

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MORELOS

INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN CIENCIAS BÁSICAS Y APLICADAS (IICBA)

**CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
(CIICAp)**

**Estudio teórico del acoplamiento de un sistema de
enfriamiento a un sistema de calentamiento**

**TESIS PARA OBTENER EL GRADO DE:
MAESTRÍA EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS**

PRESENTA: VALENTE CANO GARCÍA

DIRECTOR DE TESIS:

DR. ARMANDO HUICOHEA RODRÍGUEZ

SINODALES:

DR. DAVID JUÁREZ ROMERO

DR. JOSÉ ALFREDO HERNÁNDEZ PÉREZ

DR. JUAN CARLOS GARCÍA CASTREJÓN

DR. ALBERTO ARMANDO ÁLVAREZ

GALLEGOS

CUERNAVACA, MORELOS

MARZO 2023

RESUMEN

En este reporte se presenta los resultados simulados para el acoplamiento del sistema de enfriamiento y calentamiento por absorción bajo diferentes condiciones de operación utilizando $LiBr - H_2O$. Se tienen temperaturas de calentamiento en el generador desde 338.15 a 363.15K. Los procesos de desorción y condensación se llevan a cabo a las mismas condiciones para ambos sistemas térmicos en donde el refrigerante se divide a los evaporadores de alta y baja presión. El objetivo del estudio es determinar las mejores condiciones de operación para maximizar el rendimiento de energía (COP) y exergía ($ECOP$). Los resultados muestran que es posible alcanzar rendimientos de energía en el sistema de calentamiento y enfriamiento de hasta 0.31 y 0.50 respectivamente, manteniendo una temperatura de activación en el generador de 363.15K. Mientras, los rendimientos de exergía en el sistema de calentamiento y enfriamiento son de 0.19 y 0.16 respectivamente. La presencia de irreversibilidades en el absorbedor y generador del sistema de calentamiento limita significativamente la eficiencia de exergía. Se ha demostrado que es posible llevar a cabo el acoplamiento, obteniendo los rendimientos de energía y exergía inferiores a los reportados para los sistemas de calentamiento y enfriamiento en forma individual debido a las condiciones de operación limitantes. Sin embargo, el rendimiento de energía general alcanza valores de hasta 0.63. Para favorecer el desempeño del sistema se consideraron diferentes estrategias, entre ellas incrementar las potencias térmicas de ambos evaporadores y del condensador con la finalidad de mejorar los rendimientos fijándolos a 2 kW y 3kW respectivamente, con esto se obtuvo mejores resultados, cercanos a los sistemas convencionales, teniéndose un COP_{enf} de 0.81 y un COP_{cal} de 0.37, por otro lado el rendimiento exergetico de enfriamiento y calentamiento se tienen de 0.18 y 0.21 respectivamente. Mientras tanto el coeficiente general se obtuvo de hasta 0.76.

ABSTRACT

This report presents the simulated results for the coupling of the cooling and heating system by low absorption under different. There are heating temperatures in the generator from 338.15 to 363.15K. The desorption and condensation processes are carried out at the same conditions for both thermal systems where the refrigerant is divided to the high and low pressure evaporators. The objective of the study is to determine the best operating conditions for Maximize the energy performance (COP) and exergy (ECOP). The results show that it is possible to reach energy yields in the heating and cooling system of up to 0.31 and 0.50 respectively, maintaining an activation temperature in the 363.15K generator. Meanwhile, the exergy yields in the heating and cooling system are 0.19 and 0.16 respectively. The presence of Irreversibilities in the absorber and generator of the heating system significantly limits the efficiency of exergy. It has been shown that it is possible to carry out the coupling, obtaining the energy and exergy yields lower than those reported for the heating and cooling systems individually due to the limiting operating conditions. However, the general energy performance reaches values of up to 0.63. To favor the System performance Different strategies were considered, including increasing the thermal powers of both evaporators and the capacitor in order to improve yields by setting them to 2 KW and 3KW respectively, with this better results, close to the 0.37 systems, on the other hand the exergetic cooling and heating performance are 0.18 and 0.21 respectively. Meanwhile the general coefficient It was obtained up to 0.76.

AGRADECIMIENTOS

Al consejo nacional de ciencia y tecnología (CONACYT) por el apoyo económico que me otorgo durante este proyecto.

Al centro de investigación en ingeniería y ciencias aplicadas (CIICAp) por facilitarme el uso de sus instalaciones.

Al Dr. Armando Huicochea Rodríguez por asesorarme, brindarme consejos y motivarme durante la realización del proyecto.

Al comité revisor por compartirme de sus conocimientos, para mejorar la calidad de este proyecto de investigación.

ÍNDICE

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN

1.1 ENERGÍA.....	2
1.1.1 Situación mundial de energía.....	2
1.2 PRODUCCIÓN Y CONSUMO DE ENERGÍA PRIMARIA EN MÉXICO	3
1.2.1 Producción de energía primaria.....	3
1.2.2 Consumo nacional de energía	4
1.2.3 Consumo del sector energético	4
1.3 CALOR RESIDUAL MUNDIAL.....	5
1.4 FUENTES DE ENERGÍA RENOVABLE.....	6
1.4.1 Una propuesta renovable	7
1.5 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA.....	7
1.5.1 Transformadores de calor por absorción	7
1.5.2 Sistemas de enfriamiento por absorción.....	8
1.5.3 Acoplamientos de sistemas de absorción.....	8
1.6 JUSTIFICACIÓN DEL TRABAJO.....	8
1.7 OBJETIVOS	10
1.6.1 Objetivos específicos.....	10

CAPÍTULO 2: BOMBAS DE CALOR

2.1 INTRODUCCIÓN.....	12
2.2 APLICACIONES.....	12
2.3 CLASIFICACIÓN.....	13
2.3.1 Bomba de calor por compresión mecánica de vapor	13
2.3.2 Bomba de calor por absorción tipo I.....	14
2.3.3 Bomba de calor por absorción tipo II.....	15
2.4 PROPIEDADES DE LA MEZCLA DE TRABAJO.....	15
2.4.1 Mezcla de trabajo.....	16
2.4.2 Fluido de trabajo.....	16
2.4.3 Refrigerante	17
2.4.4 Tipos de mezclas de trabajo.....	17

CAPÍTULO 3: DESCRIPCIÓN DEL ACOPLAMIENTO

3.1 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA.....	20
3.1.1 Componentes.....	20
3.1.2 Funcionamiento.....	21

CAPÍTULO 4: ANÁLISIS DE LA PRIMERA Y SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA

4.1 ANÁLISIS ENERGÉTICO.....	24
4.1.2 Consideraciones para el modelo termodinámico.....	25
4.2 MODELO MATEMÁTICO BASADO EN LA PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA.....	25
4.3 ANÁLISIS EXERGETICO.....	29
4.3.1 Consideraciones para el modelo termodinámico.....	30
4.4 MODELOS MATEMÁTICO BASADO EN LA SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA.....	31

CAPITULO 5: SIMULADOR TERMODINÁMICO

5.1 VALIDACIÓN DEL SISTEMA TERMODINÁMICO	34
5.1.1 Validación del sistema de calentamiento.....	34
5.1.2 Validación del sistema de enfriamiento.....	35
5.2. ESTRATEGIAS DE ANÁLISIS PARA MEJORAR EL RENDIMIENTO DEL SISTEMA.....	36

CAPÍTULO 6: RESULTADOS Y DISCUSIONES

6.1 PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA.....	43
6.2 SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA.....	46

CAPITULO 7: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 CONCLUSIONES GENERALES.....	51
---------------------------------	----

REFERENCIAS.....	53
------------------	----

APÉNDICE.....	55
---------------	----

LISTA DE TABLAS

Tabla 1.1. Propiedades de los fluidos para bombas de calor	17
Tabla 5.1. Condiciones de operación para la validación del sistema de calentamiento ...	34
Tabla 5.2. Condiciones de operación para la validación del sistema de enfriamiento	35

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1. Producción mundial de energía primaria	2
Figura 1.2. Consumo total de energía por sector	3
Figura 1.3. Producción de energía primaria en México	4
Figura 1.4. Consumo de energía en México	4
Figura 1.5. Consumo energético por sector en México	5
Figura 1.6. Estimación de la distribución mundial de calor residual del 2012 en PJ	6
Figura 2.1. Diagrama de bomba de calor por compresión mecánica de vapor	13
Figura 2.2. Diagrama de la bomba de calor por absorción convencional (Tipo I)	14
Figura 2.3. Diagrama esquemático de una bomba de calor tipo II	15
Figura 3.1. Diagrama del acoplamiento entre el sistema de calentamiento y el sistema de enfriamiento	22
Figura 4.1. Entradas y salidas del circuito externo e interno del transformador térmico por absorción	30
Figura 5.1. COP_{cal} en función de la temperatura del evaporador y generador	34
Figura 5.2. COP_{enf} en función de la temperatura del evaporador y generador	35
Figura 5.3. COP en función de la presión del condensador de enfriamiento y calentamiento	36
Figura 5.4. COP_{cal} y COP_{enf} considerando diferentes temperaturas de activación de ambos sistemas térmicos	37
Figura 5.5. Ascenso y descenso bruto de temperatura en función de la temperatura del generador para el TCA y BCAC	38
Figura 5.6. COP_{gral} a diferentes temperaturas de activación	39
Figura 5.7. COP a diferentes condiciones de temperatura	40
Figura 5.8. COP en función de la temperatura del absorbedor	41
Figura 6.1. COP en función de la temperatura de generación	43
Figura 6.2. COP a diferentes temperaturas de activación en el evaporador de calentamiento	44
Figura 6.3. COP en función del incremento de la temperatura del absorbedor de alta presión.	45
Figura 6.4. COP_{cal} y COP_{enf} en función de la temperatura de enfriamiento del evaporador	46
Figura 6.5. $ECOP$ para el acoplamiento a diferentes temperaturas de activación	47
Figura 6.6. $ECOP$ en función de la temperatura del evaporador de calentamiento	47
Figura 6.7. Irreversibilidades en función de la temperatura del generador.	48
Figura 6.8. Coeficiente de operación global en función de la temperatura del generador.	49
Figura 6.9. Relación de flujo en función del rendimiento exergetico general.	49

CAPITULO I: INTRODUCCIÓN

En este capítulo se introduce la definición de energía, se proporciona información acerca de la producción mundial y nacional de energía primaria, así como el nivel de consumo por parte de diferentes sectores, además del calor de desecho y fuentes de energía renovable. Se propone el acoplamiento entre un transformador de calor por absorción y una bomba de calor por absorción convencional que permite aprovechar la energía residual, y se brinda una revisión bibliográfica sobre trabajos relacionados con estudios energéticos y exergéticos para este tipo de dispositivos de forma individual y acoplados, describiendo algunas aplicaciones en las que se pueden emplear. Finalmente se presentan los objetivos generales y específicos, además de la justificación del trabajo planteado para el desarrollo del proyecto.

1.1 ENERGÍA

A la capacidad de producir un efecto se denomina *energía*. Los efectos incluso los pequeñísimos, por ejemplo, un ruido tenue, el ligero movimiento de una partícula, la producción de una onda, requieren energía. La energía aparece en diversas formas y puede transformarse de una en otra [1]. Algunas formas de la energía son: térmica, mecánica, magnética, eléctrica, química y nuclear, incluso la masa puede ser considerada como una forma de energía. Esta gran variedad de tipos de energía están presentes en todos lados y es obvia su importancia, pero la mayor parte de sus medios de producción o transformación, dañan y desgatan recursos humanos y naturales, producen contaminación al medio ambiente y no son del todo eficientes, por lo que el fenómeno económico del incremento de precio en los energéticos, la contaminación y el desgaste de recursos debe conducir a su uso eficiente.

1.1.1 Situación mundial de la energía

A partir de los datos reportados por el “World Energy Balances”, de la Agencia Internacional de Energía (IEA) [2], la producción mundial de energía primaria en 2020 tuvo su mayor decremento (datos históricos desde 1971) de 4.00% respecto del año anterior, pasando de 617,337.97 PJ a 592,625.09 PJ (**Figura 1.1**), lo que se atribuye a la pandemia provocada por el virus SARS-CoV-2. Los cinco países con la mayor producción de energía fueron China, Estados Unidos, Rusia, Arabia Saudita e India con 19.75%, 15.26%, 10.10%, 4.30% y 4.01% respectivamente, mientras que México descendió dos lugares al colocarse en el decimoséptimo puesto con 1.05% de la energía que se produce en el mundo.

El esfuerzo colectivo de las naciones por disminuir las emisiones y promover la sostenibilidad del sector energético, provocó que la producción de energías renovables fueran la única fuente energética que registró un aumento en medio de la pandemia, al incrementar en 2.68%, mientras que el crudo disminuyó en 7.16%, seguido del carbón y sus derivados con 4.48%, el uranio (energía nuclear) con 4.16% y finalmente el gas natural con un decremento de 3.17% en comparación al 2019.

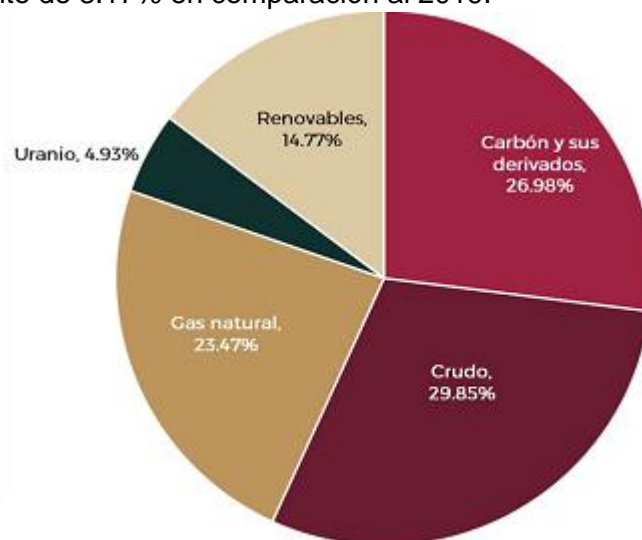


Figura 1.1. Producción mundial de energía primaria [2].

Por otra parte, los datos reflejados por el consumo total de energía (CTE), el sector industrial reflejó mayor consumo a nivel mundial con 120,269.71 PJ, seguido por el sector transporte con 104,951.35 PJ; obteniendo así, una brecha estadística entre ambos sectores, la cual mantuvo una participación promedio del 28.09% del total (**Figura 1.2**).

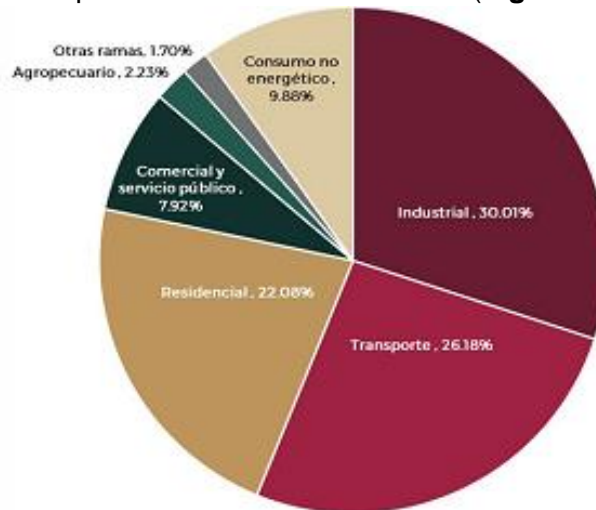


Figura 1.2. Consumo total de energía por sector [2].

1.2 PRODUCCIÓN Y CONSUMO DE ENERGÍA PRIMARIA EN MÉXICO

1.2.1 Producción de energía primaria

México es un país que figura históricamente como un productor neto de energía primaria, esto es por el aprovechamiento especialmente de los hidrocarburos; sin embargo, desde el 2004 que se tuvo el máximo de producción de petróleo crudo, la explotación de este energético ha decaído un 4.09% de forma anual [3].

Para el 2021, los hidrocarburos representan el 81.56% de toda la producción nacional (**Figura 1.3**), en especial el petróleo crudo representa el 55.15% de toda la producción de energía primaria. De 2012 a 2021, la producción de hidrocarburos disminuyó en 41.13%, pasando de 8,151.63 PJ en 2011 a 5,775.91 PJ en 2021, afectando drásticamente a la disponibilidad de energía a la que nuestro país tiene acceso, y como consecuencia provocó un crecimiento de las importaciones elevando los niveles de dependencia energética del país.

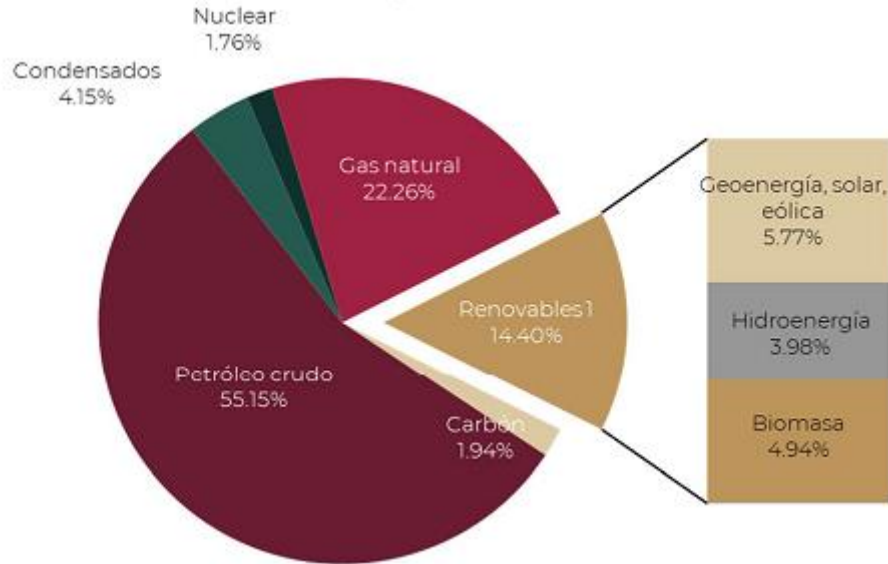


Figura 1.3. Producción de energía primaria en México [3]

1.2.2 Consumo nacional de energía

En el transcurso de 2021, el consumo de energía en México superó en una tercera parte (31.71%) a la producción de energía primaria. Este comportamiento se debe a que en 2021 hubo un aumento en el consumo de energía equivalente al 32.50% respecto al 2020 (durante el 2020 el consumo energético decreció considerablemente debido a la crisis provocada por el virus SARS-CoV-2) [3]. Por otro lado, la producción de energía primaria creció 4.37% respecto al 2020, presentando un crecimiento más estable que el exhibido en el consumo energético como se puede observar en la **Figura 1.4.**

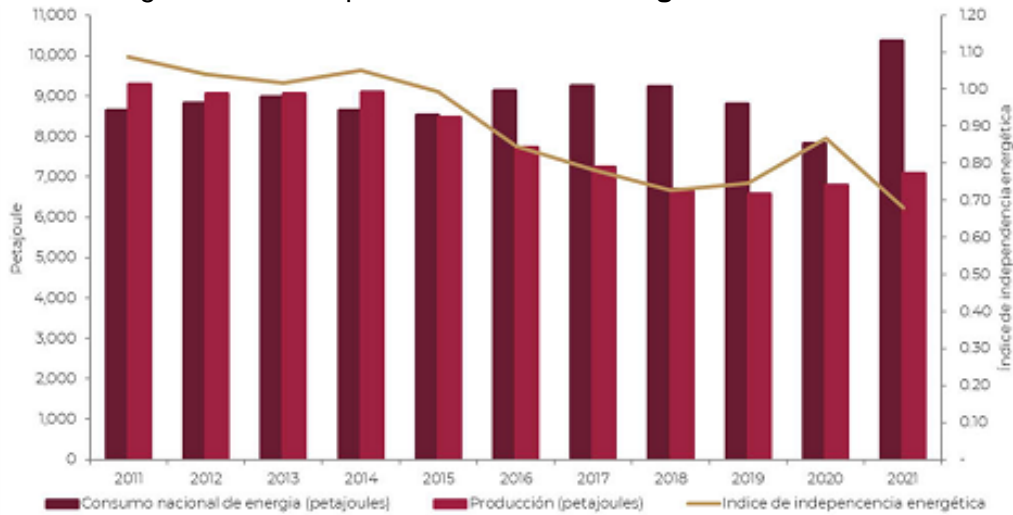


Figura 1.4. Consumo de energía en México [3].

1.2.3 Consumo del sector energético

El consumo de las actividades propias del sector representó el 34.4% del total nacional, presentando un aumento de 6.9% en relación con el año pasado. Este concepto se subdivide en energía requerida en los centros de transformación (56.3%), consumo propio del sector (37.3%) y pérdidas por transmisión, transporte y distribución de la energía (6.4%);

Por otra parte, el consumo energético total se define como la energía destinada a la combustión en los procesos y actividades económicas, así como la satisfacción de necesidades energéticas en la sociedad. Éste representó 58.4% del consumo nacional y 97.97% del consumo final (**Figura 1.5**).

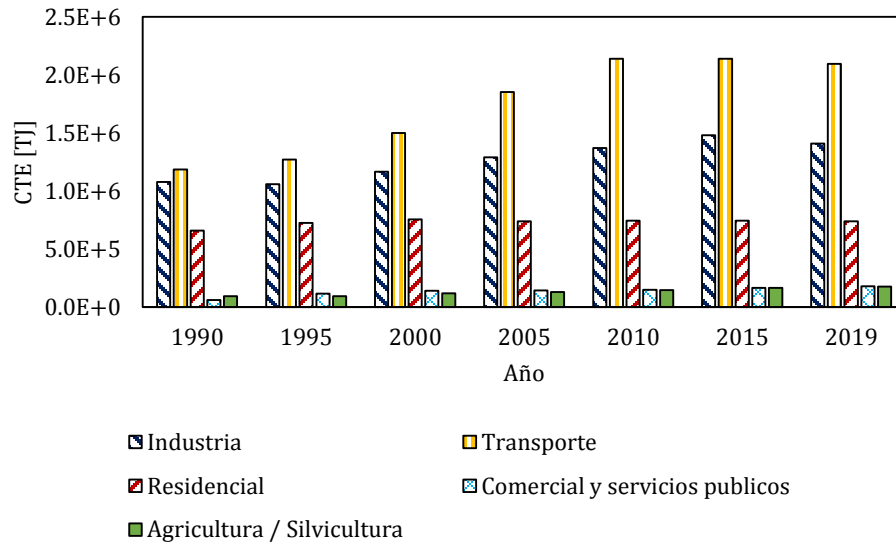


Figura 1.5. Consumo energético por sector en México [3].

1.3 Calor residual mundial

Diversos estudios han estimado la cantidad de calor residual que es liberado al medio ambiente a nivel mundial. El diagrama de Sankey reportado por Forman et al. [4], es mostrado en la **Figura 1.6**, se presenta el uso de energía en diferentes sectores, en el que la mayor cantidad de calor residual mundial proviene de la generación de electricidad, que tiene una participación del 61%, lo que equivale a casi el 20% de la producción mundial. En segundo lugar, está el sector transporte que desecha alrededor del 18%, seguido por el sector residencial e industrial con calor rechazado cercano al 7% de la energía utilizada. Los sectores donde se desperdicia mayor cantidad de energía son de gran interés para dispositivos energéticos que pueden aplicar sistemas de recuperación de calor. Estos sistemas pueden satisfacer demandas del mismo sistema que libera calor residual, así como su uso para otra aplicación. La recuperación de calor hace más eficiente la utilización de energía. A nivel mundial, alrededor del 63% del calor residual se disipa a temperaturas por debajo de los 100°C como gases residuales y efluentes.

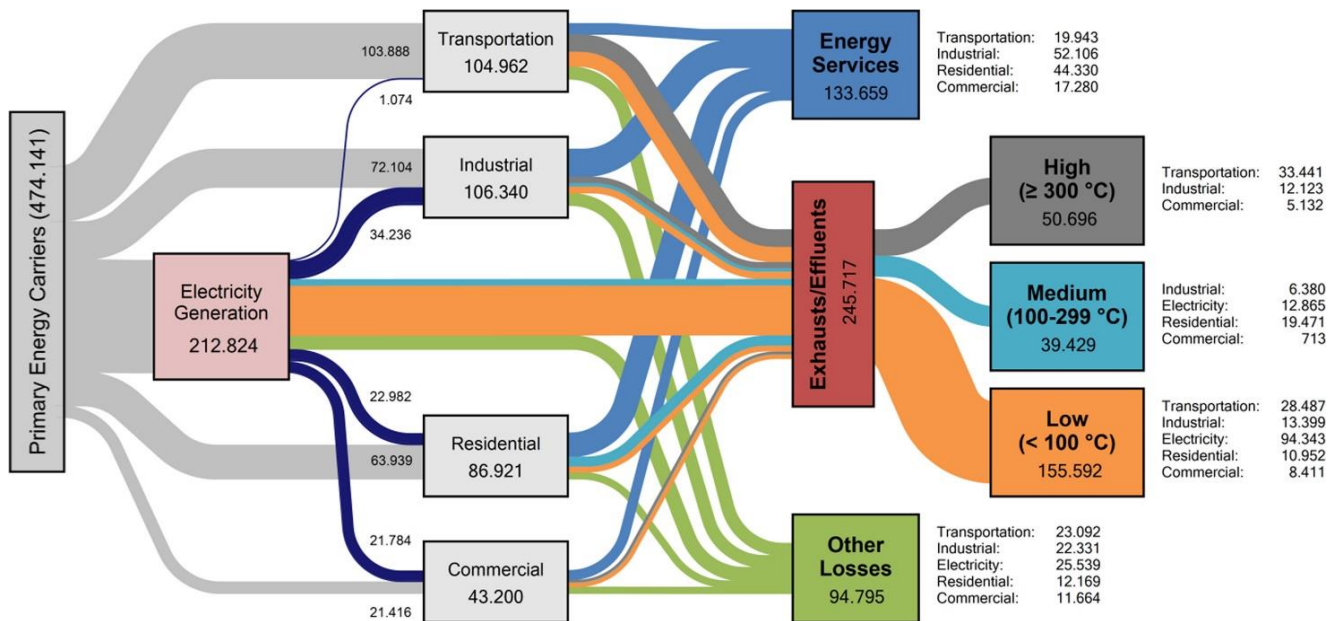


Figura 1.6. Estimación de la distribución mundial de calor residual del 2012 en PJ [4].

1.4 FUENTES DE ENERGÍA RENOVABLE

Las energías renovables son aquellas que se obtienen a partir de fuentes naturales que producen energía de forma inagotable e indefinida. De igual manera se consideran renovables cuando se obtienen a partir de fuentes que se regeneran con el tiempo de manera natural, como la masa forestal [5]. Una de las principales ventajas de las energías renovables es que, además de ser inagotables, presentan un nulo o bajo impacto negativo sobre el medio ambiente, por lo que se consideran energías limpias.

A continuación se presenta las principales fuentes de energía renovable:

- Energía solar: radiación procedente del Sol, para generar electricidad de manera indirecta (energía solar termoeléctrica); o bien mediante la producción directa de electricidad (energía solar fotovoltaica).
- Energía eólica: viento, transformando su energía cinética en energía eléctrica mediante aerogeneradores.
- Energía hidráulica: es la generada por la acción de las corrientes de agua, saltos de agua y mareas mediante el aprovechamiento de su energía potencial y cinética
- Energía undimotriz: movimiento de las olas, es la captura de energía del movimiento de las olas que produce el viento para realizar un trabajo útil.
- Energía geotérmica: puede obtenerse mediante el aprovechamiento del calor del interior de la Tierra.
- Biomasa: materia orgánica, también conocida como bioenergía, es la energía obtenida de la materia orgánica constitutiva de los seres vivos, sus excretas y sus restos no vivos.

1.4.1 UNA PROPUESTA RENOVABLE

Los reportes nacionales muestran una caída considerable en la producción de energía respecto al consumo, evidencian la tendencia que sufre nuestro país en la disminución de la producción de energía primaria, específicamente en el caso del crudo, mientras que en el consumo claramente existe un aumento. México busca satisfacer sus necesidades energéticas y disminuir las emisiones de contaminantes, por lo que la apuesta sería reducir el uso de combustibles fósiles.

En los últimos años, cantidades enormes de calor por parte de las industrias han sido rechazados a la atmósfera como vapor de desecho u otros gases, que además de desperdiciar energía también ocasiona calor contaminante [4]. El uso de energía residual es un punto de gran interés (turbinas, gases de automóviles, plantas nucleares, fábricas de procesos, etc.) para los investigadores, ya que contribuye considerablemente a los cambios de temperatura ambiental. Estas energías residuales se pueden reciclar como fuentes de energía renovables, que representan una cantidad de calor de nivel térmico medio (60-80 °C) como la energía solar, energía geotérmica, etc., sin usar, debido a su relativo bajo grado térmico, el cual puede ser aprovechado por las **bombas de calor por absorción**, estos dispositivos se utilizan para revalorizar, pueden funcionar a través de calor residual o por medio de ciclos termodinámicos.

1.5 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

1.5.1 Transformadores de calor por absorción

Colorado et al. [6] realizaron el análisis de exergía en un TCA acoplado a un sistema purificación de agua de evaporación de simple efecto. El calor latente del sistema de purificación de agua se reusó: a) en la solución de trabajo fuerte que va al absorbedor, b) en el vapor del refrigerante entre el evaporador y el absorbedor, y c) para precalentar el refrigerante entre el evaporador y condensador. La irreversibilidad más alta se obtuvo en el generador y absorbedor para todas las configuraciones. El primer arreglo presentó los mejores resultados, alcanzando una eficiencia exérgica en el generador de hasta 0.53. Hernández et al. [7] llevaron a cabo una comparación de un TCA, TCA de doble absorción y los transformadores de calor por resorción de una etapa (TCR) y dos etapas (TCDR) que funcionan con la mezcla de nitrato de amoníaco y litio (NH_3-LiNO_3). El ciclo TCR aumentó la temperatura del calor suministrado entre 303.15 y 323.15K con un coeficiente de operación de energía hasta 0.51, mientras tanto, en el ciclo TCDR la temperatura se incrementó hasta 333.13K con un coeficiente de operación de energía más bajo. Se demostró que la mezcla de trabajo $LiBr-H_2O$ puede lograr mejores coeficientes de operación de energía e incremento bruto de temperatura, pero tiene problemas de corrosión y cristalización a altas temperaturas de funcionamiento. Heredia et al. [8] estudiaron teóricamente el ahorro de energía en un TCA usando de tubos calóricos entre el evaporador y el condensador. Este estudio demostró que se requieren siete tubos de calor comerciales para condensar 0.714kW y reutilizar 0.177kW a 333.15K en el evaporador, Por lo tanto, el rendimiento de operación del TCA se puede mejorar hasta en un 20%. Merkel et al. [9] realizaron un estudio experimental de un TCA usando como fluido de agua/líquido iónico (metanosulfonato de 1-etil-3-metil-imidazolío). El rendimiento de operación de energía experimental más alto fue de 0.43 y un aumento de temperatura de 18.5K con un flujo de calor de 5.5kW en el absorbedor. El aumento de temperatura más alto fue de 47K con un rendimiento de operación de energía de 0.27 con un flujo de calor en el absorbedor de 1.7kW.

Gao et al. [10] analizaron el acoplamiento térmico entre los sub-ciclos de compresión y absorción. El máximo rendimiento de operación de energía fue de 2.15, mientras tanto, un prototipo experimental fue establecido para la validación del rendimiento de operación de energía, donde el calor residual mejoró de 320.15-324.15K a 372.15– 375.15K con un coeficiente de operación de energía global de 1.81.

1.5.2 Sistemas enfriamiento por absorción

Soto et al. [11] evaluaron experimentalmente un sistema BCAC enfriado por aire usando amoniaco-nitrato de litio. El BCAC fue activado con temperaturas de generación entre 353.15 y 373K, y temperaturas de condensación de 293.15 a 305K. Las potencias de enfriamiento externas alcanzaron valores de hasta 3.4kW con un rendimiento de operación de energía de hasta 0.33 usando temperaturas de enfriamiento cercanas a 275.7K. Gogoi et al. [12] realizaron un estudio de exergía en un Ciclo Rankine Orgánico (OCR) accionado por energía solar y acoplado a una BCAC. El sistema BCAC alcanzó una temperatura de evaporación de 278.15K manteniendo las temperaturas de condensación y absorción constantes de 304.15K. A partir del análisis de exergía, se encontró que la máxima irreversibilidad ocurrió en el colector parabólico, seguido del ciclo OCR y del BCAC. Liu et al. [13] compararon el rendimiento de operación de energía de dos sistemas híbridos de absorción - compresión utilizando R1234yf/[HMIM][TfO], R1234yf/[HMIM][PF6] y R1234yf/[HMIM][BF4]. Ambos sistemas mejoraron su rendimiento de operación de energía para enfriamiento. El primero tuvo un hasta 1.68 reduciendo la carga térmica del condensador hasta un 18%. Jahin et al. [14] presentaron una estructura novedosa del sistema de refrigeración integrado de absorción-compresión de vapor transcrito (TVCAIRS). La integración del sistema de refrigeración por absorción de vapor (VARs) al sistema de refrigeración por compresión de vapor transcrito (TVCRS), proporciona un subenfriamiento de 278.15K en la configuración propuesta. Por lo tanto, el rendimiento de operación de energía y exergía del TVCAIRS fue de 28.6 y 26.9% respectivamente, la cual es más alta que el sistema TVCRS.

1.5.3 Acoplamientos de sistemas de absorción.

Colorado et al. [15] compararon el rendimiento de operación de energía y exergía de un sistema de refrigeración por compresión de vapor convencional (VCR), un sistema de absorción de un solo efecto (CASS) y sistema de absorción de doble efecto (CADs). El rendimiento de operación de energía en CADs fue mayor que el CASS, ya que aumentó de 0.58 a 0.91. La irreversibilidad total del ciclo que opera con $R134a/LiBr-H_2O$ fue de 17% menos con respecto a $CO_2/LiBr-H_2O$. Eisavi et al. [16] estudiaron el acoplamiento de un CADs a un OCR accionado por energía solar para generar electricidad, calor y potencia. Con la misma cantidad de calor de entrada, el sistema CADs incrementó la potencia de refrigeración hasta 48.5% que un CASS. Al mismo tiempo, la potencia de calefacción mejoró un 20.5%, por lo cual el rendimiento de operación de energía incrementó hasta un 96%, mientras que la producción neta de energía eléctrica se redujo en un 27%. Mahalle et al. [17] analizaron el acoplamiento de un sistema VCR a un CADs para evaluar el rendimiento de operación global de energía y exergía. El primero mejoró hasta 2.4 con una temperatura enfriamiento de 271.15K, mientras tanto, el segundo alcanzó valores máximos de 0.88. Sin embargo, la instalación del sistema es aproximadamente 1.8-2 veces más grande en tamaño físico. Agarwal et al. [18] examinaron teóricamente un sistema de refrigeración en cascada de absorción-compresión (ACCRS) para evaluar los rendimientos de energía y exergía, así como el consumo de energía eléctrica. Demostraron que el ahorro de electricidad del sistema ACCRS fue de 45.8% en comparación con el ciclo de VCR,

además, se tuvo un aumento del 85.3 y 85.8% en el coeficiente de operación de energía y exergía respectivamente. Acevedo et al. [19] estudiaron el acoplamiento de un TCA y un VCR usando $LiBr-H_2O$ y R123 respectivamente. El calor recuperado por el VCR representó un ahorro de energía para el TCA entre 49.7 y 50.6%. El rendimiento de operación de energía y exergía para el sistema de calentamiento variaron de 0.40 a 0.48, y 0.37 a 0.35 respectivamente, mientras que para el sistema de enfriamiento de 0.85 a 0.69, y 0.16 a 0.12. Alcanzando un coeficiente de operación de energía global de hasta 0.93.

Según la revisión bibliográfica, existen diversos trabajos reportados sobre sistemas de enfriamiento y calentamiento por absorción, los cuales se han estudiado forma individual. También, existen estudios de acoplamientos de sistemas térmicos donde la energía residual de uno ha sido usada en forma indirecta para activar el otro. Sabiendo que los sistemas de absorción para enfriamiento y calentamiento usan el ciclo de Carnot (directo e inverso) para reducir y aumentar la temperatura con respecto al nivel térmico que posee el calor suministrado, y que poseen los mismos procesos físicos a diferentes temperaturas y presiones, se propone acoplar en forma directa ambos ciclos termodinámicos para alcanzar rendimientos de operación global de energía y exergía más atractivos, donde los procesos de desorción y condensación se desarrollan a las mismas condiciones de operación para ambos sistemas térmicos. Las temperaturas de activación entre 338.15 a 363.15K son usadas para cuantificar los rendimientos de operación en forma individual e integral.

1.6 JUSTIFICACIÓN DEL TRABAJO

A partir de los datos reflejados por parte de diversos organismos, la producción de energía en el mundo depende principalmente de los combustibles fósiles, lo que genera un problema mayor de contaminación ambiental. El ahorro de energía es un tema de gran interés para diferentes sectores como lo son la industrial, residencial, y transporte entre otros, donde requieren de energía de buena calidad a menor costo.

A través de diversos estudios se ha reportado que existen dispositivos que revalorizan la energía de desecho a un nivel térmico medio, para obtener energía a un nivel térmico más alto (Calor útil), estos dispositivos son los transformadores de calor por absorción.

Por otro lado la conservación de alimentos, el acondicionamiento de espacios en donde se requiera una temperatura menor a los 273 K, puede ser obtenida por dispositivos de refrigeración como sistemas de compresión de vapor (VCR), y de igual manera por las bombas de calor por absorción convencional.

Los sistemas de absorción para calentamiento y enfriamiento poseen los mismos procesos físicos a diferentes temperaturas y presiones, donde el ciclo de Carnot se desarrolla en forma directa e inversa. Por lo tanto, se buscará una configuración para desarrollar los procesos de desorción y condensación en forma común para generar frío y caliente.

1.7.-OBJETIVOS

- **OBJETIVO GENERAL:** Estudiar el acoplamiento de sistemas de absorción para calentamiento y enfriamiento utilizando la primera y segunda ley de la termodinámica.

1.7.1 Objetivos específicos:

- a) Desarrollar un modelo termodinámico para el estudio del acoplamiento entre un sistema de calentamiento y un sistema enfriamiento por absorción.
- b) Analizar la factibilidad del acoplamiento interno entre el generador y condensador de los sistemas de absorción.
- b) Proponer una solución de trabajo adecuada en ambos sistemas, para obtener los mejores desempeños de energía y exergía.
- c) Determinar los intervalos de las variables críticas para obtener los coeficientes de operación de energía y exergía más altos utilizando diferentes parámetros de operación.
- d) Evaluar las pérdidas de energía de manera integral e individual del acoplamiento del sistema.

CAPITULO II: BOMBAS DE CALOR

En este capítulo se define el concepto general de bomba de calor, las aplicaciones que se les puede dar y la clasificación que se tienen para estos dispositivos. Se describe detalladamente el funcionamiento de la bomba por compresión mecánica de vapor y de absorción tipo I y II, se brinda información de los niveles de temperatura y presión además del rendimiento energético de cada ciclo. Por último se dispone de las propiedades químicas acerca de los fluidos de trabajo como el refrigerante, absorbente y mezcla utilizados en el sistema.

2.1 INTRODUCCIÓN

Casi 20 millones de hogares compraron bombas de calor en 2019. Incluso si algunas son unidades reversibles que solo cubren parcialmente las necesidades de calefacción de agua y espacio, el crecimiento es evidente en todos los mercados primarios de calefacción: América del Norte, Europa y el norte de Asia. Aunque las bombas de calor se han convertido incluso en la tecnología más común en las casas de nueva construcción en muchos países, solo satisfacen el 5% de la demanda mundial de calefacción de edificios. Dado que se requiere que su participación se triplique para 2030 según el escenario de desarrollo sustentable (SDS), se necesitan más políticas de apoyo e innovación para reducir los costos iniciales de compra e instalación, eliminar las barreras del mercado para las renovaciones y mejorar el rendimiento energético y las alternativas de refrigerantes [2].

El término "bomba de calor" se refiere a un grupo de tecnologías que transfieren calor de una temperatura baja a una temperatura alta. Dichas tecnologías incluyen sistemas de refrigeración, así como sistemas de calefacción con bomba de calor. Tal transferencia requiere una entrada termodinámica en forma de trabajo o calor [20].

Esto se aclara en la declaración de Clausius de la Segunda Ley de termodinámica: Es imposible que cualquier sistema funcione de tal manera que el único resultado sea una transferencia de energía por calor de un cuerpo más frío a uno más caliente.

2.2 APLICACIONES

Una bomba de calor en general, es un dispositivo que tiene la capacidad de extraer calor de una fuente de baja temperatura y rechazarlo al medio ambiente, o para algún uso útil a una temperatura mayor que la de extracción [21]. Estos dispositivos se pueden operar a partir de la configuración que se desee aplicar.

Las aplicaciones que se tienen para estos dispositivos son las siguientes:

- Calefacción
- Refrigeración de alimentos
- Deshumidificación
- Destilación
- Purificación de agua
- Recuperación de calor de desecho
- Hornos de secado.

Las utilidades que ofrecen estos sistemas son:

- Reciclan el calor de desecho con nivel térmico bajo para obtener calor útil a nivel térmico más alto.
- Disminuyen el consumo de combustibles a base de petróleo, lo que representa un ahorro de energía, y una reducción en las emisiones de gases contaminantes a la atmósfera.
- Pueden ser suministrados en un amplio intervalo de temperaturas.
- Operan con diversas fuentes de energía como: solar, geotérmica, eléctrica, calor industrial de desecho, etc.

La misión de las bombas de calor es acelerar la transformación hacia un sector energético eficiente, renovable, limpio y seguro en sus países miembros y más allá a través de la investigación en colaboración, la demostración y la recopilación de datos y mediante la habilitación de innovaciones y el despliegue en el área de tecnologías de bombeo de calor [20].

2.3 CLASIFICACIÓN

Tipos de bombas de calor:

- Compresión mecánica de vapor.
- Absorción convencional (Tipo I).
- Transformador de calor por absorción (Tipo II).

2.3.1 Compresión mecánica de vapor

La bomba de calor por compresión mecánica de vapor, es la variante más utilizada de esta tecnología, se utiliza ampliamente para calefacción y refrigeración residencial, comercial y de alimentos, así como aire acondicionado de automóviles, entre otros. Esta tecnología se muestra en la **Figura 2.1**. Consta de un compresor, que es impulsado por un motor eléctrico, el cual proporciona la entrada de trabajo requerido al sistema, para efectuar la transferencia de calor de una temperatura baja a una temperatura alta, un evaporador donde se evapora el fluido de trabajo, un condensador donde se condensa el fluido de trabajo y una válvula de expansión.

El rendimiento del ciclo (*COP*) para este tipo sistema se obtiene a partir de un balance de energía (ecuación 2.1) que relaciona el calor cedido en el condensador \dot{Q}_{con} con respecto al trabajo \dot{W} realizado por el compresor [21], es decir:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{con}}{\dot{W}} \quad (2.1)$$

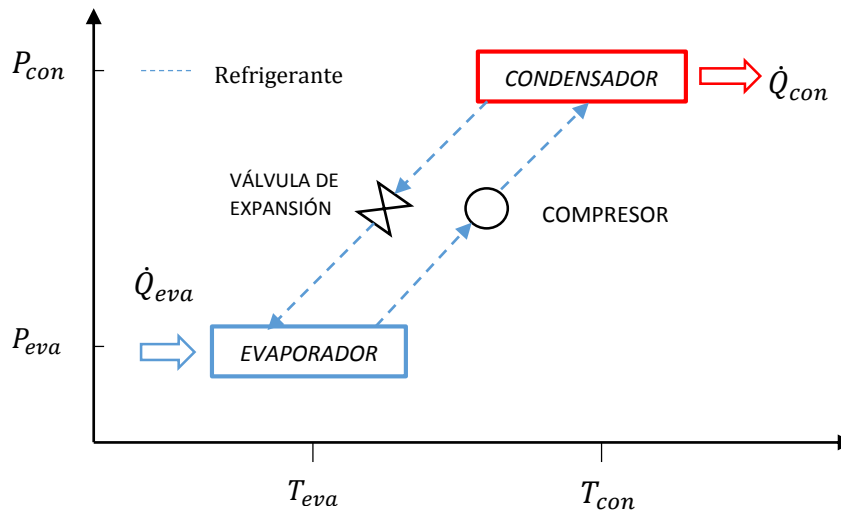


Figura 2.1. Diagrama de bomba de calor por compresión mecánica de vapor.

2.3.2 Bomba de calor por absorción tipo I.

Para describir una bomba de calor por absorción tipo 1 se muestra la **Figura 2.2**, que presenta los niveles de temperatura y presión de este ciclo. Se compone de un evaporador que absorbe el calor a una baja temperatura, un condensador y absorbedor que rechaza el calor a una temperatura media. Este ciclo representa un dispositivo de bombeo de calor impulsado por la entrada de calor solamente. Es una representación idealizada aplicable a cualquier concepto de bombeo de calor impulsado por calor. Por otro lado, en vez de requerir un compresor, el vapor del evaporador (al que se denominará fluido de trabajo) es absorbido a una presión constante en un líquido absorbente que después es bombeado a la presión del condensador. Por lo tanto, el trabajo que tiene que realizarse en el fluido de trabajo, ahora en estado líquido, es quizá, dos o tres órdenes de magnitud menor de lo que se requeriría para la compresión del vapor, y la energía requerida para este bombeo se puede considerar despreciable [20].

El rendimiento del ciclo se determina a partir de la configuración, es decir si se desea una bomba de calor por absorción para calentamiento se define con la ecuación (2.2):

$$COP_H = \frac{\dot{Q}_{con} + \dot{Q}_{abs}}{\dot{Q}_{gen}} \quad (2.2)$$

Mientras tanto para una bomba de calor para enfriamiento se define con la ecuación (2.3)

$$COP_C = \frac{\dot{Q}_{eva}}{\dot{Q}_{gen}} \quad (2.3)$$

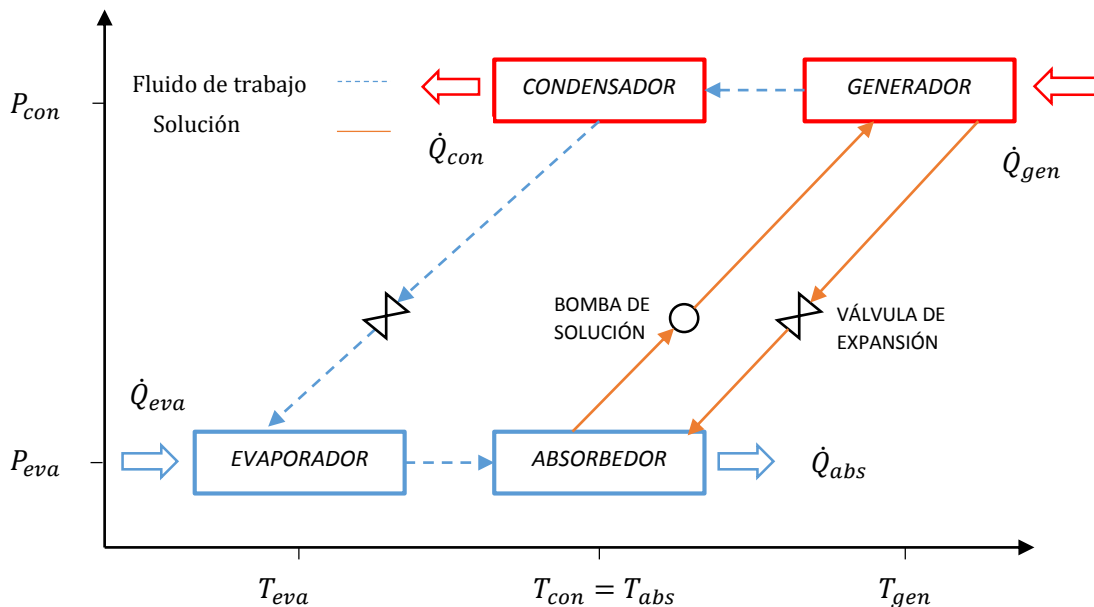


Figura 2.2. Diagrama de la bomba de calor por absorción convencional (Tipo I) [20].

2.3.3 Bomba de calor por absorción tipo II.

El ciclo combinado de la **Figura 2.2** se puede operar en modo inverso. Para este propósito, las direcciones de todas las corrientes de energía se invierten y la combinación se obtiene el ciclo de la **Figura 2.3**, que muestra un diagrama esquemático de niveles de temperatura y presión, y cinco intercambiadores de calor del transformador térmico: generador, evaporador, condensador, absorbedor y economizador.

Este ciclo a veces se denomina "transformador de calor por absorción" (TCA) o bomba de calor tipo II. El propósito de este ciclo combinado es utilizar calor a un nivel de temperatura intermedio, por ejemplo, 353.15K de calor residual, para proporcionar calor a alta temperatura más alta, tal como a 393.15K. Esta transformación se logra mediante el uso de una parte del calor residual en un ciclo de generación de energía que rechaza el calor en T_{con} . El rendimiento de un ciclo de transformador de calor se mide típicamente mediante un COP obtenido a partir de la ecuación 2.4.

$$COP_{TCA} = \frac{\dot{Q}_{abs}}{\dot{Q}_{gen} + \dot{Q}_{eva}} \quad (2.4)$$

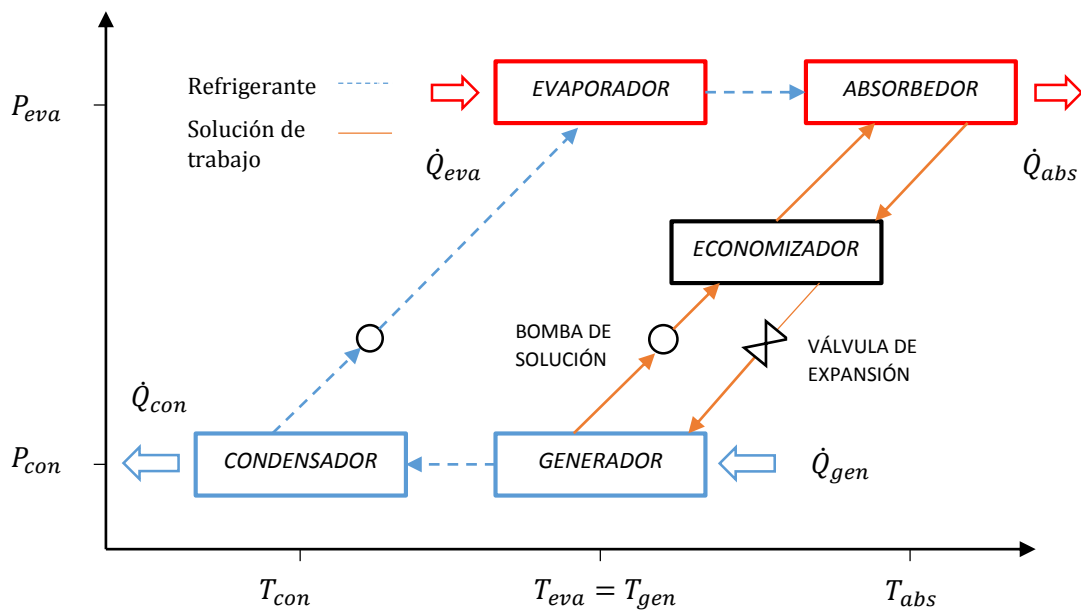


Figura 2.3. Diagrama esquemático de una bomba de calor tipo II [20].

2.4 PROPIEDADES DE LA MEZCLA DE TRABAJO

La eficiencia de una máquina térmica depende de las propiedades de los fluidos de trabajo. Tanto el costo inicial como el costo operativo de una máquina de absorción dependen típicamente de las propiedades del fluido de trabajo. Las propiedades de mezclas de amoníaco/agua y bromuro de litio/agua, son los fluidos de trabajo de absorción convencionales y se analizan a continuación.

Las propiedades deseables son a veces mutuamente excluyentes. Un ejemplo es la necesidad de una alta afinidad entre el absorbente y el refrigerante y un calor bajo de mezcla (necesario para ciclos Tipo I). Aparentemente, no es posible encontrar una mezcla fluida que cumpla todos los criterios. Por lo tanto, se deben considerar las propiedades que presentan los fluidos existentes. Ambos fluidos convencionales utilizan refrigerantes que tengan un alto calor latente. Esto es ventajoso en el diseño de ciclo porque minimiza la tasa de flujo de refrigerante. Sin embargo, ninguno de los dos fluidos exhibe características ideales de presión de vapor. Las presiones de amoníaco son inconvenientemente altas, mientras que las presiones de agua son inconvenientemente bajas. El bromuro de litio es ventajoso como absorbente porque es esencialmente no volátil, lo que da como resultado diseños de ciclo que evitan la necesidad de un rectificador. Una propiedad clave es el punto de congelación del agua, que restringe el uso de bromuro de litio/agua (y otros sistemas que utilizan agua como refrigerante) a temperaturas superiores 273.15K [20].

2.4.1 Mezcla de trabajo

A continuación se dan a conocer las propiedades químicas y termodinámicas que debe cumplir la mezcla de trabajo (fluido de trabajo y refrigerante).

- Propiedades químicas: Deberán ser no inflamables, no explosivos y no tóxicos. Además de ser químicamente estables en las condiciones de operación.
- Propiedades de transporte: la viscosidad deberá ser baja para favorecer la transferencia de masa y de calor. Sin embargo, la viscosidad y la tensión superficial no deberán ser demasiado bajas al grado de inhibir la formación de gotas durante la condensación, la cual mejorará la transferencia de calor.

La conductividad térmica de los fluidos deberá ser relativamente alta para maximizar la transferencia de calor en los intercambiadores de calor.

2.4.2 Fluido de trabajo

- Calor latente de vaporización: Deberá ser tan elevado como sea posible de tal forma que el flujo másico del fluido de trabajo dentro del sistema, se reduzca para cada unidad de calor cedido. Esto, a su vez, reducirá el flujo del absorbente para un cambio dado en la concentración.
- Presión del vapor: Deberá alcanzar una presión razonable a la temperatura de condensación. Presiones muy bajas ocasionan en las bombas fugas y cavitación, mientras que las presiones muy altas requieren equipo resistente y bombas caras.
- Punto de congelación: Se prefieren los fluidos que tienen puntos de congelación relativamente bajos, porque el punto de congelación marca un límite inferior de temperatura de operación posible del evaporador.
- Punto crítico: El punto crítico deberá ser mayor que la temperatura más alta dentro del ciclo.
- Calor específico del líquido: Es deseable que el fluido de trabajo tenga un valor bajo de calor específico, ya que al pasar por la válvula de expansión se evaporará una menor cantidad del fluido obteniéndose una mayor cantidad de calor absorbido en el evaporador.

2.4.3 Refrigerante

- Presión de vapor y punto de ebullición: El absorbente deberá tener un punto de ebullición alto y una presión de vapor despreciable para evitar su transferencia al condensador.
- El absorbente deberá tener una gran afinidad con el fluido de trabajo lo cual es fundamental para el proceso de absorción.
- Solubilidad: Se debe cumplir completa solubilidad del absorbente en el fluido de trabajo en un amplio rango de concentraciones, para que no se cristalice durante la operación, lo que implica que el punto de cristalización deberá estar por debajo de la temperatura de trabajo del absorbedor y generador.
- Absorción: para que un vapor puro sea absorbido a una presión determinada, la mezcla del fluido de trabajo absorbente deberá tener una presión de vapor menor que la del vapor puro.

En la Tabla 1 se da un resumen de estas propiedades.

PROPIEDAD	AMONIACO/AGUA	BROMURO DE LITIO/AGUA
REFRIGERANTE		
Calor latente alto	Bueno	Excelente
Presión de vapor moderado	Alto	Bajo
Temperatura de congelamiento bajo	Excelente	Aplicación limitada
Viscosidad baja	Buena	Buena
ABSORBENTE		
Presión de vapor bajo	Pobre	Excelente
Viscosidad baja	Buena	Buena
MEZCLA		
Fase no solida	Excelente	Aplicación limitada
Baja toxicidad	Pobre	Buena
Afinidad alta entre refrigerante y absorbente	Buena	Buena

Tabla 1.1. Propiedades de los fluidos para bombas de calor.

2.4.4 Tipos de mezclas de trabajo

A continuación se presentan algunas de las características más importantes de los pares de trabajo más comunes utilizados en ciclos por absorción, junto con una descripción de las características principales.

$NH_3 - H_2O$

Esta mezcla es una de las más utilizadas por el sistema de enfriamiento y calentamiento, aprovecha la gran capacidad del agua para absorber el vapor de amoníaco, la cantidad de vapor de amoníaco que puede ser absorbida y mantenida en una solución acuosa es directamente proporcional a la presión e inversamente proporcional a la temperatura, de tal forma que, para el caso de enfriamiento es conveniente mantener a una temperatura baja el absorbedor.

Debido a limitaciones físicas algunas ocasiones no es posible alcanzar un completo estado de saturación en el absorbedor, y la solución que sale de este podría no estar completamente saturada con agua.

LiBr – H₂O

En los sistemas que utilizan esta mezcla el agua se comporta como el refrigerante y tienen una amplia gama de aplicaciones en operaciones de enfriamiento y aire acondicionado. Estos sistemas son producidos en capacidades desde 10 hasta 1000 toneladas de refrigeración, y ofrecen temperaturas de evaporación tan bajas como 4°C (a una presión de 0.8 kPa). A pesar de que el COP que presentan estos sistemas se encuentra por debajo de la unidad, un suministro de energía a bajo costo puede hacer que estos sistemas sean económicamente competitivos. En los sistemas de refrigeración, la cristalización (solidificación) del bromuro de litio es un problema importante, lo cual causa que las partículas sólidas se asienten bloqueando el flujo en las tuberías, lo que interrumpe la operación del sistema. La región de cristalización puede ser vista en los diagramas de presión-temperatura y entalpía-concentración. Con la finalidad de evitar este problema los sistemas son diseñados con unidades de control que mantienen una temperatura de condensación alta.

NH₃ – LiNO₃

La mezcla amoníaco-nitrato de litio es una mezcla adecuada para sistemas de refrigeración que utilizan energía solar. Los sistemas de enfriamiento que operan con esta mezcla no precisan de un elemento rectificador y el ciclo de refrigeración puede operar a temperaturas de generación menores a las que requiere el ciclo que utiliza la mezcla amoníaco-agua. Sin embargo, la transferencia de calor y masa en el absorbedor son limitadas por la viscosidad característica de las soluciones salinas, como lo es la solución $NH_3 - LiNO_3$.

CAPÍTULO III: DESCRIPCIÓN DEL ACOPLAMIENTO

En este capítulo se expone los sistemas individuales utilizados para el acoplamiento entre ambos sistemas, se describe el funcionamiento del ciclo de operación, y se explica la sección de enfriamiento y calentamiento a través de un diagrama en el que se especifican los componentes principales que conforman el acoplamiento de los sistemas de absorción, donde se representa esquemáticamente con sus cuatro niveles de temperatura y sus tres niveles de presión correspondientes.

3.1 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

3.1.1 Componentes

Sección de alta presión

Absorbedor: Es el componente más importante para la sección de calentamiento, en este dispositivo tiene como objetivo poner en contacto dos corrientes (vapor de agua y solución concentrada). El calor residual suministrado al evaporador vaporiza el agua proveniente del condensador y es enviado al absorbedor para producir el calor útil a una temperatura elevada. Después de absorberse el vapor de agua en la solución concentrada, la solución diluida abandona al absorbedor y pasa por un intercambiador de calor (recuperador o economizador). La solución diluida sale del intercambiador de calor a una temperatura más baja y entra al generador (o desorbedor).

Evaporador: Este dispositivo tiene el objetivo de evaporar el refrigerante proveniente del condensador con ayuda de una fuente de energía, pudiendo ser calor residual u otra, el vapor obtenido a temperatura más alta, es suministrado al absorbedor para posteriormente reaccionar con la solución.

Sección de media presión

Generador: En este componente se suministra la fuente de energía térmica para obtener vapor de refrigerante. La fuente de energía normalmente agua caliente, fluye a través de tubos inmersos en una solución de refrigerante y absorbente. Esta solución absorbe calor de la fuente de agua o vapor a alta temperatura causando la evaporación de la solución y separando al refrigerante del absorbente al hacerlo evaporar y recuperar parte del absorbente al separarlo de la solución líquida. En el interior circulan dos flujos de entrada de solución diluida provenientes del absorbedor de alta y baja presión, por otro lado se tiene dos flujo de solución concentrada salientes que cuenta con una alta concentración, a su vez circula un fluido secundario (agua) a una temperatura alta respecto a la temperatura de la solución que entra al generador

Condensador: El vapor de refrigerante producido se separa de la solución líquida y se hace pasar a través de este intercambiador de calor, donde cede parte de su energía hacia un fluido de enfriamiento que abandona el condensador a una temperatura mayor que la temperatura a la cual ingresó, este proceso resulta en la condensación del refrigerante. Una vez que se obtiene el refrigerante en estado líquido, se distribuye en dos salidas, para la sección de enfriamiento es necesario estrangular hasta la presión baja del evaporador, sin embargo para la sección de calentamiento se bombea hasta una presión más alta.

Sección de baja presión

Absorbedor: El propósito de este componente en la sección de enfriamiento no es obtener calor a alta temperatura como en la sección de calentamiento, si no mantener el absorbedor a temperatura baja con la finalidad de obtener el mejor rendimiento posible de refrigeración. Después de ser evaporado, el refrigerante se mezcla con el flujo de solución que proviene del generador. El proceso de mezclado del refrigerante con la solución concentrada da lugar a la absorción del vapor de refrigerante, lo que resulta en una reacción exotérmica, por lo que cierta cantidad de calor es liberada durante este proceso.

Evaporador: Este componente es un intercambiador de calor en el cual el refrigerante cambia de fase líquido a vapor y enfría el espacio a refrigerar. Al circular a través del dispositivo de expansión, el refrigerante pasa su estado termodinámico de líquido saturado o ligeramente subenfriado, a una mezcla saturada líquido-vapor, que se encuentra a la temperatura más baja del ciclo. Después de pasar a través del dispositivo de expansión, el refrigerante circula por este intercambiador de calor, que circula también, por el lado opuesto y a una temperatura superior a la del refrigerante, el medio a

ser enfriado. La diferencia de temperaturas existente entre esta mezcla y el medio a ser enfriado provoca un flujo de calor hacia el refrigerante, evaporando por completo la mezcla saturada líquido-vapor y disminuyendo la temperatura del fluido externo, por lo que el evaporador es el componente donde se da el efecto de enfriamiento.

3.1.2 Funcionamiento

La **Figura 3.1** muestra el diagrama esquemático del acoplamiento de un TCA y BCAC usando tres niveles de presión y cuatro niveles de temperatura. En la sección de calentamiento, el evaporador y el absorbedor operan a una presión alta, los procesos de evaporación y absorción en la sección de enfriamiento se desarrollan a una presión baja, y los procesos de desorción y condensación se llevan a cabo a una presión intermedia para ambos sistemas térmicos.

3.1.2.1 Sistema de enfriamiento

Para la sección de enfriamiento, se suministra calor al generador (\dot{Q}_{gen}) para evaporar una parte del refrigerante de la solución de trabajo y tener una solución concentrada, la cual va al absorbedor. El refrigerante en fase vapor (vapor sobrecalentado) llega al condensador para liberar calor (\dot{Q}_{con}), y tener un refrigerante en fase líquida (líquido saturado). El fluido de trabajo recibe una cantidad de calor ($\dot{Q}_{eva,enf}$) a una temperatura baja para evaporar el refrigerante, el cual es absorbido en la solución de trabajo concentrada en el absorbedor, generando una reacción exotérmica ($\dot{Q}_{abs,enf}$) y una disminución en la concentración de la solución de trabajo, la cual llega al generador para nuevamente repetir el ciclo.

3.1.2.2 Sistema de calentamiento

El principio de funcionamiento del sistema de calentamiento es similar al sistema de enfriamiento. En el condensador se tienen dos salidas de refrigerante, una de ellas suministra líquido condensado al evaporador a alta presión para obtener vapor saturado mediante un suministro de calor de desecho ($\dot{Q}_{eva,cal}$). El vapor resultante ingresa en el absorbedor para ser absorbido en la solución de trabajo concentrada, produciéndose una reacción exotérmica, y como consecuencia un calor útil ($\dot{Q}_{abs,cal}$) a una temperatura alta. La solución de trabajo diluida resultante va al generador para iniciar el proceso nuevamente.

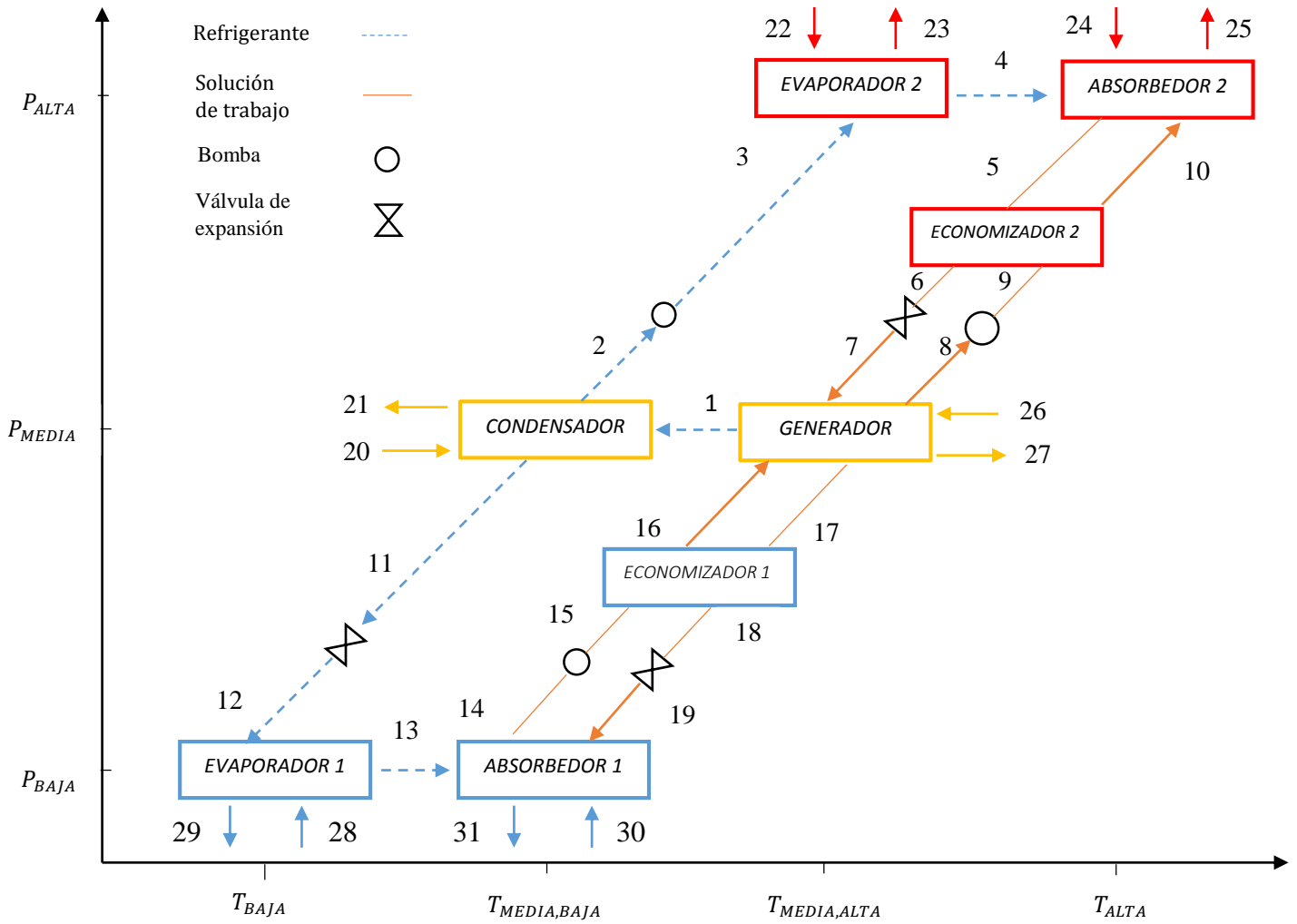


Figura 3.1. Diagrama del acoplamiento entre el sistema de calentamiento y el sistema de enfriamiento.

CAPITULO IV. ANÁLISIS DE LA PRIMERA Y SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA

A continuación se presenta un análisis a partir de la primera y segunda ley de la termodinámica aplicados al acoplamiento del sistema propuesto, con la finalidad de evaluar el desempeño energético y exergetico de manera integral en el ciclo de operación, así como la calidad de energía que nos proporciona. En este apartado se describen las condiciones para el modelo termodinámico, donde también se presenta el algoritmo utilizado para determinar las propiedades del fluido en cada punto del sistema, y se muestran los parámetros más importantes con el que nos permiten valorar el rendimiento general del proceso

4.1 ANÁLISIS ENERGÉTICO

El análisis energético se basa en *la primera ley de la termodinámica*, llamada también como el principio de conservación de la energía, esta proporciona una base sólida para estudiar las relaciones entre las diversas formas de interacción de energía. A partir de observaciones experimentales, la primera ley de la termodinámica establece que **la energía no se puede crear ni destruir durante un proceso; sólo puede cambiar de forma** [22]. Por lo tanto, cada cantidad de energía por pequeña que sea debe justificarse durante un proceso.

Balance de energía

En el análisis de energía del acoplamiento del sistema de enfriamiento y calentamiento, en cada intercambiador de calor se utiliza la ecuación general de la primera ley de la termodinámica para sistemas abiertos (ecuación 4.1), en el que todos los casos, no se toma en cuenta la energía interna debido que no existe acumulación de masa, se desprecia la energía cinética ya que el producto de la velocidad con la masa de entrada es igual al de salida, no se presenta energía potencial y los intercambiadores de calor usualmente no tienen que ver con interacciones de trabajo por lo tanto el trabajo es despreciable.

$$\sum_E \left(h + \frac{v^2}{2} + zg \right) m_E - \sum_S \left(h + \frac{v^2}{2} + zg \right) m_S + \sum \dot{Q} + \sum W = m_{total} \left(U + \frac{v^2}{2} + zg \right) \quad (4.1)$$

Balance de masa

Durante un proceso de flujo estacionario, la cantidad total de masa contenida dentro de un volumen de control no cambia con el tiempo ($\dot{m}_{VC} = constante$). El principio de conservación de la masa para un intercambiador de calor que opera de forma estacionaria requiere que la suma de los flujos másicos de entrada sea igual a la suma de los flujos másicos que salen. Este principio se puede expresar también como sigue: en operación estacionaria, el flujo másico de cada corriente de fluido que fluye por un intercambiador de calor permanece constante. Cuando se trata de procesos de flujo estacionario, el interés no se centra en la cantidad de masa que entra o sale de un dispositivo con el tiempo, pero sí se está interesado en la cantidad de masa que fluye por unidad de tiempo, es decir, el flujo másico \dot{m} . Para un sistema general de flujo estacionario con entradas y salidas múltiples se puede expresar en forma de tasa como (ecuación 4.2):

$$\sum \dot{m}_E = \sum \dot{m}_S \quad (4.2)$$

Balance de especies

En el caso de los intercambiadores de calor, el balance de especies puede llevarse a cabo si de alguna manera se tiene un punto de mezcla en el que se tiene lugar una reacción química, es decir el balance de especies involucra el flujo másico y concentración de la solución para cada línea de entrada y salida donde se tenga una solución de trabajo, como se presenta a continuación:

$$\sum \dot{m}_E X_E = \sum \dot{m}_S X_S \quad (4.3)$$

4.2.1 Consideraciones para el modelo termodinámico

Para el análisis termodinámico se basó en el modelo propuesto en diversos trabajos teóricos [23-24] sobre estos sistemas, con las consideraciones que a continuación se describen:

- 1.-Condiciones de equilibrio termodinámico y estado estable.
- 2.-La solución tiene condiciones de saturación a la salida del generador y absorbedor, el fluido de trabajo tiene condiciones de saturación a la salida del condensador y evaporador.
- 3.- A la entrada del condensador entra vapor sobrecalentado.
- 4.-Se desprecian las pérdidas o ganancias de calor y masa en todo el sistema.
- 5.-Los cambios de presión en el interior de cada componente son despreciables.
- 6.-El paso del líquido por las válvulas es isoentálpico.
- 7.-El absorbente no se evapora en ninguna parte del sistema.

Con base a las consideraciones anteriormente descritas, y especificando 4 temperaturas de salida del generador, condensador, evaporador de enfriamiento, absorbedor de calentamiento, y la potencia del evaporador de enfriamiento y calentamiento el sistema queda definido.

4.3 MODELO MATEMÁTICO BASADO EN LA PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA.

El cálculo de las propiedades del sistema acoplado se basa en las líneas de entrada y salida del diagrama expuesto en la **Figura 3.1** y el análisis del mismo se lleva a cabo mediante la solución del siguiente algoritmo.

- a) Se conocen las temperaturas de salida de cuatro componentes en el circuito interno y las temperaturas de entrada del circuito externo de cada intercambiador de calor.
- b) Para el cálculo de las entalpías están en función de la temperatura, presión y la concentración de par de trabajo. Las concentraciones en el generador (X_{gen}) y absorbedor ($X_{abs,cal}$ y $X_{abs,enf}$) están en función de las presiones y temperaturas.

$$P_{con}=f(T_2) \quad (4.4)$$

$$P_{eva,cal} = f(T_4) \quad (4.5)$$

$$P_{eva,enf} = f(T_{13}) \quad (4.6)$$

$$X_{gen}=f(P_{con}, T_8) \quad (4.7)$$

$$X_{abs,cal}=f(P_{eva,cal}, T_5) \quad (4.8)$$

$$X_{abs,enf}=f(P_{eva,enf}, T_{14}) \quad (4.9)$$

De acuerdo a lo anterior se pueden calcular las entalpías de entrada y salida en cada componente.

Sección de calentamiento

$$h_1 = h_{vap,sob}(T_1, P_1) \quad (4.10)$$

$$h_2 = h_{liq,sat}(T_2) \quad (4.11)$$

$$h_3 = h_2(\text{trabajo de la bomba despreciable}) \quad (4.12)$$

$$h_4 = h_{vap,sat}(T_4) \quad (4.13)$$

$$h_5 = h_{liq,sat}(T_5, X_5) \quad (4.14)$$

$$h_8 = h_{liq,sat}(T_8, X_8) \quad (4.15)$$

$$h_9 = h_8(\text{trabajo de la bomba despreciable}) \quad (4.16)$$

c) El intercambiador de calor (economizador) tiene la finalidad de precalentar el flujo que va del generador al absorbedor para poder así aumentar la carga térmica en el absorbedor. El grado de transferencia de calor dependerá de la efectividad que tenga el intercambiador (ε) el cual está definido como el flujo de calor transferido entre el flujo máximo de calor que es posible transferir y está dado por la siguiente ecuación:

$$\varepsilon = \frac{h_{10} - h_9}{h_{10,5} - h_9} \quad (4.17)$$

En donde $h_{10,5}$ es la entalpía de la solución evaluada a la concentración X_{10} y a la temperatura T_5 , en el intercambiador se considera que no hay pérdidas en los alrededores.

d) Para encontrar la entalpía en el punto 10, conocida la efectividad del intercambiador de solución, es necesario primeramente evaluar la entalpía $X_{10,5}$ la cual surge de la definición de la efectividad y se calcula como:

$$h_{10,5} = h(T_5, X_{10}) \quad (4.18)$$

Despejando la ecuación (4.17) se encuentra que:

$$h_{10} = h_9 + \varepsilon(h_{10,5} - h_9) \quad (4.19)$$

e) Para h_6 se despeja a partir del balance de energía del economizador.

$$m_5 * h_5 + m_9 * h_9 = m_6 * h_6 + m_{10} * h_{10} \quad (4.20)$$

Sección de enfriamiento

$$h_{11} = h_{liq,sat}(T_{11}) \quad (4.21)$$

$$h_{12} = h_{11} \quad (4.22)$$

$$h_{13} = h_{vap,sat}(T_{13}) \quad (4.23)$$

$$h_{14} = h_{liq,sat}(T_{14}, X_{14}) \quad (4.24)$$

$$h_{17} = h_{liq,sat}(T_{17}, X_{17}) \quad (4.25)$$

$$h_{15} = h_{14}(\text{trabajo de la bomba despreciable}) \quad (4.26)$$

f) Para determinar la entalpia del punto 16.

$$\varepsilon = \frac{h_{16} - h_{15}}{h_{16,17} - h_{15}} \quad (4.27)$$

$$g) h_{16,17} = h(T_{17}, X_{16}) \quad (4.28)$$

Despejando la ecuación (4.27) se encuentra que:

$$h_{16} = h_{15} + \varepsilon(h_{16,17} - h_{15}) \quad (4.29)$$

h) Para h_{18} se despeja a partir del balance de energía del economizador.

$$m_{17} * h_{17} + m_{15} * h_{15} = m_{16} * h_{16} + m_{18} * h_{18} \quad (4.30)$$

i) Definiendo la relación de flujo (FR) como la razón del flujo de masa que va del absorbedor al generador entre el flujo de masa del fluido de trabajo se tiene:

$$FR = \frac{\dot{m}_{abs}}{\dot{m}_{ref}} \quad (4.31)$$

La que efectuando un balance de materia en el absorbedor puede ser calculada en función de sus concentraciones como:

$$FR = \frac{X_{gen}}{X_{gen} - X_{abs}} \quad (4.32)$$

j) El coeficiente de operación o rendimiento, indica el rendimiento térmico de todo el sistema (COP, Coeficient of operation) y se define como el calor útil del absorbedor con respecto al calor suministrado a temperatura media en el generador y el evaporador, y se determina a partir de la ecuación 3.31.

$$COP_{cal} = \frac{\dot{Q}_{abs,cal}}{\dot{Q}_{eva,cal} + \dot{Q}_{gen} + \dot{W}_{con} + \dot{W}_{gen}} \quad (4.33)$$

k) El coeficiente de operación para el rendimiento en la sección de enfriamiento se determina a partir del calor de enfriamiento del evaporador con respecto al calor suministrado por el generador.

$$COP_{enf} = \frac{\dot{Q}_{eva,enf}}{\dot{Q}_{gen} + \dot{W}_{abs}} \quad (4.34)$$

l) el rendimiento global del sistema acoplado se obtiene a partir del potencial térmico por parte del absorbedor de calentamiento y el evaporador de enfriamiento con respecto del generador y del evaporador de calentamiento.

$$COP_{gral} = \frac{\dot{Q}_{abs,cal} + \dot{Q}_{eva,enf}}{\dot{Q}_{eva,cal} + \dot{Q}_{gen} + \dot{W}_{con} + \dot{W}_{gen} + \dot{W}_{abs}} \quad (4.35)$$

m) El ascenso bruto de temperatura (GTL , por sus siglas en inglés) es la diferencia entre las temperaturas de la solución diluida que sale del absorbedor, y del vapor producido en el evaporador, es un parámetro importante para evaluar el TCA .

$$GTL = T_{abs,cal} - T_{eva,cal} \quad (4.36)$$

n) El GTD indica la disminución térmica del calor de desecho, y se representa como el delta de temperaturas entre el generador y el evaporador del sistema de enfriamiento:

$$GTD = T_{gen} - T_{eva,enf} \quad (4.37)$$

Para el análisis termodinámico de cada intercambiador de calor se realizaron los balances de energía utilizando las siguientes ecuaciones.

Componentes de presión baja:

Absorbedor

$$\dot{m}_{13} + \dot{m}_{19} = \dot{m}_{14} \quad (4.38)$$

$$\dot{m}_{19} * X_{19} = \dot{m}_{14} * X_{14} \quad (4.39)$$

$$\dot{Q}_{abs,enf} = \dot{m}_{14}h_{14} - \dot{m}_{13}h_{13} - \dot{m}_{19}h_{19} \quad (4.40)$$

Evaporador

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} \quad (4.41)$$

$$\dot{Q}_{eva,enf} = \dot{m}_{13}(h_{13} - h_{12}) \quad (4.42)$$

Componentes de presión media:

Generador:

$$\dot{m}_7 + \dot{m}_{16} = \dot{m}_1 + \dot{m}_8 + \dot{m}_{17} \quad (4.43)$$

$$\dot{m}_7X_7 + \dot{m}_{16}X_{16} = \dot{m}_8X_8 + \dot{m}_{17}X_{17} \quad (4.44)$$

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_{17}h_{17} + \dot{m}_1h_1 + \dot{m}_8h_8 - \dot{m}_7h_7 - \dot{m}_{16}h_{16} \quad (4.45)$$

Condensador:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_{11} \quad (4.46)$$

$$\dot{Q}_{con} = \dot{m}_{11}h_{11} + \dot{m}_2h_2 - \dot{m}_1h_1 \quad (4.47)$$

Componentes de presión alta:

Absorbedor

$$\dot{m}_{10} + \dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (4.48)$$

$$\dot{m}_{10} * X_{10} = \dot{m}_5 * X_5 \quad (4.49)$$

$$\dot{Q}_{abs,cal} = \dot{m}_5h_5 - \dot{m}_4h_4 - \dot{m}_{10}h_{10} \quad (4.50)$$

Evaporador

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (4.51)$$

$$\dot{Q}_{eva,cal} = \dot{m}_4(h_4 - h_3) \quad (4.52)$$

Intercambiadores de solución

Economizador para la sección de calentamiento

$$\dot{m}_9 + \dot{m}_5 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{10} \quad (4.53)$$

$$\dot{m}_9 X_9 + \dot{m}_5 X_5 = \dot{m}_6 X_6 + \dot{m}_{10} X_{10} \quad (4.54)$$

$$\dot{Q}_{eco,cal} = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_5 h_5 \quad (4.55)$$

Economizador para la sección de enfriamiento

$$\dot{m}_{15} + \dot{m}_{17} = \dot{m}_{16} + \dot{m}_{18} \quad (4.56)$$

$$\dot{m}_{15} X_{15} + \dot{m}_{17} X_{17} = \dot{m}_{16} X_{16} + \dot{m}_{18} X_{18} \quad (4.57)$$

$$\dot{Q}_{eco,enf} = \dot{m}_{16} h_{16} + \dot{m}_{18} h_{18} - \dot{m}_{15} h_{15} - \dot{m}_{17} h_{17} \quad (4.58)$$

4.4 ANÁLISIS EXERGÉTICO

La primera ley de la termodinámica trata sobre la cantidad de energía y afirma que ésta no puede crearse ni destruirse. Esta ley sirve como una herramienta necesaria para contabilizar la energía durante un proceso. Sin embargo, la segunda ley tiene que ver con la calidad de la energía: más específicamente, se ocupa de la degradación de la energía durante un proceso, de la generación de entropía y de la pérdida de oportunidades para efectuar trabajo, además de ofrecer el margen suficiente para la mejora.

La exergía es definida como **el trabajo útil máximo que puede obtenerse de un sistema en un estado dado en un ambiente específico**. La exergía es destruida durante un proceso real, debido a los procesos químicos y físicos presentes.

La irreversibilidad es equivalente a la *exergía destruida*, la irreversibilidad puede verse como el *potencial de trabajo desperdiciado* o la *oportunidad perdida* para realizar trabajo. Representa la energía que podría convertirse en trabajo pero que no lo fue. Cuanta más pequeña es la irreversibilidad asociada con un proceso, mayor es el trabajo que se produce (o menor es el trabajo que se consume). El desempeño de un sistema puede mejorarse minimizando la irreversibilidad asociada con este.

Balance de exergía

Las relaciones de balance de exergía para los volúmenes de control difieren de aquellas para los sistemas cerrados en los que se involucra un mecanismo más de transferencia de exergía: el flujo másico a través de las fronteras, la masa posee exergía así como energía y entropía, y las cantidades de estas tres propiedades extensivas son proporcionales a la cantidad de masa. Las relaciones generales de balance de exergía pueden expresarse más explícitamente para un volumen de control como:

$$\dot{X}_{calor} - \dot{X}_{trabajo} + \dot{X}_{masa,entrada} - \dot{X}_{masa,salida} - \dot{X}_{destruida} = (\dot{X}_2 - \dot{X}_1) \quad (4.59)$$

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_k - [\dot{W} - P_0(V_2 - V_1)] + (\sum \dot{E}x_i)_E - (\sum \dot{E}x_i)_S - \dot{X}_{destruida} = (\dot{X}_2 - \dot{X}_1) \quad (4.60)$$

Balance de exergía en un sistema de absorción.

Para el análisis de exergía de un sistema de absorción, para cada intercambiador de calor se aplica la ecuación general de la segunda ley de la termodinámica para sistemas de flujo estacionario. La mayoría de los volúmenes de control encontrados en la práctica, como turbinas, compresores, toberas, difusores, intercambiadores de calor, tuberías y ductos operan en forma estacionaria, por lo tanto no experimentan cambio en sus contenidos de masa, energía, entropía y exergía, así como en sus volúmenes [22]. Por consiguiente, $\frac{dV_c}{dt} = 0$ y $\frac{d\dot{X}_{vc}}{dt} = 0$ para tales sistemas, y la cantidad de exergía que entra en un sistema de flujo estacionario en todas las formas (calor, trabajo, transferencia de masa) debe ser igual a la cantidad de exergía que sale más la exergía destruida (**Figura 3.3**). Entonces la forma del balance general de exergía para un proceso de flujo estacionario se reduce a la ecuación 3.49.



Figura 4.1. La transferencia de exergía a un sistema de flujo estacionario es igual a la transferencia de exergía desde éste más la destrucción de exergía dentro del sistema [21].

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_j - \dot{W} + (\sum \dot{E}x_i)_E - (\sum \dot{E}x_i)_S - \dot{X}_{destruida} = 0 \quad (4.61)$$

4.4.1 Consideraciones para el modelo termodinámico

Para el análisis termodinámico se tomaron en cuenta las siguientes condiciones [25-26]:

- El equipo está en condición de equilibrio termodinámico y estado estable en todo momento.
- Las pérdidas de calor al medio ambiente se consideran insignificantes respecto al flujo de calor.
- No se consideran las caídas de presión en los componentes y tuberías.
- Existen condiciones saturadas en cada salida de los componentes, excepto para el vapor que sale del generador, se considera sobresaturada.
- El proceso de expansión en la válvula de estrangulación es isoentálpico.
- El absorbente no se evapora en todo el sistema.
- La eficiencia del intercambiador de solución (SHE); Todas las temperaturas de salida y el potencial térmico de todos los componentes son conocidos.
- Se supone que la cinética y las energías potenciales son insignificantes.

Las propiedades físicas y termodinámicas de la mezcla de H₂O/LiBr se tomaron de Feureckeer [27] y Kaita [28]. Las propiedades termofísicas para el agua se determinaron por medio de la función XSteam basada en la Asociación Internacional para las Propiedades Termodinámicas de Agua y Vapor 1997 [29].

4.5 MODELO MATEMÁTICO BASADO EN LA SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA

Las propiedades del sistema y el análisis se determinan a partir del siguiente procedimiento. La **Figura 3.1** muestra el diagrama utilizado para el análisis exergético en el cual los números hacen referencia a las entradas y salidas al circuito interno del TCA y las letras al circuito externo.

a) Se conocen las temperaturas de entrada y salida de cada intercambiador de calor, así como el flujo volumétrico que fluye a través de cada línea de conexión.

b) Para el cálculo de las entalpías se lleva a cabo el mismo procedimiento del inciso b del balance de energía, debido a que el sistema opera bajo las mismas condiciones.

c) El coeficiente de operación se calcula por medio de la ecuación 3.31

d) Un flujo de exergía se determina con referencia al medio ambiente, que no tiene considerables cambios de temperatura y presión con respecto al tiempo. Para este estudio, la exergía química no se considera basado en el estudio reportado por Avanesian y Ameri [30].

Entonces, el flujo de exergía para cada línea de entrada o salida, puede escribirse como:

$$\dot{E}x = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (4.62)$$

La condición de estado muerto es considerado para el agua en $T_0 = 283.15$ K y $P_0 = 1$ bar.

d) La irreversibilidad también llamada destrucción de exergía o trabajo perdido (cantidad de energía, que no produce trabajo útil con respecto a la condición de estado muerto, o en otras palabras, trabajo potencial desperdiciado durante un proceso) para cada componente del transformador térmico por absorción se puede obtener usando la siguiente ecuación:

$$i = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_j + (\sum \dot{E}x_i)_E - (\sum \dot{E}x_i)_S - \dot{W} \quad (4.63)$$

e) El coeficiente de rendimiento exergético ($ECOP$), mide la calidad de energía usada en el sistema, se basa en la máxima exergía obtenida en el absorbedor y la exergía suministrada para todo el equipo, por lo que se estima con la ecuación 3.52.

$$ECOP_{cal} = \frac{(\dot{E}x_{25} - \dot{E}x_{24})}{(\dot{E}x_{26} - \dot{E}x_{27}) + (\dot{E}x_{22} - \dot{E}x_{23})} \quad (4.64)$$

f) el rendimiento exergetico para la sección de enfriamiento se determina a partir de la siguiente ecuación:

$$ECOP_{enf} = \frac{(\dot{E}x_{29} - \dot{E}x_{28})}{(\dot{E}x_{26} - \dot{E}x_{27})} \quad (4.65)$$

g) La efectividad exergética (RE_X) de un intercambiador de calor, se define como la relación de los flujos de exergía en las líneas fría y caliente, y es posible valorar a través de la ecuación 3.54.

$$RE_X = \frac{\Delta \dot{E}x_{fría}}{\Delta \dot{E}x_{caliente}} \quad (4.66)$$

h) el coeficiente del rendimiento exergético general para el acoplamiento del sistema, se determina a partir de la siguiente ecuación:

$$ECOP_{gral} = \frac{(\dot{E}x_{25} - \dot{E}x_{24}) + (\dot{E}x_{29} - \dot{E}x_{28})}{(\dot{E}x_{26} - \dot{E}x_{27}) + (\dot{E}x_{22} - \dot{E}x_{23})} \quad (4.67)$$

4.5.1 Valoración de las irreversibilidades

Para la estimación de las irreversibilidades en cada componente se realizó el balance exergético del generador/condensador y absorbedor/evaporador, tomando en cuenta cada entrada y salida de los intercambiadores de calor.

Para la valoración de las bombas y válvulas no se toman en cuenta para este análisis debido a que su magnitud no influye en gran medida para este parámetro.

Componentes de presión alta:

Evaporador de calentamiento:

$$\dot{I}_{eva,cal} = \dot{E}x_3 + \dot{E}x_{22} - \dot{E}x_{23} - \dot{E}x_4 \quad (4.68)$$

Absorbedor de calentamiento:

$$\dot{I}_{abs,cal} = \dot{E}x_4 + \dot{E}x_{10} + \dot{E}x_{24} - \dot{E}x_5 - \dot{E}x_{25} \quad (4.69)$$

Componentes de presión media:

Generador:

$$\dot{I}_{gen} = \dot{E}x_7 + \dot{E}x_{16} + \dot{E}x_{26} - \dot{E}x_8 - \dot{E}x_1 - \dot{E}x_{17} - \dot{E}x_{27} \quad (4.70)$$

Condensador:

$$\dot{I}_{con} = \dot{E}x_1 + \dot{E}x_{20} - \dot{E}x_{21} - \dot{E}x_{11} - \dot{E}x_2 \quad (4.71)$$

Componentes de presión baja:

Evaporador:

$$\dot{I}_{eva,enf} = \dot{E}x_{12} + \dot{E}x_{28} - \dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{29} \quad (4.72)$$

Absorbedor:

$$\dot{I}_{abs,enf} = \dot{E}x_{30} + \dot{E}x_{13} + \dot{E}x_{19} - \dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{31} \quad (4.73)$$

CAPÍTULO V: SIMULADOR TERMODINÁMICO

En el siguiente capítulo se muestra la validación del acoplamiento del sistema con respecto a trabajos reportados en la literatura. Se verifica a partir de un análisis de presión interna entre el generador y condensador, que el acoplamiento es posible llevarse a cabo, debido a que cuentan con un rango de operación semejante. En seguida se exponen los resultados obtenidos en cuanto a rendimiento energético y exergetico para la sección de calentamiento y enfriamiento, además de analizar diferentes estrategias para encontrar el óptimo funcionamiento del sistema acoplado, como el barrido de las condiciones de temperatura para los componentes principales (generador, condensador, evaporador, absorbedor), los alcances de temperatura de calentamiento y enfriamiento, y por último la variación del porcentaje de flujo de condensación para cada sección.

5.1 VALIDACIÓN DEL SISTEMA TERMODINÁMICO

5.1.1 validación del sistema de calentamiento

Para desarrollar y conocer el comportamiento termodinámico del sistema acoplado, se inició con validar los sistemas individuales sin acoplar con respecto a equipos independientes, además se tomaron en cuenta las ecuaciones anteriormente descritas en el capítulo 4. La validación del sistema de calentamiento se comparó con los resultados reportados por un artículo anterior, esto con la finalidad de brindar mayor confiabilidad a los datos obtenidos. En la **Tabla 5.1** se presentan las condiciones tomadas del trabajo reportado por W. Rivera [31]. Esta validación presenta una desviación del 0.12% hasta 0.79%, en la **Figura 5.1** se grafica la tendencia que se tiene para estas condiciones, lo cual representa que los datos reflejados están acuerdo con este trabajo.

$T_{gen} = T_{eva} [K]$	$T_{abs} [K]$	$T_{con} [K]$	COP Rivera et al. (2010)	COP_{sim}	% Desviación
323.15	343.15	303.15	0.42	0.41	0.43
333.15	353.15	303.15	0.48	0.48	0.79
343.15	363.15	303.15	0.49	0.48	0.12
353.15	383.15	303.15	0.49	0.48	0.18
363.16	393.15	303.15	0.49	0.49	0.53

Tabla 5.1. Condiciones de operación para la validación del sistema de calentamiento.

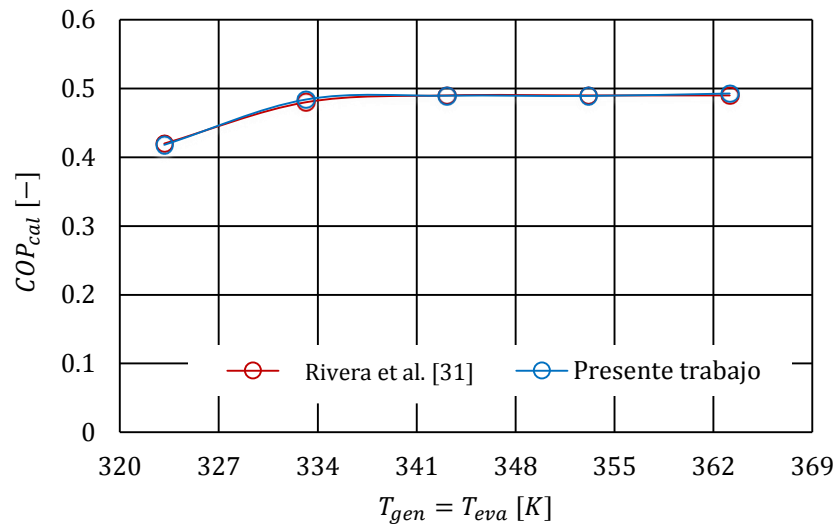


Figura 5.1. COP_{cal} en función de la temperatura del evaporador y generador.

5.1.2 Validación del sistema de enfriamiento

Para el caso del sistema de enfriamiento por absorción, el simulador se validó con respecto a un trabajo reportado anteriormente. En la **Tabla 5.2** se muestran los resultados obtenidos para dichas condiciones de operación, donde para el trabajo elaborado por O. Kaynakli et al. [32] y el porcentaje de desviación es mínimo, en comparación con este, ya que varía de 0.009% a 0.122. En la **Figura 5.2** se visualiza el COP en función de la temperatura del generador, es notorio que el comportamiento del simulador se ajusta a este trabajo, por lo tanto el modelo actual muestra similitud con cada uno de los puntos evaluados.

$T_{abs} = T_{con}$ [K]	T_{eva} [K]	T_{gen} [K]	COP_{sim}	COP Kaynakli et al. (2007)	% Desviación
303.15	275.15	336.15	0.24	0.27	0.12
303.15	275.15	338.15	0.44	0.47	0.04
303.15	275.15	343.15	0.61	0.63	0.02
303.15	275.15	348.15	0.66	0.67	0.01
303.15	275.15	358.15	0.69	0.69	0

Tabla 5.2. Condiciones de operación para la validación del sistema de enfriamiento.

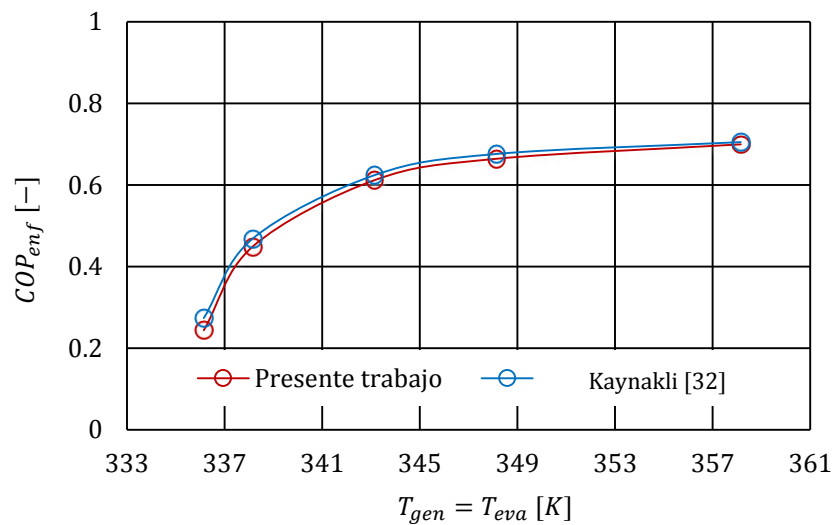


Figura 5.2. COP_{enf} en función de la temperatura del evaporador y generador.

5.2. ESTRATEGIAS DE ANÁLISIS PARA MEJORAR EL RENDIMIENTO DEL SISTEMA

Inicialmente se realizó un análisis para determinar si existe un traslape entre la presión interna de los componentes con los que se llevara a cabo el acoplamiento, es decir para la $P_{con,enf}$ y $P_{con,cal}$, con la finalidad de verificar que los sistemas de calentamiento y enfriamiento individuales se pueden acoplar.

Las condiciones evaluadas en ambos sistemas son los siguientes:

Sistema de calentamiento.

$$T_{eva,cal} = 343.15 \text{ a } 353.15 \text{ K}, \quad T_{gen,cal} = 343.15 \text{ K}, \quad T_{con,cal} = 283.15 \text{ a } 323.15 \text{ K}, \quad T_{abs,cal} = 343.15 \text{ a } 383.15 \text{ K}, \quad \varepsilon_{eco,cal} = 0.7$$

Sistema de enfriamiento.

$$T_{gen,enf} = 343.15 \text{ K}, \quad T_{con,enf} = 278.15 \text{ a } 308.15 \text{ K}, \quad T_{abs,enf} = 303.15 \text{ K}, \quad T_{eva,enf} = 268.15 \text{ a } 298.15 \text{ K}, \quad \varepsilon_{eco,enf} = 0.7$$

En la **Figura 5.3** se muestra el rendimiento energético de los sistemas individuales en función de la presión interna del condensador. La $P_{con,enf}$ varía de 1 a 5.5 kPa, mientras que la $P_{con,cal}$ varía de 2.5 a 8.3 kPa, el gráfico refleja que existe una sección en el que la presión de ambos condensadores se traslapan, es decir para un intervalo de entre 2.4 a 5.8 kPa, lo que indica que el acoplamiento entre ambos sistemas es posible llevar a cabo.

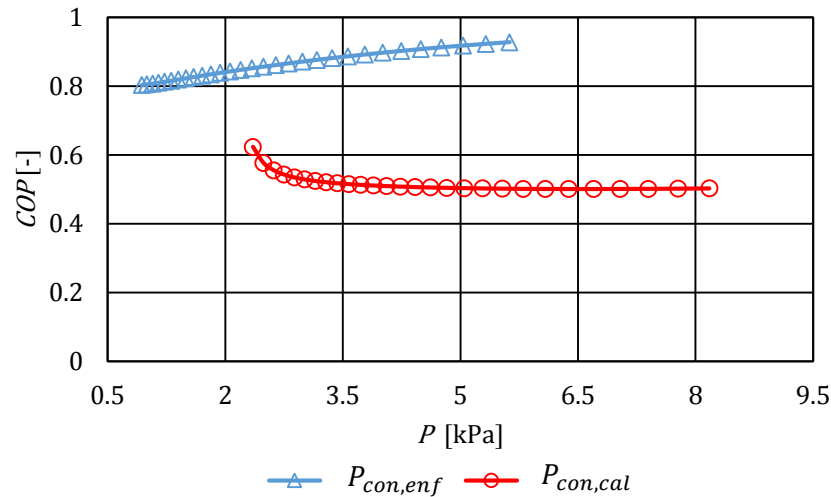


Figura 5.3. COP en función de la presión del condensador de enfriamiento y calentamiento.

En la **Figura 5.4** se muestra los rendimientos de operación de energía para los sistemas térmicos acoplados usando $T_{gen} = T_{eva} = 338.15 \text{ a } 363.15 \text{ K}$ y $T_{con} = 293.15 \text{ K}$, manteniendo constante $T_{abs} = 383.15 \text{ K}$ para el absorbedor de calentamiento, y $T_{eva} = 283.15 \text{ K}$ para el sistema de enfriamiento. A medida que se incrementa la temperatura de activación se genera mayor vapor sobrecalentado y líquido saturado en el generador y condensador respectivamente para alimentar ambos sistemas térmicos, así como, una solución de trabajo con mayor concentración en la salida del generador. La reacción exotérmica en el absorbedor a alta presión siempre es favorecida por la máxima absorción del refrigerante en la solución de trabajo concentrada, mejorando el COP_{cal} de 0.28 a 0.30.

Sin embargo, el refrigerante líquido que va al sistema de enfriamiento es inferior al 50% que se genera en el proceso de desorción y condensación, por lo que el COP_{enf} disminuye de 0.50 a 0.46.

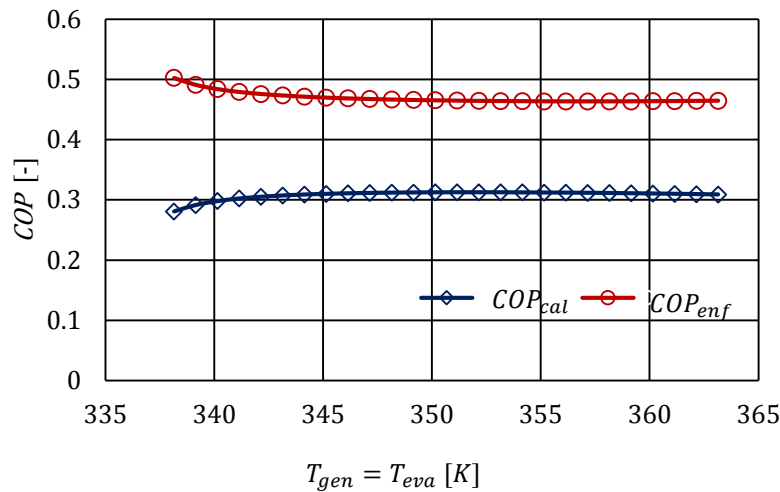


Figura 5.4. COP_{cal} y COP_{enf} considerando diferentes temperaturas de activación de ambos sistemas térmicos.

En la **Figura 5.5** se indica la revalorización y desvalorización de ambos sistemas a varias temperaturas de activación. Se tiene un GTL mayor a $40K$ a una temperatura de activación de $338.15K$ como se aprecia en la **Figura 5.5a** debido a que el refrigerante obtenido en los procesos de presión media es bajo, sin embargo, cuando la temperatura de activación se incrementa, el refrigerante y la concentración se incrementan limitando el GTL favoreciendo el COP_{cal} . Se aprecia en la **Figura 5.5b** que los GTD son mayores que los GTL debido a su definición por las ecuaciones 27 y 28. Cuando la temperatura de activación se incrementa el GTD mejora de 55 a $70K$, debido a que el nivel térmico de enfriamiento se mantiene a $T_{eva,enf} = 283.15K$, es decir para mantener esta temperatura de refrigeración, se requiere que el absorbedor de baja presión se encuentre a $T_{abs,enf} = 308.15K$ lo que limita que la concentración de solución de trabajo sea bajo, sin embargo un GTD mayor no representa el mejor rendimiento para el COP_{enf} , a medida que este incrementa provoca que el rendimiento se disminuya.

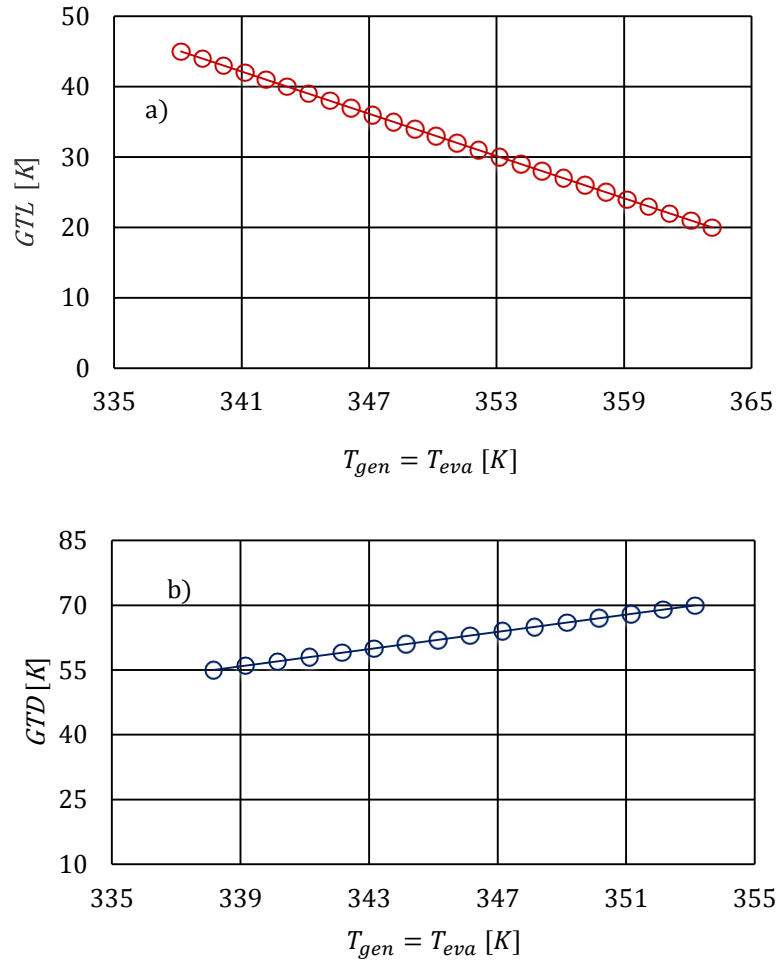


Figura 5.5. Ascenso y descenso bruto de temperatura en función de la temperatura del generador para el TCA y BCAC.

La **Figura 5.6** presenta el COP_{gral} cuando la T_{gen} varía de 338.15 a 363.15K y $T_{con} = 293.15K$ par ambos sistemas térmicos. Es claro que la T_{gen} juega un rol importante para el proceso de desorción, y como consecuencia para los rendimientos de operación de energía y exergía. Cuando la $T_{gen} = 338.15K$ es posible alcanzar valores de $COP_{gral} = 0.63$, el cual representa un 22.5% menor que los obtenidos en la suma de ambos sistemas térmicos en forma individual a los mismos parámetros de operación. Bajo las condiciones de operación analizadas el COP_{gral} cumple con una tendencia semiconstante, lo cual indica que al incrementar la temperatura de activación por parte del generador no influye en gran medida. A pesar de que los rendimientos de operación de energía individuales son menores en el acoplamiento a los reportados de manera individual en la literatura (Rivera et al. [16] y Kaynakli et al. [17]) como se indica en la **Figura 5.1**, se tiene un rendimiento de operación de energía global mayor, el cual representa el uso de energía más eficiente.

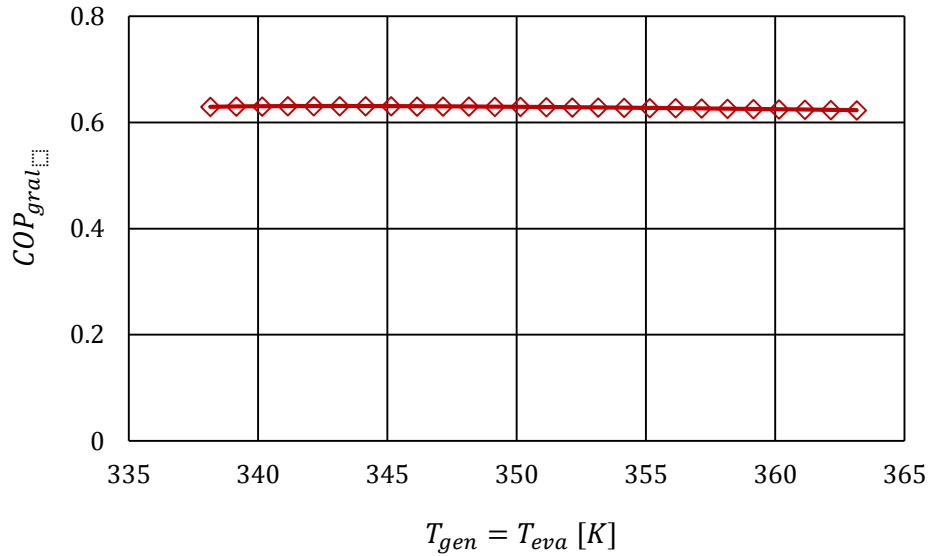


Figura 5.6. COP_{gral} a diferentes temperaturas de activación.

Teniendo en cuenta los primeros resultados mostrados anteriormente, se realizó un barrido a diferentes condiciones de temperatura de los principales componentes, para visualizar los alcances del rendimiento del sistema acoplado. En la **Figura 5.7 a)** se muestra la $T_{con} = 288.15$ a 303.15 K y $T_{eva,enf} = 276.15$ a 283.15 K y en la **Figura 5.7 b)** se visualiza la $T_{gen} = 333.15$ a 363.15 K y la $T_{abs,cal} = 353.15$ a 373.15 K. Los resultados muestran la variación de temperaturas en cada componente, lo cual refleja un amplio campo de visualización, la variación de temperatura en el absorbedor de calentamiento refleja un rendimiento máximo del COP_{enf} de 0.52, sin embargo este aumento representó una caída considerable en el COP_{cal} de 0.28, por otro lado en el generador ocurrieron ligeros cambios, ya que el punto más alto para el $COP_{enf} = 0.47$ y el $COP_{cal} = 0.31$, mientras tanto para el condensador se obtuvieron tendencias similares con el anterior componente, ya que el valor del $COP_{enf} = 0.47$ y $COP_{cal} = 0.32$ sin embargo al variar la temperatura de enfriamiento del evaporador se tienen un comportamiento diferente debido a que el COP_{enf} máximo es de 0.52 y el COP_{cal} 0.27.

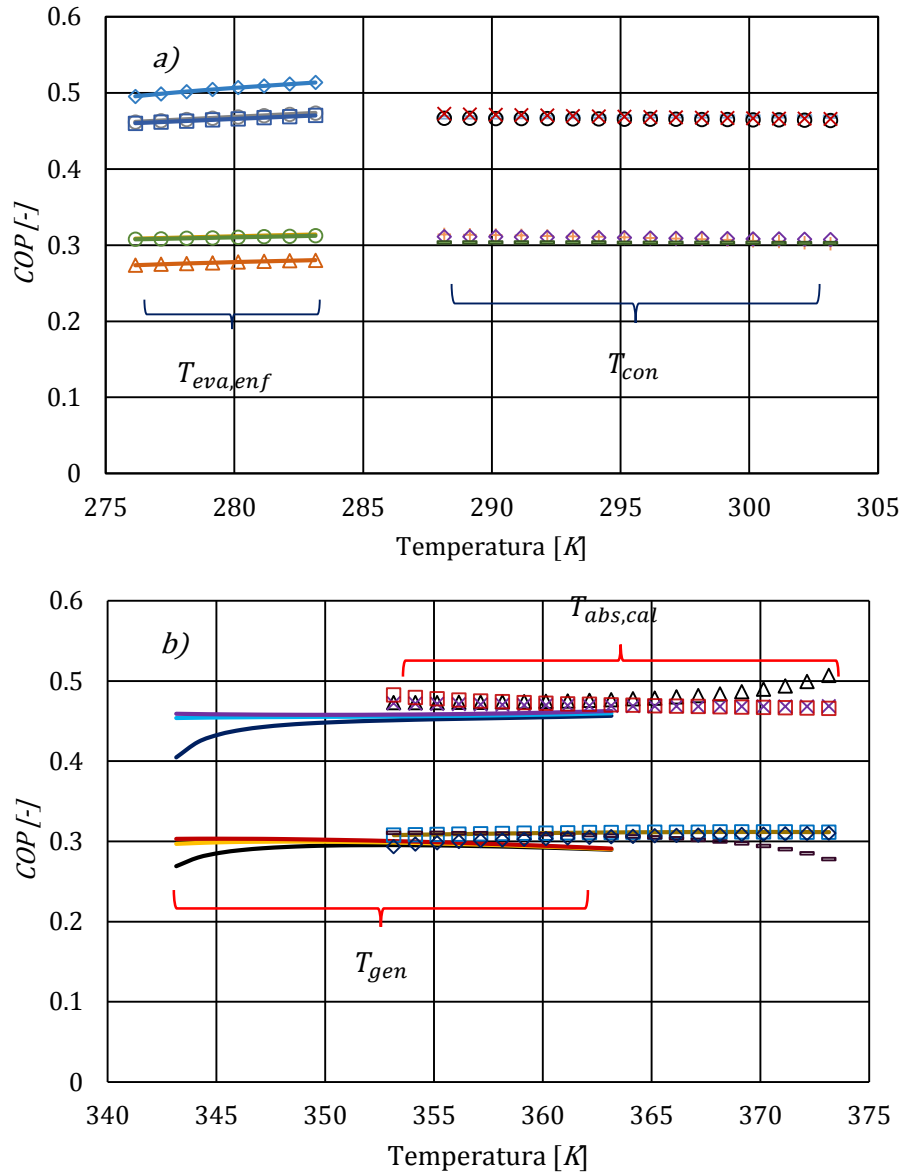


Figura 5.7. COP a diferentes condiciones de temperatura.

Por otro lado se realizó un análisis para obtener el rendimiento energético del sistema en función de la variación del refrigerante que suministra el condensador al evaporador de calentamiento y de enfriamiento como se muestra en la **Figura 5.8**, las condiciones que se asumieron se presentan a continuación: $T_{eva,cal} = T_{gen} = 333.15, 343.15 K$, $T_{con} = 293.15, 298.15 K$, $T_{abs,cal} = 383.15 K$, $T_{eva,enf} = 283.15 K$ y $T_{abs,enf} = 303.15, 308.15 K$. La distribución del refrigerante a los sistemas de enfriamiento y calentamiento es determinante para eficientizar los sistemas térmicos. El total de refrigerante se envió de un 30 a 70% al evaporador de alta presión (sistema de calentamiento).

Asumiendo esto y las condiciones antes mencionadas, el COP_{enf} máximo fue de 0.67 en el mejor de los casos, con un 30% para la sección de calentamiento y un 70% para la sección de enfriamiento, sin embargo para este punto el COP_{cal} es de 0.18. Con el incremento del porcentaje de flujo, el rendimiento energético de la sección de enfriamiento representa un comportamiento descendente, caso contrario ocurre si se incrementa en la sección de calentamiento debido a que tiende a favorecer su desempeño, este panorama representa que el aumento de refrigerante para una sección tiene como consecuencia la disminución de la otra.

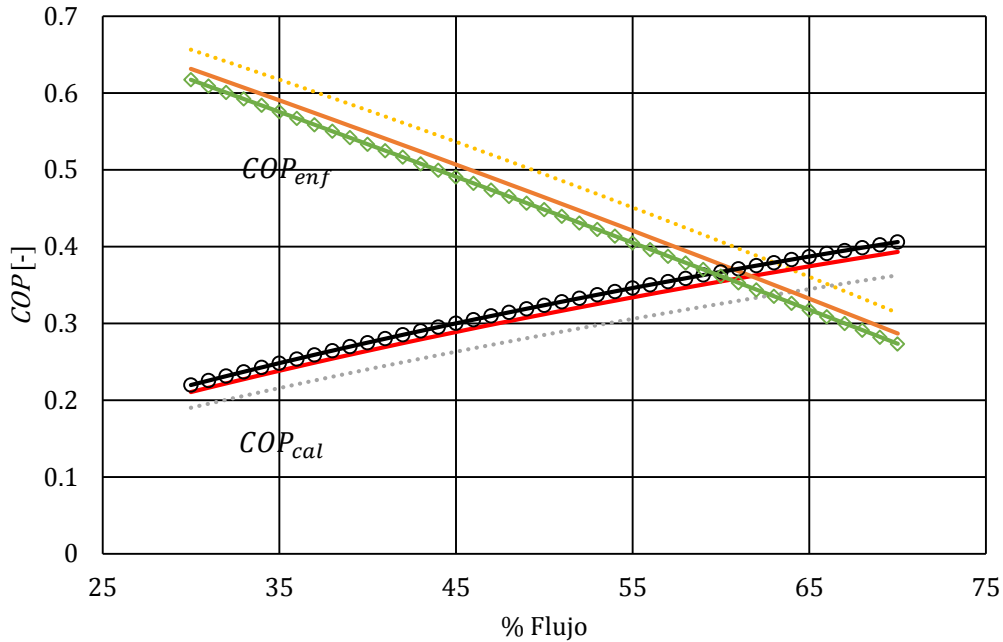


Figura 5.8. COP en función de la temperatura del absorbedor.

CAPÍTULO VI: RESULTADOS Y DISCUSIONES

En este capítulo se analiza una estrategia diferente para el estudio termodinámico del acoplamiento, basado en la primera y segunda ley de la termodinámica, así como de sus componentes principales para valorar su desempeño energético y exergetico, a su vez se discuten los resultados obtenidos a partir de la propuesta de mejora, y se describe detalladamente la metodología llevada a cabo, así como las condiciones que se varían con respecto a la sección anterior, además se muestran las pérdidas de energía generadas por el sistema, a sí mismo el rendimiento global del proceso.

6.1-Primera ley de la termodinámica

Se llevó a cabo el acoplamiento entre un sistema de enfriamiento y un sistema de calentamiento con la finalidad de determinar el funcionamiento integral de los componentes con solución $LiBr - H_2O$. Se variaron las condiciones de operación de la fuente de calor y de la capacidad de enfriamiento, a diferentes niveles térmicos y de flujo. Para mejorar el rendimiento energético del sistema se optó por implementar un aumento en las potencias térmicas de los evaporadores de alta y baja presión a 2kW, mientras que el condensador se fijó a 3kW, además se varió la temperatura de $T_{con} = 288.15, 293.15, 298.15K$, la $T_{abs} = 383.15K$, $T_{gen} = T_{eva} = 338.15$ a $363.15K$ y $T_{eva} = 283.15 K$, estas condiciones representaron un desempeño energético más atractivo con respecto a los analizados en el capítulo anterior, donde la potencia de los evaporadores se mantuvo en 1kW. En la **Figura 6.1** refleja que el COP_{enf} se obtuvo de hasta 0.63, mientras que el COP_{cal} de 0.37, un 23% mayor al rendimiento de la sección de enfriamiento y 19% más para la sección de calentamiento.

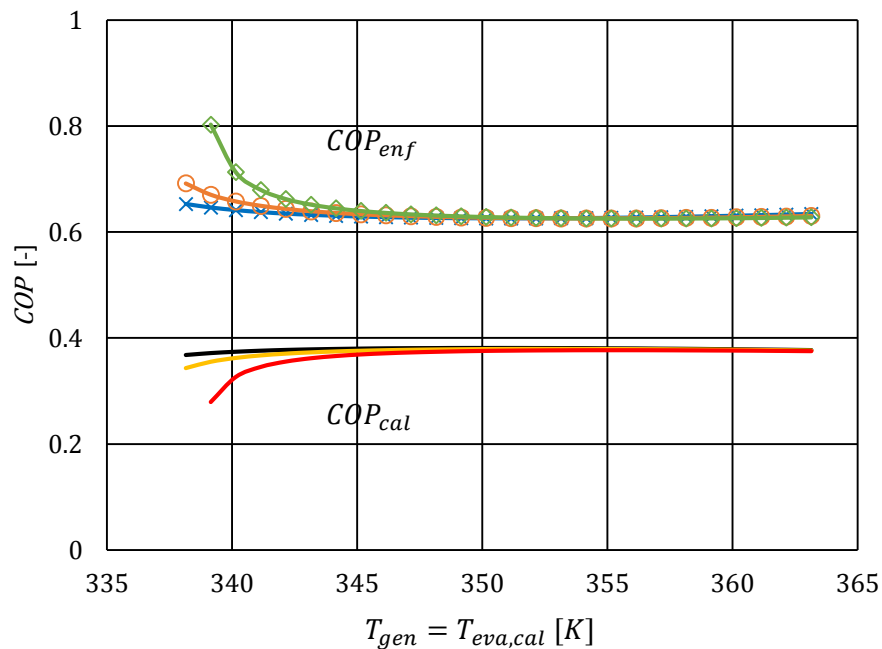


Figura 6.1. COP en función de la temperatura de generación.

En la **Figura 6.2** se muestra el rendimiento energético en función de la temperatura del evaporador de calentamiento. Se realizó un análisis con diferentes niveles de activación para $T_{gen} = 338.15, 343.15, 348.15 K$, se varió la $T_{eva,cal} = 338.15 a 363.15K$, se mantuvo $T_{con} = 293.15K$, y $T_{abs,cal} = 383.15K$. Los resultados mostraron que a medida que se incrementó la temperatura del evaporador, el mejor desempeño del COP_{enf} se obtuvo a $T_{gen} = 338.15K$ con 0.65, sin embargo no fue el mejor escenario para el COP_{cal} con 0.36, debido que para este último, el mejor de los casos fue a una temperatura del generador a $343.15K$ teniendo un valor de $COP_{cal} = 0.39$.

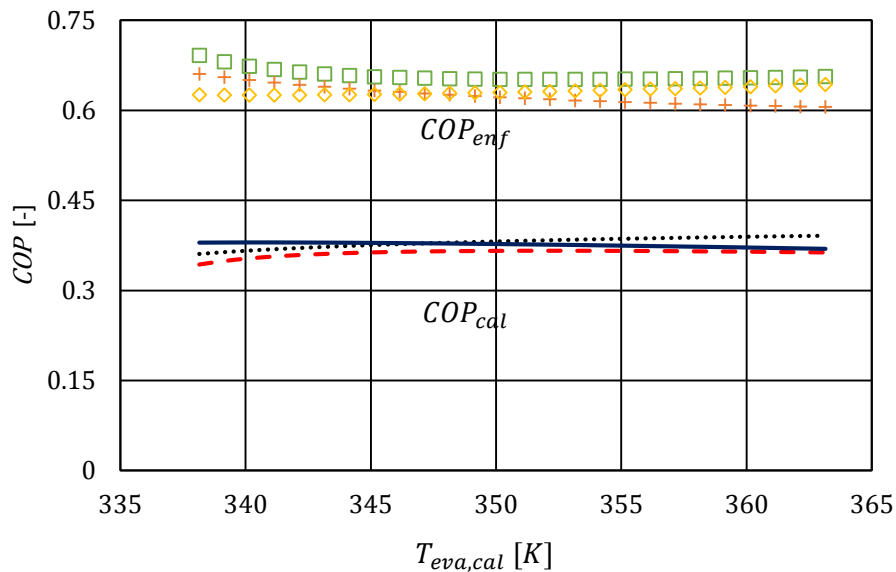


Figura 6.2. COP a diferentes temperaturas de activación en el evaporador de calentamiento.

La **Figura 6.3** se muestra el coeficiente de operación en función de la temperatura del absorbedor de alta presión. Las condiciones de este análisis es tener tres niveles de condensación a $T_{con} = 288.15, 293.15, 298.15 K$, se mantuvo la $T_{gen} = T_{eva} = 338.15K$ y el $T_{eva,enf} = 283.15K$. El gráfico muestra que al tener mayor calor útil en el absorbedor representa un mejor rendimiento para la sección de enfriamiento, debido a que es posible alcanzar hasta un $COP_{enf} = 0.81$, sin embargo la temperatura de condensación influye en gran medida, ya que para alcanzar el calor útil más alto de $T_{abs,cal} = 393.15K$, la temperatura del condensador es de $T_{con} = 288.15K$. Por otro lado el COP_{cal} a altas temperaturas del absorbedor no es favorecido ya que en los tres casos analizados el desempeño oscila entre 0.27.

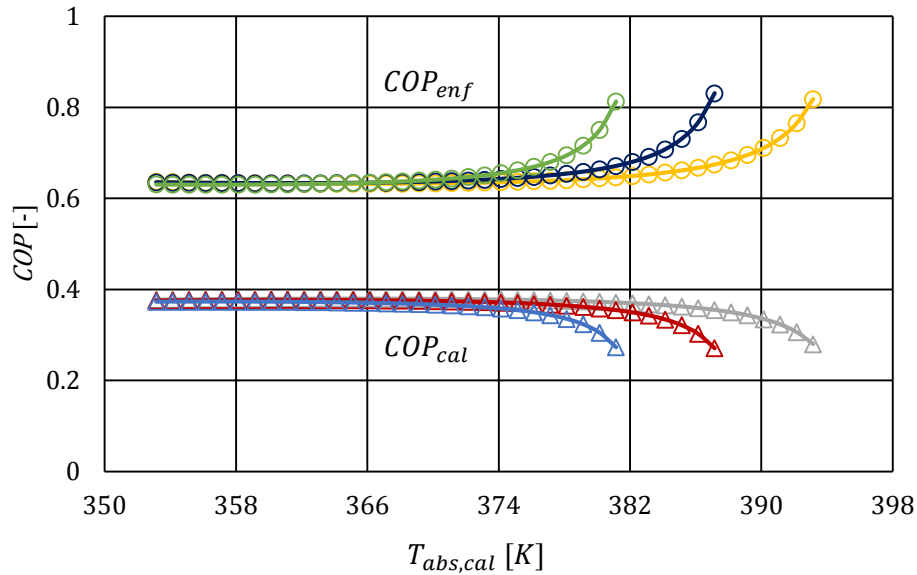


Figura 6.3. COP en función del incremento de la temperatura del absorbedor de alta presión.

En la **Figura 6.4** se muestra el COP_{cal} y COP_{enf} en función de la temperatura de enfriamiento del evaporador que se varía de $T_{eva,enf} = 278.15$ a $288.15K$, a diferentes temperaturas de condensación $T_{con} = 293.15, 298.15, 303.15 K$ y a una $T_{gen} = 338.15K$ y para la $T_{abs,cal} = 373.15K$. A medida que se requiere mayor temperatura de enfriamiento, se exige mayor energía de entrada para el sistema, debido a que la temperatura del generador se mantiene constante, el rendimiento para ambos coeficientes de operación disminuye, para el caso del COP_{cal} baja hasta 0.26, mientras tanto para el COP_{enf} llega a descender a 0.35 siendo la $T_{con} = 298.15K$ el peor escenario. El caso más atractivo resulta ser cuando la $T_{con} = 293.15K$, ya que el desempeño de ambos sistemas tiende a ser de 0.65 a 0.62 para la sección de enfriamiento y de 0.37 a 0.36 para el de calentamiento, esto conforme se requiere mayor nivel de refrigeración.

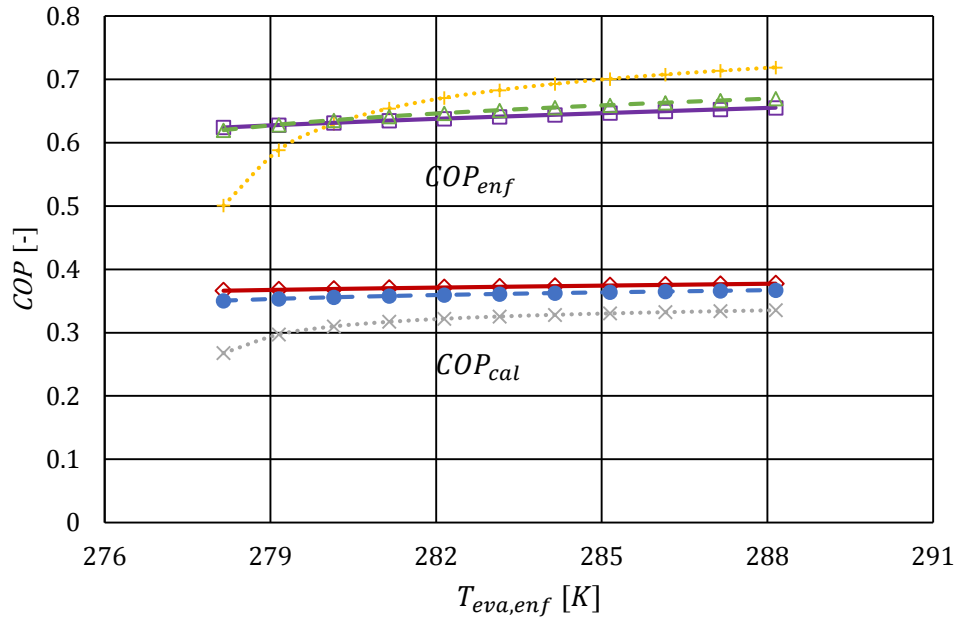


Figura 6.4. COP_{cal} y COP_{enf} en función de la temperatura de enfriamiento del evaporador.

6.2 Segunda ley de la termodinámica

Analizando los resultados obtenidos por la segunda ley de la termodinámica se muestra en la **Figura 6.5**, el comportamiento del $ECOP_{enf}$ y $ECOP_{cal}$ bajo diferentes temperaturas del generador, las demás condiciones evaluadas son $T_{con} = 293.15K$, $T_{abs,cal} = 373.15K$, y $T_{eva,enf} = 283.15K$. Para ambos casos la presencia de altas irreversibilidades en componentes como el generador con un máximo de 0.44kW y el absorbedor de calentamiento con hasta 0.43kW, afectan considerablemente en los procesos de desorción y absorción, esto contribuye notoriamente en las pérdidas energéticas que disminuyen el rendimiento de operación de exergía. Cuando se tiene mayor temperatura de activación la irreversibilidad se maximiza, disminuyendo el $ECOP_{cal}$ de 0.19 a 0.15, mientras que el $ECOP_{enf}$ desciende de 0.16 a 0.12.

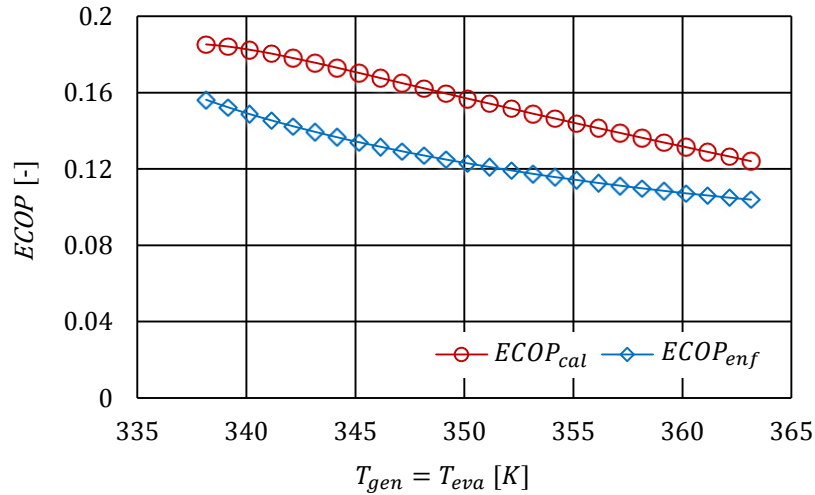


Figura 6.5 $ECOP$ para el acoplamiento a diferentes temperaturas de activación.

Otro escenario donde se analiza el rendimiento exergetico en función de la temperatura del evaporador de calentamiento se muestra en la **Figura 6.6**. El condensador se fija en $T_{con} = 298.15K$, el absorbedor de alta presión se mantiene a $T_{abs,cal} = 383.15K$ y la $T_{gen} = 338.15K$. En este grafico ocurre una tendencia diferente a la anterior ya que bajo estas condiciones el $ECOP_{enf}$ tiene una disminución de 0.18 a 0.16, siendo ligeramente superior, mientras tanto para el $ECOP_{cal}$ tiene un mejor rendimiento ya incrementa de 0.14 a 0.21. Esto conlleva que el fenómeno de condensación a un nivel más cercano a la temperatura ambiente influye en que el rendimiento exergetico sea mejor para ambas secciones.

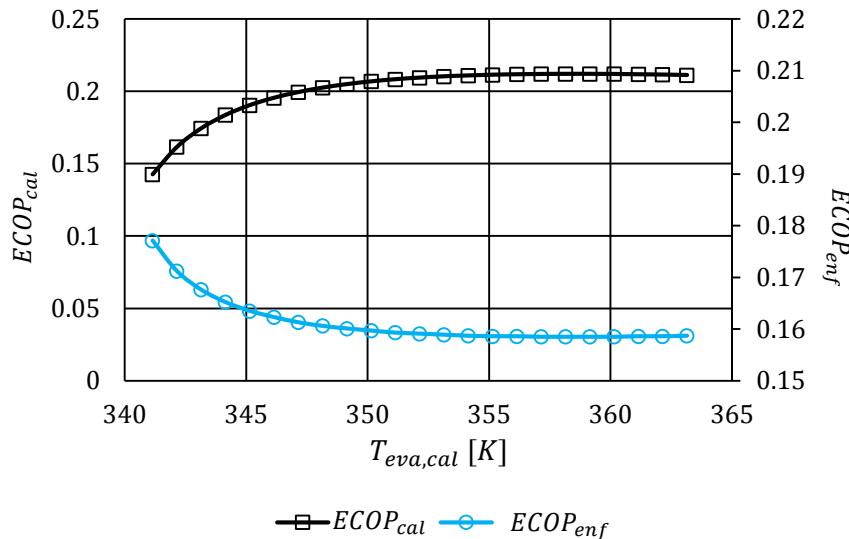


Figura 6.6. $ECOP$ en función de la temperatura del evaporador de calentamiento.

En la **Figura 6.7** se muestran las irreversibilidades del sistema en función de la temperatura del generador. Es notorio que en un principio el generador es el componente con mayores pérdidas de energía con 0.587kW, debido a que suministra calor para ambas secciones, lo que disminuye su rendimiento exergetico, a medida que la temperatura de activación incrementa las irreversibilidades para este componente tienden a disminuir hasta 0.426, caso contrario ocurre con el absorbedor de calentamiento, ya que presenta un aumento de 0.323 a 0.424kW, estos componentes representan hasta el 78% de las perdidas energéticas en el sistema acoplado, debido a que son los que operan a más altas temperaturas. Por otro lado los componentes que presentan menores irreversibilidades son los evaporadores de alta y baja presión ya que en conjunto representan hasta el 2.82%.

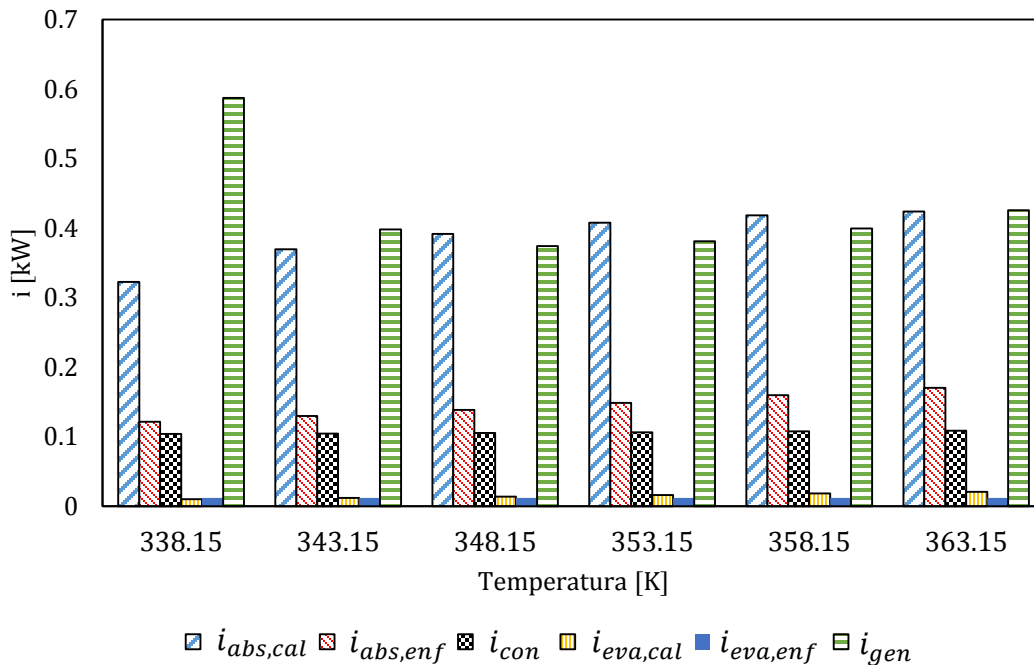


Figura 6.7. Irreversibilidades en función de la temperatura del generador.

La **Figura 6.8** se presenta el COP_{gral} en función de la temperatura de activación por parte del generador. Tomando en consideración el incremento de las potencias térmicas en el evaporador de enfriamiento y calentamiento a 2kW, así como en el condensador a 3kW, el coeficiente global tiende a ser más atractivo, alcanzando un valor de 0.76, esto representa hasta un 22% mayor a las condiciones mostradas en la **Figura 5.6**, debido a que en este se mantienen las potencias térmicas constantes, lo que indica que los efectos de evaporación y condensación influyen en gran medida para que el rendimiento general del sistema mejore.

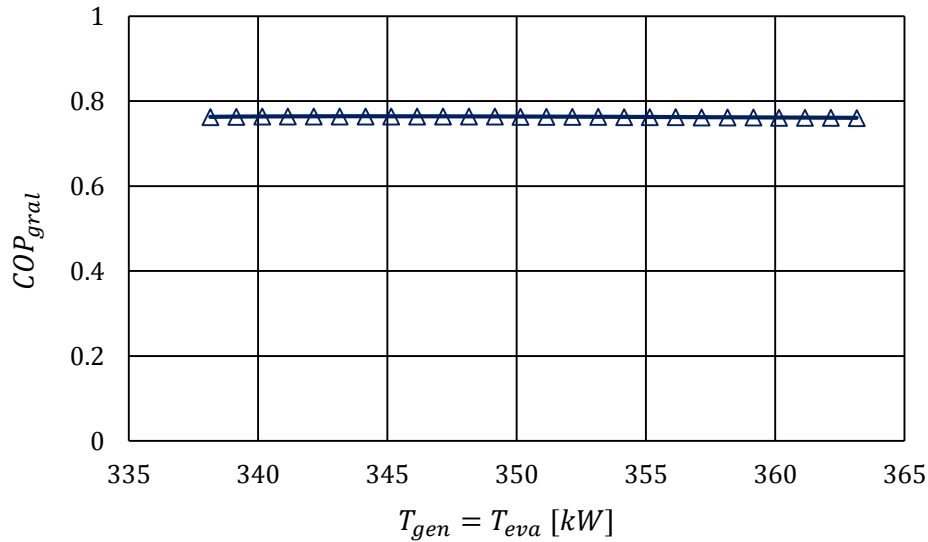


Figura 6.8. Coeficiente de operación global en función de la temperatura del generador.

En la **Figura 6.9** se describe el comportamiento que se tiene del $ECOP_{gral}$ en función de la relación de flujo, en condiciones de $T_{gen} = T_{eva} = 338.15 K$, $T_{con} = 293.15 K$, $T_{abs,cal} = 373.15 K$, $T_{eva,enf} = 283.15 K$. La tendencia muestra que a mayor FR representa un mejor rendimiento global de exergía, esto a su vez indica que se tiene más flujo a la salida del absorbedor en comparación del que se ingresa en este componente, sin embargo se puede deducir que al mantener menor flujo de refrigerante se obtiene mejores rendimientos exergéticos en el sistema general. Analizando desde otra perspectiva el FR relaciona un delta de concentración entre la solución concentrada por parte del generador y la solución diluida por parte del absorbedor. Si se mantiene un delta menor entre ambas concentraciones de igual manera se logra un mayor rendimiento exergetico.

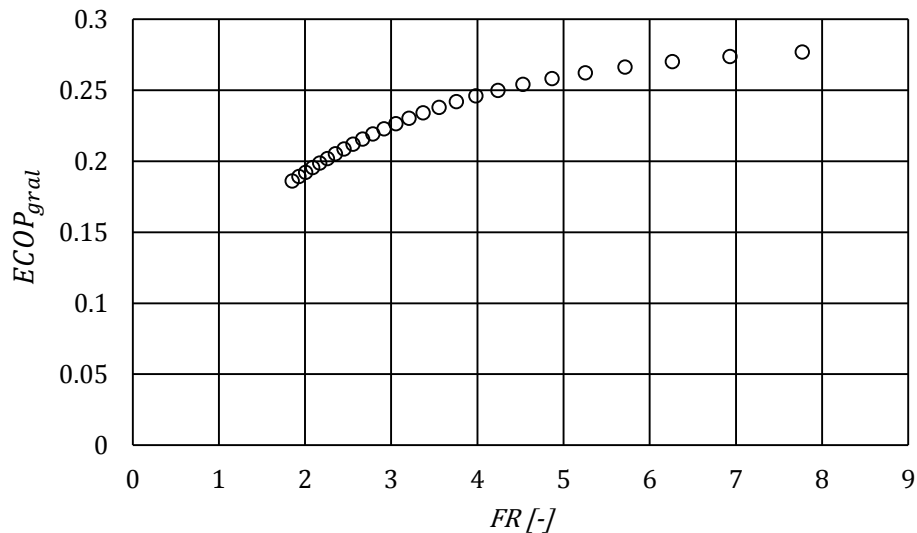


Figura 6.9. Relación de flujo en función del rendimiento exergetico general.

CAPITULO VII: CONCLUSIONES

En este capítulo se describen las conclusiones más relevantes a las que se llegaron después de analizar los resultados obtenidos a partir del modelo termodinámico basado en la primera y segunda ley de la termodinámica que se realizó al acoplamiento entre los sistemas de absorción para calentamiento y enfriamiento. Se concluye la factibilidad del sistema y además se dan a conocer las recomendaciones que pueden llegar a mejorar el desempeño del equipo y optimizar el ciclo de trabajo en un futuro, con el fin de evaluarlos de manera integral e individual y obtener nuevos resultados.

7.1 CONCLUSIONES GENERALES

En este trabajo de investigación se realizó un análisis basado en la primera y segunda ley de la termodinámica, en el acoplamiento interno de dos sistemas de absorción que operan con la mezcla de $LiBr - H_2O$, con la finalidad de verificar su rendimiento energético (COP) y exergetico ($ECOP$) para cada sección de calentamiento y enfriamiento, así como también de manera general en el ciclo de operación, lo cual se concluye lo siguiente:

- El estudio teórico demuestra la factibilidad de acoplar dos sistemas de absorción (enfriamiento y calentamiento) en forma directa para incrementar el rendimiento de operación de energía general debido a los procesos de desorción y condensación son comunes para ambos sistemas térmicos a presión media, mientras que los procesos de evaporación y absorción para el sistema de enfriamiento y calentamiento, es a baja y alta presión respectivamente.
- La validación para ambos sistemas en forma individual reflejo un mínimo error, con respecto al sistema de calentamiento la desviación máxima que se tuvo fue 0.79%, mientras tanto para el sistema de enfriamiento el error máximo fue de 0.12%, por lo tanto ambos sistemas se ajustan de buena manera.
- Al suministrar mayor flujo de condensación a la sección de calentamiento mejora el rendimiento energético, sin embargo esto desfavorece a la sección de enfriamiento ya que tiende a disminuir su desempeño, por lo que mantener un flujo controlado permite tener un escenario equilibrado para el acoplamiento. El primer escenario donde se analizaron evaporadores con un potencial térmico de un 1 kW, muestra que el COP para cada sección de enfriamiento y calentamiento varía de 0.50 a 0.46 y de 0.28 a 0.30 respectivamente.
- A pesar de que el rendimiento de operación de energía para ambos sistemas térmicos es bajo en el acoplamiento con respecto los sistemas convencionales reportados en la literatura, el COP_{gral} varía de 0.63 a 0.62, lo cual representa hasta un 22% menor que los obtenidos en la suma de ambos sistemas térmicos en forma individual a los mismos parámetros de operación analizados.
- El COP para cada sección mejora cuando los evaporadores y el condensador incrementan su capacidad térmica, esto representa hasta un 23% mayor para el sistema de enfriamiento y un 19% más para el sistema de calentamiento. Al aumentar la temperatura de calentamiento del generador de 338.15 a 363.15K, incrementa el rendimiento energético de la sección de calentamiento, es decir el COP_{cal} varia de 0.25 a 0.37, debido a que ingresa mayor vapor en la entrada del absorbedor mejorando la reacción exotérmica. Caso contrario ocurre para la sección de enfriamiento ya que al exigir mayor potencial térmico al generador, para alimentar a ambas secciones se reduce el COP_{enf} de 0.80 a 0.63, lo que limita el rendimiento del acoplamiento.
- El GTL al ser mayor indica un mejor rendimiento energético en la sección de calentamiento, debido a que se genera más vapor en el evaporador, de manera contraria ocurre con el GTD , entre menor sea este parámetro refleja un mejor desempeño en la sección de enfriamiento, ya que al tener un nivel térmico bajo en el absorbedor de enfriamiento, se evitan tener mayores irreversibilidades, por lo que se recomienda mantener la $T_{abs, enf} \approx T_{con}$.
- El $ECOP_{cal}$ disminuye de 0.19 a 0.15 conforme se exige mayor temperatura de activación, de igual manera ocurre con el $ECOP_{enf}$ que desciende de 0.16 a 0.12. Sin embargo si se mantiene constante la temperatura del generador, y se aumenta la $T_{con} = 298.15K$, el rendimiento se favorece, ya que aumenta el $ECOP_{cal} = 0.14$ a 0.21, mientras que el $ECOP_{enf}$ sufre una disminución de 0.18 a 0.16.

- El COP_{gral} evaluado con las condiciones de mejora (potencias térmicas de evaporadores diferentes), mostro que surge una tendencia casi constante alcanzando un valor máximo de 0.74, esto conforme se aumenta la temperatura de suministro por el generador, lo cual demuestra un mejor rendimiento global con respecto al analizado al primer escenario (potencias térmicas de evaporadores iguales).
- El componente con mayores irreversibilidades es el absorbedor de calentamiento con 0.46 kW, porque es el componente que opera a las temperaturas más altas del ciclo, seguido del generador con 0.44 kW, debido a que este componente suministra calor para ambas secciones lo que disminuye su rendimiento. Las mínimas irreversibilidades se presentaron en ambos evaporadores tanto para calentamiento y enfriamiento con 0.023 y 0.011 respectivamente.

REFERENCIAS

- [1] Saverns W., Degler H. and Miles J. (1992). Producción de energía mediante el vapor de agua, el aire y los gases, Reverté, 5ta. Ed.
- [2] IEA. Key world energy statistics (2020). Recuperado de: <https://www.iea.org/dataandstatistics?country=WORLD&fuel=Energy%20supply&indicato=TPESbySource>.
- [3] SENER. Balance Nacional de Energía. México, 2018.
- [4] Forman C., Muritala IK, Pardemann R. and Meyer B. (2016). Estimating the Global Waste Heat Potential. *Renew Sustain Energy Rev*; 57:1568–157.
- [5] Ma X., Chen J., Li S., Sha Q. and Liang A. (2002). Application of absorption heat transformer to recover waste heat from a synthetic rubber plant, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 23, pp. 797–806.
- [6] Colorado D., Demesa N., Huicochea A., Hernández J. A., Irreversibility analysis of the absorption heat transformer coupled to a single effect evaporation process, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 92, (2016). pp. 71. <https://doi.org/10.1016/j.aplthermaleng.2015.09.076>.
- [7] Hernández-Magallanes J. A., Rivera W., Coronas A., Comparison of single and double stage absorption and resorption heat transformers operating with the ammonia-lithium nitrate mixture, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 125, pp. 53-68 (2017), <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.06.130>.
- [8] Heredia I., Siqueiros J., Perez J.A., Juarez-Romero D., Gonzalez-Rodriguez, J. Energy saving into an absorption heat transformer by using heat pipes between evaporator and condenser. *Applied Thermal Engineering* (2017). doi.128. 10.1016/j.applthermaleng.2017.09.017.
- [9] Merkel N., Bucherl M., Zimmermann M., Wagner V., Schaber K. Operation of an absorption heat transformer using water/ionic liquid as working fluid, Vol.131, pp.370 (2018). <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.11.147>.
- [10] Gao J., Xu, Z., Wang, R.Z. Enlarged temperature lift of hybrid compression-absorption heat transformer via deep thermal coupling (2021). *Energy Conversion and Management*. 234. 113954. 10.1016/j.enconman.2021.113954.
- [11] Soto P., Rivera W., Experimental assessment of an air-cooled absorption cooling system, *Applied Thermal Engineering*, Vol 155, pp. 147-156, (2019). <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.03.104>.
- [12] Gogoi T.K., Saikia S., Performance analysis of a solar heat driven organic Rankine cycle and absorption cooling system, *Thermal Science and Engineering Progress*, Vol 13, (2019), <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2019.100372>.
- [13] Liu X., Zheng Y., Lihang B., Maogang H., Performance comparison of two absorption-compression hybrid refrigeration systems using R1234yf/ionic liquid as working pair, *Energy Conversion and Management*, Vol. 181, pp. 319-330,(2019), <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.12.030>.
- [14] Jain V., Colorado D. Thermoeconomic and feasibility analysis of novel transcritical vapor compression-absorption integrated refrigeration system, *Energy Conversion and Management*, Vol. 224, (2020), <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113344>.
- [15] Colorado D., Rivera W. Performance comparison between a conventional vapor compression and compression-absorption single-stage and double-stage systems used for

- refrigeration, Applied Thermal Engineering. (2015). doi:10.1016/j.applthermaleng.2015.05.029.
- [16] Eisavi B., Khalilarya s., Chitsaz A., Rosen M. A. Thermodynamic analysis of a novel combined cooling. Heating and power system driven by solar energy, Applied Thermal Engineering. (2017). <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.10.132>.
- [17] Mahalle, K., Parab, P., Bhagwat, S. Optimization of cooling load in the combined vapour absorption–vapour compression refrigeration cycle using exergy analysis. Indian Chemical Engineer, vol. 61, pp. 52–66. (2019). <https://doi.org/10.1080/00194506.2017.1418439>.
- [18] Agarwal S., Arora A., Arora B. Energy and exergy analysis of vapor compression–triple effect absorption cascade refrigeration system. Engineering Science and Technology, an International Journal. (2019). <https://doi.org/10.1016/j.ijestch.2019.08.001>.
- [19] Acevedo A., Hernández J.A., Juárez D., Parrales A., Saravanan R., Huicochea A. Thermo-dynamic analysis of cooling and heating systems for energy recovery. International Journal of Refrigeration. (2020). <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.02.034>.
- [20] Herold K. E., Radermacher R., Klein S. A. (2016), Absorption chillers and heat pumps, Taylor & Francis Group, 2a edición.
- [21] Holland F.A (1990). Fundamentos y Aspectos Económicos de las Bombas de Calor. Manual sobre Tecnología de Bombas de Calor.
- [22] Yunus A. Cengel, Michel A. Boles, Termodinámica 7ª edición (2012) ed. Mc Graw Hill.
- [23] Rivera W., Best R., Hernández J., Heard CL., and Holland FA. (1994). Thermodynamic Study of Advanced Absorption Heat Transformers. Part I: Single and Two Stage Configuration with Heat Exchangers. Heat Recov Syst, Vol. 2, pp.173–183.
- [24] Demesa N., Hernández J. A., Siqueiros J., García J. C. and Huicochea A. (2015). Improvement of The Performance of an Absorption Heat Transformer Through a Single Effect Process to Obtain Freshwater. Appl Therm Engin; Vol. 78: pp.162- 171.
- [25] Rivera W., Huicochea A., Martínez H., Siqueiros J., Juárez-Romero D., and Cardenas E., (2011). Exergy analysis of an experimental heat transformer for water purification. Energy, Vol. 36, pp. 320-327.
- [26] Rivera W., Siqueiros J., Martínez H. and Huicochea A. (2009). Exergy analysis of a heat transformer for water purification increasing heat, Applied Thermal Engineering, Vol. 30, pp. 2088-2095.
- [27] Feureckeer G., Scharfe J., Greiter I. (1993). Measurement of thermophysical properties of Lithium-solutions at high temperatures and concentrations, In: AES vol. 31, international absorption heat pump conference ASME, p. 443-499.
- [28] Kaita Y. (2001). Thermodynamic properties of lithium bromide-water solutions at high temperature. International Journal of Refrigeration, Vol. 24-5, pp. 374- 390.
- [29] X-Steam function of Matlab R2010a for water and steam thermodynamic properties based on IAPWS standard. <http://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/9817>.
- [30] Avanessian T. and Ameri M. (2014). Energy, exergy, and economic analysis of single and double effect LiBr–H₂O absorption chillers'. Energy and Buildings, Vol. 73, pp. 26-36.
- [31] Rivera W., Estudio teórico de transformadores de calor por absorción operando con la mezcla Bromuro de Litio-Agua, Tesis de Maestría, Instituto de Investigaciones en Materiales, Universidad Nacional Autónoma de México, México, (1991).
- [32] Kaynakli O., Kilic M., Theoretical study on the effect of operating conditions on performance of absorption refrigeration system. Energy Conversion and Management vol. 48 (2007) pp. 599–607. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2006.06.005>.

APENDICE

Nomenclatura

ACCRS	Sistema de refrigeración en cascada de absorción-compresión
BCAC	Bomba de calor por absorción
CADS	Sistema de absorción de doble efecto
CASS	Sistema de absorción de un solo efecto
COP	Coeficiente de operación de energía [-]
ECOP	Coeficiente de operación de exergía [-]
\dot{E}_x	Flujo de exergía [kW]
GTL	Ascenso bruto de temperatura [K]
GTD	Descenso bruto de temperatura [K]
h	Entalpía específica [kJ/kg]
i	Irreversibilidad [kW]
\dot{m}	Flujo másico [kg/s]
\dot{Q}	Flujo de calor [kW]
s	Entropía específica [kJ/K kg]
T	Temperatura [K]
TCA	Transformador de calor por absorción
VCR	Refrigeración por compresión de vapor
\dot{W}	Potencia [kW]
X	Concentración de la solución de trabajo [-]
P	Presión (kPa)

Subíndices

abs	Absorbedor
cal	Calentamiento
con	Condensador
E	Entrada
enf	Enfriamiento
eva	Evaporador
gen	Generador
$gral$	general
S	Salida

Cuernavaca, Morelos, 12 de octubre de 2022.

DR. JUAN CARLOS GARCÍA CASTREJÓN
COORDINADOR DEL POSGRADO EN
INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
P R E S E N T E

Atendiendo a la solicitud para emitir DICTAMEN sobre la revisión de la TESIS titulada: Estudio teórico del acoplamiento de un sistema de enfriamiento a un sistema de calentamiento, que presenta el alumno **Valente Cano García**, para obtener el título de **Maestría en Ingeniería y Ciencias Aplicadas**.

Nos permitimos informarle que nuestro voto es **APROBATORIO**.

Atentamente
Por una humanidad culta

DR. DAVID JUÁREZ ROMERO
DR. ALBERTO ARMANDO ÁLVAREZ GALLEGOS
DR. JOSÉ ALFREDO HERNÁNDEZ PÉREZ
DR. JUAN CARLOS GARCÍA CASTREJÓN
DR. ARMANDO HUICOHEA RODRÍGUEZ

Se adiciona efirma UAEM

Se expide el presente documento firmado electrónicamente de conformidad con el ACUERDO GENERAL PARA LA CONTINUIDAD DEL FUNCIONAMIENTO DE LA UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MORELOS DURANTE LA EMERGENCIA SANITARIA PROVOCADA POR EL VIRUS SARS-COV2 (COVID-19) emitido el 27 de abril del 2020.

El presente documento cuenta con la firma electrónica UAEM del funcionario universitario competente amparada por un certificado vigente a la fecha de su elaboración y es válido de conformidad con los LINEAMIENTOS EN MATERIA DE FIRMA ELECTRÓNICA PARA LA UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MORELOS emitidos el 13 de noviembre del 2019 mediante circular No. 32.

Sello electrónico

ALBERTO ARMANDO ALVAREZ GALLEGOS | Fecha:2022-10-13 09:57:30 | Firmante

D62Vnku2daruEoOYs3JUtdNAOid1AoL+SMwMTL2luJyR013XWw4hm5sHUAcSVNwlp3gyf3KwOnxVFNhbkfESVCPJzpyzXlwTMA65cl7k2uEzambimOc+lyNsa/Yy1Aq+o6jBRL20GATd411pU10Q4Zj8MGK95s0+6HnEyMNFZU3cW2V70/3a3VpVbB1f7JYm8pTK/krkYQg5Fs00Y2GeW43et2rq1bV+Wmx+9a5wbfMJ1f9loIn4QIR7Dj6niGg2J8PgBJSRHVv b1WxVBD70cVLEJYpffvLjw3f6JdkGpwo3Wk3QWX38eKs9K3EFWmhTgf7Xrgm4phup/QM5A==

JOSE ALFREDO HERNANDEZ PEREZ | Fecha:2022-10-13 10:08:35 | Firmante

SzoDlW42800+9PJkKvnsKDz91BbldoypMDnzOFioimZRQA5zYQ1j7NAI70DcEvq4T099nePYxv4UzWc0axcg5Ea2ItDdh1yUgngWRkRk+vqXlsehLYQndyR/Qv+0YcXhV BX4C TAG7vdtghea/8TZetkeb8Cx+yQnEdB10o6vWg3Cw0Eq0Dai//Sd5W7XcR4WJu+kj2KScA5xANF5Dni0dCnRbTyGP8sw1ptQXhOQf6B33YqNMVikFTJpEvEjUoYlavrH/7r4Vil DweTgZjyxbCLruQjYUw+1iyCFZZkytbbdoqblXgm7ygfKxiu9ECbPYU4SrpJK9tlX6zA==

JUAN CARLOS GARCIA CASTREJON | Fecha:2022-10-13 16:16:10 | Firmante

Q3nc2o1Fwi+kT/nksi7GA6XwirvFkqBQ7yroOdrBYMa0zXk/HhxA0hu0vT9y8DDq/PTiw97YL4V7ZXzh3e566of8dOSi3Z3y/eZ8QwD+HwwNN+Xvk0uw5XlrdxGaQnz5qcbgL+7FEc S2VXabbjvHfo1ttZv+6MxetXY3wNEQeZAVgPVJKVYclD0IXds81FY05hFxt11b2V722yRUvcqzKpp2lqjCqI8AUPE/hzlrEnA6AWHnp+CwWr8jbsTfbD4TA98orYHox7dwPO++856 YHTsf4J4JTCbzg4JFQPTzjc11bH0s26BOqPYV7VbGxs5KukJXnuJs6E+T2FGHdRg==

ARMANDO HUICOCHEA RODRIGUEZ | Fecha:2022-10-14 08:39:14 | Firmante

OA59k1gU7M9klXG1XyKymxgXi0OKfioqbanOdo3gIYWwpBmGSvL+C4GvsCXmIMCXUtl8MZJ6nqAw1zmUkQJLHc2K2KGvlgL6MamBDZOIS33g1JEsWRw32igADuV6wKYsg 1LShVDbN2c5Us+O3b6i3y9Yb0IT0a1tGRYa6lgl6jkcfdvqB4gTjchG4jd/Km7ksagiSCEXnuv11IsJSCNcbENlcn+toWmelVZdH1G6gewTpb16oPCJTMETXFGEPiUKnfl5cmgvNYy xm+TlJdrSZIEziw3UzU3W8blQ2Lieb9aV2fmgTDoc93hyEgey6A9lOY9f8s33ls/RPbZokQ==

DAVID JUAREZ ROMERO | Fecha:2022-10-24 16:38:33 | Firmante

FN4ajPOLBERKLCsMnmzMcclEdAI0W0vSEPeAlEaiqmDxlU4SEdMZdEL4S3k/T49mGIJcYMFko1FpK6ov37+2GkNOk9GQMnkNJSaHiCorU7DSxi6vOFko0NMUXBSZcCzbl CHUf6p1sXjapzkz0g8qDCupikRdJWCKhr89kLevE+ecYn5+sVFJ9txWC4KBU4WVQL/OVRHhFyaodCeVbzjTdvVWsw/BbnYGiLDIXvOIdkYq5bdCv09hQH3Lnnh52TREhMlpD27 QMPLOYJzEmi6BYM1dvohhP1T2Ukhw14G1erOZOQICsQf+CF5qfu3Z8Vlz1CrJEx842vgXUjg==

Puede verificar la autenticidad del documento en la siguiente dirección electrónica o escaneando el código QR ingresando la siguiente clave:



s8qDYy1ol

<https://efirma.uaem.mx/noRepudio/Sr8HxbQEr1O2uLw0OajTmepVggo7S2Yc>