



Artículo de investigación

Análisis de correlaciones para propiedades termodinámicas del agua saturada y vapor sobrecalentado aplicado a ciclos de refrigeración por absorción

Analysis of thermodynamics properties correlations for saturated and superheated water applied in absorption refrigeration cycles

José Luis Rodríguez Muñoz¹ , César Manuel Valencia Castillo² , José Sergio Pacheco Cedeño¹ ,
Felipe Noh Pat³ , Carlos Ernesto Borja Soto¹ 

¹Ingeniería Mecánica, Universidad Autónoma del Estado de Hidalgo, Escuela Superior de Ciudad Sahagún, Carretera Cd. Sahagún-Otumba s/n, Zona Industrial, Ciudad Sahagún, Hidalgo, México, CP 43970

²CARHS, Universidad Autónoma de San Luis Potosí, Carr. Tamazunchale - San Martín Km. 5, Tamazunchale, San Luis Potosí, México, CP 79960

³Facultad de Ingeniería, Universidad Autónoma de Campeche, Predio s/n Col. Ex. Hacienda Kalá, Campeche, Campeche, México, CP 24085

Autor de correspondencia: José Luis Rodríguez Muñoz, Ingeniería Mecánica, Universidad Autónoma del Estado de Hidalgo, Escuela Superior de Ciudad Sahagún, Carretera Cd. Sahagún-Otumba s/n, Zona Industrial, Ciudad Sahagún, Hidalgo, México, CP 43970. Correo electrónico: jose_rodriguez@uaeh.edu.mx. ORCID: 0000-0002-4108-9414.

Enviado: 9 de Junio del 2023

Aceptado: 4 de Septiembre del 2023

Publicado: 5 de Octubre del 2023

Resumen. – *El presente trabajo compara las propiedades termodinámicas, del agua saturada y sobrecalentada, obtenidas mediante correlaciones propuestas por dos grupos de autores contra aquellas correlaciones obtenidas por la IAPWS. Además, el COP de un ciclo de refrigeración por absorción es estimado, en el que LiBr – H₂O es empleado como mezcla de trabajo, para distintas efectividades del intercambiador de calor de solución, mediante el uso de dichas correlaciones. Los resultados muestran que, al comparar las propiedades, estimadas por medio de las correlaciones propuestas, contra las obtenidas por la IAPWS, se concluye que hay una buena concordancia entre la mayoría de propiedades bajo estudio. Cuando se utilizan las correlaciones para estimar el COP del ciclo, las correlaciones propuestas por uno de los dos grupos de autores lo estiman muy bien, siendo la máxima desviación de 2.6% cuando la efectividad del intercambiador de calor de solución es de 60%; mientras que, si se utilizan las correlaciones propuestas por el otro grupo de autores, la desviación es casi constante, promediando 6.5%. Finalmente, una ventaja del uso de las correlaciones propuestas por ambos autores, en comparación con las obtenidas por la IAPWS, es que estas resultan de formulaciones de simples polinomios ($n \leq 6$), lo que las hace más sencillas de programar, así como su posible implementación como herramienta computacional para el cálculo de las propiedades del agua durante el análisis y simulación de sistemas de refrigeración por absorción.*

Palabras clave: Correlaciones; Refrigeración por absorción; LiBr-H₂O; SHX; COP.

Abstract. – *This paper compares the thermodynamic properties, of saturated and superheated water, computed with proposed correlations of two groups of authors versus those obtained by the IAPWS. Besides, the COP of an absorption refrigeration cycle using LiBr – H₂O as working pair, is estimated, for different effectiveness of the solution heat exchanger, using such correlations. The results show that there is a good agreement between both correlations proposed in comparison with the IAPWS formulations. When the correlations are used to compute the COP of the cycle, those correlations proposed by one of the two groups of authors estimate it very well, being 2.6% the maximum deviation when the cycle operates at 60% of solution heat exchanger effectiveness; while if the proposed correlations by the other group of authors are used, the deviation is almost constant averaging 6.5%. Finally, the advantage of using the correlations proposed by both authors, in comparison with those obtained by the IAPWS formulations, is that these result from simple polynomials correlations ($n \leq 6$), which makes them easier to program, as well as their possible implementation as a computational tool for the calculation of water properties in the analysis and simulation of absorption refrigeration systems.*

Keywords: Correlations; Absorption refrigeration; LiBr-H₂O; SHX; COP.





1. Introducción

El agua es un fluido que se emplea comúnmente en diversas aplicaciones industriales, tales como: plantas termoeléctricas, plantas manufactureras, refinerías e hidroeléctricas [1], así como refrigerante en los equipos de refrigeración [2-3]. Debido a su punto de congelación, el agua debe ser empleado en los sistemas de refrigeración para aplicaciones de acondicionamiento de aire. Por tal motivo, las propiedades del agua juegan un papel fundamental en el análisis y simulación de este tipo de sistemas, por ello, en la literatura se puede encontrar una variedad de correlaciones que estiman las propiedades termodinámicas de este fluido [4-9].

Basado en lo anterior, [10] Wagner y Prub [10] proporcionaron información sobre datos experimentales de las propiedades del agua para desarrollar una detallada formulación de la IAPWS-95. Para la formulación de las propiedades termodinámicas, los autores aplicaron modernas estrategias de optimización de la ecuación de estado para resolver las ecuaciones no lineales obtenidas. Los resultados de la formulación de la IAPWS-95 cubre un rango de temperaturas y presión de van de 251.2 K a 209 MPa hasta 1273 K hasta 1000 MPa, presentando desviaciones en la densidad, velocidad del sonido y calor específico menores al 0.2%. Verma [11] calculó las propiedades termodinámicas del agua empleando el método de control activo (StmTbIGrd), por medio de una matriz de 41 X 41 elementos en el software Excel, así como para un rango de presiones y temperaturas de 10,000-20,000,000 Pa y 400-600 K, respectivamente. Sus resultados muestran una desviación de 0.03%, respecto a los valores obtenidos por la formulación IAPWS. Mallamace et al. [12] estudiaron las anomalías de los comportamientos de las funciones para el cálculo de propiedades para agua confinada. Para su análisis, ellos emplearon resonancia

magnética nuclear para evaluar el calor específico y parámetros de transporte en condiciones estables y fase de líquido subenfriado en estado metaestable. Con base a sus resultados, ellos concluyen que la temperatura en la zona de compresibilidad isotérmica y la región de cruce frágil-fuerte, el cual es el fenómeno que generalmente caracteriza a las propiedades de subenfriado, juegan un papel central en la determinación de las propiedades del agua confinada.

Zhong et al. [13] realizaron un estudio comparativo para determinar las propiedades del agua mediante un código realizado en una máquina computacional avanzada (TRACE). Ellos compararon las propiedades de la energía interna, entalpía específica, densidad y calor específico para el agua y vapor saturado, líquido subenfriado y vapor sobrecalentado y sus resultados fueron comparados con las funciones de las propiedades termodinámicas obtenidas por el IF97 [14-16], concluyendo que las funciones desarrolladas en TRACE, son capaces de predecir con una alta exactitud la mayoría de las propiedades termodinámicas del agua.

Específicamente en los sistemas de refrigeración por absorción, se emplean mezclas, las cuales están basadas en agua como refrigerante y soluciones acuosas, como absorbente [17-23]. Dentro de los equipos comerciales de refrigeración por absorción, las mezclas más empleadas son el LiBr-H₂O y el NH₃-H₂O. La ventaja de la mezcla NH₃-H₂O, en comparación con la mezcla LiBr-H₂O, es que ésta puede ser empleada para aplicaciones de baja temperatura de evaporación (<5°C) [24]; sin embargo, el rendimiento energético es más bajo, en comparación a la mezcla LiBr-H₂O [25]. En este sentido, Ahmad et al. [26] evaluaron un ciclo de refrigeración de simple efecto, en el que las mezclas LiBr-H₂O y LiCl-H₂O fueron



comparadas bajo diferentes condiciones de operación. Para el cálculo de las propiedades del agua, los autores emplearon las correlaciones propuestas por Talbi y Angew [27]. Konwar et al. [28] aplicaron una optimización multi-objetivo a un ciclo de refrigeración por absorción de doble efecto, con flujo en serie y paralelo, en el que las propiedades del agua y del vapor fueron calculadas de las ecuaciones presentadas por la IAPWS.

Por otra parte, Li et al. [30] evaluaron un ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto activado con energía solar, en el que emplearon como alternativa, la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$. En este caso, el agua es usada como refrigerante, mientras $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3$ como absorbente. Para el cálculo de las propiedades termodinámicas del agua, los autores emplearon las formulaciones desarrolladas por Jiang y Cao [31]. Maryami y Dehghan [32] realizaron un estudio exergético en el que comparan cinco diferentes tipos de ciclos de refrigeración por absorción, empleando como mezcla de trabajo, el $\text{LiBr-H}_2\text{O}$. La influencia de diferentes parámetros de operación sobre el rendimiento energético para cinco diferentes ciclos de refrigeración por absorción, fueron evaluados con la ayuda del software Engineering Equation Solver (EES) [33].

Lizarte y Marcos, [34] realizaron una optimización energética al ciclo de refrigeración de triple efecto, en el que emplearon $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ como mezcla refrigerante. La simulación fue realizada a diferentes temperaturas de evaporación y condensación, así como el mismo valor en el cambio de concentración de la solución, en todos los generadores de vapor. Florides et al. [35] presentaron un método para evaluar las características y el rendimiento energético de una máquina de absorción de simple efecto. Para su análisis, los autores emplearon agua como refrigerante y LiBr como

absorbente, donde la presión de saturación, densidad del agua, entalpía de agua saturada y la entalpía de vapor sobrecalentado fueron obtenidas de los polinomios desarrollados por Rogers y Mayhew [8].

En este sentido, no hay una homologación en su uso dentro del análisis y simulación de este tipo de sistemas. Por tal motivo, este trabajo tiene como objetivo comparar las propiedades del agua estimadas por dos diferentes tipos de correlaciones presentadas en la literatura dentro de un ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto, en el que $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ es empleado como mezcla de trabajo. Para la simulación del ciclo, las correlaciones propuestas por Jiang y Cao [31] y Florides et al. [35] son empleadas para el cálculo de las propiedades del agua y vapor, mientras las propiedades termodinámicas del LiBr se obtuvieron con la ayuda del software EES [33].

Las desviaciones porcentuales que presentan las propiedades más relevantes son discutidas y comparadas para cada una de las metodologías descritas. Además, la influencia de la efectividad en el intercambiador de calor de solución sobre el rendimiento energético del ciclo de refrigeración por absorción es analizado. Con esta comparación se pretende enfatizar la importancia de elegir adecuadamente las correlaciones a utilizar para la estimación de las propiedades termodinámicas del agua y las desviaciones que se presentan en comparación con las correlaciones propuestas por la IAPWS, las cuales son ampliamente aceptadas por organismos internacionales. Finalmente, el uso de las correlaciones propuestas por ambos autores, en comparación con las obtenidas por la IAPWS, resultan de formulaciones de simples polinomios ($n < 6$), lo que las hace más sencillas de programar, así como su posible implementación como herramienta computacional para el cálculo de las propiedades



del agua en el análisis y simulación de sistemas de refrigeración por absorción.

2. Metodología

2.1. Propiedades termodinámicas del agua

Las propiedades del agua son fundamentales para el análisis de sistemas de refrigeración por absorción y, dentro de las correlaciones comúnmente empleadas para el cálculo de sus propiedades termodinámicas, son las que se encuentran incluidas dentro del software EES, las

cuales han sido desarrolladas por la IAPWS. Sin embargo, en la literatura se encuentran otras correlaciones que se emplean para el cálculo de las propiedades del agua, las cuales han sido propuestas por Jiang y Cao [31] y por Florides et al. [35].

Para condiciones de saturación, Jiang y Cao [31] proponen la siguiente ecuación para el cálculo de la presión de saturación (p), en MPa, la cual está en función de la temperatura T , en K:

$$p_{sat} = e^{\frac{1000a_0}{T} + a_1 + \frac{a_2 T}{1000} + a_3 \ln(T)} \quad (1)$$

Donde los coeficientes a_i son los elementos del siguiente vector A :

$$A = [-7.7441545, 80.735421, 9.8945756, -11.138892]$$

Por su parte, Florides et al. [35] han empleado la ecuación 2 para estimar la presión de saturación, en kPa, en función de la temperatura T , en °C.

$$p_{sat} = a_0 + a_1 T + a_2 T^2 + a_3 T^3 + a_4 T^4 + a_5 T^5 + a_6 T^6 \quad (2)$$

Donde los coeficientes a_i son los elementos del siguiente vector A :

$$A = [0.6108, 4.44 \times 10^{-2}, 1.4 \times 10^{-3}, 3 \times 10^{-5}, 2 \times 10^{-7}, -3 \times 10^{-9}, 2 \times 10^{-12}]$$

Otra de las propiedades termodinámicas, consideradas dentro del análisis, es la entalpía específica de vapor saturado, h_g ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$), la cual da un indicio de la cantidad de energía que posee un fluido y esta pueda ser aprovechada en

forma de calor o trabajo. Para estimar la entalpía específica de vapor saturado, en función de la temperatura absoluta, T , en K, Jiang y Cao [31] proponen la siguiente ecuación:

$$h_g = a_0 + \frac{a_1 T}{1000} + a_2 \left(\frac{T}{1000}\right)^2 + a_3 \left(\frac{T}{1000}\right)^3 + a_4 \left(\frac{T}{1000}\right)^4 + a_5 \left(\frac{T}{1000}\right)^5 + a_6 \left(\frac{T}{1000}\right)^6 \quad (3)$$



Donde los coeficientes a_i son los elementos del siguiente vector A:

$$A = [3.4711033 \times 10^3, -1.7305388 \times 10^4, 9.7790853 \times 10^4, -2.4659887 \times 10^5, 3.1183497 \times 10^5, -1.6409925 \times 10^5]$$

Por su parte, Florides et al. [35] han usado la siguiente ecuación para estimar la entalpía

específica de vapor saturado, h_g ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$), en función de la temperatura, T, en $^{\circ}\text{C}$.

$$h_g = a_0 + a_1 T + a_2 T^2 \quad (4)$$

Donde los coeficientes a_i son los elementos del siguiente vector A:

$$A = [2500.559, 1.88060937, -1.25397 \times 10^{-3}]$$

En la condición de líquido saturado, Jiang y Cao. [31] proponen la ecuación 5 para estimar la entalpía específica de líquido saturado, h_f ($\text{kJ} \cdot$

kg^{-1}), la cual está en función de la presión p, en MPa:

$$h_f = a_0 + a_1 p^{0.125} + a_2 p^{0.25} + a_3 p^{0.375} + a_4 p^{0.5} + a_5 p^{0.625} + a_6 p^{0.75} + a_7 p^{0.875} \quad (5)$$

Donde los coeficientes a_i son los elementos del siguiente vector A:

$$A = [-187.84245, 760.75728, -1637.9149, 2653.5223, -2575.211, 1500.939, -480.62572, 65.565467]$$

Para estimar la entalpía específica de cambio de fase, h_{fg} ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$), en función de la temperatura

T, en $^{\circ}\text{C}$. Florides et al. [35] han propuesto la siguiente ecuación:

$$h_{fg} = a_0 + a_1 T + a_2 T^2 \quad (6)$$

Donde los coeficientes a_i son los elementos del siguiente vector A:

$$A = [2500.43063, -2.29983657, -1.32635 \times 10^{-3}]$$

Con la entalpía específica de cambio de fase, es posible estimar la entalpía específica de líquido

saturado, h_f ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$), mediante el uso de la ecuación 7:

$$h_f = h_g - h_{fg} \quad (7)$$

Para estimar la entalpía específica del vapor sobrecalentado, h ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$), en función de la



temperatura absoluta, T, en K, y de la presión, p, en MPa, Jiang y Cao [31] proponen el uso de la siguiente ecuación.

$$h = a_0 + a_1T + a_2T^2 + a_3p/T^{a_4} + a_5p^2/T^{a_6} \quad (8)$$

Es importante mencionar que, la ecuación 8 está limitada para el siguiente rango de presiones y temperaturas: $p \leq 35$ MPa y $T \leq 650^\circ\text{C}$, y los coeficientes a_i son los elementos del siguiente vector A:

$$A = [2026.384, 1.648536, 3.145604 \times 10^{-4}, -2.190522 \times 10^4, 2.534445, -4.148994 \times 10^{25}, 9.215999]$$

Por su parte, Florides et al. [35] han propuesto la siguiente ecuación para estimar la entalpía específica del vapor sobrecalentado, $h(\text{kJ} \cdot$

$\text{kg}^{-1})$, en función de la temperatura, T, en $^\circ\text{C}$, y de la presión, p, en kPa.

$$h = \frac{h_2 - h_1}{100} \Delta T + h_1 \quad (9)$$

Donde h_1 , h_2 y ΔT son valores que se obtienen de las siguientes ecuaciones:

$$h_1 = 32.508 \ln(p) + 2513.2 \quad (10a)$$

$$h_2 = 0.00001p^2 - 0.1193p + 2689 \quad (10b)$$

$$\Delta T = T - T_{sat}(p) \quad (10c)$$

Para el cálculo del volumen específico, $v(\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1})$, en la condición de vapor sobrecalentado, en función de la temperatura, T, en K, y de la

presión, p, en MPa, Jiang y Cao [31] proponen la siguiente ecuación.

$$v = a_0T/p + a_1Tp^{a_2} + a_3/T^{a_4} + a_5p/T^{a_6} \quad (11)$$

La ecuación está limitada para el siguiente rango de presiones y temperaturas: $p \leq 35$ MPa y $T \leq 650^\circ\text{C}$, mientras los coeficientes a_i son obtenidos

por medio de los elementos del siguiente vector A:

$$A = [4.6135871 \times 10^{-4}, 5.785069 \times 10^{-10}, 1.6892075, -3.0185163 \times 10^5, 2.7872703, -2.3377352 \times 10^{20}, 8.6630087]$$

Es importante señalar que Florides et al. [35] no proponen alguna ecuación para estimar el volumen específico del vapor sobrecalentado, por lo tanto, no hay un punto de comparación

respecto a los valores obtenidos por Jiang y Cao [31].



2.2. Ciclo de refrigeración por absorción

En la Figura 1 se muestra el diagrama esquemático del ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto, en el que LiBr-H₂O es empleado como mezcla de trabajo. Este sistema se caracteriza por operar a bajas presiones y consiste de cuatro componentes básicos, a saber, absorbedor, generador, evaporador y condensador, así como de algunos componentes auxiliares, como son: la válvula de expansión de refrigerante, la válvula de expansión de solución, la bomba de solución y el intercambiador de calor de solución (SHX). Su principio de funcionamiento es el siguiente. Refrigerante en forma de vapor saturado es enviado al condensador (7), donde es condensado hasta alcanzar las condiciones de líquido saturado (8) y enviado a la válvula de refrigerante. A la salida de la válvula de

refrigerante (9), el refrigerante, en cambio de fase, entra al evaporador, donde el calor, del espacio a enfriar, es absorbido, para luego entrar al absorbedor como vapor saturado (10). El vapor de refrigerante que deja el evaporador es absorbido por la solución débil proveniente del generador (6). La solución rica en refrigerante (1) es bombeada del absorbedor hacia el generador, provocando que se incremente la presión al ingreso del intercambiador de calor de solución (SHX). En el SHX, la solución rica en refrigerante que sale del generador (4) transfiere energía calorífica a la corriente proveniente de la bomba de solución (2), incrementando la temperatura antes de ingresar al generador (3), mientras se reduce la temperatura de la solución pobre en refrigerante que ingresa a la válvula de solución (5), para posteriormente ser enviada al absorbedor y completar el ciclo.

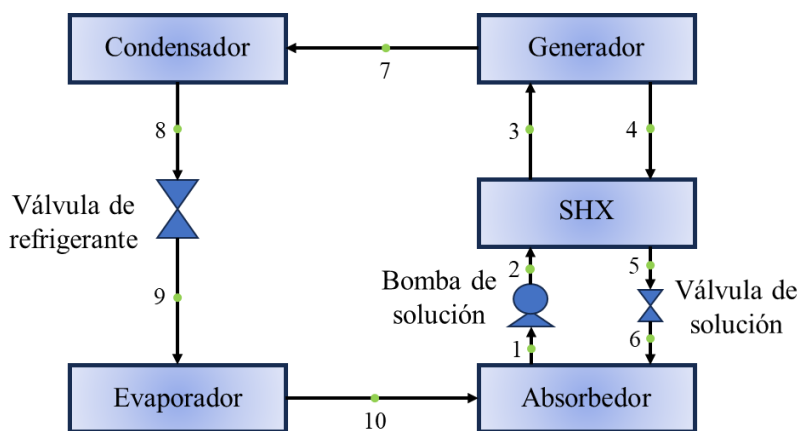


Figura 1. Diagrama esquemático del ciclo de refrigeración por absorción.

2.2.1. Análisis termodinámico y consideraciones

En esta sección se describe el análisis termodinámico del ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto. El análisis termodinámico está basado en balances de masa, especies y energía, los cuales han sido aplicados a cada uno de los componentes que conforman el

ciclo. Además, se consideró que el sistema opera en condiciones de estado estacionario y se desprecian los efectos de las energías cinética y potencial. Dichas ecuaciones se describen a continuación:

De los balances de flujos de masa y especies, se presentan las siguientes ecuaciones:



$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e \tag{12}$$

$$\sum \dot{m}_i x_i = \sum \dot{m}_e x_e \tag{13}$$

Donde \dot{m}_i y \dot{m}_e son los flujos másicos que entran y salen, respectivamente, en cada uno de los componentes del sistema, mientras x_i y x_e se refiera a la concentración de la solución a la entrada y salida, respectivamente, del

absorbedor, intercambiador de solución y generador.

Del balance de razón de energía, se desprende la siguiente ecuación.

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_i h_i \tag{14}$$

Con base a la ecuación 14, el termino \dot{Q} , representa la rapidez de transferencia de calor para cada uno de los componentes del sistema, \dot{W} la potencia consumida o producida por el sistema, h_e y h_i , corresponden a la entalpía específica del fluido a la entrada y salida, respectivamente, en cada componente del sistema.

Además, para el análisis y simulación del ciclo, las siguientes consideraciones fueron aplicadas:

1. El refrigerante se encuentra en condiciones de saturación a la salida del condensador y evaporador.

2. La solución se encuentra en condiciones de saturación a la salida del generador.
3. No existe transferencia de calor desde los equipos de intercambio de calor hacia los alrededores.
4. No hay caídas de presión en los equipos de intercambio de calor y en la tubería.
5. Proceso isoentálpico en la válvula de expansión.
6. Proceso isentrópico en la bomba.

De acuerdo a estas consideraciones, las ecuaciones resultantes de los balances de energía, para cada uno de los componentes dentro del ciclo, se muestran en la Tabla 1.

Tabla 1. Ecuaciones derivadas de los balances de masa, especies y energía.

Componente	Balance de masa y especies	Balance de energía
Evaporador	$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$	$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_9(h_{10} - h_9)$
Condensador	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$	$\dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{m}_7(h_7 - h_8)$
Generador	$\dot{m}_7 + \dot{m}_4 = \dot{m}_3$ $\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4$	$\dot{Q}_{\text{gen}} = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3$
Absorbedor	$\dot{m}_{10} + \dot{m}_6 = \dot{m}_1$	$\dot{Q}_{\text{abs}} = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_1 h_1$
Intercambiador de solución	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3$ $\dot{m}_4 = \dot{m}_5$	$\dot{Q}_{\text{SHX}} = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2$ $\dot{Q}_{\text{SHX}} = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5$
Bomba de solución	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	$\dot{W}_B = \dot{m}_1(h_2 - h_1)$ $\dot{W}_B = \dot{m}_1 v_1 (P_2 - P_1)$



Por otra parte, la efectividad del intercambiador de solución se define como la razón de la transferencia de calor actual, respecto a la

$$\varepsilon_{SHX} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2} \quad 15$$

El coeficiente de desempeño del ciclo de refrigeración por absorción, está definido como la relación de la capacidad de enfriamiento,

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_{\text{gen}}} \quad 16$$

Las ecuaciones de la Tabla 1, así como las ecuaciones 12-16, son resueltas con la ayuda del EES [33]. Esto se debe a que el software contiene códigos de programación con las propiedades termofísicas y de transporte de la mezcla LiBr-H₂O. Por tal motivo, dichas propiedades se tomarán como valores base para el presente estudio.

3. Resultados y discusiones

En esta sección se muestran el análisis comparativo de los valores de las propiedades termodinámicas del agua obtenidos por las correlaciones de Jiang y Cao [31] y de Florides et al. [35]. Los resultados obtenidos son comparados con los valores correspondientes obtenidos por el software EES [33], debido a su amplia aceptación en el análisis termodinámico de sistemas [39-41]

máxima transferencia de calor que podría darse, lo cual se expresa en la siguiente ecuación:

\dot{Q}_{evap} , respecto a la energía térmica consumida en el generador, \dot{Q}_{gen} . Dicha expresión se obtiene de la siguiente forma [36-38]:

3.1. Propiedades de agua saturada

El rango de temperaturas aquí analizadas es desde 1°C hasta 50°C. Este rango contempla las temperaturas con las que comúnmente puede operar el condensador en un ciclo de refrigeración por absorción. En la Tabla 2 se muestran algunos valores de presión de saturación en el rango de temperaturas antes mencionado, obtenidos con el EES [33]. Para las temperaturas dadas, las presiones de saturación se encuentran por debajo de la presión atmosférica, por lo que, para aplicaciones en sistemas de refrigeración por absorción, el uso de agua como fluido refrigerante, conlleva a trabajar con presiones de vacío.

Tabla 2. Presión de saturación del agua a distintas temperaturas.

T [°C]	p_{sat} [kPa]
1	0.6571
10	1.2282
20	2.3393
30	4.2470
40	7.3849
50	12.3520



En la Figura 2 se muestran los valores obtenidos para la presión de saturación, en función de la temperatura. Es posible apreciar que, en el rango de temperaturas analizado, la ecuación propuesta por Florides et al. [35] subestima la presión de

saturación. Los valores obtenidos con la ecuación propuesta por Jiang y Cao [31] se traslapan con los obtenidos por el EES [33], por lo que no se aprecia en la figura.

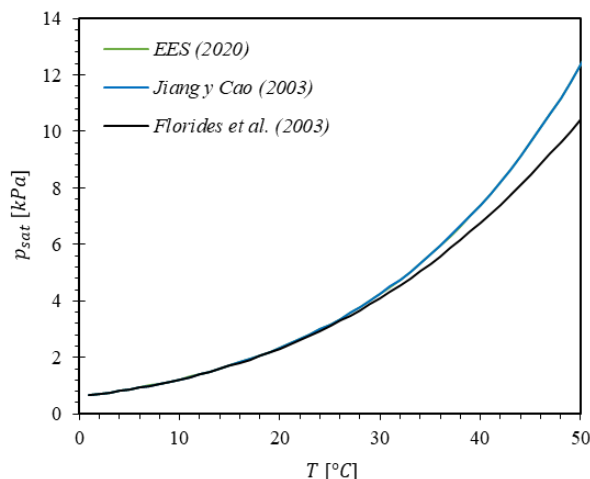


Figura 2. Presión de saturación en función de la temperatura.

La Figura 3 muestra las desviaciones de la presión de saturación de las correlaciones propuestas por Jiang y Cao [31] y por Florides et al. [35], respecto a las del EES [33]. La desviación, en el rango de temperaturas analizado, para la ecuación propuesta por Jiang y Cao [31] es casi nula, siendo su máxima desviación de -0.23% , esto es a 1°C . La

ecuación propuesta por Florides et al. [35] subestima la presión de saturación, incrementando la desviación conforme aumenta la temperatura, siendo la máxima desviación de -15.6% a 50°C . Entonces, para estimar la presión de saturación, se prefiere utilizar la ecuación propuesta por Jiang y Cao [31].

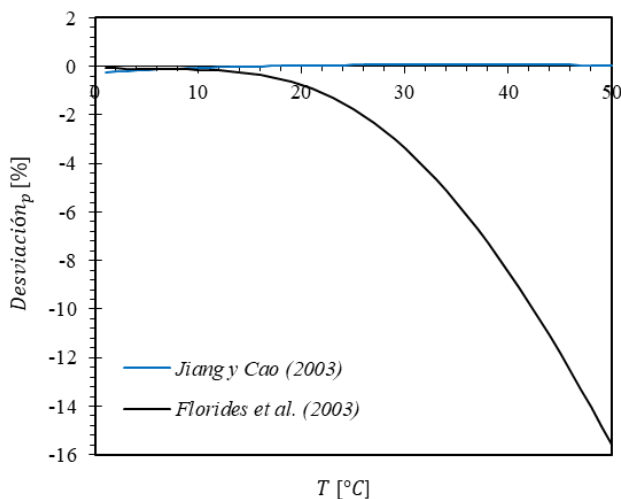


Figura 3. Desviación de la presión de saturación en función de la temperatura.



Los valores obtenidos para la entalpía específica de vapor saturado, en función de la temperatura, se ilustran en la Figura 4. Es posible apreciar que, en el rango de temperaturas analizado, la correlación propuesta por Jiang y Cao [31] y la

propuesta por Florides et al. [35] estiman la entalpía específica de vapor saturado de forma satisfactoria, debido a que los valores se traslapan con los resultados obtenidos por el EES [33].

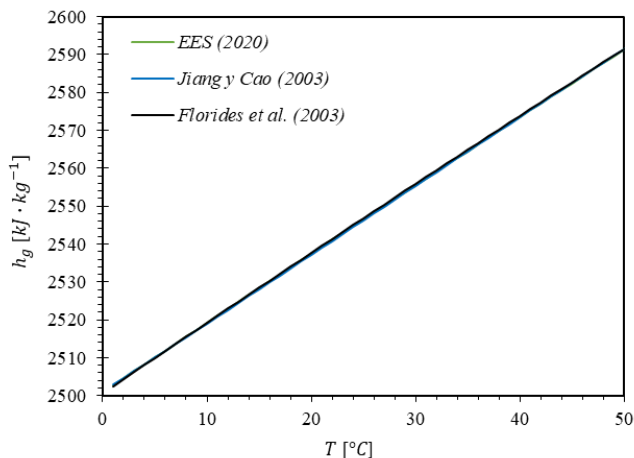


Figura 4. Entalpía específica de vapor saturado en función de la temperatura.

La Figura 5 muestra las desviaciones de las correlaciones propuestas por Jiang y Cao [31] y por Florides et al. [35], respecto a los valores obtenidos por el EES [33], al estimar la entalpía específica de vapor saturado. De la figura, se puede apreciar que ambas correlaciones casi no se desvían respecto a los resultados obtenidos por el EES [33]. La correlación de Jiang y Cao [31]

tiene su máxima desviación de -0.013% a 21°C , mientras que la correlación propuesta por Florides et al. [35] tiene su máxima desviación de 0.013% a 31°C . Entonces, para estimar la entalpía específica de vapor saturado, se recomienda utilizar cualquiera de las dos correlaciones propuestas.

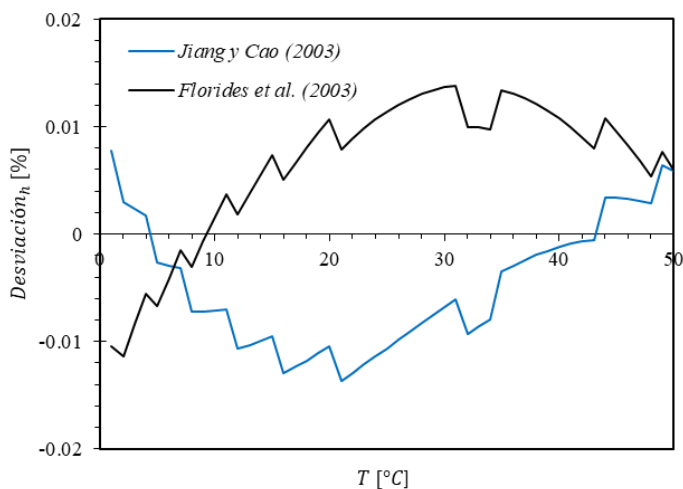


Figura 5. Desviación de la entalpía específica de vapor saturado en función de la temperatura.



En cuanto a la estimación de la entalpía específica de líquido saturado, Jiang y Cao [31] lo hacen en función de la presión, en MPa; mientras que Florides et al. [35] estiman la entalpía específica de cambio de fase, en función de la temperatura, en °C, pudiendo con ello, calcular la entalpía específica de líquido saturado.

Con el fin de comparar las estimaciones de ambos autores, la estimación de la entalpía de líquido saturado, propuesta por Jiang y Cao [31] ha sido calculada en función de la temperatura de

saturación. En la Figura 6 es posible observar que la correlación propuesta por Florides et al. [35] estima muy bien la entalpía específica de líquido saturado, ya que se traslapa con los valores obtenidos por el EES [33], mientras que la ecuación propuesta por Jiang y Cao [31] subestima, incluso con valores negativos, la entalpía específica de líquido saturado. Dicha subestimación podría deberse a un error en los valores de los coeficientes de la ecuación 5, así como al cálculo de la presión de saturación del agua, la cual presenta una mayor diferencia, a medida que la temperatura de operación se incrementa.

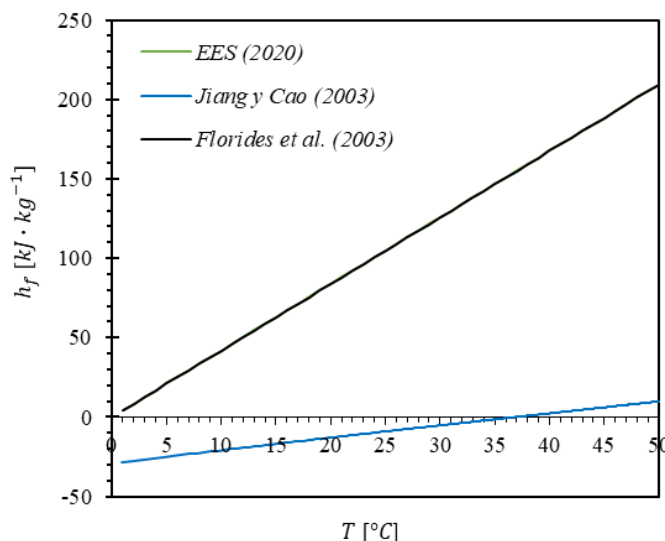


Figura 6. Entalpía específica de líquido saturado en función de la temperatura.

La Figura 7 presenta las desviaciones de las correlaciones propuestas por Jiang y Cao [31] y por Florides et al. [35], respecto a los valores obtenidos por el EES [33], al estimar la entalpía específica de líquido saturado. Ahí es posible apreciar lo bien que predice la correlación propuesta por Florides et al. [35] la entalpía específica de líquido saturado, siendo la máxima desviación de 3.2% a 1°C. En cuanto a la

correlación propuesta por Jiang y Cao [31], se puede observar que subestima la entalpía específica de líquido saturado, siendo la máxima desviación de -898.5% a 1°C y la mínima de -94.7% a 50°C. Entonces, para estimar la entalpía específica de líquido saturado, se prefiere utilizar la ecuación propuesta por Florides et al. [35].

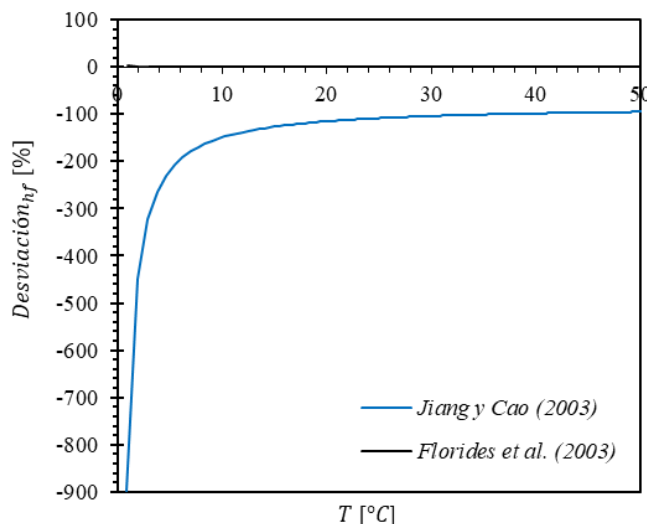


Figura 7. Desviación de la entalpía específica de líquido saturado en función de la temperatura.

3.2. Propiedades de vapor de agua sobrecalentado

La Tabla 3 muestra las temperaturas de saturación, obtenidas por el EES [33], para las cuatro presiones aquí analizadas.

Tabla 3. Temperaturas de saturación a distintas presiones.

p [kPa]	4	6	8	10
T_{sat} [°C]	28.96	36.16	41.51	45.81

En la Figura 8 se muestra la entalpía específica del vapor sobrecalentado para las presiones indicadas en la Tabla 2. Dado que el inicio del sobrecalentamiento depende de la presión, entonces las curvas inician a distinta temperatura; por ejemplo, la gráfica para 4 kPa, figura 8a), inicia desde 29°C, temperatura inmediata superior a la de saturación (28.96°C) a dicha presión. Se puede apreciar que la correlación propuesta por Jiang y Cao [31] predice ligeramente por debajo la entalpía específica del vapor sobrecalentado; mientras que la ecuación propuesta por Florides et al. [35] subestima el valor de dicha propiedad en la mayor parte del rango de temperatura, teniendo

un cruce con el valor exacto muy cercano a la temperatura de saturación para cada una de las cuatro presiones. Dicha subestimación se puede deber a que, en la correlación propuesta por Florides et al. [35] requiere de un grado de sobrecalentamiento, el cual depende de la temperatura de referencia y la presión de saturación. Por lo tanto, como se puede apreciar en la Figura 2, existe una diferencia de presiones de 1.92 kPa a la temperatura de 50°C, en comparación con las correlaciones empleadas por Jiang y Cao [31] y EES [33], esto implica en una menor entalpía específica de vapor sobrecalentado en cada una de las presiones analizadas.

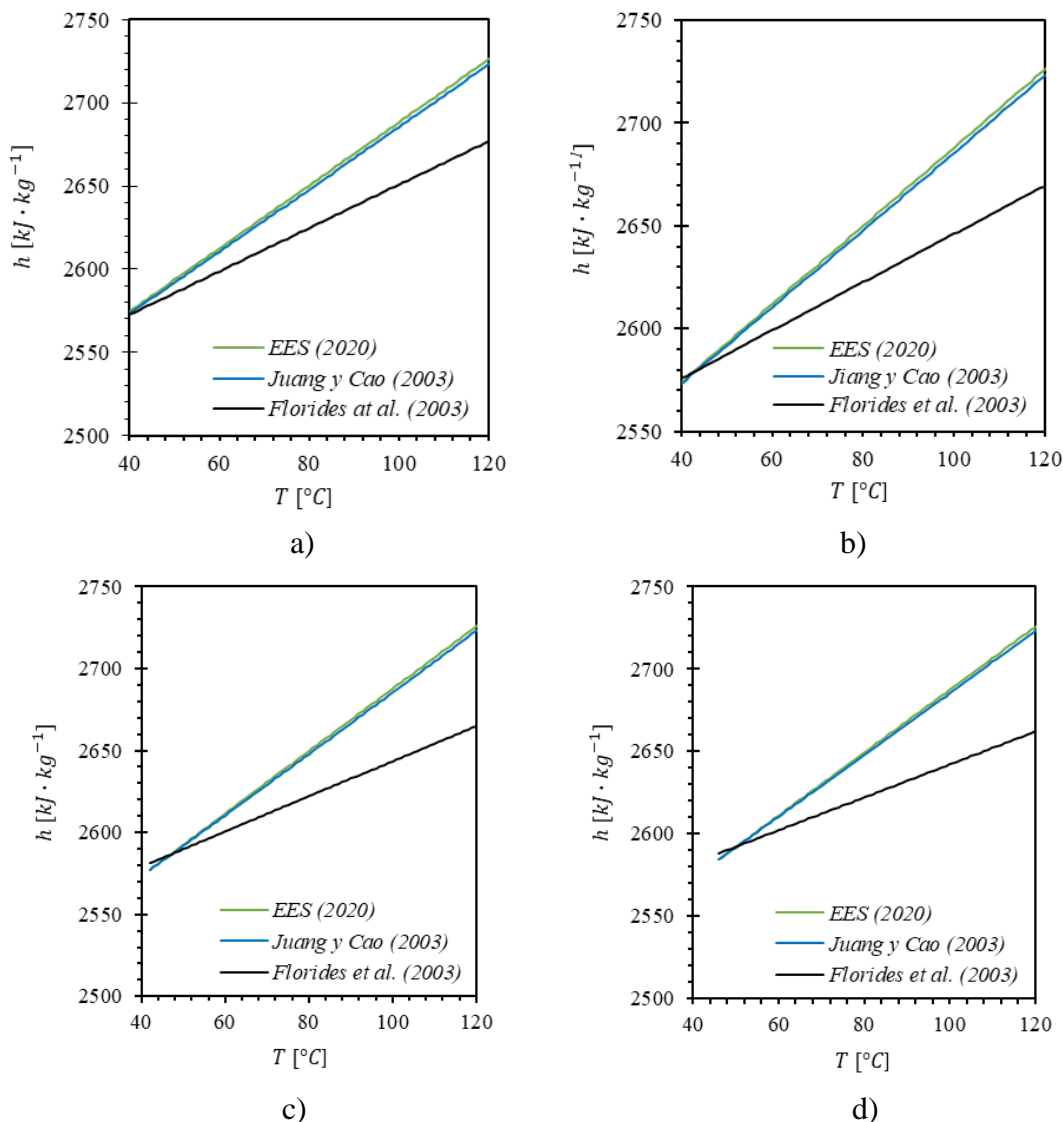


Figura 8. Entalpía específica de vapor sobrecalentado en función de la temperatura, a distintas presiones. Cada figura es para presión constante: a) 4 kPa, b) 6 kPa, c) 8 kPa, d) 10 kPa.

La Figura 9 muestra las desviaciones de las correlaciones propuestas por Jiang y Cao [31] y por Florides et al. [35], respecto a los resultados obtenidos por el EES [33], al estimar la entalpía específica de vapor sobrecalentado, para las cuatro presiones aquí analizadas. Es posible observar que, para ambas correlaciones, el valor de la entalpía se subestima (desviación negativa) conforme aumenta la temperatura; mientras que, para temperaturas cercanas a la temperatura de

saturación, ambas ecuaciones predicen muy bien la entalpía específica de vapor sobrecalentado. La correlación propuesta por Jiang y Cao [31] predice casi perfectamente el valor de la entalpía específica, mostrando desviaciones casi nulas, siendo la máxima desviación de -0.11% (para 4 kPa y 120°C). La correlación propuesta por Florides et al. [35], en la mayor parte del rango de temperatura, subestima el valor de la entalpía específica, siendo la máxima desviación -2.3%



(para 10 kPa y 120°C). En resumen, para las presiones y temperaturas aquí presentadas, la correlación propuesta por Jiang y Cao [31]

predice mejor la entalpía específica de vapor sobrecalentado.

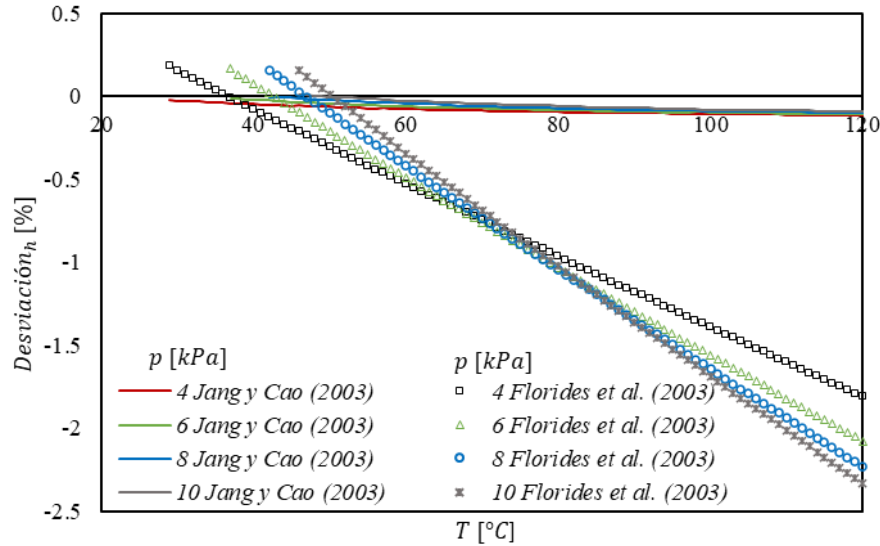


Figura 9. Desviación de la entalpía específica de vapor sobrecalentado a diferentes presiones.

En cuanto al volumen específico para vapor sobrecalentado, Florides et al. [35] no presentan correlación para estimarlo. Jiang y Cao [31] proponen una correlación, la cual se compara con el valor obtenido por el EES [33]. Los resultados se muestran en la Figura 10. Por el traslape, no es posible observar la diferencia entre ambos

valores, para todas y cada una de las presiones aquí analizadas. La correlación propuesta por Jiang y Cao [31] predice satisfactoriamente el volumen específico de vapor sobrecalentado, traslapándose con la curva de los valores obtenidos por el EES [33].

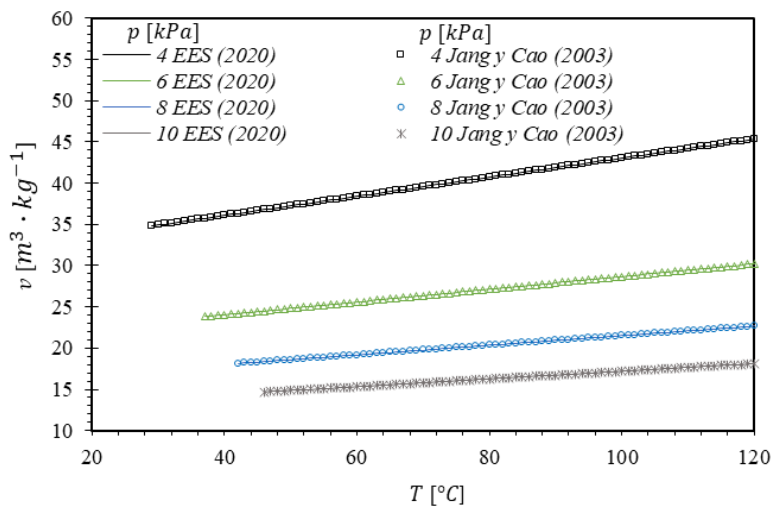


Figura 10. Volumen específico de vapor sobrecalentado en función de la temperatura, a distintas presiones.



La Figura 11 muestra la desviación del volumen específico para vapor sobrecalentado obtenido por la correlación propuesta por Jiang y Cao [31] comparada con el valor obtenido por el EES [33]. Es posible observar que la desviación pasa de valores sobreestimados a valores subestimados. La desviación, para las presiones y temperaturas aquí mostradas, es prácticamente nula.

Las máximas desviaciones se obtienen para temperaturas cercanas a la de saturación. La máxima desviación es de 0.09%, correspondiente a 10 kPa y 46°C. En conclusión, la ecuación propuesta por Jiang y Cao [31] predice con mucha exactitud el volumen específico para vapor sobrecalentado.

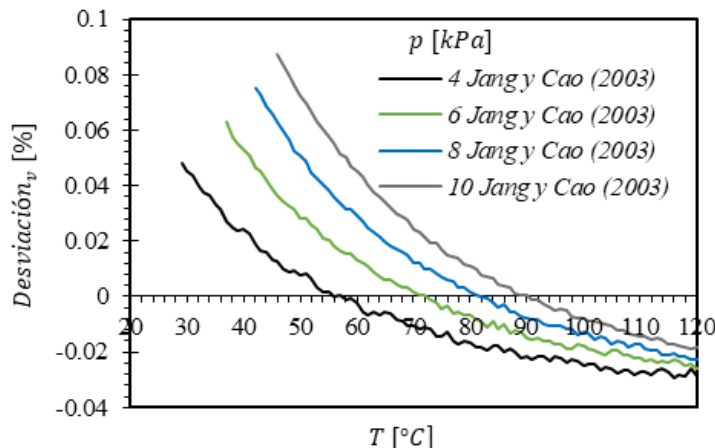


Figura 11. Desviación del volumen específico de vapor sobrecalentado en función de la temperatura, a distintas presiones.

3.3. Ciclo de refrigeración por absorción

En la Tabla 4 se muestran las condiciones de operación empleadas en el análisis y simulación

del ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto.

Tabla 4. Condiciones de operación del ciclo de refrigeración por absorción.

Parámetro	Valor
Temperatura de evaporación	5°C
Temperatura de condensación	40°C
Temperatura de generación	80°C
Temperatura de absorción	40°C
Efectividad en el intercambiador de solución	60 – 100%

En la Figura 12 se ilustran los resultados de la simulación del ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto, en el que LiBr- H₂O es empleado como mezcla de trabajo. La

influencia de las propiedades termodinámicas del agua, presentadas por Jiang y Cao [31] y Florides et al. [35], así como el efecto de la efectividad del intercambiador de calor de solución sobre el



rendimiento energético del ciclo (COP), bajo las consideraciones de operación descritas en la Tabla 4, son comparados con aquellos resultados obtenidos por el EES [33]. Los resultados muestran que el rendimiento energético del ciclo (COP) incrementa con el aumento en la efectividad del intercambiador de calor de solución. También se puede apreciar que, cuando el ciclo opera con una $\epsilon_{SHX} = 60\%$, la diferencia entre las correlaciones propuestas por Jiang y Cao [31] y Florides et al. [35] son de 3.62% y 7.24%, en comparación con los valores obtenidos por el EES [33]. Esta diferencia se debe a una reducción en entalpía de líquido saturado a la salida del condensador, así como una menor cantidad de energía suministrada al generador, lo que representa una mayor capacidad de enfriamiento y que, el COP obtenido con las correlaciones propuestas por Jiang y Cao [31] sea mayor.

Por otra parte, también se puede apreciar que el COP calculado utilizando las correlaciones

propuestas por Florides et al. [35] es sobreestimado ligeramente al compararlo con el COP calculado utilizando el EES [33], llegando a ser prácticamente iguales para altas efectividades en el SHX ($\epsilon_{SHX} \geq 90\%$). Esto se debe a un aumento en la temperatura a la entrada del generador, lo que produce un ligero incremento en la capacidad de enfriamiento y una reducción en la energía requerida en el generador. Sin embargo, este efecto es menor en el ciclo a medida que se incrementa la efectividad del intercambiador de calor, en comparación con los resultados obtenidos por el EES [33].

Finalmente, el COP calculado utilizando las correlaciones propuestas por Jiang y Cao [31] es mayor que el obtenido con las correlaciones propuestas por el EES [33], para todo el rango de efectividades en el SHX, debido a una menor entalpía específica de líquido a la salida del condensador.

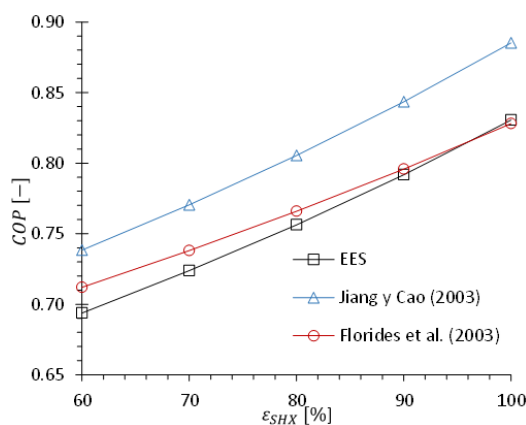


Figura 12. COP como función de la efectividad del SHX.

La Figura 13 muestra las desviaciones del COP al utilizar las correlaciones propuestas por Jiang y Cao [31] y por Florides et al. [35], respecto a los valores obtenidos por el EES [33]. Para una efectividad del intercambiador de solución del

60%, el COP del ciclo empleando el EES [33] es de 0.694, mientras que al emplear las correlaciones propuestas por Florides et al. [35] y por Jiang y Cao [31], el COP resulta de 0.712 y 0.738, respectivamente, lo que representa una



desviación, respecto al valor obtenido por el EES [33], de 2.6% y 6.4%, respectivamente.

Cuando el ciclo opera con el intercambiador de calor de solución a su máxima capacidad ($\epsilon_{SHX} = 100\%$), el COP para el ciclo empleando las correlaciones de Florides et al. [35] y el EES [33] son prácticamente iguales. Sin embargo, la desviación al emplear las correlaciones propuestas por Florides et al. [35], respecto al resultado utilizando el EES [33], disminuye conforme aumenta la efectividad del SHX, siendo de 2.6% para efectividad de 60% y de -0.3% para efectividad de 100%.

Al emplear las correlaciones propuestas por Jiang y Cao [31], es posible observar que la desviación se mantiene prácticamente constante para todo el rango de efectividad del SHX analizado. La desviación promedio del COP, al utilizar las correlaciones de Jiang y Cao [31], es de 6.5%, respecto al COP obtenido con las correlaciones propuestas por el EES [33].

Por lo anterior, se recomienda utilizar las correlaciones propuesta por Florides et al. [35], aceptando una desviación de hasta 2.6% para el rango de efectividad del SHX aquí analizado.

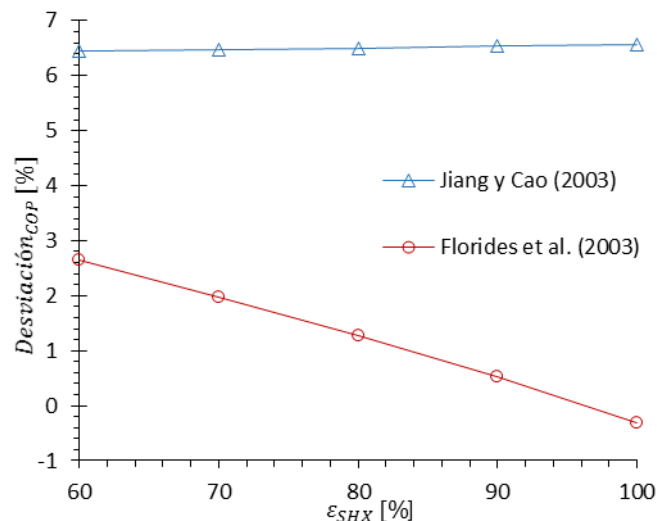


Figura 13. Desviación del COP como función de la efectividad del SHX.

4. Conclusiones

En este trabajo se comparan las propiedades termodinámicas, del agua saturada y sobrecalentada, obtenidas mediante correlaciones propuestas por Jiang y Cao [31] y por Florides et al. [35] contra aquellas correlaciones propuestas por el EES [33].

También se compara el COP de un ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto, en el que LiBr-H₂O es empleado como mezcla de trabajo. La comparación del COP se realiza mediante el uso de las correlaciones arriba

mencionadas. La comparación se lleva a cabo analizando la influencia de la efectividad en el intercambiador de calor de solución sobre el COP del ciclo.

Las conclusiones más relevantes, al comparar los resultados contra los obtenidos utilizando las correlaciones propuestas por el EES [33] son las siguientes:

- La ecuación propuesta por Jiang y Cao [31] predice mejor la presión de saturación en el rango de 1°C a 50°C, siendo la máxima desviación de -0.23% , obtenida a 1°C.



- Las correlaciones propuestas por Jiang y Cao [31] y por Florides et al. [35] estiman satisfactoriamente la entalpía específica de vapor saturado para el rango de 1°C a 50°C, encontrando desviaciones menores a 0.013%.

- La correlación propuesta por Florides et al. [35] estima adecuadamente la entalpía específica de líquido saturado para el rango de 1°C a 50°C, siendo la máxima desviación de 3.2% a 1°C.

- Para el rango de temperatura desde la saturación y hasta 120°C, para las cuatro presiones aquí analizadas (4, 6, 8 y 10 kPa), tanto las correlaciones propuestas por Jiang y Cao [31] como las propuestas por Florides et al. [35] predicen muy bien la entalpía específica de vapor sobrecalentado. La correlación propuesta por Jiang y Cao [31] predice casi a la perfección dicha propiedad, siendo su máxima desviación de -0.11%. La desviación máxima de la ecuación propuesta por Florides et al. [35] es de -2.3%.

- En cuanto al volumen específico para vapor sobrecalentado la correlación propuesta por Jiang y Cao [31] predice satisfactoriamente esta propiedad, siendo la máxima desviación de 0.09%.

- Cuando se utilizan las correlaciones para estimar el COP del ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto, las correlaciones propuestas por Florides et al. [35] lo predicen muy bien, siendo la máxima desviación de 2.6% cuando la efectividad del SHX es de 60%, mientras que la mínima desviación (-0.3%) se obtiene cuando la efectividad del SHX es de 100%. La desviación del COP al utilizar las correlaciones propuestas por Jiang y Cao [31] es casi constante para el rango de efectividad del SHX analizado, promediando 6.5%.

- Finalmente, el uso de las correlaciones propuestas por ambos autores, en comparación con las obtenidas por la IAPWS, resultan de formulaciones de simples polinomios ($n < 6$), lo que las hace más sencillas de programar, así como su posible implementación como

herramienta computacional para el cálculo de las propiedades del agua en el análisis y simulación de sistemas de refrigeración por absorción

6. Agradecimientos

A la Universidad Autónoma del Estado de Hidalgo, por el apoyo brindado para la realización del presente trabajo de investigación.

7. Reconocimiento de autoría

José Luis Rodríguez Muñoz: Conceptualización; Recursos; Ideas; Metodología; Análisis; Investigación documental; Escritura. *César Manuel Valencia Castillo:* Conceptualización; Ideas; Metodología; Análisis; Escritura. *José Sergio Pacheco Cedeño:* Ideas; Análisis; Metodología. *Felipe Noh Pat:* Ideas; Análisis; Metodología. *Carlos Ernesto Borja Soto:* Conceptualización; Escritura; Edición.



Nomenclatura

Símbolo	Descripción	Unidades SI
COP	Coefficiente de desempeño	--
h	Entalpía específica	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
\dot{m}	Flujo másico	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
P	Presión	kPa
\dot{Q}	Rapidez de transferencia de calor	kW
T	Temperatura	$^{\circ}\text{C}$
v	Volumen específico	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
\dot{W}	Potencia	kW
x	Concentración en la solución	%

Griego

ϵ	Efectividad	%
------------	-------------	---

Subíndices

abs	Absorbedor
B	Bomba
cond	Condensador
e	Salida del sistema
evap	Evaporador
f	Líquido saturado
fg	Cambio de fase
g	Vapor saturado
gen	Generador
i	Ingreso al sistema
sat	Saturación
SHX	Intercambiador de calor de solución
0, 1, 2, 3, ...	Estados termodinámicos

Referencias

[1] Md.F. Hossain. Sustainable design and build: Building, Energy, Roads, Brindges, Water and Sewer Systems. Elsevier INC., Butterworth-Heinemann, pp. 301-418, 2019.

[2] J. Zheng, J. Castro, A. Oliva, C. Oliet. “Energy and exergy analysis of an absorption system with working pairs LiBr-H₂O and Carrol-H₂O at applications of cooling and heating. International Journal of Refrigeration, vol. 132, pp. 156-171, 2021. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.09.011>

[3] A.M. Blanco-Marigorta, J.D. Marcos. “Key issues on the exergetic analysis of H₂O/LiBr absorption cooling systems”. Case Studies in Thermal Engineering, vol. 28, 101568, 2021 <https://doi.org/10.1016/j.csite.2021.101568>

[4] X. Jiang, Z. Cao, Z. “A group of simple precise formulations for properties of water and steam”. Power Eng, vol. 23: pp. 2777–2780, 2003. <https://www.semanticscholar.org/paper/A-Group-of-Simple-Precise-Formulations-for-of-Water-Xun/b76ce2b3cde3fda540238b430239af7b4b316b1d>

[5] H.J. Kretzschmar, R. Feistel, W. Wagner, K. Miyagawa, A.H. Harvey, J.R. Cooper, M. Hiegemann, F.L. Blangetti, K.O. Orlov, I. Ewber, A. Singh, S. Herrmann. “The IAPWS industrial formulation for the thermodynamic properties of seawater”. Desalination and Water Treatment, vol. 55(5), pp. 1177-1199, 2015. <http://dx.doi.org/10.1080/19443994.2014.925838>

[6] G.A. Florides, S.A. Kalogirou, S.A. Tassou, L.C. Wroble. “Design and construction of a LiBr-water absorption machine”. Energy Conversion and Management, vol. 44, pp. 2483–2508, 2003. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(03\)00006-2](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(03)00006-2)

[7] R.B. Dooley. “Revised release on the IAPWS formulation 1995 for the thermodynamic



properties of ordinary water substance for general and scientific use”. IAPWS R6-95, pp. 1-19, 2018.

<http://www.iapws.org/relguide/IAPWS95-2018.pdf>

[8] G.F.C. Rogers, Y.R. Mayhew. Thermodynamic and transport properties of fluids: SI units. 4th ed. UK: Blackwell Publishers, 1992.

[9] Z. Yuan, K. Herold. “Thermodynamic properties of aqueous lithium bromide using a multiproperty free energy correlation”. HVAC and R Research, vol. 11: pp.377-393, 2005.

<https://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/10789669.2005.10391144>

[10] W. Wagner and A. Prub. “The IAPWS formulation 1995 for the thermodynamic properties of ordinary water substance for general and scientific use”. Journal of Physics Chemical, vol. 31: pp. 387-535, 2002.

<http://www.teos-10.org/pubs/Wagner and Pruss 2002.pdf>

[11] M.P. Verma. SteamTablesGrid: “An activeX control for thermodynamic properties of pure water”. Computers and Geosciences, vol 37: 582-587, 2011.

<https://doi.org/10.1016/j.cageo.2010.02.012>

[12] F. Mallamance, C. Corsaro, D. Mallamance, S. Vasi, C. Vasi, H.E. Stanley. “Thermodynamic properties of bulk and confined water”. The Journal of Chemical Physics, vol. 141: pp. 141-149, 2014.

<https://doi.org/10.1063/1.4895548>

[13] X. Zhong, X. Zhang, M. Saeed, Z. Li, J. Yu. (2020). “Comparative study on water thermodynamic property functions of TRACE code”. Annals of Nuclear Energy, vol. 147: 107754, 2020.

<https://doi.org/10.1016/j.anucene.2020.107754>

[14] Y. Ma, X. Li, X. Wu. “Thermal-hydraulic characteristics and flow instability analysis of an HTGR helical tube steam generator”. Ann. Nucl. Energy, vol. 73: pp. 484-495, 2014.

<https://doi.org/10.1016/j.anucene.2014.07.031>

[15] J. Yu, H. Liu, B. Jia. (2009). “Sub-channel analysis of CANDU-SCWR and review of heat-transfer correlations”. Prog. Nucl. Energy, vol. 51: pp. 246-252, 2009.

<https://doi.org/10.1016/j.pnucene.2008.05.002>.

[16] X. Zhong, X. Zhang, J. Yu, M. Saeed, Y. Li, Z. Chen, B. Tang, Y. Sun. “Development of an improved non-equilibrium multi-region model for pressurized water reactor pressurizer”. Ann. Nucl. Energy, vol. 126: pp. 133-141, 2019.

<https://doi.org/10.1016/j.anucene.2018.11.010>.

[17] P.S. Arshi Banu, N.M. Sudharsan. “Feasibility studies of single effect H₂O-LiBr+LiCl+LiNO₃+LiCl vapour absorption cooling system for solar based applications”. J. Chem. Pharm. Sci, vol. 12: pp. 1-7, 2017.

https://jchps.com/specialissues/2017%20Special%20Issue%2012/20171104_093252_AFM1707_3.pdf

[18] J. Wonchala, M. Hazledine, K.G. Boulama. “Solution procedure and performance evaluation for a water-LiBr absorption refrigeration machine”. Energy, vol. 65: pp. 272-284, 2014.

<https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.11.087>

[19] R. López-Zavala, N. Velázquez-Limón, L. González-Urbe, J. Aguilar-Jiménez, J. Alvarez-Mancilla, A. Acuña. A novel LiBr/H₂O absorption cooling and desalination system with three pressure levels. Int. J. Refrig, vol. 99: pp. 469-478, 2019.

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.01.003>

[20] X. She, Y. Yin, M. Xu, X. Zhang. “A novel low-grade heat driven absorption refrigeration system with LiCl-H₂O and LiBr-H₂O working pairs”. Int. J. Refrig, vol 58: pp. 219-234, 2015.

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.06.016>

[21] L. Domínguez-Inzunza, M. Sandoval-Reyes, J. Hernández Magallanes, W. Rivera. “Comparison of the performance of single effect, half effect, double effect in series and inverse absorption cooling systems operating with the mixture H₂O-LiBr”. Energy Procedia, vol. 57: pp. 2534-2543, 2014.

<https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.10.264>



- [22] A. Iranmanesh, M. Mehrabian. “Dynamic simulation of a single-effect LiBr–H₂O absorption refrigeration cycle considering the effects of thermal masses”. *Energy Build*, vol. 60: pp. 47–59, 2013.
<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.12.015>
- [23] Xu, Z., Wang, R., Xia, Z. “A novel variable effect LiBr-water absorption refrigeration cycle”. *Energy*, vol. 60, pp. 457–463, 2013.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.08.033>
- [24] S. Braccio, H.T. Phan, M. Wirtz, N. Tauveron, N. Le Pierrès, N. Simulation of an ammonia-water absorption cycle using exchanger effectiveness. *Appl. Therm. Eng.*, vol. 213, 118712, 2022.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118712>
- [25] Al-Ugla, A. A., El-Shaarawi, M. A. I., Said, S. A. M., 2015. “Alternative designs for a 24-hours operating solar-powered LiBr–water absorption air-conditioning technology”. *Int. J. Refrig.*, vol. 53, pp. 90-100, 2015.
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.01.010>
- [26] T. Ahmad, Md. Azhar, M.K. Sinha, Md. Meraj, I.S. Mahbudul, A. Ahmad. “Energy analysis of lithium bromide-water and lithium chloride-water based single effect vapor absorption refrigeration system: A compressive study”. *Cleaner Engineering and Technology*, vol. 7, 100432, 2022.
<https://doi.org/10.1016/j.clet.2022.100432>
- [27] M.M. Talbi, B. Agnew 2000. Exergy analysis: an absorption refrigerator using lithium bromide and water as the working fluids. *Appl. Therm. Eng.*, vol. 20: pp. 619–630, 2000.
[https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(99\)00052-6](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(99)00052-6)
- [28] D. Konwar, T.K. Gogoi, A.J. Das. “Multi-objective optimization of double effect series and parallel flow water–lithium chloride and water–lithium bromide absorption refrigeration systems”. *Energy Conversion and Management*, vol. 15: pp. 425-441, 2019.
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.10.029>
- [29] W. Wagner, JR. Cooper, A. Dittmann, A. Kijima, HJ. Kretzschmar, A. Kruse. “The IAPWS industrial formulation 1997 for the thermodynamic properties of water and steam”. *J. Eng. Gas Turbine Power*, vol. 122: pp. 150-181, 2000.
<https://doi.org/10.1115/1.483186>
- [30] Na. Li, C. Luo, Q. Su. “A working pair of CaCl₂-LiBr-LiNO₃/H₂O and its application in a single-stage solar-driven absorption refrigeration cycle”. *International Journal of Refrigeration*, vol. 86: pp. 1-13, 2018.
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.11.004>
- [31] X. Jiang, Z. Cao, Z. “A group of simple precise formulations for properties of water and steam”. *Power Eng.*, vol. 23: pp. 2777–2780, 2003.
<https://www.semanticscholar.org/paper/A-Group-of-Simple-Precise-Formulations-for-of-Water-Xun/b76ce2b3cde3fda540238b430239af7b4b316b1d>
- [32] R. Maryami, A. Dehghan. “An exergy based comparative study between LiBr/water absorption refrigeration systems from half effect to triple effect, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 124: pp. 103–123, 2017.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.05.174>
- [33] S.A. Klein. *Engineering Equation Solver (EES), Version 10.2. F-chart Software 2020*, Madison, USA.
www.fchart.com
- [34] R. Lizarte, J. Marcos. “COP optimization of a triple-effect H₂O/ LiBr absorption cycle under off-design conditions”. *Appl. Therm. Eng.*, vol. 99: pp. 195–205, 2016.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.12.121>
- [35] G.A. Florides, S.A. Kalogirou, S.A. Tassou, L.C. Wroble. “Design and construction of a LiBr-water absorption machine”. *Energy Conversion and Management*, vol. 44, pp. 2483–2508, 2003.
[https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(03\)00006-2](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(03)00006-2)



[36] J. Zhenghao, S. Li, R. Zhou, M. Xu, Jian W, K. Du. “Experimental investigation on the effect of TiO₂ nanoparticles on the performance of NH₃-H₂O-LiBr absorption refrigeration system. International Journal of Refrigeration, vol. 131: pp.826-833, 2021.

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.08.009>

[37] S. Zhou, G. He, Y. Li, X. Liang, Q. Pang, D. Cai. Compressive experimental evaluation of an exhaust-heat driven absorption refrigeration cycle system using NH₃-NaSCN as working pair. International Journal of refrigeration, vol. 126: 168-180, 2021

<https://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/10789669.2005.10391144>

[38] S. Ghatos, M. Taha-Janan, A. Mehdari. “Thermodynamic model of a single stage H₂O-LiBr absorption cooling”. E3S Web of Conference, vol. 234: 1-7, 2021.

<https://doi.org/10.1051/e3sconf/202123400091>

[39] R. Porumb, B. Porumb, M. Balan. “Numerical investigation on solar absorption chiller with LiBr-H₂O operating conditions and performances”. Energy Procedia, vol. 112, pp. 108-117, 2017.

<https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.1071>

[40] Herold, Radermacher, Klein. Absorption chillers and heat pumps, Segunda edición, CRC Press, 2016.

[41] V. Pérez-García, J.L. Rodríguez-Muñoz, J.M. Belman-Flores, C. Rubio-Maya, J.J. Ramírez-Minguela. “Theoretical modeling and experimental validation of a small capacity diffusion-absorption refrigerator”. International Journal of Refrigeration, vol. 104, pp. 302-310, 2019.

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.05.014>

Derechos de Autor (c) 2023 José Luis Rodríguez Muñoz, Cesar Manuel Valencia Castollo, José Sergio Pacheco Cedeño, Felipe Noh Pat, Carlos Ernesto Borja Soto



Este texto está protegido por una licencia [Creative Commons 4.0](https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/).

Usted es libre para compartir —copiar y redistribuir el material en cualquier medio o formato— y adaptar el documento —remezclar, transformar y crear a partir del material— para cualquier propósito, incluso para fines comerciales, siempre que cumpla la condición de:

Atribución: Usted debe dar crédito a la obra original de manera adecuada, proporcionar un enlace a la licencia, e indicar si se han realizado cambios. Puede hacerlo en cualquier forma razonable, pero no de forma tal que sugiera que tiene el apoyo del licenciante o lo recibe por el uso que hace de la obra.

[Resumen de licencia](#) - [Texto completo de la licencia](#)