

Importancia de las bombas de calor con doble proceso de absorción

Importance of heat pumps with double absorption process

Tabai Torres Díaz, Luis Adrián López Pérez, David Juárez Romero, Arianna Parrales Bahena, José Alfredo Hernández Pérez, Susana Silva Martínez, A. Álvarez Gallegos, Armado Huicochea Rodríguez*

Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas, Universidad Autónoma del Estado de Morelos. Avenida Universidad 1001, Código Postal 62209 Col. Chamilpa, Cuernavaca, Morelos México.

* huico_chea@uaem.mx

Resumen

El manejo de la energía es uno de los desafíos más apremiantes de este siglo debido a que tiene influencia directamente en lo geopolítico, económico y ambiental. Las bombas de calor por absorción avanzadas son una alternativa para contribuir en la reducción de la huella ambiental. Se estudia teóricamente una bomba de calor con doble proceso de absorción y LiBr/H₂O para la generar enfriamiento y calentamiento simultáneamente. En el análisis termodinámico se aplica la primera ley de la termodinámica para evaluar los coeficientes de desempeño individual y global, considerando calor residual con temperaturas de 70 a 90 °C. Un coeficiente de desempeño global de 0.786 se alcanza con una temperatura de enfriamiento de 14 °C y una de calentamiento de 110 °C, usando una temperatura del calor residual de 80 °C y potencias de los evaporadores de baja presión y alta de 5 y 1 kW respectivamente.

Abstract

Energy administration is one of the most pressing challenges of this century due to it has an impact on geopolitical, economic, and environmental aspects. This study shows a theoretical analysis of a heat pump with a double absorption process and LiBr/H₂O for simultaneous cooling and heating. In the thermodynamic analysis, the first law of thermodynamics is applied to evaluate the individual and overall coefficients of performance, considering waste heat temperatures ranging from 70 to 90 °C. An overall coefficient of performance of 0.786 is achieved with cooling and heating temperatures of 14 and 110 °C, respectively, using a waste heat temperature of 80 °C and low and high-pressure evaporators of 5 and 1 kW, respectively.

Palabras clave:

Bomba de calor por absorción avanzada, Enfriamiento, Calentamiento, Proceso de absorción, Transformador de calor por absorción, Bomba de calor por absorción convencional

Keywords:

Advanced absorption heat pump, Cooling, Heating, Absorption process, Absorption heat transformer, Conventional absorption heat pump

Nomenclatura		Subíndices	
BCA	Bomba de calor por absorción	AB	Absorbedor
COP	Coefficiente de Operación [-]	Cal	Calentamiento
Eco	Economizador	CO	Condensador
GTD	Caída de temperatura [°C]	Enf	Enfriamiento
GTL	Incremento de temperatura [°C]	EV	Evaporador
<i>h</i>	Entalpia [kJ/kg]	GE	Generador
<i>m</i>	Flujo masico [kg/s]	IN	Interno
<i>P</i>	Presión [kPa]	OUT	Externo
<i>Q</i>	Flujo de calor [kW]		
<i>T</i>	Temperatura [°C]		
<i>X</i>	Concentración [%]		

Introducción

En el año 2022, la Agencia Internacional de Energía consideró la primera crisis energética global provocando una

reevaluación de las políticas energéticas a nivel mundial. El incremento de la demanda de energía a nivel global aumentó en 1.3%, principalmente por la recuperación económica después de pandemia, sin embargo el conflicto entre Rusia y Ucrania junto con otros factores provocaron un aumento en el precio en el gas natural y el petróleo, lo que ocasionó que muchos países comenzaran a reevaluar sus estrategias de seguridad energética, buscando diversificar las fuentes de energía para reducir su dependencia a los combustibles fósiles y acelerando la transición a fuentes de energía más limpias y sostenibles [1]. Para ayudar a reducir la huella ambiental y el costo de operación de los procesos industriales, todos los sistemas energéticos que producen calor residual se proponen como una alternativa, la implementación de las bombas de calor por absorción (BCA), ya que pueden ser usadas tanto para enfriamiento como para calentamiento [2], y estas son agrupadas por su nivel térmico en los procesos de condensación y evaporación. En la Tipo I, la temperatura del evaporador es menor que la temperatura del condensador y

DOI: [10.59920/RIMTD.2025S5](https://doi.org/10.59920/RIMTD.2025S5)

son una buena alternativa para satisfacer la demanda de baja temperatura en interiores [3]. La Tipo II, la temperatura del evaporador es mayor que la del condensador, obteniendo un calor a una temperatura alta. La BCA Tipo III es un acoplamiento de Tipo I y II.

Diversos estudios han demostrado que las bombas de calor con doble proceso de absorción tienen un gran potencial para mejorar la eficiencia energética en procesos industriales. Esta tecnología es capaz de recuperar calor residual de baja calidad y reducir el consumo de energía primaria ayudando a mitigar las emisiones de gases de efecto invernadero. Mejoraron la eficiencia de un sistema de Destilación de Efecto Múltiple (MED) mediante el acoplamiento de una bomba de calor de doble absorción, logrando un incremento del 20 % en la producción de destilado solo con un 10 % más de energía térmica [4]. Propusieron una estructura de bomba de calor de doble absorción-compresión para enfrentar el deterioro del rendimiento y las relaciones de presión del compresor demostrando que la bomba mejoró la capacidad de elevación de temperatura de 170 a 230 °C y redujo el consumo de energía del compresor en un 49.4 % [5]. Presentaron un sistema híbrido multifuncional del ciclo de absorción de doble etapa para la recuperación del calor latente de los gases de combustión húmedos de escape para calefacción y deshumidificar, lo que amplió el rango de humedad de 0.054 a 0.2 kg/kg, proporcionando una potencia calorífica de 280.1 kW con un rendimiento térmico de 1.73 kW y una capacidad de refrigeración de 9.85 kW [6]. Propusieron una bomba de calor de doble absorción impulsada por los gases de combustión de una torre de desulfuración para la recuperación de más calor latente y sensible de los gases de combustión, demostrando que el sistema recupera los gases en un rango de temperaturas de 30 a 70 °C, obteniendo COP de 1.833 y una capacidad de 158.83 kW con una rentabilidad del 34.1 % demostrando que el sistema no solo ofrece un alto rendimiento, sino que también presenta una excelente viabilidad económica [7]. Propusieron un prototipo experimental de una bomba de calor de doble absorción para la recuperación del calor residual impulsada por agua caliente a una temperatura de 120.1 °C, logrando reducir su temperatura de 45,0 a 15,9 °C, y calentar agua hasta 52.5 °C para aplicaciones de calefacción doméstica, con una capacidad de 8666.4 kW y un COP de 1.77 [8]. Estos desarrollos evidencian el valor de las bombas de calor de doble absorción como soluciones eficientes y sostenibles para la industria.

Funcionamiento de BCA Tipo I y II

En la **Figura 1a** se muestra el ciclo termodinámico para Tipo I, donde se suministra energía residual a una temperatura elevada (T_{GE}) al generador, para separar parcialmente una cantidad de refrigerante, al cual se le retira calor a temperatura intermedia (T_{CO}) en el condensador. El refrigerante cambia de fase líquida para posteriormente pasar al evaporador el cual se encuentra a una menor presión que el condensador. En el evaporador el refrigerante cambia a fase vapor a una

temperatura mayor con la ayuda de la fuente de calor externa (T_{EV}) saliendo hacia el absorbedor, para entrar en contacto con la corriente de la mezcla de trabajo (absorbente) proveniente del generador, teniendo una reacción exotérmica para tener un calor a una temperatura T_{AB} mayor que T_{EV} . La **Figura 1b** indica el funcionamiento del ciclo termodinámico para Tipo II. La energía residual es suministrada al generador y evaporador a una temperatura media. En el primero se lleva a cabo la separación parcial del refrigerante en fase vapor para llegar al condensador, donde se le retira calor para cambiarlo a fase líquida, y así llevarlo al evaporador a través de una bomba. En el evaporador el refrigerante se evapora mediante un suministro de energía residual. Posteriormente, el vapor del refrigerante es enviado al absorbedor para entrar en contacto con la solución de trabajo concentrada proveniente del generador, produciendo una reacción exotérmica que genera una energía a una temperatura T_{AB} mayor que T_{EV} .

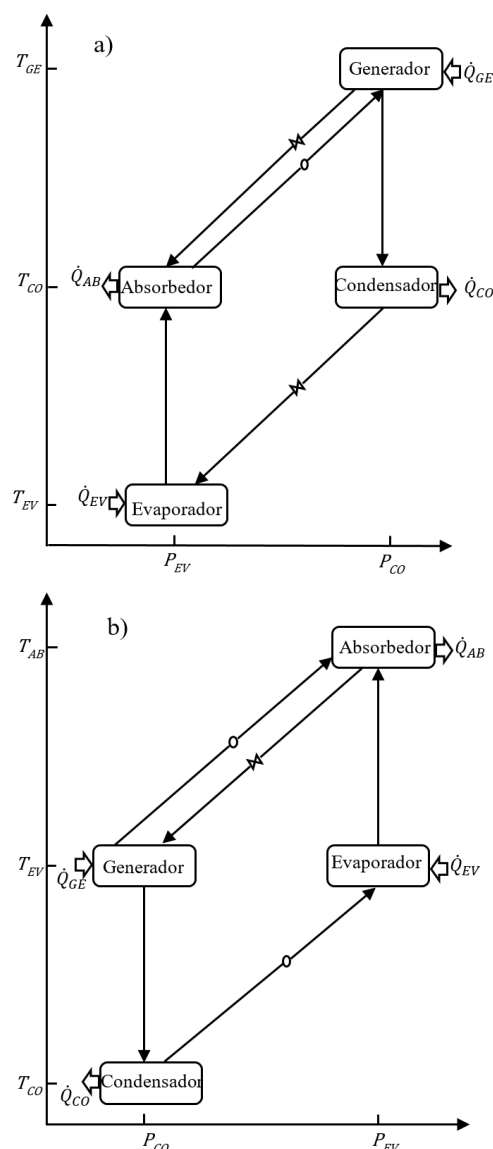


Figura 1. Ciclos termodinámicos de la BCA, a) Tipo I, b) Tipo II.

En la **Figura 2** muestra las bombas de calor por absorción tipo I y II respectivamente. La **Figura 2a** corresponde al equipo experimental de la Ref. [9] usada para enfriamiento, y la **Figura 2b** indica una bomba de calor con intercambiadores helicoidales múltiples anidados para calentamiento.

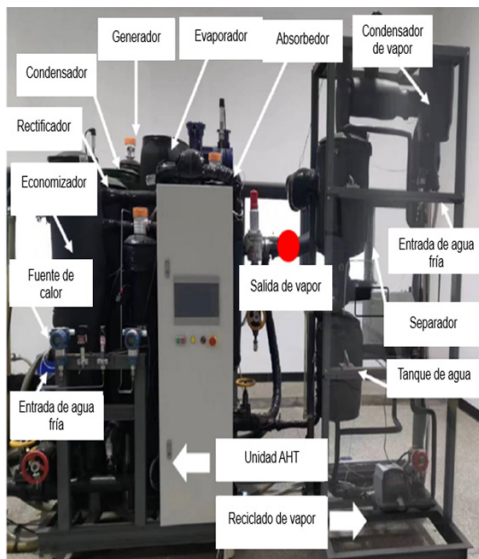


Figura 2a. Bomba de calor por absorción (Tipo I) experimental para enfriamiento [9]



Figura 2b. Bomba de calor por absorción (Tipo II) experimental para calentamiento.

Descripción del acoplamiento

Las bombas de calor por absorción tanto convencionales como no convencionales, requieren de dos niveles de presión para modificar el nivel térmico del calor útil. En las bombas convencionales los procesos de absorción/evaporación y desorción/condensación ocurren a baja y media presión respectivamente, mientras que, en las bombas no convencionales, los mismos procesos ocurren a alta y media presión respectivamente. Si los procesos de desorción/condensación

trabajan bajo los mismos parámetros de operación de la solución de trabajo, ambas bombas pueden acoplarse para la obtener simultáneamente enfriamiento y calentamiento, a esta nueva configuración avanzada se le denomina Bomba de Calor por Absorción para enfriamiento y calentamiento (Tipo III), teniendo seis procesos físicos conectados entre sí para desarrollar el ciclo de Carnot directo e inverso [10].

Funcionamiento de una bomba de calor por absorción Tipo III

La **Figura 3** representa el ciclo termodinámico de una bomba de calor Tipo III, donde el calor residual es suministrado al generador y evaporador a presión media y temperatura media alta. En el primero se lleva a cabo la separación parcial del refrigerante y se obtiene una solución de trabajo concentrada. El refrigerante en fase vapor pasa al condensador para retirarle calor, y así cambiar a fase líquida y ser enviada simultáneamente a ambos evaporadores. En el evaporador 2 se le suministra calor residual para evaporar el refrigerante y posteriormente, es enviado al absorbedor 2 para entrar en contacto con la solución de trabajo concentrada proveniente del generador, produciendo a una reacción exotérmica que genera un calor útil a una temperatura T_{AB2} mayor que T_{EV2} . El refrigerante que va hacia el evaporador 1 recibe calor de un espacio, y así se obtiene el refrigerante en fase vapor, este vapor sale hacia el absorbedor 1, el cual entra en contacto con la corriente de la mezcla de trabajo (absorbente) proveniente del generador, teniendo una reacción exotérmica que genera un calor útil a una temperatura T_{AB1} mayor que T_{EV1} .

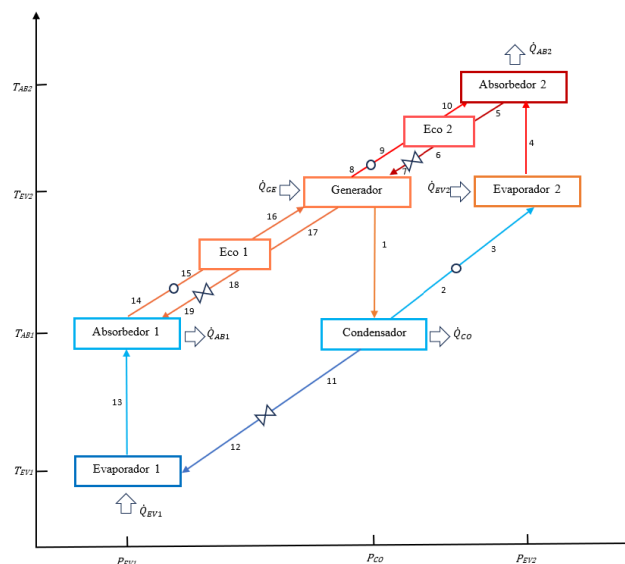


Figura 3. Diagrama del acoplamiento de la bomba de calor por absorción Tipo III para enfriamiento y de calentamiento.

Metodología

Se realizó el acoplamiento entre las bombas de calor por absorción para enfriamiento (Tipo I) y calentamiento (Tipo II) usando la solución de trabajo LiBr/H₂O, evaluando el funci

namiento integral del ciclo termodinámico considerando los niveles de presión en los procesos de generación y condensación como punto de integración.

Suposiciones para el modelo termodinámico

- El sistema está en condiciones de equilibrio y estado estacionario
- La solución de trabajo tiene condiciones de saturación a la salida del generador y absorbedor
- El refrigerante tiene condiciones de saturación a la salida del condensador y evaporador
- Vapor sobrecalentado a la entrada del condensador
- Existe equilibrio termodinámico en la entrada y salida de los componentes principales
- Las pérdidas de calor, presión y masa son despreciables
- Los cambios en la energía cinética y potencial son despreciables
- El proceso de expansión en las válvulas es isoentálpico
- El absorbente no se evapora en todo el sistema
- Se conocen las temperaturas de salida de los componentes principales y la potencia de calor de uno de ellos
- Las eficiencias de los intercambiadores de calor de soluciones (Eco 1 y 2) son conocidas

Modelo matemático

Para cada componente se aplicaron los balances de masa, especies y energía para determinar su desempeño:

$$\sum \dot{m}_{IN} - \sum \dot{m}_{OUT} = 0$$

$$\sum (\dot{m}_i X_i)_{IN} - (\dot{m}_i X_i)_{OUT} = 0$$

$$\sum (\dot{m}_i h_i)_{IN} - \sum (\dot{m}_i h_i)_{OUT} + \dot{Q} + \dot{W} = 0$$

Generador	$\dot{m}_7 + \dot{m}_{16} = \dot{m}_8 + \dot{m}_{17} + \dot{m}_1$ $\dot{m}_7 X_7 + \dot{m}_{16} X_{16} = \dot{m}_8 X_8 + \dot{m}_{17} X_{17} + \dot{m}_1 X_1$ $\dot{Q}_{GE1,IN} = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_{16} h_{16} - \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_{17} h_{17} - \dot{m}_1 h_1$
Condensador	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_{11}$ $\dot{Q}_{CO,IN} = \dot{m}_{11} h_{11} + \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1$

Absorbedor 1	$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{13} + \dot{m}_{19}$ $\dot{m}_{14} X_{14} = \dot{m}_{13} X_{13} + \dot{m}_{19} X_{19}$ $\dot{Q}_{AB1,IN} = \dot{m}_{13} h_{13} + \dot{m}_{19} h_{19} - \dot{m}_{14} h_{14}$
Evaporador 1	$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{12}$ $\dot{Q}_{EV1,IN} = \dot{m}_{13} (h_{13} - h_{12})$
Absorbedor 2	$\dot{m}_5 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{10}$ $\dot{m}_5 X_5 = \dot{m}_4 X_4 + \dot{m}_{10} X_{10}$ $\dot{Q}_{AB2,IN} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_5 h_5$
Evaporador 2	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$ $\dot{Q}_{EV2,IN} = \dot{m}_3 (h_3 - h_4)$

Parámetros de funcionalidad	$COP_{Cal} = \frac{\dot{Q}_{AB2}}{\dot{Q}_{GE} + \dot{Q}_{EV2}}$ $COP_{Enf} = \frac{\dot{Q}_{EV1}}{\dot{Q}_{GE}}$ $COP_{Global} = \frac{\dot{Q}_{AB2} + \dot{Q}_{EV1}}{\dot{Q}_{GE} + \dot{Q}_{EV2}}$ $GTL = T_{AB2} - T_{EV2}$ $GTD = T_{GE} - T_{EV1}$
-----------------------------	--

Validación del simulador termodinámico

Antes del análisis del comportamiento del sistema acoplado se llevó a cabo la validación en forma individual de cada una de las bombas de calor por absorción Tipo I y II, los resultados del modelo termodinámico son comparados para el Tipo I con datos reportados en la Ref. [11], y para el Tipo II con datos reportados en la Ref. [12]. El máximo error para la primera es 1.2 % y para la última es 0.4 %, mostrando los resultados de la validación en Tabla 1.

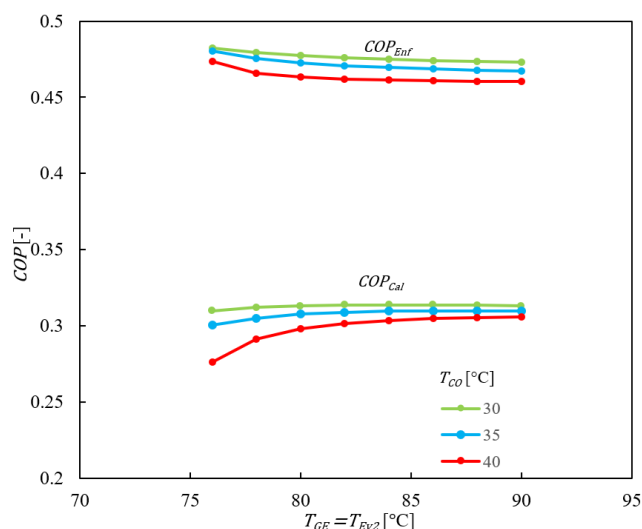
Las propiedades termodinámicas y físicas de la solución de trabajo (LiBr/H₂O) se determinaron mediante las correlaciones reportadas de las Ref. [13] y [14]. Las propiedades del agua se obtuvieron mediante la función basadas en la Asociación Internacional para las propiedades termodinámicas del agua y el vapor [15]. En Apéndice A se muestra el diagrama de la temperatura entropía y concentración para el LiBr/H₂O reportado por Tozer et al. [16].

Tabla 1. Parámetros de operación para la validación del simulador

	T_{GE} [°C]	T_{AB} [°C]	T_{EV} [°C]	T_{CO} [°C]	$COP_{reportado}$ [-]	COP_{sim} [-]	Error relativo (%)
Tipo I	63	30	2	30	0.27	0.268	0.5
	70	30	2	30	0.63	0.642	1.2
	85	30	2	30	0.69	0.687	0.3
Tipo II	50	70	50	30	0.245	0.244	0.4
	60	80	60	30	0.470	0.459	0.2
	70	90	70	20	0.487	0.487	0.0

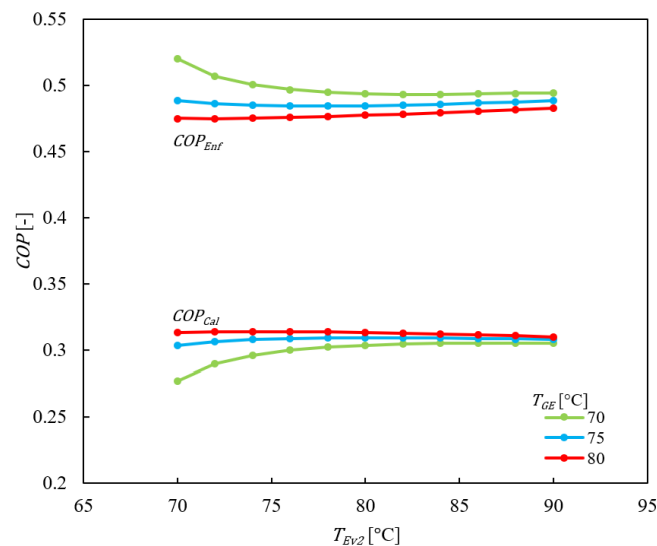
Resultados y discusión

En la **Figura 4** se muestra el rendimiento energético cuando $T_{CO} = 30, 35, 40$ °C, considerando $T_{GE} = T_{EV2} = 76$ a 90 °C, $\dot{Q}_{EV1} = \dot{Q}_{EV2} = 1$ kW, $T_{AB2} = 110$ °C, $T_{EV1} = 14$ °C. Utilizando la primera ley de la termodinámica se observa que los Coeficiente de Operación más altos tanto para enfriamiento como calentamiento se obtienen cuando la temperatura en el condensador es de 30 °C. Esto se debe a que se tiene una mayor disponibilidad de refrigerante debido a que en el generador cuando alcanza las condiciones termodinámicas de presión, temperatura y concentración ocasiona que se tenga una mayor concentración, por lo tanto, se tiene una mayor cantidad de refrigerante disponible y al entrar en contacto con los absorbedores genera una reacción exotérmica más grande que los otros dos escenarios. El máximo COP_{Enf} alcanzado es de 0.48 cuando se tiene una $T_{GE} = T_{EV2} = 76$ °C, y el máximo COP_{Cal} de 0.31 cuando $T_{GE} = T_{EV2} = 90$ °C.

**Figura 4.** Análisis de operación del COP_{Cal} y COP_{Enf} a diferentes T_{CO} .

La **Figura 5** indica los coeficientes de operación para enfriamiento y calentamiento de la bomba de calor Tipo III tomando tres escenarios de la $T_{GE} = 70, 75, 80$ °C, los parámetros de operación de $T_{EV2} = 70$ a 90 °C, $\dot{Q}_{EV1} = \dot{Q}_{EV2} = 1$ kW, $T_{AB2} = 110$ °C, $T_{EV1} = 14$ °C, $T_{CO} = 30$ °C. El análisis muestra que a una temperatura menor en el generador el

desempeño del COP_{Enf} se incrementa logrando alcanzar una eficiencia de 0.520 con una temperatura en el evaporador 2 de 70 °C. Sin embargo, estas condiciones no son el mejor escenario para el sistema de calentamiento ya que el COP_{Cal} que se alcanza es de apenas 0.277 . El mejor escenario para el sistema de calentamiento es cuando se tiene una temperatura en el generador de 80 °C ya que con este valor se obtuvo un COP_{Cal} de 0.313 con una temperatura en el evaporador 2 de 70 °C. Esto es debido a que cuando la temperatura en el generador se eleva incrementa su potencia y reduce la relación de flujos, favoreciendo la eficiencia del sistema de calentamiento mientras impacta negativamente el rendimiento del sistema de enfriamiento.

**Figura 5.** Comportamiento del COP_{Cal} y COP_{Enf} a diferentes T_{GE} .

En la **Figura 6** se observa la comparación del COP_{Global} para la bomba de calor Tipo III considerando diferentes potencias de los \dot{Q}_{EV1} y \dot{Q}_{EV2} , y los parámetros de operación de $T_{CO} = 30$ °C, $T_{EV2} = 64$ a 90 °C, $T_{AB2} = 110$ °C, $T_{EV1} = 14$ °C, $T_{GE} = 80$ °C. Analizando con la primera ley de la termodinámica se observa que el COP_{Global} , los mejores resultados son alcanzados cuando la combinación de $\dot{Q}_{EV1} = 5$ kW y $\dot{Q}_{EV2} = 1$ kW. Con estos calores se alcanza COP_{Global} de 0.785 a 0.787 , demostrando que flujo de calor en ambos evaporadores es esencial. Asimismo, se observa que cuando $\dot{Q}_{EV1} = 5$ kW se incrementa el COP_{Enf} , lo que ayuda a mejorar desempeño general de la BCA Tipo III.

En la **Figura 7** se lleva a cabo la comparación del COP_{Global} tomando diferentes temperaturas de salida del absorbedor 2 con $T_{CO} = 30$ °C, $T_{EV2} = 70$ a 90 °C, $T_{EV1} = 14$ °C, $T_{GE} = 80$ °C, $\dot{Q}_{EV1} = 5$ kW $\dot{Q}_{EV2} = 1$ kW. Se puede ver en la gráfica que la temperatura con los mejores resultados para el COP_{Global} es la de 110 °C, ya que con esta temperatura se logra alcanzar un COP_{Global} máximo de 0.787 . También, se aprecia que a medida que la temperatura del evaporador 2 aumenta el COP_{Global} también se incrementa. Este comportamiento se debe a que la presión en el generador aumenta y la concentración de la solución de trabajo se mantiene igual, favoreciendo el incre-

mento de entalpía en el generador, al mismo tiempo el \dot{Q}_{GE} va disminuyendo, estas condiciones hacen que el COP_{Enf} por ende el COP_{Global} también se favorece.

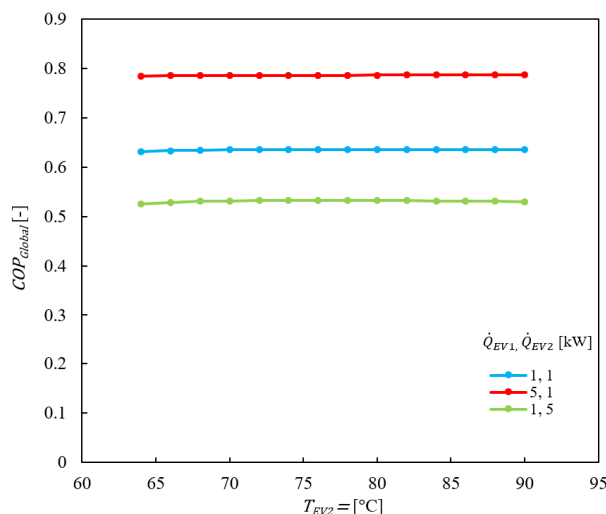


Figura 6. Comparación del COP_{Global} a diferentes calores de los \dot{Q}_{EV1} y \dot{Q}_{EV2} a diferentes temperaturas del T_{EV2} .

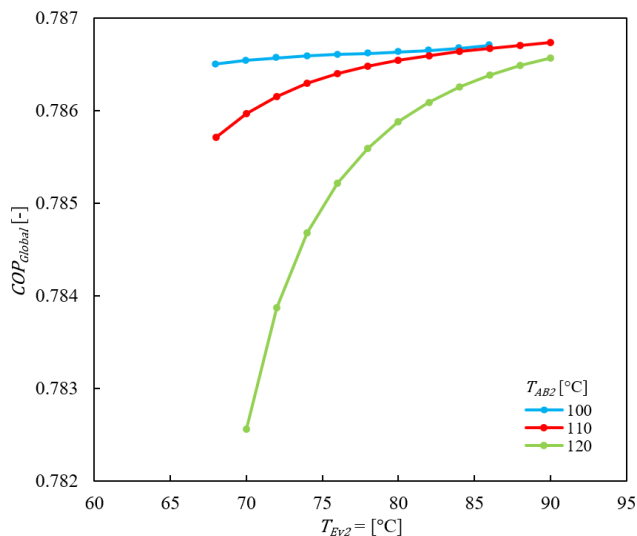


Figura 7. COP_{Global} a diferentes temperaturas del absorbedor de calentamiento.

Conclusiones

Este estudio demuestra la factibilidad para acoplar las BCA para enfriamiento y calentamiento en forma directa debido a que los procesos de desorción y condensación pueden trabajar a las mismas condiciones de operación, y así aprovechar mejor el calor de desecho. Las mejores condiciones de operación para enfriamiento se logran cuando se $T_{GE} = T_{EV2} = 80$ °C, $T_{CO} = 30$ °C, $\dot{Q}_{EV1} = 5$ kW, $\dot{Q}_{EV2} = 1$ kW, alcanzando un $COP_{Enf} = 0.761$ y un $COP_{Global} = 0.786$. Mientras que para calentamiento se logran cuando $T_{GE} = 80$ °C, $T_{EV2} = 74$ °C, $T_{CO} = 30$ °C, $\dot{Q}_{EV1} = 1$ kW $\dot{Q}_{EV2} = 5$ kW, alcanzando un $COP_{Cal} = 0.442$ y un $COP_{Global} = 0.532$. El COP_{Cal} y COP_{Enf} mejoran cuando los evaporadores y el condensador incrementan su capacidad térmica. El desempeño de los COP_{Cal} y COP_{Enf}

son inversos, debido a que a mayor cantidad de refrigerante disponible la reacción exotérmica incrementa y las relaciones de los flujos disminuyen, favoreciendo el COP_{Cal} pero limitando el COP_{Enf} . Los COP_{Global} más grandes se obtienen cuando se incrementa el COP_{Enf} ya que este tiene mayor impacto en la BCA Tipo III.

Referencias

- [1] SENER. Balance Nacional de Energía. México, 2023.
- [2] Acevedo A, Hernandez JA, Juarez D, Parrales A, Saravanan R, Huicochea A. Thermodynamic analysis of cooling and heating systems for energy recovery. International Journal of Refrigeration 2020;115:172–81. doi:10.1016/j.ijrefrig.2020.02.034.
- [3] Sun J, Ge Z, Fu L. Investigation on LiBr-H₂O double evaporation-absorption heat pump (DEAHP) for heat recovery under lower driving sources. Applied Thermal Engineering 2017;17:32929. doi:10.1016/j.applthermaleng.2017.07.061.
- [4] Jose AC, Javier B, Lidia R, Alberto C, Patricia P, Diego C, Alarcón P, Manuel B. Optimal operation of solar thermal desalination systems coupled to doubleeffect absorption heat pumps. Energy Conversion and Management 2020;210:112705. doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112705.
- [5] Wei J, Wu D, Wang RZ. Double absorption-compression heat pump system for waste heat recovery: conceptual desing and thermodynamic assessment. Energy Conversion and Management 2025;345:120419. doi.org/10.1016/j.enconman.2025.120419.
- [6] Shahzad MK, Ding Y, Xuan Y, Gao N, Chen G. Performance analysis of a novel double stage multifunctional open absorption heat pump system: An industrial moist flue gas heat recovery application. Energy Conversion and Management 2022;254:115224. doi.org/10.1016/j.enconman.2022.115224.
- [7] Cai X, Wang Z, Han Y, Su W. Study on the Performance of a Novel Double-Section Full-Open Absorption Heat Pump for Flue Gas Waste Heat Recovery. Processes. 2024;12:2181. doi.org/10.3390/pr12102181.
- [8] Xul ZY, Gao JT, Mao HC, Liu DS, Wang RZ. Double-section absorption heat pump for the deep recovery of low-grade waste heat Energy Conversion and Management. 2020;220:113072. doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113072.
- [9] Liu Z, Lu D, Tao S, Chen R, Gong M. Experimental study on using 85 °C low-grade heat to generate <120 °C steam by a temperature-distributed absorption heat trans-

former. Energy. 2024;299:131491. doi.org/10.1016/j.energy.2024.131491.

- [10] Huicochea A. A novel advanced absorption heat pump (Type III) for cooling and heating using low-grade waste heat. Energy 2023;278:127938. doi:10.1016/j.energy.2023.127938.
- [11] Omer K, Muhsin K. Theoretical study on the effect of operating conditions on performance of absorption refrigeration system. Energy Conversion and Management 2007;48:599-607. doi:10.1016/j.enconman.2006.06.005.
- [12] Eisa MAR, Best R, Holland FA. Thermodynamic desing data for absorption heat transformer Part I. Operating on water lithium bromide. Heat Recovery Systems 1986;6(5):421-432.
- [13] Kaita Y. Thermodynamic properties of lithium bromide-water solutions at high temperature. International Journal of Refrigeration 2001;24:374–390.
- [14] Feureckeer G, Scharfe J, Greiter I. Measurement of thermophysical properties of Lithium-solutions at high temperatures and concentrations. International absorption heat pump conference ASME 1993;31:443-499.
- [15] Steam Holmgren MX. Thermodynamic properties of water and steam. MathWorks File Exchange 2007. <https://www.la.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/9817-x-steam-thermodynamic-properties-of-water-and-steam>.
- [16] Tozer R, Syed A, Maidment G. E Extended temperature–entropy (T–s) diagrams for aqueous lithium bromide absorption refrigeration cycles. International Journal of Refrigeration. 2005;25:689-697. doi:10.1016/j.ijrefrig.2004.12.010.