y 4.14 se corrobora que Q_{Ci} es mayor que Q_{Ce} dado que no existe una transferencia de calor perfecta en el intercambiador. Q_C es mayor que Q_E en todos los casos, lo que tiene una tendencia lógica, así mismo, se observa en la figura 4.13 que el calor externo en el condensador obtiene valores que van desde 0.01 a 2.3 kW, mientras que en la figura 4.14 el calor interno alcanza valores entre 1.2 y 2.4 kW, los valores bajos en el caso de Q_{Ce} pueden ser explicados debido a la baja producción de refrigerante en esos puntos de operación, y son valores tan bajos que el coriolis no alcanza a registrarlos.

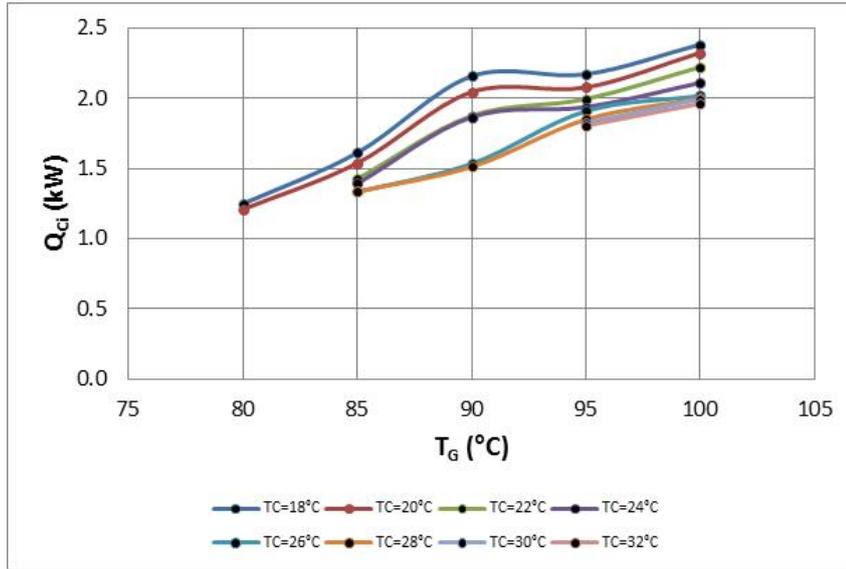


Figura 4.14: \dot{Q}_{Ci} en función de T_G .

Otro aspecto a notar en la figura 4.14 es que se sigue observando un despunte a 90°C de generación, lo que corresponde a las gráficas anteriores y es evidenciado en el sobrecalentamiento medido en el evaporador, y por supuesto si se comparan las figuras 4.11 y 4.14 es evidente que los comportamientos siguen una tendencia perfecta y una relación estrecha, esto indica que \dot{Q}_{Ei} tiene a ser similar a \dot{Q}_{Ci} , dato que puede utilizarse como indicador de que el sistema opera correctamente y de que las lecturas registradas tienen lógica.

A continuación se muestran las tendencias en los calores externos e internos del absorbedor Q_A en las figuras 4.15 y 4.16 respectivamente, es de esperarse que en términos generales, Q_A sea mayor que Q_C , debido a que el absorbedor intercambia solución con el generador y la absorción en sí es un proceso exotérmico.

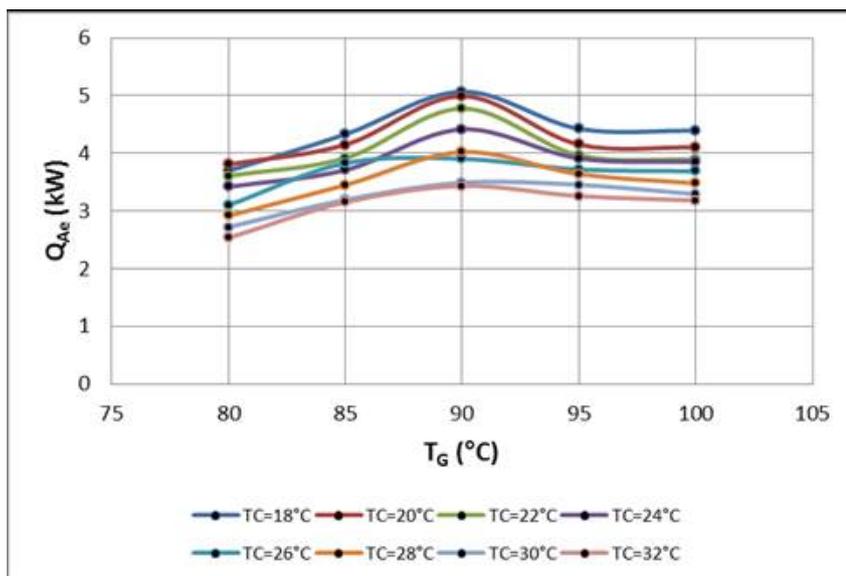


Figura 4.15: \dot{Q}_{Ae} en función de T_G .

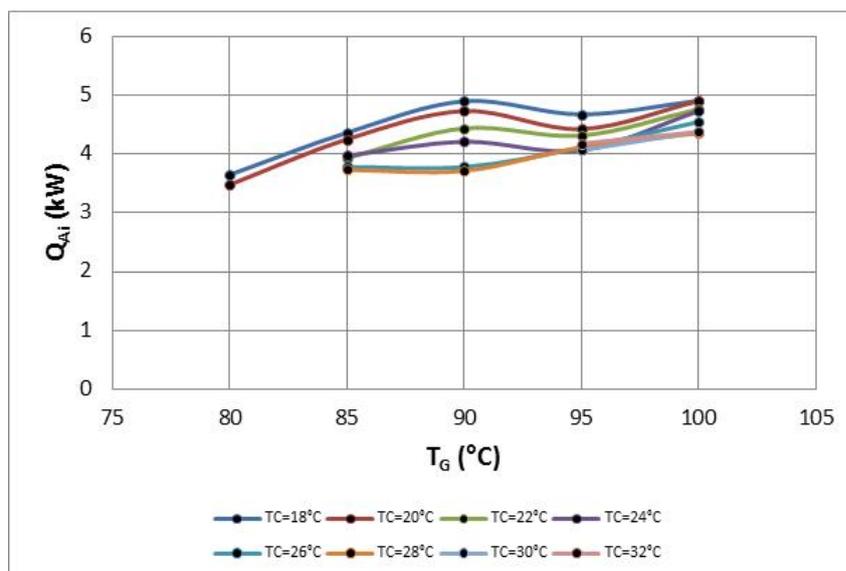


Figura 4.16: Q_{Ai} en función de T_G .

En las figuras 4.15 y 4.16 puede corroborarse que la potencia térmica en el absorbedor es bastante mayor a la del condensador tanto para flujos externos como internos, esta tendencia debería esperarse porque el absorbedor intercambia solución con el generador, que es la parte más *Caliente* del sistema. Sin embargo Q_{Ai} debería ser mayor a Q_{Ae} en todos los puntos de medición y esto no ve reflejado gráficamente. En la figura 4.15, Q_{Ae} adquiere valores que van desde 2.5 kW hasta 4.45 kW, mientras que en la figura 4.16, Q_{Ai} tiene valores desde 3.5 hasta 5 kW. Se observa que la potencia térmica interna es igual o ligeramente menor en algunos puntos a 80°C de generación, lo cual no es posible; esto indica que en este componente las lecturas no reflejaron fielmente el comportamiento del sistema, sea por problemas en los sensores de temperatura o de flujo.

De cualquier forma, la tendencia sí es correcta, puede notarse que la potencia interna en el absorbedor es ascendente junto con T_G y los valores a partir de 85°C de generación son coherentes.

A continuación se muestran los gráficos 4.17 y 4.18 que presentan el comportamiento del generador, cuyas potencias térmicas internas y externas deberían tender a ser similares a las potencias internas y externas del absorbedor. Fundamentalmente, el generador debería tener las mayores transferencias de calor por ser el componente que opera a mayor temperatura en el sistema, también recibe los mayores flujos tanto internos como externos; sin embargo, por encontrarse a mayor temperatura, el balance externo de calor en el generador debería reflejar mayores pérdidas al ambiente.

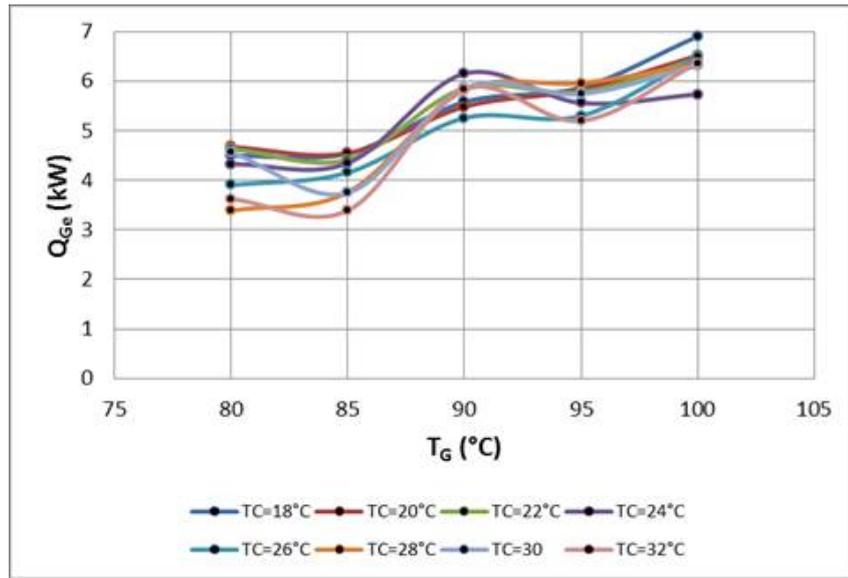


Figura 4.17: \dot{Q}_{Ge} en función de T_G .

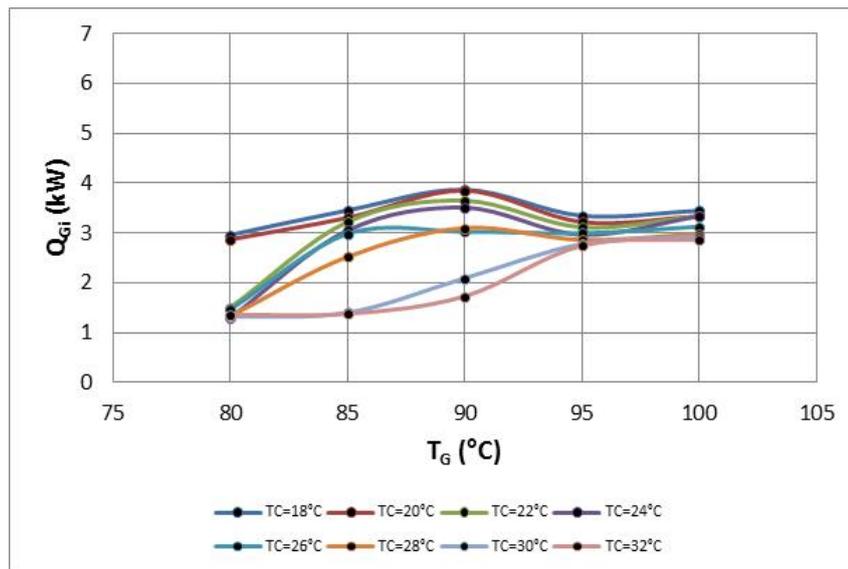


Figura 4.18: \dot{Q}_{Gi} en función de T_G .

En a figura 4.17, se observa que \dot{Q}_{Ge} adquiere valores que van desde 3.4 kW hasta 7 kW, esto ratifica que es el mayor flujo de calor del sistema y es el resultado esperado, que en comparación con la figura 4.18, donde \dot{Q}_{Gi} adquiere valores entre 1.5 kW y 3.5 kW es mucho mayor. El hecho de que la potencia externa en el generador sea 2 veces mayor a la calculada por flujos internos, indica que sólo se aprovecha el 50% de la potencia térmica que ingresa al generador, lo que corrobora también el alto índice de pérdidas al ambiente. Incluso \dot{Q}_{Gi} es menor que \dot{Q}_{Ai} y esto se debe a que con altas temperaturas, el calor aprovechado disminuye debido a que las pérdidas al ambiente están afectando al sistema.

En resumen, las figuras 4.17 y 4.18 son de gran importancia porque puede verse que en el generador, la potencia térmica por flujos externos es 2 veces mayor a la calculada por flujos internos, lo que es de esperarse por la eficiencia del intercambiador de calor y por supuesto, como en todos los casos, las pérdidas de calor a los alrededores.

En la figura 4.19 que se muestra a continuación, se grafican todos los valores de COP respecto a T_G tanto internos como externos y puede verse claramente que son tendencias divergentes, esto tiene lógica, ya que como lo muestran las figuras anteriores 4.17 y 4.18, las pérdidas al ambiente son mayores para altas temperaturas de generación, lo que hará que el COP_e disminuya conforme crece T_G .

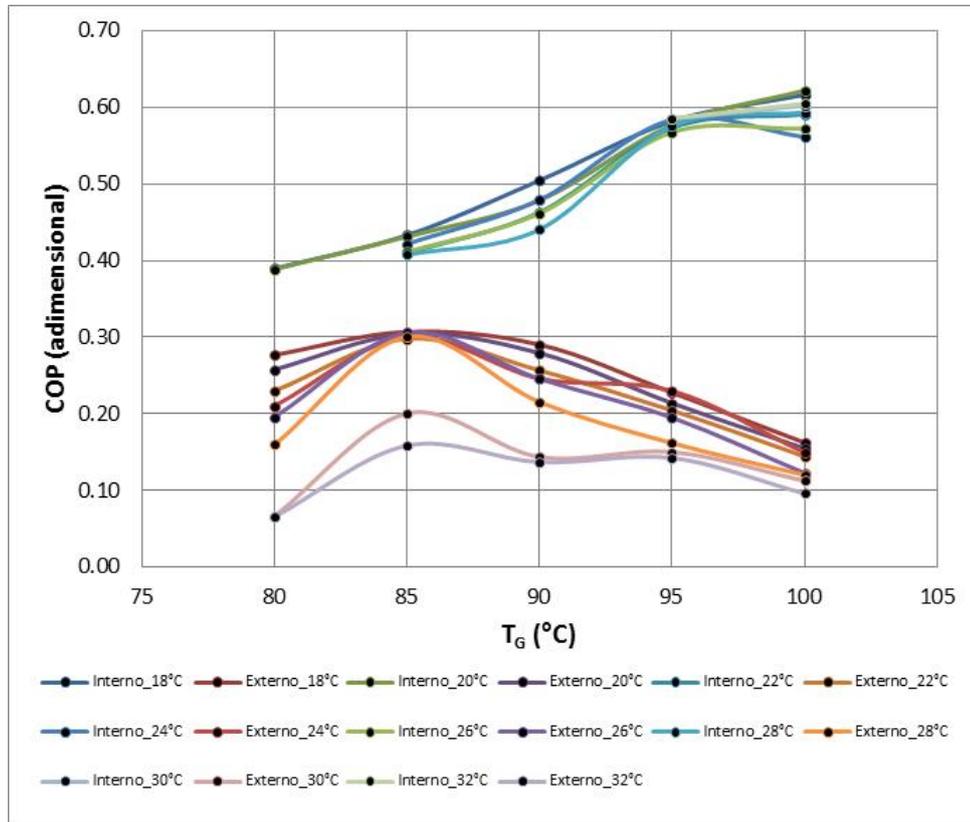


Figura 4.19: Coeficientes de operación externos e internos en función de T_G .

La importancia de este gráfico, reside en que es notable que las pérdidas al ambiente tienen una repercusión directa en el desempeño del equipo, por lo que mientras el COP interno crece conforme crece T_G , el COP externo no sólo deja de crecer, sino que disminuye. En la misma figura 4.19, se observan claramente los valores del COP_e que van desde 0.07 hasta 0.3, mientras que el COP_i adquiere valores que se encuentran entre 0.38 y 0.62. Alcanzar externamente un COP de 0.62, implicaría mejorar la eficiencia de los intercambiadores de calor y mejorar el aislamiento de los componentes.

Otro aspecto interesante es que en el caso del COP_i todas las líneas del gráfico están cerca unas de otras, por lo que incluso a temperaturas mayores de condensación, la eficiencia del equipo tiende a mantenerse.

4.3. Evaluaciones adicionales

Es evidente que la potencia frigorífica en el evaporador depende en gran medida del flujo másico de refrigerante que recibe, en estos términos, si la válvula de expansión tiene una apertura muy restringida, permite un flujo pequeño y en consecuencia aunque exista una alta producción de refrigerante en el generador, sólo parte de ese refrigerante circulará por los componentes y el resto se acumulará en el generador, incrementando la presión en el condensador, por lo anterior, un mayor flujo de refrigerante se consigue abriendo la válvula de expansión, esto hace que en el evaporador hierva una mayor cantidad de refrigerante y por lo tanto el condensador disipará una mayor cantidad de calor, por esto es que también se consideró la posibilidad de realizar una experimentación adicional modificando la apertura de la válvula para las mismas condiciones de las evaluaciones.

Para conseguir lo anterior, se tomaron las condiciones de 95°C de temperatura del agua para generación y los flujos másicos y temperaturas correspondientes a las condiciones establecidas para la experimentación, ya se había mencionado que la apertura de la válvula de expansión para toda la evaluación experimental fue de 1.5 vueltas (Véase apartado 4.2: Metodología de evaluación), con estas condiciones, sólo se modificó la posición de la válvula de estrangulamiento, quedando una apertura final de 2.25 vueltas.

El resultado esperado, es un incremento en \dot{Q}_E , por lo tanto un incremento en el COP_e y se espera que el sobrecalentamiento en el evaporador sea de 3 a 5°C , lo que indicaría que la apertura de la válvula es la adecuada para ese punto de operación.

A continuación se muestra la figura 4.20 y 4.21, en donde se observa el comportamiento de \dot{Q}_{Ee} y \dot{Q}_{Ge} respectivamente, para las condiciones de experimentación de 95°C de temperatura de generación, evaluando desde 18 hasta 32°C de condensación, en las condiciones establecidas para la evaluación experimental; se muestran los resultados para la apertura de la válvula a 1.5 vueltas (condiciones originales) y para 2.25 vueltas (evaluación adicional).

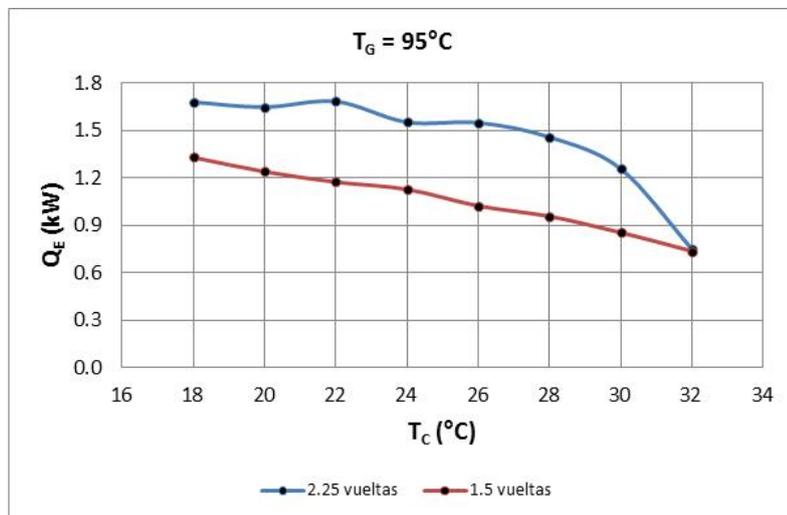


Figura 4.20: Q_{Ee} en función de T_C .

Como puede observarse en la figura 4.20, la potencia térmica calculada con flujos externos Q_{Ee} es notablemente mayor para 2.25 vueltas de apertura de la válvula que para 1.5 vueltas de apertura. Puede notarse que Q_{Ee} para 1.5 vueltas toma valores entre 0.75 kW y 1.35 kW, y cuando la válvula se abre $3/4$ de vuelta más, para alcanzar una apertura final de 2.25 vueltas, los valores de Q_{Ee} ascienden y se ubican en un rango que va desde 0.75 kW hasta 1.7 kW, se consiguió en promedio incrementar en un 30% la potencia frigorífica del equipo para ese punto de operación.

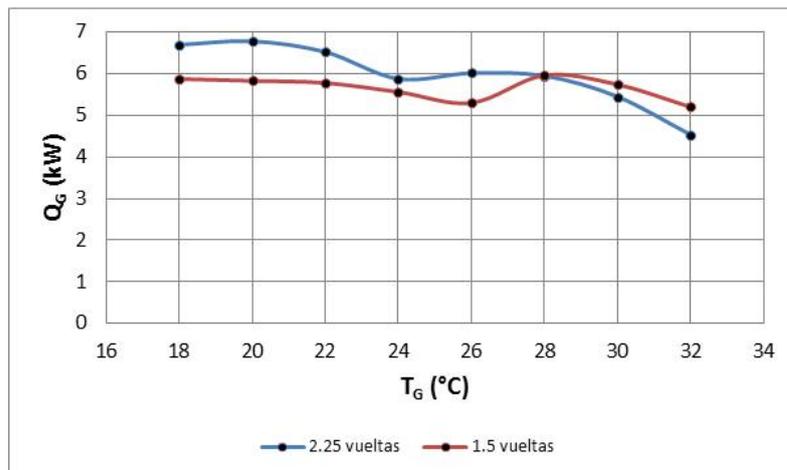


Figura 4.21: Q_{Ge} en función de T_C .

La figura 4.21, muestra que el calor de generación no presenta un incremento alarmante, en promedio el incremento ronda en el 13 % por lo que debe esperarse un incremento notable en el COP_e del equipo, ya que el incremento en Q_E es mayor al incremento en Q_G , en esta figura, se ve que el valor de Q_{Ge} para 1.5 vueltas toma valores que van desde 5.3 kW hasta 6 kW, mientras que Q_{Ge} para 2.25 vueltas adquiere valores entre 4.5 y 6.7 kW.

Tanto la figura 4.20 como 4.21, presentan una perturbación justo de 30 a 32°C de temperatura de condensación, por lo que es evidente un decaimiento definitivo en ambas gráficas, esto también debería verse reflejado en el COP externo ya que esta en función de los 2 parámetros graficados en 4.20 y 4.21.

A continuación se muestra la figura 4.22, donde se presenta el comportamiento del COP externo COP_e para todas las temperaturas de condensación, y donde finalmente se espera que haya una repercusión positiva en la apertura de la válvula de expansión, mediante un incremento significativo del COP.

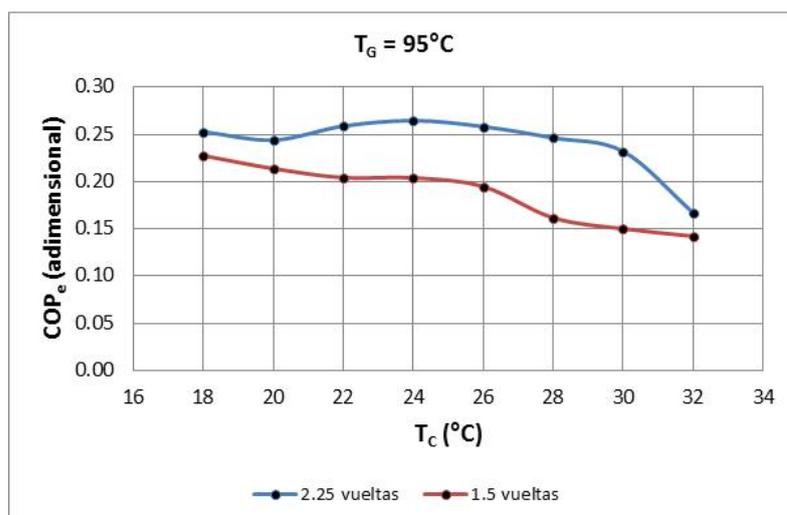


Figura 4.22: COP_e en función de T_C .

Como puede observarse en la figura 4.22, es evidente el incremento en el COP externo del equipo, las lecturas muestran que para la apertura de 1.5 vueltas el COP se encuentra entre valores de 0.14 a

0.23, y cuando la válvula se abre y queda en 2.25 vueltas; el COP toma valores desde 0.17 hasta 0.27, por lo tanto, abrir la válvula favoreció el desempeño del equipo para este punto de operación en específico.

Tal como en las gráficas 4.20 y 4.21 se observa un decaimiento definitivo cuando la temperatura de condensación llega a $32^\circ C$, esto es de esperarse ya que como se mostró en la evaluación experimental del equipo, el COP tiende a mantener un ligero descenso conforme crece T_C hasta llegar a un punto donde decae definitivamente. Ahora para saber si la apertura de la válvula fue adecuada, es necesario medir el sobrecalentamiento en el evaporador y esperar que se mantenga en un rango de 3 a $5^\circ C$.

Se presenta a continuación la figura 4.23 en donde se muestra el comportamiento del sobrecalentamiento del refrigerante en el evaporador para 1.5 vueltas y para 2.25 vueltas de apertura en la válvula de expansión.

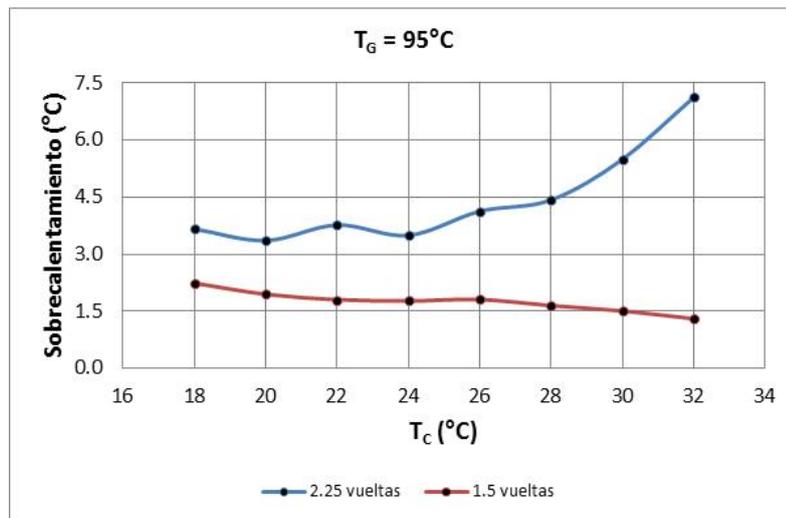


Figura 4.23: Sobrecalentamiento en evaporador en función de T_C .

De la figura 4.23 puede notarse que el sobrecalentamiento más adecuado es para la apertura de 2.25 vueltas, ya que se encuentra dentro del rango recomendado por BOHN [16], lo que permite tener la certeza de que el refrigerante ha hervido en su totalidad y que se tiene la cantidad correcta de refrigerante circulando por el evaporador, de esta forma es de esperarse que el calor removido sea mayor, lo que ya se demostró en la gráfica 4.21.

Por supuesto se observa también que cuando se alcanza una temperatura de condensación de $32^\circ C$, el sobrecalentamiento se sale del rango y esto indica que el refrigerante ya no es suficiente, lo que debe repercutir en el calor removido por el evaporador y también queda demostrado en la figura 4.21, motivo por el cual, medir el sobrecalentamiento es un buen indicador del correcto desempeño del sistema.

4.4. Evaluación de las propiedades del amoníaco

Para conocer las propiedades del amoníaco a las presiones y temperaturas que se registraron mediante el sistema de instrumentación y control en el equipo de absorción, se utilizó un software llamado **REF-PROP** que se encuentra disponible en el *Laboratorio de refrigeración y bombas de calor del IER-UNAM*, y que calcula propiedades termodinámicas de diversos fluidos de trabajo, entre los cuales se encuentra el amoníaco.

Para lo anterior, el procedimiento consistió, de primera instancia, en conocer el estado de referencia de la solución $NH_3 - LiNO_3$ de las publicaciones de Infante-Ferreira ya mencionadas en la revisión bib-

liográfica. Dicho estado de referencia establece para la solución de Nitrato de litio-Amoniac, equilibrio para líquido saturado con Entalpía= 0 kJ/kg, para una temperatura= 0°C, este estado de referencia se introdujo en el software REFPROP y posteriormente se introdujeron las presiones y temperaturas de cada registro para cada punto de medición.

Es importante mencionar que para temperaturas de generación de 90, 95 y 100°C, el software no arrojaba valores de entalpía de vapor para el amoniaco que sale del evaporador, debido a que indicaba que se tenía una mezcla saturada, que hacia evidente que el refrigerante no hervía en su totalidad debido a las altas presiones en el absorbedor.

Debido a lo anterior, se tomó la decisión de revisar si \dot{Q}_E tenía valores en esos puntos, y se encontró que \dot{Q}_E seguía teniendo valores que seguían la tendencia general y se optó por considerar vapor saturado a la presión a la que se encontraba el amoniaco a la salida del evaporador.

Posteriormente se tabularon todos los valores de presión y temperatura para cada punto requerido; salida del generador, entrada y salida del condensador, entrada y salida del evaporador, entrada al absorbedor y estos valores se introdujeron al REFPROP, de donde se obtuvieron las entalpías requeridas para realizar los balances de energía de primera ley para cada componente aquí estudiado.

4.5. Propagación de errores

En el desarrollo de la evaluación experimental, es importante considerar que los instrumentos de medición tienen un rango de precisión, por lo que los resultados no representan un valor exacto, por este motivo es que se realiza una propagación de errores para las lecturas que se han tomado con los instrumentos ya mencionados en el capítulo 3, como son: medidores de flujo volumétrico, sensores de temperatura y otros que forman parte de la lista.

Debido a que la investigación desarrollada depende fundamentalmente de las mediciones realizadas, es de suma importancia conocer los errores asociados con los instrumentos utilizados para tener en cuenta la certidumbre de los resultados obtenidos, para tal efecto, se utilizó la teoría de propagación de errores del libro *Estadística básica* de **Surendra** [17].

Las ecuaciones utilizadas para el cálculo de los errores asociados a los instrumentos de medición se refieren a *adición o sustracción* así como *cociente y producto*, ya que de acuerdo a las ecuaciones utilizadas para el cálculo de los calores externos y del COP correspondiente, las 4 operaciones mencionadas están implicadas, es por esto que las ecuaciones utilizadas son:

Adición y sustracción:

$$S^2_x = a^2 s^2_u + b^2 s^2_v \quad (4.1)$$

Cociente y producto:

$$\frac{s^2_x}{x^2} = \frac{s^2_u}{u^2} + \frac{s^2_v}{v^2} \quad (4.2)$$

Las ecuaciones anteriores pueden expresarse, para una mejor comprensión, de la siguiente manera:

Adición y sustracción:

$$u\{A + B\} = \sqrt{(u\{A^2\}) + (u\{B^2\})} \quad (4.3)$$

Cociente y producto: Adición y sustracción:

$$\left(\frac{u\{A \times B\}}{A \times B}\right) = \left(\frac{u\{A/B\}}{(A/B)}\right) = \sqrt{\left(\frac{u\{A\}}{A}\right)^2 + \left(\frac{u\{B\}}{B}\right)^2} \quad (4.4)$$

Las ecuaciones utilizadas para el cálculo de las potencias por flujos internos, se encuentran en el anexo 1, en el cual puede observarse que la ecuación correspondiente contiene productos y sustracciones, así las

ecuaciones anteriores adquieren sentido y son completamente aplicables, solo falta conocer la precisión de los instrumentos utilizados para realizar los balances externos de energía, los cuales son: medidor de flujo másico con una precisión de $\pm 1\%$ y sensores de temperatura con errores de $\pm 0.3^{\circ}C$, dichos errores entran directamente en las ecuaciones 4.3 y 4.4 donde $u\{A\}$ es el error de A y A es la magnitud que se ha medido con el instrumento de medición, lo mismo aplica para B.

A continuación se muestra la figura 4.24, en la que se presentan los errores asociados a los instrumentos de medición de manera tabulada, y calculados mediante el uso de las ecuaciones ya presentadas.

	F3 (kg/s)	T19 (°C)	T20 (°C)	Q _E (kW)	F1 (kg/s)	T16 (°C)	T15 (°C)	Q _G (kW)	COP _E	ECOP _E (+/-)
	0.086	24.2	20.8	1.234	0.251	80.1	75.8	4.512	0.274	0.044
	0.086	24.5	21.2	1.188	0.251	80.2	75.8	4.655	0.255	0.041
	0.086	24.5	21.5	1.063	0.251	80.1	75.7	4.652	0.228	0.040
	0.086	24.4	21.9	0.913	0.251	79.8	75.7	4.344	0.210	0.042
	0.086	24.3	22.2	0.753	0.250	80.1	76.4	3.917	0.192	0.045
	0.086	24.4	22.9	0.543	0.251	79.9	76.7	3.402	0.160	0.050
	0.086	24.5	23.6	0.303	0.252	80.4	76.1	4.579	0.066	0.034
	0.086	24.9	24.2	0.235	0.250	80.1	76.7	3.636	0.065	0.043
	0.083	24.4	20.4	1.386	0.250	85.0	80.7	4.555	0.304	0.044
	0.086	24.4	20.6	1.376	0.250	85.0	80.7	4.565	0.301	0.045
	0.085	24.2	20.6	1.302	0.251	85.1	80.9	4.434	0.294	0.046
	0.086	24.6	21.0	1.299	0.250	85.0	80.9	4.367	0.297	0.047
	0.086	24.5	21.0	1.270	0.251	85.2	81.3	4.171	0.304	0.049
	0.085	24.3	21.2	1.126	0.250	85.0	81.4	3.776	0.298	0.054
	0.085	24.4	22.4	0.749	0.251	85.0	81.5	3.764	0.199	0.047
	0.085	24.7	23.2	0.539	0.251	85.1	81.9	3.405	0.158	0.050
	0.085	24.2	19.7	1.611	0.253	90.0	84.7	5.603	0.288	0.036
	0.084	24.2	19.9	1.536	0.253	90.1	85.0	5.507	0.279	0.036
	0.085	24.1	19.9	1.503	0.253	90.0	84.5	5.878	0.256	0.033
	0.085	24.1	19.9	1.511	0.253	90.1	84.3	6.179	0.245	0.031
	0.082	24.2	20.5	1.289	0.248	90.0	85.0	5.275	0.244	0.035
	0.085	24.3	20.8	1.253	0.251	90.0	84.5	5.841	0.214	0.031
	0.085	24.7	22.3	0.843	0.253	90.1	84.6	5.883	0.143	0.028
	0.085	24.6	22.4	0.800	0.251	90.1	84.6	5.860	0.136	0.028
	0.085	24.4	20.6	1.336	0.252	95.0	89.5	5.896	0.227	0.031
	0.085	24.2	20.7	1.246	0.252	95.0	89.5	5.852	0.213	0.031
	0.085	24.4	21.1	1.180	0.250	95.0	89.5	5.799	0.203	0.031
	0.084	24.5	21.3	1.134	0.250	95.3	90.0	5.584	0.203	0.032
	0.084	24.3	21.4	1.028	0.251	95.0	90.0	5.321	0.193	0.033
	0.085	24.5	21.8	0.963	0.251	95.0	89.4	5.983	0.161	0.028
	0.086	24.4	22.1	0.859	0.249	95.0	89.5	5.762	0.149	0.029
	0.086	24.4	22.4	0.741	0.250	95.0	90.0	5.219	0.142	0.032
	0.086	24.4	21.3	1.109	0.250	100.0	93.4	6.931	0.160	0.025
	0.086	24.4	21.7	1.007	0.248	100.0	93.8	6.539	0.154	0.026
	0.086	24.3	21.7	0.932	0.249	100.0	93.8	6.478	0.144	0.026
	0.086	24.5	22.1	0.857	0.248	99.9	94.4	5.757	0.149	0.029
	0.086	24.5	22.3	0.795	0.249	100.1	93.8	6.511	0.122	0.025
	0.086	24.4	22.3	0.761	0.249	100.1	94.0	6.364	0.120	0.026
	0.086	24.4	22.5	0.696	0.250	100.1	94.0	6.340	0.110	0.026
	0.086	24.4	22.7	0.611	0.249	100.1	94.0	6.391	0.096	0.025

Figura 4.24: Propagación de errores para COP externo .

Conclusiones y recomendaciones

En el presente capítulo se presentan las conclusiones de la experimentación, en las que se pretende resumir los factores que determinan en mayor medida el mejor desempeño del equipo; así como la mejor potencia frigorífica.

Seguido de lo anterior, se realizan algunas recomendaciones y propuestas de mejora para el equipo en particular y finalmente se proyectan a futuro algunas actividades a desempeñar para la mejora técnica y funcional del sistema de absorción en evaluación.

5.1. Conclusiones

5.1.1. Sobre los datos obtenidos

Teniendo en cuenta los valores y tendencias evidentes en los gráficos, se puede concluir que:

- La evaluación experimental logró satisfacer los objetivos planteados.
- El flujo seleccionado que se encuentra entre valores de 2.8 y 3.3 kg/min resulta óptimo para $T_G = 85^\circ C$, $T_E = 24^\circ C$ y las temperaturas de condensación que van de 18 a $32^\circ C$.
- El equipo puede alcanzar COP externos del orden de 0.3.
- El COP interno puede alcanzar valores del orden de 0.62.
- La potencia frigorífica que se puede alcanzar es cercana a los 2.2 kW de enfriamiento, un 70 % de su capacidad nominal.
- La medición del sobrecalentamiento en el evaporador que se utiliza en sistemas de compresión mecánica de vapor, funciona en los sistemas de absorción e indica la apertura correcta de la válvula de expansión, así como el punto en el que se transfiere mayor calor al evaporador.
- Existe un óptimo de flujo de solución concentrada para cada temperatura de generación.
- A menores presiones de operación en el absorbedor, se consiguen temperaturas más bajas en el evaporador.
- Para lograr bajas presiones en el absorbedor se requiere que la temperatura de la solución diluida que ingresa al absorbedor sea menor a las obtenidas.
- Mejorar el proceso de absorción mediante la recirculación en el absorbedor, evita la acumulación de vapor en el absorbedor y se consiguen bajas presiones en el mismo.
- Las pérdidas al ambiente y la eficiencia de los intercambiadores de calor tienen una repercusión directa sobre el desempeño del equipo, mejorar esa eficiencia mejorará el desempeño del mismo.
- A mayores temperaturas de generación, se presentan mayores pérdidas al ambiente y menores COP externos.
- Una mayor apertura de la válvula de expansión puede mejorar notablemente el desempeño del equipo.

5.1.2. Sobre el equipo de absorción de tipo horizontal

Sobre el aspecto técnico y operativo del equipo:

- Mejorar el método de conexión de sensores de temperatura en el equipo, evitará fugas en el sistema, lo que consigue una mayor seguridad para el sistema y para los alrededores.
- La mejora del aislamiento en los diversos componentes o la mejora de los mismos evitará pérdidas de calor a los alrededores y el COP externo se verá favorecido.
- Seleccionar la bomba adecuada de circulación de solución, permitirá largos periodos de prueba confiable.
- La variación del suministro de energía térmica al generador, hace variar todas las lecturas y se obtienen valores de COP incorrectos.
- La inercia térmica de los componentes como generador y absorbedor, incide en el desempeño del equipo y como resultado se obtienen COP elevados y fuera del rango máximo posible.

5.2. Recomendaciones

De acuerdo a la experimentación realizada es posible realizar las siguientes recomendaciones:

- Seleccionar una bomba cuyos componentes no reaccionen con el amoniaco.
- Utilizar sensores de temperatura con conexión fabricada totalmente en acero inoxidable.
- Mejorar en la medida de lo posible el aislamiento del equipo.
- Modificar el sistema de calentamiento al generador, de forma tal que se tenga un tanque como reservorio de agua caliente desde el cual se alimente al generador, lo que ofrece una inercia térmica mayor y como resultado, se tienen menores variaciones en la temperatura del agua caliente que ingresa al generador.
- El accionamiento de la resistencia de calentamiento de agua al generador, puede mejorarse si el rango en el que realiza arranque y paro se reduce.
- Incluir un sistema de recirculación de solución diluída en el absorbedor.

5.3. Proyección a futuro

- En lo futuro se propone realizar un análisis similar al aquí presentado, con la inclusión de la recirculación al absorbedor.
- Realizar experimentación para encontrar las aperturas óptimas de la válvula de expansión puede conseguir valores más altos de COP y mayores potencias frigoríficas.
- Se propone también realizar un análisis para encontrar el flujo óptimo de solución hacia el generador para cada temperatura de generación.

Ecuaciones y balances de energía

A.1. Propiedades de la solución $NH_3 - LiNO_3$

En el cálculo de las propiedades de la solución $NH_3 - LiNO_3$ se utilizaron las ecuaciones de equilibrio de **Infante Ferreira** mencionadas ya en el capítulo 3 y son las siguientes.

A.1.1. Presión de equilibrio

La ecuación que se presenta a continuación, se utiliza para conocer la concentración X de la solución bajo la suposición de equilibrio, en estos puntos se conocen presión y temperatura a través del sistema de instrumentación y control:

$$P = \exp[(0.1629E+2+0.3859E+1*((1E+0-X)^3))+(-0.2802E+4-0.4192E+4*((1E+0-X)^3))*(\frac{1}{T+0.27316E+3})] \quad (A.1)$$

Donde:

P= Presión absoluta en kPa

X= Concentración en kilogramos de refrigerante sobre kilogramos de solución

T= Temperatura de la solución en °C

A.1.2. Calor específico (C_P)

$$C_p = 0.115125E+1+(0.3382678E+1X)+((0.2198E-2+(0.4793E-2X))*T)+(0.118E-3X*T^2) \quad (A.2)$$

A.1.3. Entalpía de líquido (h)

Para $x < 0.54$

$$h = 0.157E+4 * ((0.54 - X)^2) - 0.215E+3 + \int_0^T c_p dT \quad (A.3)$$

Para $x > 0.54$

$$h = 0.689E+3 * ((X - 0.54)^{0.15E+1}) - 0.215E+3 + \int_0^T c_p dT \quad (A.4)$$

Para obtener la entalpía de líquido debe integrarse la ecuación de 1.2 con respecto a T y sustituir el valor de la temperatura en dicha ecuación.

A.1.4. Volumen específico (ν)

Se obtiene primero la densidad, con la inversa de la densidad se obtiene el volumen específico.

$$\rho = -0.1409653E4 * X^2 + 0.2046222E4 - 0.13463E1 * T - 0.39E - 2 * T^2 \quad (\text{A.5})$$

$$\nu = \frac{1}{\rho} \quad (\text{A.6})$$

Donde:

ρ = Densidad (m^3/kg)

ν = Volumen específico (kg/m^3)

A.2. Cálculo de los calores externos

El cálculo de los calores externos para cada caso se resuelve de forma sencilla utilizando la ecuación:

A.2.1. Cálculo del calor externo en los componentes del sistema

$$\dot{Q} = \dot{m}C_P\Delta T \quad (\text{A.7})$$

Donde:

\dot{Q} = Velocidad de transferencia de calor externo en kW

\dot{m} = Flujo másico del agua que entra al evaporador, condensador, generador o absorbedor (según sea el caso) en kg/s

C_P = Calor específico promedio del agua de acuerdo a las temperaturas de operación en $\text{kJ}/\text{kg}^*\text{K}$

ΔT = Diferencia de temperaturas entre el agua que entra y la que sale en $^{\circ}\text{C}$

A.2.2. COP externo (COP_e)

$$COP_e = \frac{Q_{Ee}}{Q_{Ge}} \quad (\text{A.8})$$

A.3. Cálculo de los calores internos

Para obtener el calor interno de los intercambiadores, se utilizó la **Primera ley de la termodinámica** y se calcula \dot{Q} despejando de la misma.

Se toma el flujo másico interno (sea para la solución o para el refrigerante) que registran los coriolis y se dejan estos flujos en unidades de kg/s .

A.3.1. Calor interno en el evaporador (\dot{Q}_{Ei})

$$\dot{Q}_{Ei} = \dot{m}_R(h_{sal} - h_{ent}) \quad (\text{A.9})$$

Donde:

\dot{Q}_{Ei} = Potencia interna del evaporador en kW

\dot{m}_R = Flujo másico de refrigerante en kg/s

h_{sal} = Entalpía del refrigerante a la presión y temperatura de la salida del evaporador en kJ/kg

h_{ent} = Entalpía del refrigerante a la presión y temperatura de la salida del condensador, ya que la estrangulación es un proceso isentálpico, en kJ/kg

A.3.2. Potencia interna en el condensador (\dot{Q}_{Ci})

$$\dot{Q}_{Ci} = \dot{m}_R(h_{ent} - h_{sal}) \quad (\text{A.10})$$

Donde:

\dot{Q}_{Ci} = Potencia interna del condensador en kW

\dot{m}_R = Flujo másico de refrigerante en kg/s

h_{sal} = Entalpía del refrigerante a la presión y temperatura de la entrada del condensador en kJ/kg

h_{ent} = Entalpía del refrigerante a la presión y temperatura de la salida del condensador en kJ/kg

A.3.3. Potencia interna del generador (\dot{Q}_{Gi})

$$\dot{Q}_{Gi} = \dot{m}_R h_R + \dot{m}_{ss} h_{ss} - \dot{m}_{se} h_{se} \quad (\text{A.11})$$

Donde:

\dot{Q}_{Gi} = Potencia interna del generador en kW

\dot{m}_R = Flujo másico de refrigerante en kg/s

h_R = Entalpía del refrigerante a la presión y temperatura de la salida del generador en kJ/kg

\dot{m}_{se} = Flujo másico de la solución que entra al generador (Solución concentrada: rica en refrigerante) en kJ/kg

h_{se} = Entalpía de la solución a la presión, temperatura y concentración de la entrada del generador en kJ/kg

\dot{m}_{ss} = Flujo másico de la solución que sale del generador (Solución diluída: pobre en refrigerante) en kJ/kg

h_{ss} = Entalpía de la solución a la presión, temperatura y concentración de la entrada del generador

en kJ/kg

A.3.4. Potencia interna del absorbedor (\dot{Q}_{Ai})

$$\dot{Q}_{Ai} = \dot{m}_R h_R + \dot{m}_{se} h_{se} - \dot{m}_{ss} h_{ss} \quad (\text{A.12})$$

Donde:

\dot{Q}_{Ai} = Potencia interna del absorbedor en kW

\dot{m}_R = Flujo másico de refrigerante kg/s

h_R = Entalpía del refrigerante a la presión y temperatura de la entrada del absorbedor en kJ/kg

\dot{m}_{ss} = Flujo másico de la solución que sale del absorbedor (Solución concentrada: rica en refrigerante) en kg/s

h_{ss} = Entalpía de la solución a la presión, temperatura y concentración de la salida del absorbedor en kJ/kg

\dot{m}_{se} = Flujo másico de la solución que entra al absorbedor (Solución diluída: pobre en refrigerante) en kg/s

h_{se} = Entalpía de la solución a la presión, temperatura y concentración de la entrada del absorbedor en kJ/kg

A.3.5. Potencia de la bomba (\dot{W}_b)

$$\dot{W}_b = \nu(P_{sal} - P_{ent}) \quad (\text{A.13})$$

Donde:

\dot{W}_b = Potencia de la bomba en kW

ν = Volumen específico en m³/kg

P_{sal} = Presión a la salida de la bomba en kPa

P_{ent} = Presión a la entrada de la bomba en kPa

A.3.6. COP interno (COP_i)

$$COP_i = \frac{Q_{Ei}}{(Q_{Gi} + \dot{W}_b)} \quad (\text{A.14})$$

Donde:

COP_i = COP interno del sistema (adimensional)

Q_{Ei} = Potencia interna del evaporador en kW

Q_{Gi} = Potencia interna del generador en kW

\dot{W}_b = Potencia de la bomba en kW

Apéndice B

Bibliografía

1. La Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación, La FAO en México, Noviembre de 2009. www.fao.org
2. Semarnat. Cambio climático y ozono, México, 2009
3. Semarnat. Cambio climático. Ciencia, evidencia y acciones. México. 2009
4. BP Statistical review of world energy, junio de 2009
5. Reporte mensual de estadísticas del sector eléctrico, Comisión Reguladora de Energía, septiembre de 2013
6. Balance Nacional de Energía 2011
7. Estudio del impacto de medidas y políticas de eficiencia energética en los sectores de consumo, sobre el balance de energía y sobre los escenarios de emisiones de gases de efecto invernadero en el corto y mediano plazo, INECC,2012
8. Energías renovables, www.anes.org
9. Prospectiva de energías renovables, Secretaría de energía, 2012
10. Teoría Carrier, www.totaline.com.ar/site/uploads/file-7-2007118114423-0.pdf
11. Climasol castellano, www.entevascodelaenergia.com/ext/climasol/documentos/
12. Technology Roadmap, Solar Heating and Cooling IEA, 2012
13. Thermodynamics: An Engineering Approach, Yunus Cengel, 5ta edición
14. Solar Energy vol. 32, No.2, pp.231-236,1984, C.A.Infante Ferreira
15. Rodrigo Cuevas Tenango. 2008. Integración e instrumentación de un sistema de refrigeración
16. BOHN, boletín 29, agosto de 2008
17. www.uv.es/zuniga/3.2propagacion_de_errores.pdf, Universidad de Valencia, España
18. A. Alloush, W. B. Gosney, W. . Wakeman. A transient hot wire instrument for thermal conductivity measurements in electrically conducting liquids at elevated temperatures. International journal of thermophysics, Vol. 3, No. 3, 1982
19. C.A. Infante Ferreira. Thermodynamic and physical property data equations for ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions. Solar energy, Vol. 32, No. 2, pp.231-236, 1984
20. M. A. R. Eisa, S. Devotta, F. Holland. Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on water-lithium bromide: Part 1-cooling. Applied energy Vol.24, pp.287-301, 1986

21. K. Kawamata, Y. Nagasaka, A. Nagashima. Measurements of the thermal conductivity of aqueous lithium bromide solutions at pressures up to 40 Mpa. *International journal of thermophysics*, Vol.9, No.3, 1988
22. Wen Yao, Henrik Bjurström, Fredrick Setterwall. *Chemical engineering data*, Vol.36, pp.96-98, 1991
23. J. Martin Wimby, Thore S. Berntsson. Viscosity and density of aqueous solutions of *LiBr*, *LiCl*, *ZnBr₂*, *CaCl₂* and *LiNO₃* 1. Single salt solutions. *Chemical engineering data* Vol.39, pp.68-72, 1994
24. M. Izquierdo, P. Rodríguez, A. Lecuona, E. Martín. Energetic, economic and environmental viability of absorption air-conditioning systems in Spain. *IEA Heat Pump Center newsletter* 16 (1998)24-25
25. Y. Kaita. Thermodynamic properties of lithium bromide-water solutions at high temperatures. *International journal of refrigeration* 24 (2001) 374-390
26. W. Rivera, A. Xicale. Heat transfer coefficients in two phase flow for the water/lithium bromide mixture used in solar absorption refrigeration systems. *Solar energy materials & Solar cells* 70 (2001) 309-320
27. G. A. Florides, S.A.Kalogirou, S.A.Tassou, L.C. Wrobel. Design and construction of a LiBr-water absorption machine. *Energy conversion and management* 44 (2003) 2483-2508
28. G. Vinayak Rao, A.R. Balakrishnan. Heat transfer in nucleate pool boiling of multicomponent mixtures. *Experimental thermal and fluid science* 29 (2004) 87-103
29. Zhe Yuan, Keith E. Harold. Thermodynamic properties of aqueous lithium bromide using a multi-property free energy correlation. *HVAC& R Research* Vol.11, No.3,2005
30. Izquierdo, R. Lizarte, J.D. Marcos, G. Gutiérrez. Air conditioning using an air-cooled single effect lithium bromide absorption chiller. *Applied thermal engineering* doi:10.1016/j.applthermaleng.2007.06.009
31. R. J. Estudio del proceso de absorción con amoníaco-agua en intercambiadores de placas para equipos de refrigeración por absorción. Tesis Doctoral. Universidad Rovira i Virgili. (2006)
32. C. O. Rivera, W. Rivera. Modeling of an intermittent solar absorption refrigeration system operating with ammonia-lithium nitrate mixture. *Solar energy materials and solar cells*. 76 (2006) 417-427
33. Sergio U. Llamas Guillen, R. Cuevas, R. Best, V.H. Gómez. Experimental results of a direct air-cooled ammonia-lithium nitrate absorption refrigeration system. *Applied thermal engineering*, 67 (2014) 362-369
34. Libotean Simona, Salavera Daniel, Valles Manel, Esteve Xavier, y Coronas Alberto. Vapor-Liquid Equilibrium of Ammonia + Lithium Nitrate + Water and Ammonia + Lithium Nitrate Solutions from (293.15 to 353.15) K. *Journal Chemical and Engineering Data*, 52, 1050- 055 (2007).

35. Libotean Simona, Salavera Daniel, Valles Manel, Esteve Xavier, y Coronas Alberto*. Densities, Viscosities, and Heat Capacities of Ammonia + Lithium Nitrate and Ammonia + Lithium Nitrate + Water Solutions between (293.15 and 353.15) K. *Journal Chemical and Engineering Data*, 53, 2383 - 2388 (2008)
36. Marcos del Cano José D. Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr-H₂O de doble efecto condensada por aire. Tesis doctoral, Departamento de Ingeniería Térmica y Fluidos. Escuela Politécnica Superior de Ingeniería Industrial. Universidad Carlos III de Madrid. (2008)
37. Zacarías Santiago A. Transferencia de masa y calor en absorbedores adiabáticos con aplicación de solución nitrato de litio-amoniaco. Tesis Doctoral (2009) Universidad carlos III de madrid.
38. Beng Tesha. Absorption refrigeration system as an integrated condenser cooling unit in a geothermal power plant. tesis de maestría (2009) Universidad de las naciones unidas
39. Z. Wang et al. Experimental studies on an air-cooled two stages NH₃-H₂O solar absorption air conditioning prototype. *Energy* 45 (2012) 581-587
40. Moreno-Quintanar G., Rivera W.* y Best R. Comparison of the experimental evaluation of a solar intermittent refrigeration system for ice production operating with the mixtures NH₃-LiNO₃ and NH₃-LiNO₃-H₂O. Centro de Investigación en Energía. Universidad Nacional Autónoma de México. Temixco, Morelos, México. *Renewable Energy* 38, 62-68. (2012)
41. A. González Gil, M. Izquierdo, J.D. Marcos, E. Palacios. Experimental evaluation of a direct air-cooled lithium bromide –water absorption prototype for solar air conditioning. *Applied thermal engineer* 31, 16 (2011) 3358
42. R. Best, L. Porras, F.A.Holland. Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on ammonia lithium nitrate- Parte one. Cooling. Heat recovery systems & CHP, Vol.11, No.1, pp.49.61, 1991
43. Romero R. J., Rivera W. y Best R. Comparison of the theoretical performance of a solar air conditioning system operating with water/lithium bromide and an aqueous ternary hydroxide. Centro de Investigación en Energía. UNAM. Temixco, Morelos, México. *Solar Energy Materials & Solar Cells* 63, 387 - 399. (2000)
44. Medrano M., Bourouis M., Coronas A. Double-lift absorption refrigeration cycles driven by low-temperature heat sources using organic fluid mixtures as working pairs. *Appl Energy* 2001,68,173-85
45. Venegas M., Izquierdo M., De Vega M. y Lecuona A. Thermodynamic study of multistage absorption cycles using low-temperature heat. *Int. Journal of Energy Research* 26(8), 775-791, (2002)
46. Venegas M., Izquierdo M., Rodríguez P. y Nogueira J. I. Design of spray absorbers for LiNO₃-NH₃ absorption refrigeration systems. *Atomization and Sprays* 15(4), 439-456, (2005)