

**EVALUACIÓN DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA MEJORAR EL
PROCESO DE CALENTAMIENTO EN EL GENERADOR DEL SISTEMA DE
REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN**



PEDRO JOSÉ FUENTES TORRES

JUAN DAVID MACHADO POMARES

**TRABAJO DE GRADO PARA OPTAR POR EL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO EN LA MODALIDAD DE DIPLOMADO**

Ing. TAYLOR DE JESÚS DE LA VEGA GONZÁLEZ

Director

Ing. JESÚS DAVID RHENALS JULIO

Codirector

UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA

FACULTAD DE INGENIERÍA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

MONTERÍA CÓRDOBA

2021

AGRADECIMIENTOS

Primeramente, agradecemos a Dios por permitirnos realizar este trabajo, reconocemos que fue por su gracia y por la sabiduría que nos regaló, lo que nos permitió culminarlo. Este logro se lo dedicamos a Él.

Agradezco a mi familia y familiares por todos los valores que me inculcaron, por todas sus enseñanzas y porque gracias a ellos soy hoy en día lo que soy, pero especialmente agradezco a mi mamá, mi abuela y mi hijo Samel por ser la motivación para superarme cada día más.

Pedro José Fuentes Torres

Reconozco que sin la ayuda de Dios no estaría hoy aquí, por ello le doy muchas gracias por su guía y favor en todo, le dedico este logro a Él, también exalto el apoyo de mis padres, hermanos, y novia, los cuales han sido esa motivación y fuerza para seguir adelante en esta etapa de formación profesional.

Juan David Machado Pomares

1. TABLA DE CONTENIDO.

1. TABLA DE CONTENIDO.....	3
1.1. LISTA DE FIGURAS:.....	4
1.2. LISTA DE TABLAS	4
1.3. RESUMEN Y ABSTRACT:	5
2. INTRODUCCIÓN	6
3. OBJETIVOS.....	7
3.1. OBJETIVO GENERAL:.....	7
3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS:	7
4. MARCO TEÓRICO.....	8
4.1. Sistema de Refrigeración por Absorción (SRA).....	8
4.2. Intercambiadores de Calor (IC).	9
4.3. Coeficiente de Rendimiento (COP).	10
5. ANTECEDENTES.....	12
6. DESARROLLO DEL TEMA	20
6.1. Metodología:.....	20
6.2. Resultados y discusiones:	27
6.2.1. Validación del modelo:.....	27
6.3. Observación Costo-beneficio.....	36
7. CONCLUSIONES	38
8. BIBLIOGRAFÍA.....	39

1.1. LISTA DE FIGURAS:

Ilustración 1. SRA. Fuente: (ÇENGEL & BOLES, 2011)	9
Ilustración 2. SRA tomado de (Viswanathan et al., 2013)	21
Ilustración 3. Modelo del SRA. Fuente: Elaboración propia.	22
Ilustración 6. Modelo del SRA de la validación.....	28
Ilustración 7. Respuesta dinámica al cambio en la temperatura de H en 10 y 20 °C. TSi (Temperatura de la solución a la entrada), TSo (Temperatura de la solución a la salida), TH (Temperatura del fluido caloportador), PSi(Presión de la solución a la entrada) y PSo (Presión de la solución a la salida).....	31
Ilustración 8. Respuesta dinámica al cambio en la temperatura de 10 °C. TVi (Temperatura del vapor en la entrada), TRo (Temperatura del refrigerante en la salida) y Qo (Calor retirado)	32
Ilustración 9. Respuesta dinámica al cambio en la temperatura de 10 °C. TRi (Temperatura del refrigerante en la entrada), TRo (Temperatura del refrigerante en la salida)	33
Ilustración 11. Respuesta dinámica al cambio en la temperatura en el tiempo. TSi (Temperatura de la solución a la entrada), TSo (Temperatura de la solución a la salida), TH (Temperatura del fluido caloportador),	35
Ilustración 12. Respuesta dinámica al cambio de caudal del fluido caloportador. TSi (Temperatura de la solución en la entrada), TSo (Temperatura de la solución a la salida) .	36

1.2. LISTA DE TABLAS

Tabla 1: Variables que influyen en el COP. Fuente:(RAMIREZ & TAPIA, 2015).....	11
Tabla 2: Parámetros reales del sistema de refrigeración para las simulaciones.	20
Tabla 3: Equivalencia entre los equipos reales del sistema y los utilizados en el software .	22
Tabla 4. Propiedades de la sustancia de acople.	23
Tabla 5: Características generales del IC utilizado en las simulaciones	26
Tabla 6. Parámetros utilizados para la validación del modelo termodinámico.	28
Tabla 7. Parámetros de la simulación estacionaria del sistema con el IC.	29

1.3. RESUMEN Y ABSTRACT:

El presente trabajo pretende resolver uno de los pocos problemas que presentan los sistemas de refrigeración por absorción, el cual consiste en los tiempos relativamente altos en llegar a un estado pseudoestable, para ello se estudió lo que ocurre cuando se sustituye el generador convencional por un intercambiador de calor mediante una simulación dinámica utilizando como par de trabajo la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ en el software Aspen Plus®, con el fin de estudiar el tiempo en que tarda en estabilizarse la temperatura de generación. Tomando un sistema con una capacidad de refrigeración de 3,50 kW estudiado por (Viswanathan et al., 2013), encontraron que cuando la temperatura del fluido caloportador cambia $10\text{ }^\circ\text{C}$, la temperatura de generación tarda un poco menos de 6 minutos con un generador, mientras que se con la sustitución generador se encontró que el sistema tarda en estabilizarse inmediatamente. Además, se realizaron otras pruebas que demuestran como la acumulación térmica es casi nula en el sistema planteado.

PALABRAS CLAVE: Refrigeración por absorción $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$; Simulación dinámica, Aspen PLUS®, Desorber, Inercia térmica.

The present work aims to solve one of the few problems that absorption refrigeration systems present, which consists of the relatively long times to reach a pseudo-stable state, for this we studied what happens when the conventional generator is replaced by an exchanger heat through a dynamic simulation using the $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ mixture as a working torque in the Aspen Plus® software, in order to study the time it takes for the generation temperature to stabilize. Taking a system with a cooling capacity of 3.50 kW studied by (Viswanathan et al., 2013), found that when the temperature of the heat transfer fluid changes $10\text{ }^\circ\text{C}$, the generation temperature takes a little less than 6 minutes with a generator, while with power generation was found to take less tan immediately for the system to stabilize. In addition, other tests were carried out that showed that the thermal accumulation is almost null in the proposed system.

KEY WORDS: $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ absorption refrigeration; Dynamic simulation, Aspen PLUS®, Desorber, Thermal inertia.

2. INTRODUCCIÓN

Durante las últimas décadas se han realizado investigaciones acerca de los sistemas de refrigeración por absorción con el objetivo de buscar soluciones y alternativas a la alta demanda energética, producto del alza en la adquisición de equipos de refrigeración convencionales. Los equipos de refrigeración por compresión de vapor (VCRS) han causado un impacto negativo en el ambiente, como también un alto consumo de la energía primaria (energía eléctrica) para su operatividad, anualmente se venden alrededor de 100 millones de estas (Alahmer & Ajib, 2020; Alahmer & Alsaqoor, 2018).

La alta inercia térmica del sistema de refrigeración por absorción es una desventaja considerable que provoca una baja eficiencia en el proceso de refrigeración, debido a que se requiere un tiempo considerable para que se alcance la temperatura deseada para llevar a cabo el proceso de evaporación de la mezcla en el generador. Es necesario realizar modificaciones al sistema básico con el fin de mejorar la transferencia en el generador (a la solución rica), reducir la inercia térmica y aumentar la eficiencia del sistema en régimen transitorio (Wang et al., 2017).

En este trabajo se propone evaluar la sustitución del generador por un intercambiador de calor para mejorar el proceso de calentamiento en los sistemas de refrigeración por absorción, es decir, evaluar el tiempo necesario para alcanzar un nuevo estado estable (tiempo de relajación).

El trabajo está dividido en 4 sesiones que se mencionan a continuación; primero se tiene la revisión de la literatura, segundo la metodología, tercero los resultados obtenidos y sus respectivas discusiones y por último las conclusiones.

3. OBJETIVOS

3.1. OBJETIVO GENERAL:

Evaluar la sustitución del generador por un intercambiador de calor con el fin de mejorar el proceso de calentamiento en los sistemas de refrigeración por absorción.

3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS:

- Caracterizar los parámetros termodinámicos necesarios para la realización del modelo del sistema de refrigeración por absorción.
- Realizar un modelo termodinámico a partir del software Aspen Plus® para mostrar el comportamiento del ciclo.
- Analizar el rendimiento del sistema de refrigeración con la integración del intercambiador de calor.

4. MARCO TEÓRICO

4.1. Sistema de Refrigeración por Absorción (SRA).

Un sistema de refrigeración por absorción como su nombre lo indica implica la absorción de un refrigerante por un medio de transporte (ÇENGEL & BOLES, 2011), estos sistemas son una opción muy llamativa para competir con los VCRS, debido a que pueden funcionar haciendo uso de energías renovables, como lo son la energía solar, energía geotérmica, los calores de residuos industriales (Afshar et al., 2012; Brückner et al., 2015; Cudok et al., 2021), biomasa, entre otras. La utilización de energías renovables no solo garantiza que estos sistemas sean amigables con el medio ambiente, sino también resalta que sus efectos son totalmente opuestos con los VCRS, no generan gases de efecto invernadero, su uso puede preservar las fuentes de energía no renovables que hoy en día están siendo agotadas considerablemente, no causan daños en la capa de ozono, el costo de operatividad de estos sistemas es bajo, entre otras (Nikbakhti et al., 2020). Algunos de estos sistemas no necesitan energía eléctrica para su operación, salvo el caso que la necesiten la proporción necesaria es poca (Siddiqui & Said, 2015).

En la ilustración 1 se puede observar el montaje de un SRA, tomada del libro de termodinámica cengel 7th Ed; la configuración del ciclo es parecida al VCRS, solo que se cambia el compresor por una serie de dispositivos entre los cuales se encuentra una bomba, un generador, un absorbedor, un regenerador y un rectificador (ÇENGEL & BOLES, 2011).

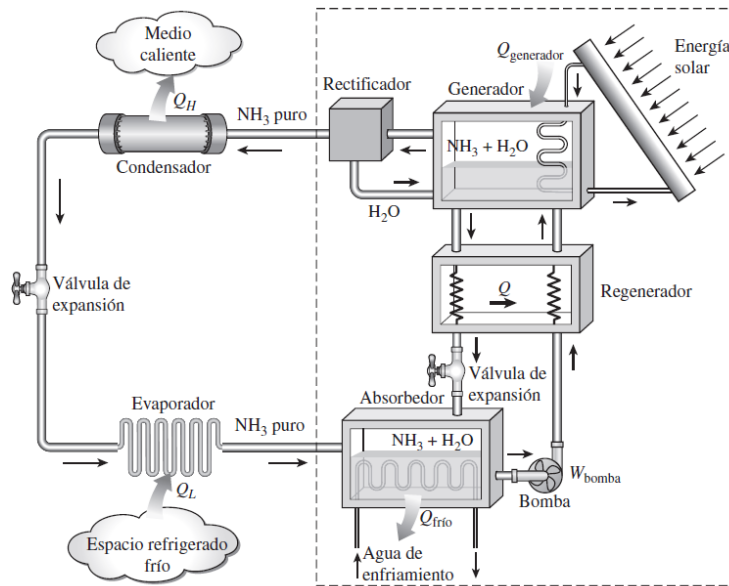


Ilustración 1. SRA. Fuente: (ÇENGEL & BOLES, 2011)

4.2. Intercambiadores de Calor (IC).

Los intercambiadores de calor desde los últimos años han tenido un auge muy importante y están siendo utilizados en múltiples aplicaciones de ingenierías, industriales e incluso residenciales, uno de los más destacados es el intercambiador de placas, como su nombre lo indica consiste en la integración de una serie de placas, las cuales pueden estar soldadas o usualmente atornilladas. La aplicación de este intercambiador desde su creación y por muchos años, y aún sigue, es la pasteurización de leche (Jindal et al., 2018), hoy en día las aplicaciones han crecido, por ejemplo, son utilizados en generación de energía, aplicaciones farmacéuticas, refinación de petróleo y muchas otras. Los intercambiadores de calor de placas se clasifican en: placa y marco, aleta de placa, placa en espiral, placa lamina, o llamado laminilla. Ahora bien, los intercambiadores de calor de tubo y coraza consisten en una serie de tubos redondos montados dentro de una coraza cilíndrica y tiene las siguientes cinco partes principales: cabezales delanteros y traseros donde el fluido entra y sale del lado del tubo,

respectivamente; el tubo manajo; la cáscara; y los deflectores. Los deflectores se utilizan para soportar los tubos, para dirigir el fluido. Se pueden encontrar en aplicaciones de aire acondicionado y recuperación de calor (Pekař, 2020).

Para determinar el rendimiento de estos intercambiadores, se aplican los conocimientos de la primera y segunda ley de la termodinámica. El siguiente trabajo Zhang (Zhang et al., 2018), afirma que: “los índices en las evaluaciones de los intercambiadores de calor basados en la Primera Ley de la Termodinámica incluyen, caída de presión específica $\Delta p / NTU$, coeficiente de energía Φ / N y eficiencia energética del intercambiador de calor ε , etc. Y que algunos métodos de evaluación basados en la Segunda Ley de la Termodinámica son el Método de Evaluación de Entropía y el Método de Evaluación de Exergía”. Mediante estos índices y métodos se conoce que tan eficiente es un intercambiador de calor, como también evaluar su rendimiento, esto con el propósito de ahorrar en la inversión de los mismos, y obtener el mayor beneficio de ellos (Rincón Tabares et al., 2019).

4.3. Coeficiente de Rendimiento (COP).

El COP se define como la relación del flujo de calor mejorado (Q_2) y el flujo de calor impulsor (Q_1). El flujo de calor impulsor Q_1 es igual a la suma del flujo de calor puesto en el evaporador (Q_E) y generador (Q_G). El flujo de calor mejorado Q_2 corresponde al flujo de calor liberado por el absorbedor (Q_A) y el flujo de calor rechazado (Q_O) al flujo de calor que sale del condensador (Q_C). Se puede definir también como la relación entre su capacidad para remover el calor de un lugar que se desea mantener frío y la energía suministrada para el funcionamiento del equipo (Cudok et al., 2021).

$$COP = \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{Q_{retirado}}{Q_{activacion}}$$

Variables que influyen en el COP:

Tabla 1: Variables que influyen en el COP. Fuente:(RAMIREZ & TAPIA, 2015)

Variable	DESCRIPCIÓN
Temperatura de generación	Es aquella que se obtiene del colector por medio de la energía solar térmica
Presión de generación	Es la presión que alcanza el colector durante la operación diurna
Cantidad de solución	Es la cantidad de mezcla amoniaco- agua en kilogramos contenida en el colector
Concentración de amoniaco	Es la relación o proporción de amoniaco y agua
Temperatura de absorción	Es la alcanzada en el colector durante el proceso de absorción, es decir, durante la operación nocturna
Presión de absorción	Es la presión alcanzada en el colector durante la operación nocturna

5. ANTECEDENTES

Los SRA se han convertido en un modelo muy atractivo, y muy bien calificado por sus resultados en los procesos de refrigeración y aplicaciones industriales, farmacéuticas, entre otras, y principalmente por tener un gran impacto en el cuidado del medio ambiente. Estos sistemas presentan ventajas, por ejemplo: utilizan refrigerantes ecológicos como el agua y pueden utilizar el calor de cualquier sistema para su funcionamiento (Chahartaghi et al., 2019). No obstante, estos sistemas presentan un problema en el generador, y es que tarda en alcanzar el estado estacionario (Merienne et al., 2019; Wang et al., 2017). Debido a esto, el proceso de evaporación producido por el generador del sistema básico resulta ser lento inicialmente. Varias investigaciones han realizado modificaciones al sistema teniendo en cuenta la inercia térmica que presenta este elemento, dicha inercia es la causante de que el proceso de calentamiento y cambio de fase de la sustancia demore en realizarse. Para comprender esta situación se han realizado estudios donde mediante simulaciones se analiza el comportamiento del ciclo de refrigeración. Por ejemplo, el estudio realizado por Evola (Evola et al., 2013), donde hizo un modelo dinámico del SRA de efecto simple, teniendo en cuenta la inercia térmica presentada en algunos componentes del sistema, encontró que el porcentaje de error entre el modelo y el trabajo experimental fue de 5%, estudió además las temperaturas de conducción a un cambio escalonado de 10 K, sin embargo, las capacidades caloríficas de cada componente debieron variar a medida que fluyera el fluido, pero fueron asumidas como constantes.

Los autores (Viswanathan et al., 2013), muestran un modelo dinámico de SRA de pequeña capacidad (3,5 kW), de efecto único que utiliza $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. Donde se incluye un rectificador en el diagrama de flujo del proceso, sin embargo, tanto el generador como el rectificador se

modelan como calor segmentado. Solo los resultados de estado estacionario logrados con el modelo dinámico se evalúan frente a datos validados, mientras que la simulación dinámica no incluye un controlador de ningún tipo. También se presenta la respuesta transitoria del proceso a un cambio escalonado (aumento) en la temperatura del fluido de acoplamiento del generador y a un cambio escalonado (cierre parcial) en la apertura de la válvula de refrigerante, encontraron que cuando la temperatura del fluido caloportador cambia $10\text{ }^{\circ}\text{C}$, la temperatura de generación tarda un poco menos de 6 minutos con el generador.

Wu (Wu et al., 2016), realizo un experimento donde integraba una bomba de calor por absorción, para mejorar la eficiencia térmica, pero en estado estable, reconoció que estos sistemas se deben evaluar mediante ensayos transitorios, ya que los SRA varían de acuerdo a las condiciones en las que estén operando.

Los autores (Aprile et al., 2016), mostraron un modelo para simular los procesos mixtos de transferencia de calor y masa que suceden en un generador de gas de una bomba de calor de absorción de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, plantearon un algoritmo iterativo para la solución del modelo, donde asumen que, con condiciones de operación variables, el valor UA del rectificador varía proporcionalmente con la potencia de 0.8 de la tasa de flujo másico del refrigerante (como lo sugieren las correlaciones de transferencia de calor para flujo turbulento dentro de tubos lisos) y el factor de derivación es constante, con ello observaron que la eficacia de combustión, basada en el alto poder calorífico, varió con la admisión de gas al generador, entre 0.82% y 0.85%.

Xu y su equipo de trabajo (Xu et al., 2016), desarrollaron un modelo dinámico de un SRA con una capacidad de refrigeración de 4.5 kW, usando $\text{LiBr-H}_2\text{O}$. Para lograr la demanda de refrigeración tuvieron que incluir un controlador PID. Observaron la influencia que tiene la

masa térmica en el tiempo necesario para alcanzar el estado estable, apreciaron que una masa de 5 kg tarda en estabilizarse 25 min, y que, si esta se reduce a 2 kg, el tiempo en que se alcanza el nuevo estado estable es de 10 min, por lo tanto, para tener una mayor respuesta es necesario reducir la masa térmica en el generador.

Los autores (Mansouri et al., 2017), realizaron una simulación dinámica para analizar el comportamiento del generador, aplicando un SRA con difusión a un frigorífico, desarrollaron un modelo dinámico en Matlab Simulink® para correlacionar la entrada de energía en el generador y la capacidad de enfriamiento del sistema, los resultados mostraron que como primera medida el generador debía recibir más de 35 W para su correcto funcionamiento, así la sala refrigerada proporciona una conductancia térmica de $(UA)_{cab} = 0.554 \text{ W.K}^{-1}$, y las predicciones del modelo dinámico y los resultados experimentales se desviaron un 8%.

Ochoa y colaboradores (Ochoa et al., 2017), realizaron un análisis dinámico de un SRA que tuvo en cuenta el balance de masa y energía, los coeficientes de convección fueron calculados con modelos matemáticos para determinar los coeficientes de transferencia de los calores variables que actualizan propiedades termofísicas a lo largo del tiempo. Los resultados reflejaron que, al comparar los errores, teniendo en cuenta la simulación con el coeficiente constante global dado por el fabricante, el error máximo relativo fue de 15% en el ciclo de agua enfriada y menos de 2% en el ciclo de agua fría y cuando se utilizó la simulación y los coeficientes variables los errores fueron de 5% y 0.3% respectivamente.

Para mejorar el rendimiento del SRA los autores (Hirmiz et al., 2018), modificaron el sistema adicionando un tanque de almacenamiento térmico, entre la fuente (colector) y el generador, con materiales de cambio de fase, se realizaron simulaciones numéricas en el software TRNSYS17® y con ellas verificar predicciones analíticas, se demostró que el

almacenamiento térmico del material de cambio de fase puede reducir el volumen de acopio en un 43% en este sistema mientras conserva el mismo rendimiento para un rango de temperatura de 30 ° C, señalan que la inclusión de un almacenamiento de energía térmica puede mejorar moderadamente el rendimiento, en algunos casos con un coste adicional mínimo.

Los autores (Altamirano et al., 2019), en su trabajo realizaron estudios para comprender con claridad estos sistemas, donde resaltan en el modelo utilizado por D Butz, K Stephan en 1987, que integraron una bomba de calor por absorción para el desarrollo de un modelo dinámico y compararlo con el sistema convencional, escalonaron el caudal de la fuente en $\pm 20\%$ y la temperatura inicial del circuito fue creciendo 5 K cada 300 s, los resultados fueron sobresalientes comparándolo con la maquina convencional.

En este trabajo se propone realizar una simulación dinámica del SRA, reemplazando el generador por un intercambiador de calor, para mejorar el proceso de calentamiento y evaporación de la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. Dentro del conjunto de intercambiadores de calor se encuentran los de contacto directo (Cui et al., 2020), donde los fluidos se mezclan y la transferencia se da mucho más rápido, y están los de contacto indirecto, estos últimos utilizados en aplicaciones de refrigeración por absorción, podemos mencionar los siguientes: intercambiadores de placas (Jiménez-García & Rivera, 2019), intercambiadores de tubo y coraza (Garimella et al., 2019), estos intercambiadores de tubo y coraza destacan por ser muy buenos y eficientes en la transferencia de calor dando valores de $Q = 646,9 \text{ kW}$, 468.65 kW y por presentar caídas de presión mínimas $\Delta P = 13.68 \text{ kPa}$. Anteriormente para los intercambiadores tubulares tradicionales las caídas de presión eran altas, los autores (Abbasian Arani & Uosofvand, 2021), integraron deflectores en estos intercambiadores, la

función de estos deflectores es, por decir, jugar con la dirección de los fluidos de trabajo, lograr mayor turbulencia y transferencia de calor. Usaron helicoidales y segmentados; de estos dos el helicoidal presentó mejores resultados, con caídas de presión menores de $\Delta P = 11.68 \text{ kPa}$, 12.09 kPa , las fugas fueron mínimas, y la eficiencia más sobresaliente (Mohammadi et al., 2020). Los intercambiadores de calor de placas presentan estudios que desean mejorar la transferencia de calor, el rendimiento, configurando la superficie. Los autores (Al zahrani et al., 2021), con una modificación de superficie plana lograron obtener valores en el coeficiente de fricción de 3.4 a 4.4, y el rendimiento térmico aumentó un 0.9% respecto al mismo intercambiador no modificado. De manera similar se ha variado el ángulo chevron en la superficie, los autores (Ahn et al., 2019; Nilpueng et al., 2018), encontraron que el coeficiente de transferencia de calor de un ángulo chevron de 60° en una superficie rugosa es mayor en un 4.04%, 7.23% y 9.56% que en la superficie lisa aplicando una rugosidad de 1.63, 2.17 y $2.75 \mu\text{m}$ en ambas, y que cuando el ángulo disminuye el coeficiente de transferencia aumenta, los autores dejaron los mismos valores de rugosidad y disminuyeron el ángulo a 30° y los resultados fueron de 5.55%, 12.77% y 21.92% respectivamente para el coeficiente de transferencia, y también al mejorar la superficie se evitan posibles incrustaciones, el tiempo de funcionamiento es mayor. También se estudió el rendimiento basado en el número de placas (Shokouhmand & Hasanpour, 2020), en su trabajo tuvo en cuenta una mala distribución del flujo (diferentes perfiles de presiones), para obtener resultados reales. En el experimento utilizaron agua como fluido de trabajo con 0.62 kg/s en su caudal, luego variaron el número de placas de 50, 100, 200 y 300. Los resultados mostraron que para 50 placas la velocidad de flujo fue 20% mayor que para las otras, que arrojaron valores de 1.5, 2.3 y 3.2 respectivamente. Notaron que para el de 300 placas las últimas 100 del extremo casi no recibieron fluido, así que no participarían en la transferencia,

destaca que se pudo lograr aumentar la eficiencia un 7% para un número de placas entre 50 y 150 y variando el ángulo de chevron $\leq 60^\circ$.

Ahora bien, de los trabajos con SRA que incluyen intercambiadores de calor para mejorar el rendimiento del sistema, encontramos: los autores (Boudéhen et al., 2012), desarrollaron un modelo con una capacidad de refrigeración de diseño de 5 kW que usa un intercambiador de calor de placas modificado para ser utilizado como generador, rectificador y absorbedor. En este caso, el proceso de absorción fue de película descendente. Los resultados mostraron que el equipo alcanzó una capacidad de enfriamiento de 4,2 kW y un COP cercano a 0,65 cuando las temperaturas de los flujos externos por el generador, el condensador / absorbedor y el evaporador eran de 80°C, 27°C y 18°C, correspondientemente.

Mansouri y colaboradores (Mansouri et al., 2015), desarrollaron modelos de estado estacionario utilizando ASPEN plus® para analizar el rendimiento del intercambiador de calor de tubo y coraza utilizado en el ciclo de NH₃-H₂O de gas, sus resultados fueron muy similares a los de la literatura seleccionada, obtuvo errores pequeños entre sus resultados y los teóricos.

Sam Said (Said et al., 2016), exhibió una investigación experimental sobre un SRA con la mezcla de NH₃-H₂O operado con energía solar térmica en Arabia Saudita. El sistema incluyó el diseño de algunos componentes, como el conjunto generador, el cual fue un intercambiador de calor de carcasa y tubo helicoidal que incluye el desorbedor (generador), el intercambiador de calor de solución y el rectificador. Los resultados reflejaron una potencia de enfriamiento de 10,5 kW con un COP cercano a 0,69 cuando las temperaturas de generación, condensación y evaporación eran de 115°C, 23°C y -2 °C, respectivamente.

Goyal (Goyal et al., 2017), en su trabajo evaluó experimentalmente un sistema de enfriamiento por absorción, utilizando la mezcla de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, el sistema fue operado con energía térmica del escape de un generador diésel, para sorber el refrigerante de la mezcla en un intercambiador de calor de carcasa y tubos, el absorbedor y el condensador de este sistema son intercambiadores de calor de tubos con aletas de flujo cruzado, acoplados directamente al aire ambiente para ser enfriados. La potencia de refrigeración del sistema varió entre 2,54 kW y 1,91 kW, cuando la temperatura ambiente se encontraba en un rango de 29,7 ° C a 44,2 ° C, con un COP de diseño cercano a 0,55.

Los autores (Jiménez-García & Rivera, 2019), ejecutaron ensayos utilizando un SRA compacto de una sola etapa que incluía intercambiadores de calor de placas con $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ como fluido obrante, los resultados experimentales incluyeron medidas como la potencia de enfriamiento interno, la temperatura de evaporación y el COP interno, que se lograron en función de las temperaturas de generación y condensación, se alcanzó un valor de COP de 0,61 para una capacidad de refrigeración de 2,6 kW.

Jiang y su equipo (Jiang et al., 2019), presentaron un nuevo arreglo de absorbedor, que es una combinación de absorción por pulverización y película descendente en SRA de amoníaco. El estudio indagó la absorción de NH_3 en presencia de nanopartículas de TiO_2 en concentraciones variables (0,1-0,5% en peso). Se utilizó un intercambiador de calor de carcasa y tubos para eliminar el calor de absorción. Al agregar nanopartículas en la solución débil la conductividad térmica mejoro y se redujo la tensión superficial, se logró una mayor transferencia de calor y masa. El estudio concluyó que la fracción de masa del 0,5% de TiO_2 fue el valor óptimo de la concentración de nanopartículas para mejorar el proceso de absorción, ya que produjo los mejores resultados sin ninguna implicación.

Los autores (Mirl et al., 2020), realizaron experimentos para optimar el COP de una bomba de calor de absorción que trabaja con $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ como fluido de trabajo. El estudio utilizó un absorbedor de aspersión que consta de un intercambiador de calor de placas. Se preabsorbió vapor de amoníaco hasta que se alcanzó el equilibrio, luego, la solución rociada se enfrió a medida que pasaba a través del intercambiador de calor de placas, saliendo del absorbedor como una solución fuerte mientras absorbía más vapor proveniente del evaporador. El estudio concluyó que, con el uso del intercambiador de placas, el peso de la bomba de calor se redujo en 120 kg y se pudo alcanzar un valor máximo de COP de 1,42.

Se han realizado otros estudios para mejorar el COP de estos SRA, algunas investigaciones como (Garone et al., 2017; Ketfi et al., 2017), han analizado, como primera medida si las soluciones de trabajo utilizados en los ensayos de refrigeración por absorción, influenciaban sobre el indicador de COP, los resultados reflejan que, de acuerdo a la composición, viscosidad, y otras características que tengas los fluidos, en el COP puede variar, pero que este se mantiene en rangos de 0,2 a 0,4 de acuerdo al par de trabajo seleccionado. En las aplicaciones realizadas de tipo industrial u otras, los fluidos más comunes han sido LiBr- H_2O y $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ (Sabbagh & Gómez, 2018). Otro estudio mostró que la configuración que tendrá el flujo en el sistema de refrigeración también influye en el COP, los flujos pueden ser de efecto simple o de doble efecto, estos últimos con configuraciones en serie y paralelo hacen que el COP sea mayor que en los sistemas con efecto simple, dando valores en el rango de 0,8 a 1,4 (Konwar et al., 2019). De igual manera se han realizado configuraciones en la cual combinan los flujos de efecto simple y doble, esta unión hace que se aproveche de manera más eficiente la energía solar, proporcionando valores más altos de COP de 1.55 hasta 2.3 (Lubis et al., 2018).

6. DESARROLLO DEL TEMA

6.1. Metodología:

Para evaluar el sistema con la sustitución del generador por un intercambiador de calor se llevó a cabo la siguiente metodología:

Revisión de la literatura: Se estudiaron los escasos trabajos donde se analiza el estado transitorio de estos sistemas, incluyendo los de LiBr-H₂O.

Caracterización de los parámetros termodinámicos: Posteriormente se realizaron 3 modelos termodinámicos en el software Aspen Plus® usando la ecuación de estado de Peng-Robinson con modificación de Boston-Mhatias, debido a que los resultados son más confiables y de acuerdo al proceso realizado, es el modelo más recomendado (Mansouri et al., 2015). Dichos modelos fueron planteados con los parámetros establecidos por (Viswanathan et al., 2013), los cuales se muestran en la tabla 2 y en la ilustración 2 se muestra la configuración del sistema de simple efecto..

Tabla 2: Parámetros reales del sistema de refrigeración para las simulaciones.

Parámetro	Descripción	Unidad	Valor
Presión de baja	Presión de los equipos que se encuentran entre las VET y la bomba	kPa	490
Presión de alta	Presión de los equipos que se encuentran entre la bomba y las VET	kPa	2100
Flujo másico de la solución rica	El flujo másico que pasa por la bomba	kg/h	35,1
Transferencia de calor del SHX	Calor que se intercambia en el SHX	kW	2,45
Transferencia de calor del RHX	Calor que se intercambia en el RHX	kW	0,51

Fracción de masa de la solución rica	Concentración de amoniaco en la solución	Ad	0,480
Transferencia de calor del evaporador	Capacidad de refrigeración del sistema	kW	3.5

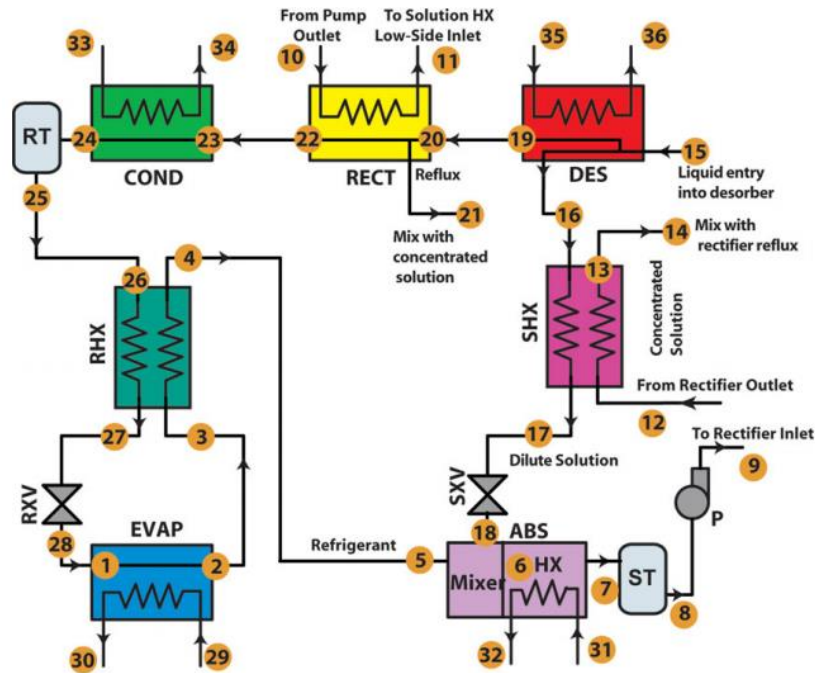


Ilustración 2. SRA tomado de (Viswanathan et al., 2013)

Primer modelo termodinámico a partir del software Aspen Plus®:

La tabla 3, muestra los componentes del software equivalentes a los componentes del sistema real, teniendo en cuenta que cuando alguno de los elementos necesarios no se encuentra en la biblioteca de componentes del software, es necesario descomponer el proceso en subprocesos que puedan llevarse a cabo por componentes que sí estén disponibles en el software o utilizar un componente que realice un proceso similar, como es el caso del rectificador.

Tabla 3: Equivalencia entre los equipos reales del sistema y los utilizados en el software

Equipo real	Equivalente en Aspen Plus®	Energía
Evaporador	Heater	Capacidad de refrigeración
Absorbedor	Heater	Calor retirado
Bomba	Pump	Trabajo de la bomba
SHX	HeatX	Transferencia de calor
Intercambiador de calor	HeatX	Transferencia de calor
Rectificador	RadFrac	Calor eliminado del rectificador
RHX	HeatX	Transferencia de calor
Condensador	Heater	Calor retirado para condensar
VET	Valve	N/A

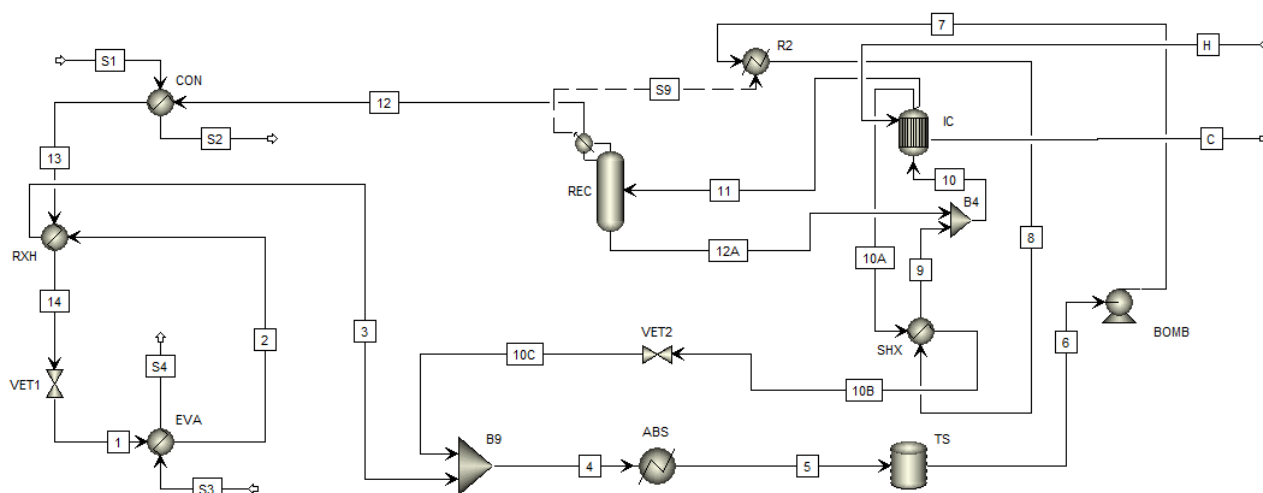


Ilustración 3. Modelo del SRA. Fuente: Elaboración propia.

A continuación, en la tabla 4, se muestran las propiedades de los fluidos de acople para refrigeración y calentamiento de los equipos del sistema.

Tabla 4. Propiedades de la sustancia de acople.

Equipo	Propiedades de la sustancia de acople		
	Sustancia	Caudal (kg/h)	Temperatura de entrada (°C)
Generador	Agua	100	170
Condensador	Agua	525,6	40
Evaporador	Agua	586,8	12,77

Funcionamiento:

En la ilustración 3 se muestra el sistema con la sustitución realizada, el sistema se puede dividir en dos etapas, la etapa de alta, donde los equipos funcionan a presiones relativamente altas (21 Bar) y la etapa de baja, donde se manejan presiones bajas en comparación con la anterior (4,9 Bar).

Etapa de baja: El Amoniacó entra al evaporador (1) y sale como una mezcla líquido vapor (2) después de absorber calor de un espacio refrigerado, luego pasa por el RSH (2-3) donde reduce la entalpia del refrigerante que sale del condensador para así entrar al absorbedor (3) donde se mezcla con la solución pobre en Amoniacó (10C) que al ser enfriada se obtiene la solución rica en Amoniacó (5) en estado líquido, seguidamente la solución líquida se almacena en el tanque de la solución antes de entrar a una bomba donde se aumenta la presión (6-7).

Etapa de alta: La solución que sale de la bomba se usa para reducir la humedad del vapor en el rectificador (7-8) precalentándose antes de entrar al regenerador donde nuevamente se precalienta (8-9) con la solución pobre en amoniacó (10A-10B) en el SHX, la solución rica en amoniacó abandona el regenerador (9) y se mezcla con el reflujo del rectificador antes de ingresar a la modificación del ciclo (Intercambiador de calor) (10) donde debido a la gran

diferencia entre sus puntos de ebullición se evapora el amoníaco y una pequeña fracción de agua, el calor es obtenido del fluido caloportador (Agua) (H-C) que ingresa al intercambiador de calor. Seguidamente se separan las fases de la solución que sale del IC la cual se encuentra como una mezcla líquido vapor (11) para vapor y (10A) para líquido. La primera pasa directamente al rectificador donde se purifica y la segunda pasa al SHX donde precalienta la solución rica.

El vapor de Amoníaco con alta pureza entra al condensador (12) donde se condensa rechazando calor hacia el ambiente, el Amoníaco sale del condensador (13) como un líquido saturado y se estrangula en una válvula de expansión termostática (VET1) hasta la presión del evaporador.

La solución líquida pobre en amoníaco que sale del regenerador (10B), se estrangula en una válvula de expansión termostática (VET2) hasta la presión del absorbedor para mezclarse con el amoníaco que viene del RXH.

Segundo modelo termodinámico a partir del software Aspen Plus®:

El segundo modelo se utilizó para el análisis de la modificación (intercambiador de calor) mediante una simulación dinámica, el cual fue necesario romper el ciclo y agregar 4 elementos adicionales (tres válvulas y un separador), estas modificaciones no afectan al modelo, por lo que es equivalente al de la ilustración 3. A continuación se muestra el modelo básico, con los controles necesarios.

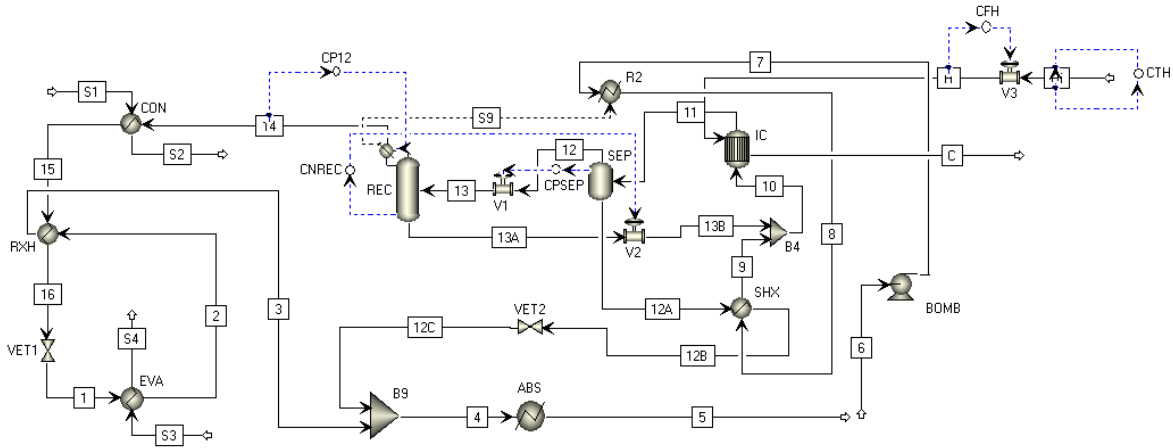


Ilustración 4: Modelo para la simulación dinámica

Consideraciones:

- El fluido caloportador siempre se encuentra en estado estacionario.
- Las propiedades de la solución en 5 y 6 son iguales.

Dimensionamiento del intercambiador:

Los intercambiadores de placas son los más adecuados para esta aplicación debido a que la transferencia de calor es mayor que en los de tubo y coraza, gracias a la ondulación en la superficie de la placa lo que genera elevados niveles de turbulencia, otra cualidad es que suelen tener una relación muy compacta de superficie a volumen, por ello se están utilizando en diferentes aplicaciones. Destacan en que estos se pueden ampliar dado el caso que las condiciones de trabajo cambien y sea necesario aumentar la capacidad de los mismos, solo se necesita desmontar y agregar más miembros y así ampliar la capacidad, en cambio los intercambiadores de tubo y coraza vienen con medidas establecidas por los fabricantes y no se pueden modificar. Los intercambiadores de placas ocupan menos espacio (haciendo referencia a la misma capacidad en ambos) entre otras características (Pandya et al., 2020). A continuación, se muestra el dimensionamiento del intercambiador de calor.

Tabla 5: Características generales del IC utilizado en las simulaciones

Intercambiador de calor de placas		
Parámetro	Unidades	Valor
Área de transferencia	m ²	0,124
Canales calientes		4
Canales fríos		4
Número de placas		9
UA	kW/K	0,3862
Caída de presión lado caliente	kPa	0,798
Caída de presión lado frío	kPa	1,696
Placas		
Fabricante		APV
Referencia		U2
Ángulo Chrevon	Degree	30
Distancia horizontal entre centro de puertos	in	2,09
Distancia vertical entre centro de puertos	in	8,66
Espesor de paca	in	0,0236
Paso de placa comprimido	in	0,0826
Diámetro del puerto	in	0,79
Ancho de placa	in	3,11
Área de placas	ft ²	0,19

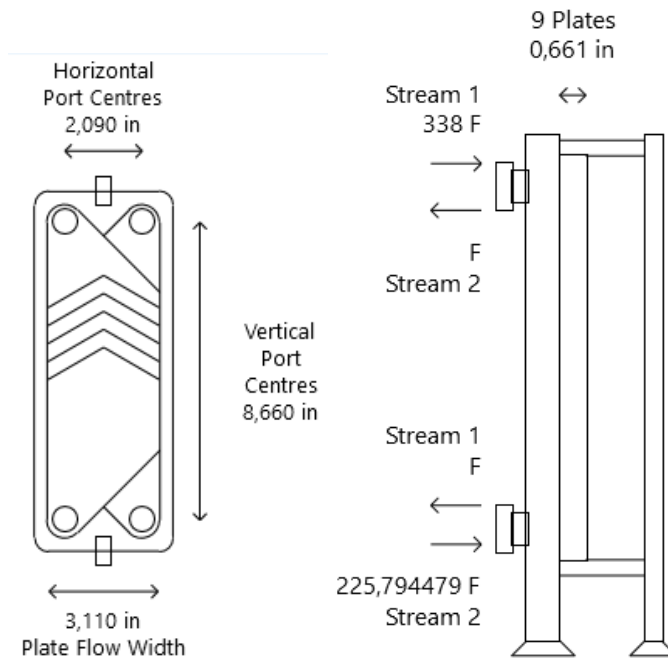


Ilustración 5. Esquema general del IC de placas. Fuente: Elaboración propia.

Análisis de datos: Aquí se realizó el análisis comparativo entre el tiempo que tarda la temperatura de generación del ciclo en estabilizarse con el intercambiador de calor y la temperatura correspondiente utilizando un generador convencional encontrado en investigaciones anteriores.

6.2. Resultados y discusiones:

6.2.1. Validación del modelo:

Para la validación del modelo termodinámico se utilizó el trabajo realizado por (Viswanathan et al., 2013), donde se comparan los parámetros obtenidos en la simulación estacionaria de ambos trabajos, a continuación, se muestran una tabla donde se observan estos datos con su respectiva desviación y el modelo termodinámico utilizado.

$$\% \text{ Error} = \left| \frac{V_{\text{referencia}} - V_{\text{simulacion}}}{V_{\text{referencia}}} \right| \times 100$$

Tabla 6. Parámetros utilizados para la validación del modelo termodinámico.

Parámetro	Unidad	(Viswanathan et al., 2013)	Autores	% Error
Temperatura del vapor	°C	100.0	99.47	0.53
Temperatura de la solución diluida	°C	150.0	150.0	0.0
Temperatura a la entrada del condensador	°C	81.0	81.59	0.72
Temperatura a la salida del condensador	°C	50.0	50.12	0.24
Temperatura a la entrada del evaporador	°C	4.0	4.01	0.25
Temperatura a la salida del evaporador	°C	6.7	6.71	0.14
Temperatura a la entrada del absorbedor	°C	76.0	69.16	9
Transferencia de calor del generador	kW	5.63	5.52	1.95
Transferencia de calor del absorbedor	kW	5.53	5.36	3.07
Transferencia de calor del condensador	kW	3.65	3.72	1.91
Flujo másico del refrigerante	kg/h	11.4	11.28	1.05
Flujo másico de la solución diluida	kg/h	23.6	23.82	0.93
Fracción másica de la solución diluida	Ad	0.233	0.237	1.71
Potencia de refrigeración	kW	3.58	3.48	2.79
COP	Ad	0.64	0.63	1.5

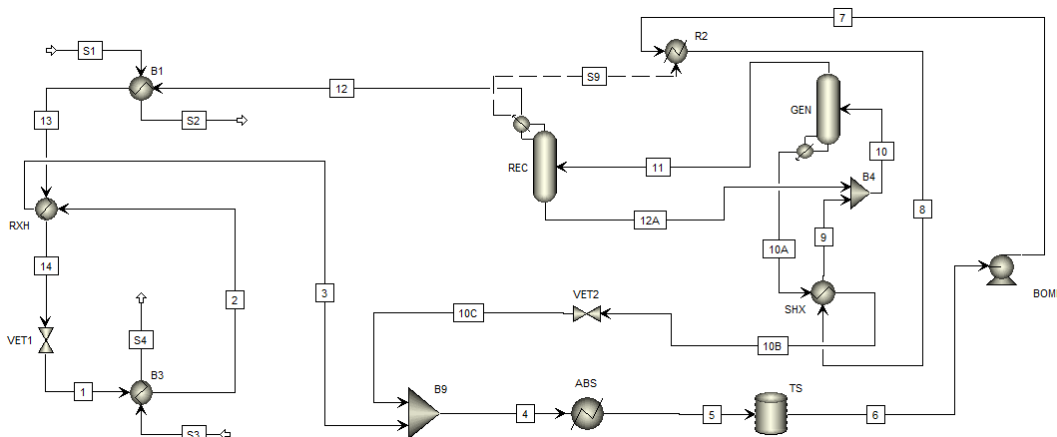


Ilustración 4. Modelo del SRA de la validación.

Al modelo utilizado por (Viswanathan et al., 2013), (Ilustración 6) se le sustituyó el generador por el intercambiador de placas mencionado anteriormente y se establecieron las condiciones del fluido caloportador con el fin de producir la misma cantidad de vapor que el sistema original. A continuación, se muestran los parámetros del sistema con la integración del intercambiador de calor de placas (Modelo de la ilustración 3).

Tabla 7. Parámetros de la simulación estacionaria del sistema con el IC.

Parámetro	Unidad	Autores
Temperatura del vapor	°C	149,11
Temperatura de la solución diluida	°C	149,11
Temperatura a la entrada del condensador	°C	81,14
Temperatura a la salida del condensador	°C	51,13
Temperatura a la entrada del evaporador	°C	4,020
Temperatura a la salida del evaporador	°C	9,36
Temperatura a la entrada del absorbedor	°C	77,12
Transferencia de calor del generador (IC)	kW	6.45
Transferencia de calor del absorbedor	kW	6.39
Transferencia de calor del condensador	kW	3.63
Flujo másico del refrigerante	kg/h	11.19
Flujo másico de la solución diluida	kg/h	23.91
Fracción másica de la solución diluida	Ad	0.2403
Potencia de refrigeración	kW	3.46
COP	Ad	0.54

Simulaciones dinámicas:

Mediante una simulación dinámica en Aspen Plus Dynamic® utilizando el modelo de la ilustración 4, se evaluará el mismo cambio de estado realizado en (Viswanathan et al., 2013), es decir, un cambio de 10 K en la temperatura de entrada del fluido caloportador del IC,

además de un cambio de 20 K luego de estabilizarse, un cambio de esta temperatura en el tiempo y un cambio brusco en el caudal de entrada de este.

Por cuestiones técnicas para los tres casos solo se analizarán los equipos que se encuentran en la zona de alta presión (Generador, Rectificador, Condensador y SHX), lo cual permite cumplir con el objetivo de este trabajo.

- Simulación 1: Se evaluará el tiempo de relajación de los principales equipos del sistema luego de provocar un cambio en la temperatura de entrada del fluido caloportador de 10 K.

Generador (IC):

En el siguiente grafico se muestra el comportamiento de la temperatura de generación en función de la temperatura del fluido caloportador, se puede apreciar que para el primer salto de temperatura (10 °C), el tiempo de relajación para la temperatura de generación es casi nulo, de igual manera para el segundo salto (20 °C). También se observa el aumento de la presión con los cambios de temperatura, esto se debe a la expansión térmica provocada por el aumento del calor que entra a la solución en el generador (presión de salida) y el que entra en el precalentamiento que ocurre en el rectificador (presión de entrada).

Los valles que presenta la temperatura que entra al generador (IC) (TSi) cuando se realizan los cambios de temperatura, se deben a que en ese instante está ingresando menos solución diluida al SHX debido a que se evapora más NH₃, por lo tanto, la transferencia de calor en ese equipo es menor.

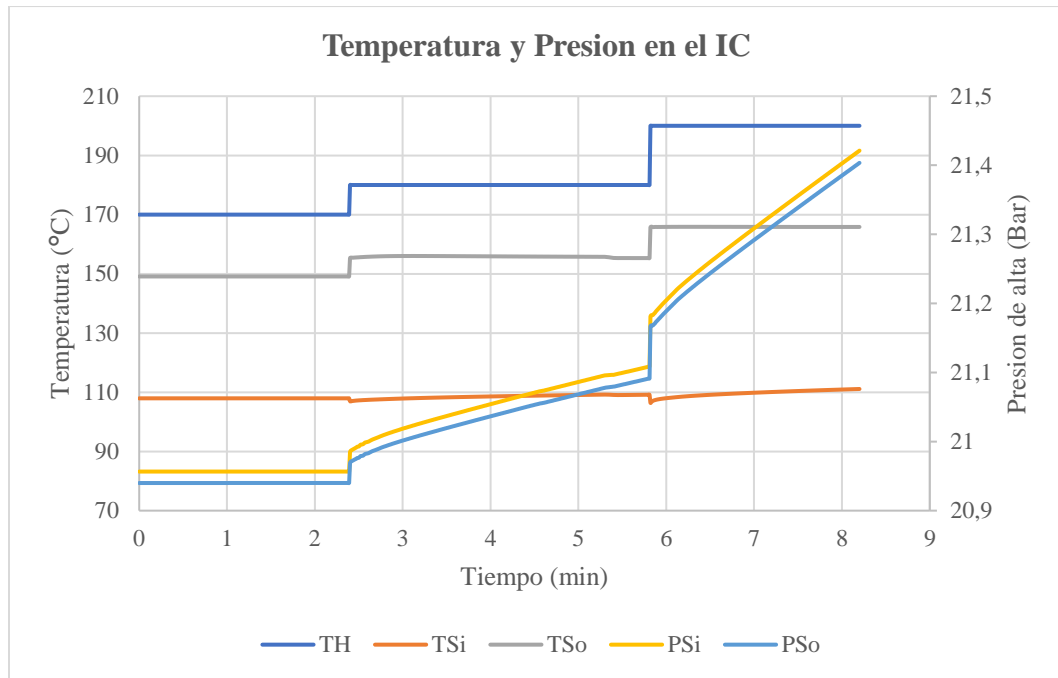


Ilustración 5. Respuesta dinámica al cambio en la temperatura de H en 10 y 20 °C. TSi (Temperatura de la solución a la entrada), TSo (Temperatura de la solución a la salida), TH (Temperatura del fluido caloportador), PSi (Presión de la solución a la entrada) y PSo (Presión de la solución a la salida)

Rectificador:

En la siguiente grafica se muestra el comportamiento de la temperatura y la transferencia de calor en el rectificador, y se observa que una vez efectuado el cambio de temperatura inicial de vapor que ingresa en él, la temperatura del refrigerante aumenta ligeramente, lo cual se debe al aumento en la presión mencionado anteriormente, es decir, debido a que la presión aumenta, la temperatura de saturación de la humedad que lleva el vapor también aumenta.

Los cambios en la tasa de transferencia de calor se deben al cambio en la producción de vapor en el generador, lo que implica mayor contenido de agua, por lo tanto, se requiere más calor para eliminarla.

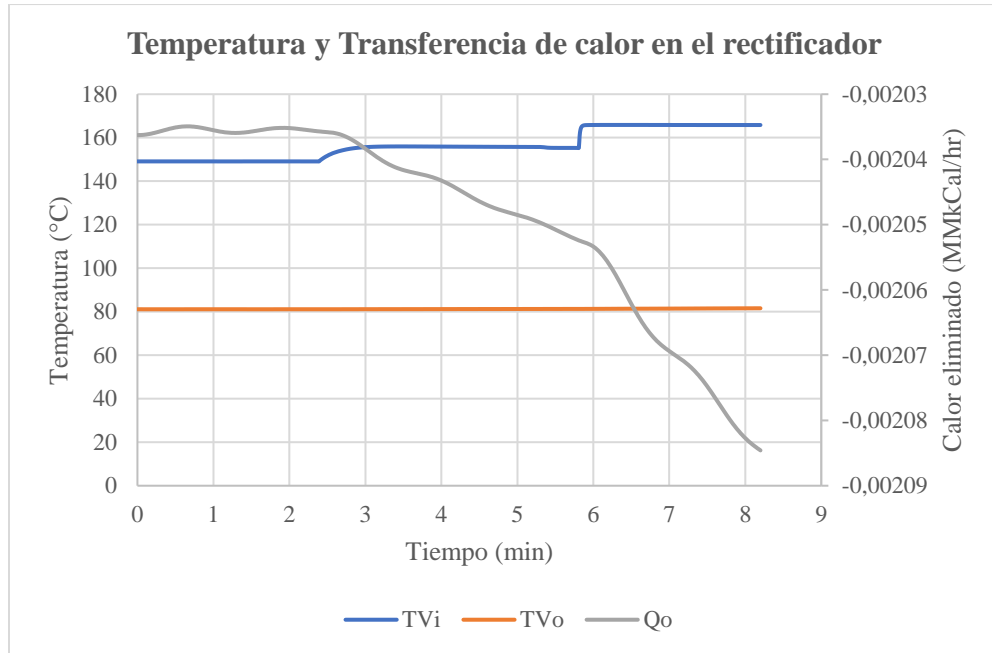


Ilustración 6. Respuesta dinámica al cambio en la temperatura de 10 °C. TVi (Temperatura del vapor en la entrada), TVo (Temperatura del refrigerante en la salida) y Qo (Calor retirado)

Condensador:

Debido a que el refrigerante a la salida del condensador se encuentra como líquido saturado, su temperatura depende de la presión del condensador y como ya se mencionó antes, la presión de alta presenta un aumento en función del calor que entra a la solución.

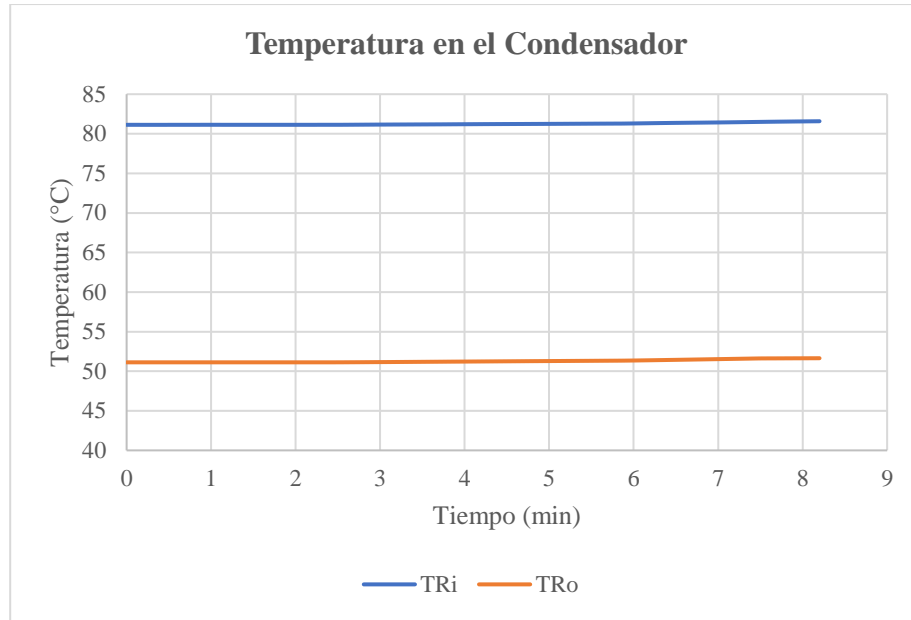


Ilustración 7. Respuesta dinámica al cambio en la temperatura de 10 °C. TRi (Temperatura del refrigerante en la entrada), TRo (Temperatura del refrigerante en la salida)

Producción de vapor:

En la siguiente grafica se muestra la producción de vapor en función de la temperatura del fluido caloportador, lo cual es lo esperable debido a que al aumentar la temperatura TH, la tasa de transferencia de calor en el generador, aumenta evaporando mas el Amoniaco.

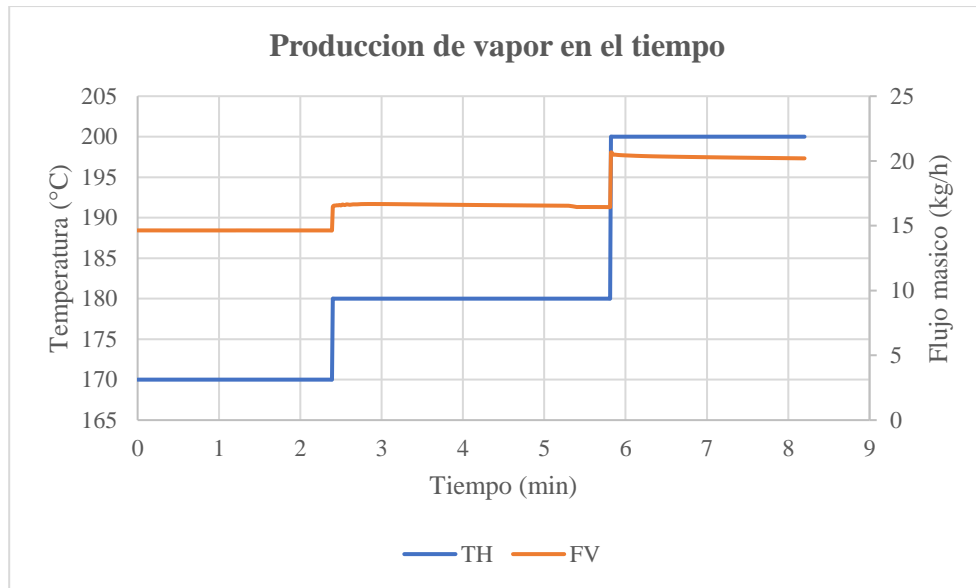


Ilustración 10. Respuesta dinámica al cambio en la temperatura de 10 y 20 °C. TH (Temperatura del fluido caloportador), FV (Flujo de vapor)

- Simulación 2: En esta simulación se realiza un cambio de la temperatura del fluido caloportador en el tiempo y se observa el comportamiento transitorio de la temperatura de generación con el fin de observar el retraso en la respuesta.

Generador (IC):

Como se observa en la gráfica a continuación, la temperatura de generación copia en el comportamiento de la temperatura del fluido al mismo tiempo (sin retraso), lo que significa que la acumulación térmica es mínima, con el intercambiador de calor los estados transitorios del fluido caloportador serán copiados inmediatamente por el sistema, esto constata lo representado en la ilustración 7.

La característica mencionada anteriormente se debe principalmente a que en un intercambiador de calor no hay fluido estancado, como puede ser el caso de un

generador convencional, en este sistema el fluido está en constante movimiento lo que provoca una mejor transferencia de calor.

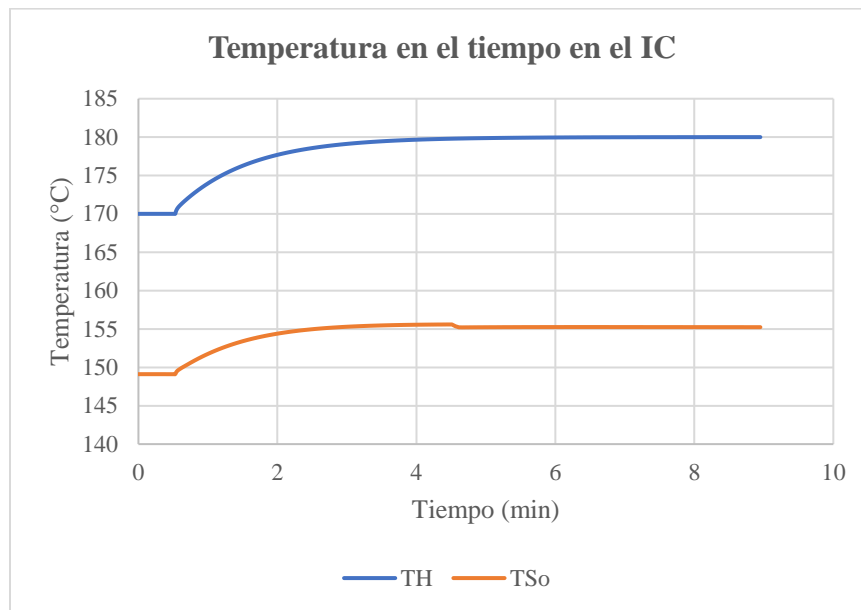


Ilustración 8. Respuesta dinámica al cambio en la temperatura en el tiempo. TSi (Temperatura de la solución a la entrada), TSo (Temperatura de la solución a la salida), TH (Temperatura del fluido caloportador),

- Simulación 3: Se evaluará el tiempo de relajación de los principales equipos del sistema luego de provocar que la válvula de alimentación del fluido caloportador se cierre un 30%.

Generador (IC):

En la siguiente ilustración se muestra el comportamiento de la temperatura de generación luego de realizar el cambio del flujo másico del fluido caloportador, se observa que en menos de 4 minutos la temperatura de generación alcanza un estado pseudoestable.

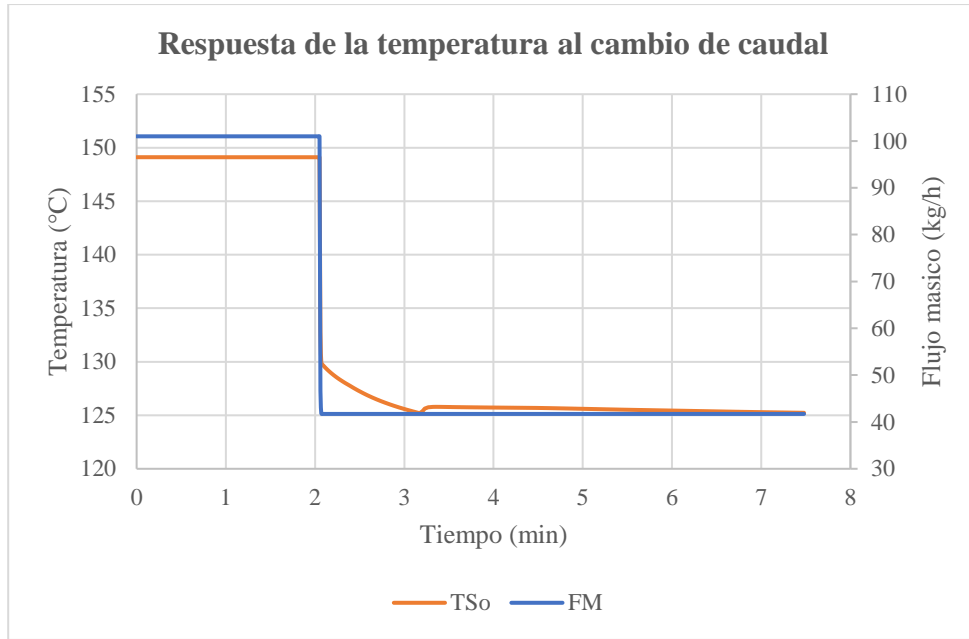


Ilustración 9. Respuesta dinámica al cambio de caudal del fluido caloportador. TSi (Temperatura de la solución en la entrada), TSo (Temperatura de la solución a la salida)

6.3. Observación Costo-beneficio.

De acuerdo con estos resultados, teniendo en cuenta la potencia generada en el sistema, la cual fue de 3.49 kW, la aplicación de esta tecnología se podría adecuar a una vivienda, específicamente para 2 o 3 habitaciones, o de manera general para una superficie de 30 – 40 m² para refrigeración.

Según el análisis de inversión realizado por (Altun & Kilic, 2020), un SRA con una potencia de 10 kW, tiene un costo inicial de 3225.6 EUROS, lo que equivale a 14.333.639,04 COP, con un retorno de inversión mayor a 20 años para uso doméstico. Tomando esta inversión como referencia, y suponiendo que se utilizan los mismos equipos, incluyendo, el precio del intercambiador de calor de placas utilizado, donde su valor oscila entre 500-700 US (transferencia de calor de 5-8 kW), equivalente a 1.911.600,00 – 2.676.240,00 COP, luego entonces, el costo inicial para implementar este sistema es de aproximadamente

17.000.000,00 COP. Cabe resaltar que este precio es solo una referencia y el costo real puede variar, de acuerdo a la capacidad de refrigeración que ofrezca el SRA.

Los beneficios de implementar esta tecnología para ser utilizada como aire acondicionado, desde la postura ambiental son excelentes, por todo lo dicho anteriormente acerca de estos sistemas que resaltan por sus aportes energéticos. El SRA puede suplir la demanda de refrigeración por las altas temperaturas, esta implementación se adapta a dicha solicitud, por ejemplo, en días altamente calurosos el equipo proporciona su máxima capacidad, es decir el sistema buscará ese equilibrio térmico de acuerdo a la situación climática, entre mayor sea la radiación solar que llega a los colectores, mayor será la oferta. No obstante, la adquisición de estos equipos del SRA es bastante alta económicamente, y es por ello que es más fácil acceder al sistema de refrigeración convencional, por ser más económico y más eficiente. Por este motivo estos SRA son poco comunes en aplicaciones domésticas, sin embargo, para el sector industrial los beneficios son mucho mayores, ya que pueden reducir de manera significativa el consumo de electricidad de la industria, pero la obtención de los equipos es mucho más costosa que para el uso doméstico, por ejemplo la empresa TECNOGLASS S.A de Barranquilla, invirtió 1.035.000.000 COP para adquirir el SRA (Silva Ortega et al., 2020), y en un año redujo el consumo eléctrico de 4.130 MWh a 51.100 kWh.

De acuerdo con lo anterior, para la inversión del SRA a la vivienda, se necesitarían aproximadamente 17.000.000,00 COP, por lo que consideramos que esta implementación puede no ser viable desde el punto de vista económico, pero desde el punto de vista ambiental se necesitan más de estos sistemas de fuentes de energía renovables, con el propósito de cuidar el medio ambiente.

7. CONCLUSIONES

En esta investigación se obtuvo un resultado que cumple con lo propuesto, al reemplazar el generador por un IC, el tiempo en que tarda en estabilizarse la temperatura que sale del IC cuando la temperatura cambia drásticamente 10 y 20 °C, es casi nulo, lo que le permite al SRA alcanzar ese estado estable y respuesta casi inmediata a los cambios de temperaturas que se puedan presentar.

Frente al cambio del flujo masico del fluido de calentamiento, en este caso de 100 a 41,71 kg/h (cerrar la válvula un 30%), el tiempo de relajación de la temperatura de generación es de menos de 4 minutos.

El sistema con la modificación entrego una potencia de refrigeración de 3.46 kW, con un COP de 0.54, con una respuesta casi inmediata a los cambios de temperatura de 10 y 20 °C realizados en la simulación, por lo que se puede concluir que el uso de intercambiadores de calor de placas hace que la inercia térmica sea casi nula.

Los SRA son amigables con el medio ambiente, su utilidad en masas puede contribuir a la preservación de las energías no renovables. Se propone que este SRA puede implementarse para uso doméstico, para refrigerar una superficie de 30-40 m², sin embargo, el coste para la implementación de estos equipos es alto y el retorno de inversión puede superar los 20 años.

Es poca la literatura y trabajos relacionados al tema de estudio de este documento, ya que el enfoque de dichas investigaciones está destinado a evaluar como mejora la transferencia de calor, el COP, la potencia de refrigeración obtenida en el sistema, entre otras, pero no incluyen el tiempo en que tarda en estabilizarse la temperatura de la mezcla para que esta se evapore.

8. BIBLIOGRAFÍA

- Abbasian Arani, A. A., & Uosofvand, H. (2021). Double-pass shell-and-tube heat exchanger performance enhancement with new combined baffle and elliptical tube bundle arrangement. *International Journal of Thermal Sciences*, *167*, 106999. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2021.106999>
- Afshar, O., Saidur, R., Hasanuzzaman, M., & Jameel, M. (2012). A review of thermodynamics and heat transfer in solar refrigeration system. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (Vol. 16, Issue 8, pp. 5639–5648). <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.05.016>
- Ahn, H. S., Kim, K. M., Lim, S. T., Lee, C. H., Han, S. W., Choi, H., Koo, S., Kim, N., Jerng, D. W., & Wongwises, S. (2019). Anti-fouling performance of chevron plate heat exchanger by the surface modification. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *144*. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118634>
- Al zahrani, S., Islam, M. S., & Saha, S. C. (2021). Heat transfer enhancement investigation in a novel flat plate heat exchanger. *International Journal of Thermal Sciences*, *161*. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106763>
- Alahmer, A., & Ajib, S. (2020). Solar cooling technologies: State of art and perspectives. *Energy Conversion and Management*, *214*(May). <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112896>
- Alahmer, A., & Alsaqoor, S. (2018). Simulation and optimization of multi-split variable refrigerant flow systems. *Ain Shams Engineering Journal*, *9*(4), 1705–1715. <https://doi.org/10.1016/j.asej.2017.01.002>
- Altamirano, A., Pierrès, N. Le, & Stutz, B. (2019). Review of small-capacity single-stage continuous absorption systems operating on binary working fluids for cooling: Theoretical, experimental

- and commercial cycles. In *International Journal of Refrigeration* (Vol. 106, pp. 350–373). Elsevier Ltd. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.06.033>
- Altun, A. F., & Kilic, M. (2020). Economic feasibility analysis with the parametric dynamic simulation of a single effect solar absorption cooling system for various climatic regions in Turkey. *Renewable Energy*, *152*, 75–93. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.01.055>
- Aprile, M., Toppi, T., Guerra, M., & Motta, M. (2016). Analysis of gas-fired NH₃-H₂O generator with cross flow gas burner. *Applied Thermal Engineering*, *93*, 1216–1227. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.10.088>
- Boudéhenn, F., Demasles, H., Wytttenbach, J., Jobard, X., Chèze, D., & Papillon, P. (2012). Development of a 5 kW cooling capacity ammonia-water absorption chiller for solar cooling applications. *Energy Procedia*, *30*, 35–43. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2012.11.006>
- Brückner, S., Liu, S., Miró, L., Radspieler, M., Cabeza, L. F., & Lävemann, E. (2015). Industrial waste heat recovery technologies: An economic analysis of heat transformation technologies. *Applied Energy*, *151*, 157–167. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.01.147>
- ÇENGEL, Y. A., & BOLES, M. A. (2011). *TERMODINÁMICA* (McGraw-Hill (ed.); 7th ed.). Thermodynamics. An Engineering Approach.
- Chahartaghi, M., Golmohammadi, H., & Shojaei, A. F. (2019). Performance analysis and optimization of new double effect lithium bromide–water absorption chiller with series and parallel flows. *International Journal of Refrigeration*, *97*, 73–87. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.08.011>
- Cudok, F., Giannetti, N., Ciganda, J. L. C., Aoyama, J., Babu, P., Coronas, A., Fujii, T., Inoue, N., Saito, K., Yamaguchi, S., & Ziegler, F. (2021). Absorption heat transformer - state-of-the-art of industrial applications. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (Vol. 141). Elsevier Ltd.

<https://doi.org/10.1016/j.rser.2021.110757>

Cui, Z., Du, Q., Gao, J., Bie, R., & Li, D. (2020). Development of a direct contact heat exchanger for energy and water recovery from humid flue gas. *Applied Thermal Engineering*, 173.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115214>

Evola, G., Le Pierrès, N., Boudehenn, F., & Papillon, P. (2013). Proposal and validation of a model for the dynamic simulation of a solar-assisted single-stage LiBr/water absorption chiller.

International Journal of Refrigeration, 36(3), 1015–1028.

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.10.013>

Garimella, S., Ponkala, M. J., Goyal, A., & Staedter, M. A. (2019). Waste-heat driven ammonia-water absorption chiller for severe ambient operation. *Applied Thermal Engineering*, 154, 442–449.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.03.098>

Garone, S., Toppi, T., Guerra, M., & Motta, M. (2017). A water-ammonia heat transformer to upgrade low-temperature waste heat. *Applied Thermal Engineering*, 127, 748–757.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.08.082>

Goyal, A., Staedter, M. A., Hoysall, D. C., Ponkala, M. J., & Garimella, S. (2017). Experimental evaluation of a small-capacity, waste-heat driven ammonia-water absorption chiller.

International Journal of Refrigeration, 79, 89–100.

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.04.006>

Hirmiz, R., Lightstone, M. F., & Cotton, J. S. (2018). Performance enhancement of solar absorption cooling systems using thermal energy storage with phase change materials. *Applied Energy*,

223, 11–29. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.04.029>

Jiang, W., Li, S., Yang, L., & Du, K. (2019). Experimental investigation on enhancement of ammonia absorption process with TiO₂ nanoparticles in newly designed absorber. *International Journal*

of Refrigeration, 100, 93–103. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.11.019>

Jiménez-García, J. C., & Rivera, W. (2019). Parametric analysis on the experimental performance of an ammonia/water absorption cooling system built with plate heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 148, 87–95. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.11.040>

Jindal, S., Anand, S., Metzger, L., & Amamcharla, J. (2018). Short communication: A comparison of biofilm development on stainless steel and modified-surface plate heat exchangers during a 17-h milk pasteurization run. *Journal of Dairy Science*, 101(4), 2921–2926. <https://doi.org/10.3168/jds.2017-14028>

Ketfi, O., Merzouk, M., Merzouk, N. K., & Bourouis, M. (2017). Feasibility study and performance evaluation of low capacity water–LiBr absorption cooling systems functioning in different Algerian climate zones. *International Journal of Refrigeration*, 82, 36–50. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.07.002>

Konwar, D., Gogoi, T. K., & Das, A. J. (2019). Multi-objective optimization of double effect series and parallel flow water–lithium chloride and water–lithium bromide absorption refrigeration systems. *Energy Conversion and Management*, 180, 425–441. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.10.029>

Lubis, A., Jeong, J., Giannetti, N., Yamaguchi, S., Saito, K., Yabase, H., Alhamid, M. I., & Nasruddin. (2018). Operation performance enhancement of single-double-effect absorption chiller. *Applied Energy*, 219, 299–311. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.03.046>

Mansouri, R., Boukholda, I., Bourouis, M., & Bellagi, A. (2015). Modelling and testing the performance of a commercial ammonia/water absorption chiller using Aspen-Plus platform. *Energy*, 93(Part 2), 2374–2383. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.10.081>

Mansouri, R., Bourouis, M., & Bellagi, A. (2017). Experimental investigations and modelling of a

- small capacity diffusion-absorption refrigerator in dynamic mode. *Applied Thermal Engineering*, 113, 653–662. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.11.078>
- Merienne, R., Lynn, J., McSweeney, E., & O’Shaughnessy, S. M. (2019). Thermal cycling of thermoelectric generators: The effect of heating rate. *Applied Energy*, 237, 671–681. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.01.041>
- Mirl, N., Schmid, F., Bierling, B., & Spindler, K. (2020). Design and analysis of an ammonia-water absorption heat pump. *Applied Thermal Engineering*, 165. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114531>
- Mohammadi, M. H., Abbasi, H. R., Yavarinasab, A., & Pourrahmani, H. (2020). Thermal optimization of shell and tube heat exchanger using porous baffles. *Applied Thermal Engineering*, 170. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115005>
- Nikbakhti, R., Wang, X., Hussein, A. K., & Iranmanesh, A. (2020). Absorption cooling systems – Review of various techniques for energy performance enhancement. In *Alexandria Engineering Journal* (Vol. 59, Issue 2, pp. 707–738). Elsevier B.V. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2020.01.036>
- Nilpueng, K., Keawkamrop, T., Ahn, H. S., & Wongwises, S. (2018). Effect of chevron angle and surface roughness on thermal performance of single-phase water flow inside a plate heat exchanger. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 91, 201–209. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2017.12.009>
- Ochoa, A. A. V., Dutra, J. C. C., Henríquez, J. R. G., dos Santos, C. A. C., & Rohatgi, J. (2017). The influence of the overall heat transfer coefficients in the dynamic behavior of a single effect absorption chiller using the pair LiBr/H₂O. *Energy Conversion and Management*, 136, 270–282. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.01.020>
- Pandya, N. S., Shah, H., Molana, M., & Tiwari, A. K. (2020). Heat transfer enhancement with

- nanofluids in plate heat exchangers: A comprehensive review. In *European Journal of Mechanics, B/Fluids* (Vol. 81, pp. 173–190). Elsevier Ltd. <https://doi.org/10.1016/j.euromechflu.2020.02.004>
- Pekař, L. (2020). Introduction to heat exchangers. In *Advanced Analytic and Control Techniques for Thermal Systems with Heat Exchangers* (pp. 3–20). Elsevier. <https://doi.org/10.1016/b978-0-12-819422-5.00001-3>
- Rincón Tabares, J. S., Perdomo-Hurtado, L., & Aragón, J. L. (2019). Study of Gasketed-Plate Heat Exchanger performance based on energy efficiency indexes. *Applied Thermal Engineering, 159*. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.113902>
- Sabbagh, A. A., & Gómez, J. M. (2018). Optimal control of single stage LiBr/water absorption chiller. *International Journal of Refrigeration, 92*, 1–9. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.05.007>
- Said, S. A. M., Spindler, K., El-Shaarawi, M. A., Siddiqui, M. U., Schmid, F., Bierling, B., & Khan, M. M. A. (2016). Design, construction and operation of a solar powered ammonia-water absorption refrigeration system in Saudi Arabia. *International Journal of Refrigeration, 62*, 222–231. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.10.026>
- Shokouhmand, H., & Hasanpour, M. (2020). Effect of number of plates on the thermal performance of a plate heat exchanger with considering flow maldistribution. *Journal of Energy Storage, 32*. <https://doi.org/10.1016/j.est.2020.101907>
- Siddiqui, M. U., & Said, S. A. M. (2015). A review of solar powered absorption systems. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (Vol. 42, pp. 93–115). Elsevier Ltd. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.10.014>
- Silva Ortega, J. I., Sagastume, A., Rodríguez Toscano, A., Amaris Castilla, C., & Arias Torres, D. (2020). *Evaluación del potencial de la refrigeración por absorción en el sector industrial de*

Barranquilla. <https://hdl.handle.net/11323/6950>

- Viswanathan, V. K., Rattner, A. S., Determan, M. D., & Garimella, S. (2013). Dynamic model for a small-capacity ammonia-water absorption chiller. *HVAC and R Research*, *19*(7), 865–881. <https://doi.org/10.1080/10789669.2013.833974>
- Wang, J., Shang, S., Li, X., Wang, B., Wu, W., & Shi, W. (2017). *Dynamic Performance Analysis for an Absorption Chiller under Different Working Conditions*. <https://doi.org/10.3390/app7080797>
- Wu, W., Shi, W., Wang, J., Wang, B., & Li, X. (2016). Experimental investigation on NH₃-H₂O compression-assisted absorption heat pump (CAHP) for low temperature heating under lower driving sources. *Applied Energy*, *176*, 258–271. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.04.115>
- Xu, Y. jie, Zhang, S. jie, & Xiao, Y. han. (2016). Modeling the dynamic simulation and control of a single effect LiBr–H₂O absorption chiller. *Applied Thermal Engineering*, *107*, 1183–1191. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.06.043>
- Zhang, Y., Jiang, C., Shou, B., Zhou, W., Zhang, Z., Wang, S., & Bai, B. (2018). A quantitative energy efficiency evaluation and grading of plate heat exchangers. *Energy*, *142*, 228–233. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.10.023>