

**EFEECTO DE LA TEMPERATURA DE GENERACIÓN EN UN CICLO DE ABSORCIÓN AVANZADO BRANCHED-GAX****EFFECT OF GENERATION TEMPERATURE ON A BRANCHED-GAX ABSORPTION COOLING CYCLE**M. Cervantes-Astorga¹, D. Saucedo-Carvajal^{2*}, N. Velázquez-Limón¹, F. Lara-Chavez³, G. Pando-Martínez⁴¹*Instituto de Ingeniería, Universidad Autónoma de Baja California, Calle de la Normal S/N y Blvd. Benito Juárez, Col. Insurgentes Este, C.P. 21280, Mexicali B. C., México.*²*Departamento de Electrónica y Comunicaciones, Centro de Investigación Científica y de Educación Superior de Ensenada, Carretera Ensenada-Tijuana No. 3918, Zona Playitas, C.P. 22860, Ensenada, B.C. México.*³*Departamento de Ingeniería en Energía, Universidad Politécnica de Baja California, Calle de la Claridad S/N, Col. Plutarco Elías Calles, C.P. 21376, Mexicali, B.C., México.*⁴*Departamento de Ingeniería Mecánica, Instituto Tecnológico de Hermosillo. Ave. Tecnológico y Periférico Poniente S/N, Col. Sahuaro, C.P. 83170, Hermosillo Sonora, México.*

Received October 22, 2015; Accepted March 31, 2016

Resumen

En este trabajo se analiza el efecto de la temperatura de generación sobre el desempeño de un ciclo de absorción avanzado tipo Branched-GAX enfriado por aire utilizando la mezcla amoníaco-agua como fluido de trabajo. A partir de ecuaciones de balance de materia y energía, se desarrolló un simulador y mediante un estudio paramétrico, se evaluó la eficiencia del ciclo en condiciones de temperatura del generador desde 118°C hasta 190°C y temperatura ambiente entre 25°C y 40°C. Los resultados indican que la temperatura de generación tiene un efecto significativo sobre la absorción de amoníaco en la zona GAX, su límite inferior es de 118°C y conforme aumenta este valor, la absorción de amoníaco en la zona GAX también se incrementa, por otro lado, el flujo másico de la extracción lateral tiene un efecto positivo en la eficiencia del ciclo, su valor máximo es 1.043 kg/min y ocurre a temperatura ambiente igual a 25°C y temperatura de generación igual a 123.3°C, pero su magnitud disminuye a medida que aumenta la temperatura del generador o la temperatura ambiente. El Coeficiente de Operación (COP) más alto del ciclo es de 1.492 y se presenta a temperaturas ambiente y del generador de 25 y 190°C respectivamente, en estas condiciones el flujo másico de la extracción lateral es de 1.029 kg/min.

Palabras clave: ciclo Branched-GAX, amoníaco-agua, temperatura del generador, COP, flujo másico de ramificación.

Abstract

The objective of this paper is to study the effect of generator temperature on the performance of a Branched-GAX absorption cooling cycle, using ammonia-water mixture as working fluid. From mass and energy conservation equations, a simulator was developed and with a parametric study, the cycle efficiency was evaluated for a generator temperature ranging from 118°C to 190°C and ambient temperature between 25 and 40°C. The obtained results indicate that the generator temperature has an important effect on the ammonia absorption in the GAX zone, its inferior limit is 118°C and as this value increases, the ammonia absorption in the GAX zone so does. On the other side, the branched mass flow has a positive effect on the cycle efficiency, its maximum value is 1.043 kg/min for generator temperature of 123.3°C and ambient temperature of 25°C, but its magnitude decreases as the generator temperature or ambient temperature increases. The highest Coefficient of Performance (COP) was 1.492 for generator and ambient temperatures of 190 and 25°C respectively, under these conditions the branched mass flow was 1.029 kg/min.

Keywords: cycle Branched-GAX, ammonia-water, generator temperature, COP, Branched mass flow rate

* Corresponding author. E-mail: dsauceda@cicese.edu.mx
Tel. 646-175-0500

1 Introducción

En la actualidad, los sistemas de refrigeración por compresión de vapor son la tecnología más usada para producir frío (aire acondicionado, producción de hielo, conservación de alimentos, etc.) sin embargo, presentan altos costos de operación por su consumo de energía eléctrica, el cual representa aproximadamente del 30 al 50% del total del costo reflejado en los recibos de electricidad (Lugo-Leyte, R. y col., 2013), además, esta tecnología ocasiona problemas al medio ambiente, debido a las emisiones de gases de efecto invernadero durante los procesos de generación de la energía que consumen. Por lo anterior, existe una tendencia mundial hacia la investigación y desarrollo de ciclos de refrigeración por absorción, como una alternativa para la producción de frío.

Los sistemas de refrigeración por absorción no poseen un compresor mecánico, en su lugar tienen un absorbedor, un generador y una bomba de solución que actúan en conjunto como un compresor térmico, al que se puede alimentar energía térmica desde diversas fuentes (energía solar, calor residual, combustión de biogás, etc.) lo que reduce considerablemente los costos de operación y el impacto ambiental. Las principales desventajas de los ciclos de absorción frente a los de compresión de vapor son sus bajos Coeficientes de Operación (COP) y su alta inversión inicial. Por estas razones se está investigando sobre como incrementar la eficiencia de los ciclos de absorción sin aumentar significativamente el número de sus componentes.

La tecnología GAX (Generator Absorber Heat eXchange) fue teóricamente desarrollada por Altenkirch y Tenckhoff (1914). El ciclo GAX conserva los elementos esenciales de un ciclo básico de simple efecto $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, la diferencia entre ambos es la recuperación interna de calor, ya que en el ciclo GAX la presión y la concentración son mantenidas de tal forma que causan un traslape de temperaturas entre el absorbedor y el generador. Esto abre la posibilidad de que una parte del calor de absorción pueda ser enviado desde la sección más caliente del absorbedor hacia la sección más fría del generador, al mismo tiempo se reduce la entrada de calor en el generador desde una fuente externa y se obtiene un COP más alto. Este traslape de temperaturas es una característica de los ciclos GAX que usan $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ (Gómez y col., 2008).

En un ciclo GAX bajo ciertas condiciones de operación, el flujo de calor desde la parte caliente del absorbedor es menor al requerido por la zona fría del generador. Para aumentar este flujo de calor

se puede incrementar el flujo de masa en la sección más caliente del absorbedor. Lo anterior se logra con el ciclo Branched-GAX que a diferencia del ciclo GAX tiene una corriente que se extrae lateralmente del absorbedor, para este fin se emplea una bomba de solución adicional. El aumento de flujo de calor desde absorbedor hacia el generador reduce el requerimiento de calor suministrado por una fuente externa y con ello se logra un COP mayor (Herold y col., 1991).

El análisis termodinámico de los ciclos de absorción avanzados es una labor llevada a cabo por la comunidad científica con el objetivo principal de mejorar su desempeño. Velázquez y Best (2002) reportaron un análisis energético del ciclo GAX híbrido de 10.6 kW impulsado por una fuente solar-gas natural, con un COP de 0.86 en modo de enfriamiento y de 1.86 en modo calentamiento. Kang y col. (2004) realizaron un estudio paramétrico de cuatro diferentes ciclos GAX híbridos. Estos ciclos tienen diversos propósitos, como obtener un COP más alto, menores temperaturas del evaporador y generador, así como la capacidad de producir agua caliente. Zheng y col. (2007) reportaron que las eficiencias por la primera y segunda ley de la termodinámica del ciclo GAX son 31% y 78% más altas que las correspondientes para un ciclo de absorción de simple efecto. Usando la mezcla amoníaco-agua como fluido de trabajo Kumar y Udayakumar (2007) compararon el desempeño del ciclo GAX frente al GAX híbrido desde el punto de vista de la primera ley, para aplicaciones en aire acondicionado. Encontraron una mejora alrededor de 30% en el COP del ciclo cuando se emplea un compresor. Mortaza Yari y col. (2011) compararon los desempeños de los ciclos GAX y GAX híbrido amoníaco-agua desde el punto de vista de la primera y segunda ley de la termodinámica. El análisis de exergía fue llevado a cabo con el objetivo de encontrar la contribución de cada componente del ciclo a la destrucción de la exergía. Mehr y col. (2012) propusieron e investigaron dos ciclos de refrigeración por absorción GAX que usan eyectores para elevar la presión del absorbedor y condensador. Analizaron los efectos de las temperaturas del generador y del evaporador, sobre las eficiencias de la primera y segunda ley de la termodinámica. Además compararon el desempeño de estos ciclos con los ciclos GAX y GAX híbrido en las mismas condiciones de trabajo. Mehr y col. (2013) compararon el rendimiento de un ciclo de absorción GAX con un ciclo GAX híbrido, optimizados desde el punto de vista de la termodinámica y la economía. Usando algoritmos genéticos, el rendimiento de los ciclos se optimizó

en función de la COP y la eficiencia de exergía. Los resultados indicaron que, aunque, en comparación con el ciclo GAX, el ciclo GAX híbrido tiene un mejor rendimiento desde los puntos de vista tanto de la primera y segunda leyes de la termodinámica, su costo por unidad es mayor. Dixit y col. (2015) analizaron el efecto de la temperatura del generador, temperatura del condensador y la temperatura del evaporador sobre COP y las eficiencias exergéticas de los ciclo GAX y GAX híbrido. Encontraron que la influencia de la temperatura del generador sobre la eficiencia exergética es más pronunciada que sobre el COP. Además observaron que el aumento de la temperatura aproximación desde 0°C a 14°C causa una disminución de la COP del ciclo GAX por 30% y del ciclo GAX híbrido de 40%-45%.

Son pocas las investigaciones que se han realizado sobre los sistemas Branched-GAX. Engler y col. (1997) presentaron la simulación de un sistema GAX amoníaco-agua usando el programa ABSIM. Ellos analizaron diferentes configuraciones tales como el ciclo de simple efecto, el ciclo GAX simple y el ciclo Branched-GAX, para investigar la influencia de cada uno de los componentes agregados al ciclo en cada etapa. El COP encontrado para el ciclo GAX fue de 1.0. Erickson y col. (1996) reportaron un COP de 1.06 en modo de enfriamiento para un ciclo Branched-GAX a gas de 4.2 toneladas. Herold y col. (1991) propusieron un ciclo Branched-GAX con un desempeño de 20% más alto que el ciclo GAX. Zaltash y Grossman (1996) demostraron el potencial de usar mezclas ternarias por comparación del desempeño de los ciclos GAX y Branched-GAX usando las mezclas amoníaco-agua y amoníaco-agua-bromuro de litio. A la temperatura del generador de alrededor de 200°C encontraron que el uso de mezclas ternarias incrementa en 21% la eficiencia del ciclo. Stoicovici (1995) presentó el ciclo polibranché regenerativo GAX, con una eficiencia térmica 40% superior al ciclo de doble efecto.

Debido a la escasa literatura disponible sobre el ciclo Branched-GAX y a la falta de un estudio formal sobre el efecto de la temperatura del generador, en este trabajo se propone estudiar el comportamiento del ciclo Branched-GAX en función de la temperatura del generador a diferentes temperaturas de aire de enfriamiento. En este trabajo se desarrolló un simulador en el programa EES con la finalidad de investigar mediante estudios paramétricos el efecto de la temperatura del generador sobre un conjunto de variables importantes del ciclo Branched-GAX.

2 Descripción del ciclo Branched-GAX

En la figura 1 se muestra el diagrama del ciclo Branched-GAX enfriado por aire. Al comparar los componentes de este ciclo de absorción con los de un equipo de compresión mecánica de vapor, las diferencias principales están en el compresor mecánico y en el rectificador, debido a que en el primero no existe un compresor mecánico, ya que este es reemplazado por un absorbedor, un generador y dos bombas de solución, que en conjunto actúan como un compresor térmico. Además se tiene un rectificador para una mayor purificación del vapor de amoníaco.

En un ciclo de absorción Branched-GAX, el vapor de refrigerante (amoníaco) de baja presión (corriente 12) es alimentado por la parte inferior del absorbedor, donde se disuelve en una solución acuosa pobre en amoníaco (solución débil) procedente del generador (corriente 4). Así se convierte la solución débil en solución fuerte (alta concentración) y al mismo tiempo se libera calor a los alrededores debido a que este proceso de mezclado es exotérmico. Una parte de éste calor es enviado al aire atmosférico (Q_{ab}) y el resto se emplea para hacer integración energética interna con el generador. Usando la bomba (B1), se incrementa la presión de la solución fuerte (corriente 13) que se envía a las zonas más calientes del absorbedor donde recibe calor y sale de la sección GAX como una mezcla líquido-vapor (corriente 20). Esta mezcla pasa al generador, donde aporta una parte de la energía necesaria para el proceso de generación, el resto de la energía (Q_{gen}) se obtiene de una fuente de calor externa (energía solar, calor residual, etc.). En el generador se produce un vapor de refrigerante rico en amoníaco (corriente 6) y una solución acuosa pobre en amoníaco (corriente 1), que es enviada al absorbedor. El vapor de refrigerante rico en amoníaco pasa al rectificador donde el aire de enfriamiento le extrae una cantidad de calor (Q_{re}), por esto una parte del vapor de agua se condensa y con ello el flujo de refrigerante se purifica más. El refrigerante que sale del rectificador (corriente 7) entra al condensador donde pierde calor latente (Q_{co}) por efecto del aire de enfriamiento, después pasa a un intercambiador de calor donde reduce su temperatura, posteriormente entra a una válvula de expansión (VE1) que le provoca un descenso en su temperatura como consecuencia de una caída de presión, y luego se introduce en el evaporador para producir el efecto de enfriamiento. En el evaporador los conductos que transportan el

refrigerante están en contacto con una corriente de agua que actúa como fluido intermedio entre el refrigerante y el aire del recinto a acondicionar. La corriente de agua entra al evaporador a 12°C (corriente 21) y sale a 7°C (corriente 22) liberando una cantidad de calor (Q_{ev}) que es absorbida por el refrigerante. Una vez que el refrigerante abandona el evaporador, preenfía la corriente que sale del condensador y regresa de nuevo al absorbedor para cerrar el ciclo.

De acuerdo con la figura 1 el generador se puede dividir en dos zonas, una de alta temperatura calentada por una fuente externa y otra de baja temperatura (zona fría) localizada entre las corrientes 2 y 5. Por otro lado el absorbedor también se puede separar en dos zonas una de baja y otra de alta temperatura (zona caliente), esta última ubicada entre las corrientes 4 y 15. Si tenemos en cuenta que las temperaturas de las corrientes 2 y 4 son iguales y que las temperaturas de las corrientes 5 y 15 también son iguales entre sí, entonces se tiene un traslape de temperaturas entre la

zona de alta temperatura del absorbedor y la zona de baja temperatura del generador. Esta es una condición necesaria para poder transferir calor desde la zona caliente del absorbedor hasta la zona fría del generador (Herold y col., 1996).

Si en el ciclo GAX el flujo de calor desde la sección caliente del absorbedor es menor al calor requerido por la parte fría del generador, entonces es recomendable emplear el ciclo Branched-GAX. El ciclo Branched-GAX es una modificación del ciclo GAX, que consiste en extraer una corriente lateral a partir del absorbedor (corriente 18) por medio una bomba (B2), para aumentar el flujo de masa en la sección más caliente del absorbedor y con ello se incrementa el flujo de calor que ésta puede proporcionar a la zona fría del generador. El flujo másico adecuado de la corriente 18 es aquel que permite que el flujo de calor desde la zona caliente del absorbedor sea igual al calor requerido por la zona fría del generador (Herold y col., 1996).

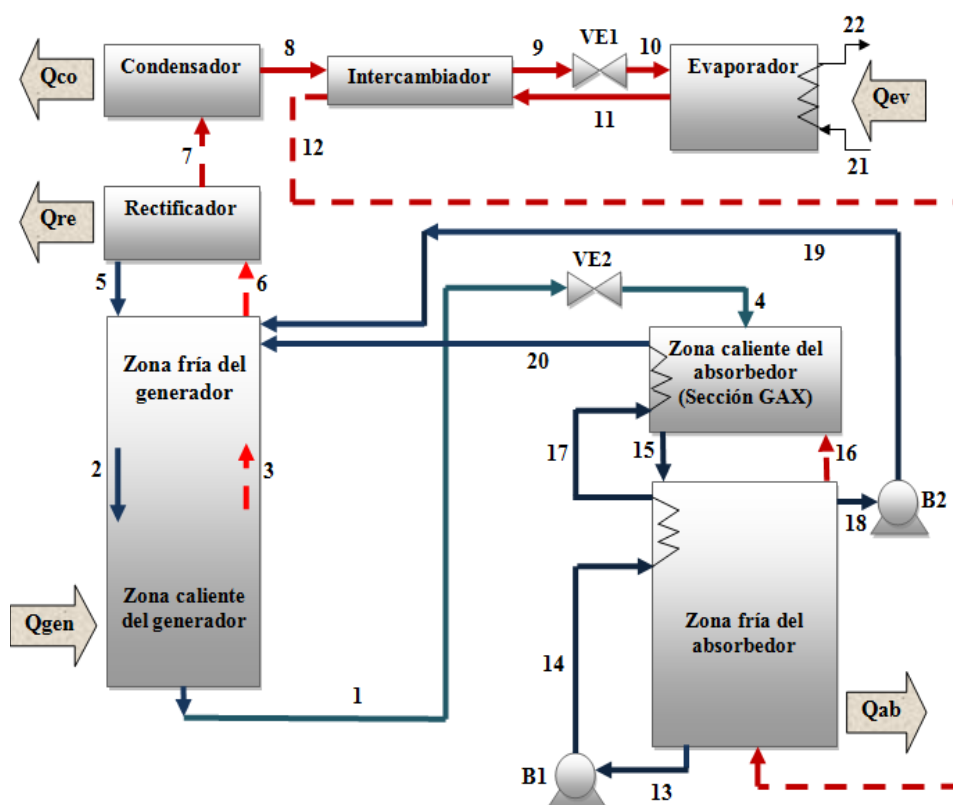


Fig. 1. Diagrama del ciclo de refrigeración por absorción Branched-GAX.

Tabla 1. Balances de masa y energía para el ciclo Branched-GAX

<p>Zona caliente del generador: Balance de energía: $Q_{gen} = m_1h_1 + m_3h_3 - m_2h_2$</p> <p>Balance de masa total: $m_1 + m_3 = m_2$</p> <p>Balance de amoniaco: $x_1m_1 + y_3m_3 = x_2m_2$</p>	<p>Zona caliente del absorbedor: Balance de energía: $m_{15}h_{15} + m_{20}h_{20} = m_{17}h_{17} + m_{16}h_{16} + m_4h_4$</p> <p>Balance de masa total: $m_{15} + m_{20} = m_{17} + m_{16} + m_4$</p> <p>$m_{17} = m_{20}$</p> <p>Balance de amoniaco: $x_{15}m_{15} + z_{20}m_{20} = x_{17}m_{17} + y_{16}m_{16} + x_4m_4$</p> <p>$x_{17}m_{17} = z_{20}m_{20}$</p>
<p>Zona fría del generador: Balance de energía: $m_2h_2 + m_6h_6 = m_3h_3 + m_5h_5 + m_{20}h_{20} + m_{19}h_{19}$</p> <p>Balance de masa total: $m_2 + m_6 = m_3 + m_5 + m_{20} + m_{19}$</p> <p>Balance de amoniaco: $x_2m_2 + y_6m_6 = y_3m_3 + x_5m_5 + z_{20}m_{20} + x_{19}m_{19}$</p>	<p>Zona fría del absorbedor: Balance de energía: $Q_{co} = m_{12}h_{12} + m_{15}h_{15} - m_{17}h_{17} - m_{16}h_{16} - m_{18}h_{18}$</p> <p>Balance de masa total: $m_{12} + m_{15} = m_{17} + m_{16} + m_{18}$</p> <p>Balance de amoniaco: $y_{12}m_{12} + x_{15}m_{15} = x_{17}m_{17} + y_{16}m_{16} + x_{18}m_{18}$</p>
<p>Rectificador: Balance de energía: $Q_{re} = m_6h_6 - m_5h_5 - m_7h_7$</p> <p>Balance de masa total: $m_5 + m_7 = m_6$</p> <p>Balance de amoniaco: $x_5m_5 + y_7m_7 = y_6m_6$</p>	<p>Válvula de expansión 2: Balance de energía: $m_4h_4 = m_1h_1$</p> <p>Balance de masa total: $m_4 = m_1$</p> <p>Balance de amoniaco: $x_4m_4 = x_1m_1$</p>
<p>Condensador: Balance de energía: $Q_{co} = m_7h_7 - m_8h_8$</p> <p>Balance de masa total : $m_7 = m_8$</p> <p>Balance de amoniaco: $y_7m_7 = x_8m_8$</p>	<p>Bomba 1: Balance de energía: $h_{14} = h_{13} + w_1$</p> <p>$w_1 = v_{13}(P_a - P_b)100$</p> <p>Balance de masa total: $m_{13} = m_{14}$</p> <p>Balance de amoniaco: $x_{13}m_{13} = x_{14}m_{14}$</p>
<p>Intercambiador: Balance de energía: $m_8h_8 + m_{11}h_{11} = m_9h_9 + m_{12}h_{12}$</p> <p>Balance de masa total: $m_8 + m_{11} = m_9 + m_{12}$</p> <p>$m_8 = m_9$</p> <p>Balance de amoniaco: $x_8m_8 + z_{11}m_{11} = x_9m_9 + y_{12}m_{12}$</p>	<p>Bomba 2: Balance de energía: $h_{19} = h_{18} + w_2$</p> <p>$w_2 = v_{18}(P_a - P_b)100$</p> <p>Balance de masa total: $m_{19} = m_{18}$</p> <p>Balance de amoniaco: $x_{19}m_{19} = x_{18}m_{18}$</p>
<p>Válvula de expansión 1: Balance de energía: $m_9h_9 = m_{10}h_{10}$</p> <p>Balance de masa total: $m_9 = m_{10}$</p> <p>Balance de amoniaco: $x_9m_9 = z_{10}m_{10}$</p>	<p>Evaporador: Balance de energía: $Q_{ev} = m_{11}h_{11} - m_{10}h_{10}$</p> <p>Balance de masa total: $m_{10} = m_{11}$</p> <p>Balance de amoniaco: $z_{10}m_{10} = z_{11}m_{11}$</p>

3 Modelado matemático

Las suposiciones empleadas para simular el ciclo Branched-GAX son las siguientes:

- El ciclo opera en estado estable.
- El fluido de trabajo es mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$.
- El sistema es enfriado por aire.
- La capacidad del equipo es de 5 toneladas.
- La eficiencia de las bombas es 0.5.
- La diferencia de temperaturas en el intercambio de calor absorbedor-generador es 6°C .
- Las caídas de presión en los equipos y tuberías de interconexión son despreciables.
- La composición de amoniaco en el refrigerante es 0.995.

- El porcentaje de líquido en el refrigerante a la entrada del evaporador es 95%.
- Las corrientes 8 y 13 están 8°C por arriba de la temperatura del aire atmosférico.
- La diferencia de temperaturas entre las corrientes 22 y 10 es igual a 6°C.
- El incremento de temperatura del refrigerante en el evaporador es de 3°C. La temperatura del aire de enfriamiento varía desde 25°C hasta 40°C.
- La temperatura del generador varía desde 118°C hasta 190°C.
- El agua entra al evaporador a 12°C y sale a 7°C.
- Las corrientes que salen del generador, rectificador, condensador y absorbedor están en estado de saturación.

Para simular el ciclo se utilizó el software EES® que es el acrónimo de *Engineering Equation Solver*, este programa permite resolver sistemas de ecuaciones y es ampliamente utilizado para simular ciclos termodinámicos gracias a que incorpora subrutinas para el cálculo de propiedades termo-físicas de una extensa librería de fluidos, entre ellos la mezcla NH₃-H₂O. En este caso, las propiedades de dicha mezcla se estimaron con base a los modelos presentados por Ibrahim y Klein (1993).

Con base en la figura 1, se plantean las ecuaciones de los balances de masa y energía para cada etapa del ciclo Branched-GAX, como se muestra en la tabla 1. Una vez planteadas todas las ecuaciones, se programó un simulador en EES® para resolver el ciclo. La secuencia de solución es la siguiente: evaporador, condensador, intercambiador, válvulas de expansión, absorbedor, bombas y generador.

El cálculo del COP para el ciclo Branched-GAX debe incluir la energía suministrada por las bombas, como lo indica la Ec. (1):

$$COP = \frac{Q_{rev}}{Q_{gen} + w_1 + w_2} \quad (1)$$

Para validar el modelo matemático utilizado en este estudio, se estudió el ciclo ramificado reportado por Herold y col. (1996), bajo las mismas condiciones de operación, se obtuvieron resultados muy similares como se muestra en la tabla 2, la mayor diferencia fue de 3.2% en el calor transferido en el absorbedor por lo que se considera que este modelo representa de forma correcta el desempeño de un ciclo de enfriamiento por absorción avanzado.

Tabla 2. Calores intercambiados (kW) en el ciclo Branched-GAX

	Herold	Este trabajo	% de desviación
Q_{ab}	361	363.8	0.7756
Q_{co}	507	439.6	2.6429
Q_{gen}	417	405.1	2.8537
Q_{re}	40	38.53	3.6750
$Q_{disponible}$	471	459.3	2.4840
$Q_{ab\ total}$	833	823.1	1.1884
$Q_{gen\ total}$	888	864.4	2.6576

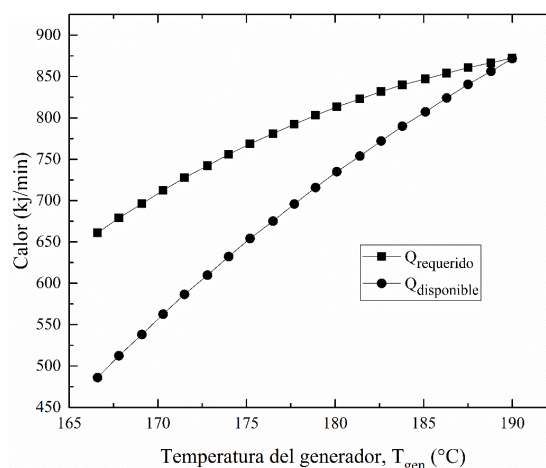


Fig. 2. Diferencias entre los calores requerido y disponible a temperatura ambiente de 37.5°C.

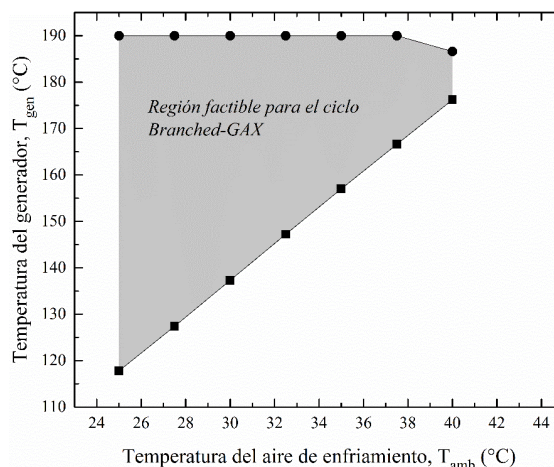


Fig. 3. Región donde existe absorción de amoníaco en la zona GAX del ciclo Branched-GAX.

Tabla 3. Condiciones de operación para el ciclo Branched-GAX, $T_{gen}=170^{\circ}\text{C}$ y $T_{amb}=37.5^{\circ}\text{C}$

Corriente	Presión (bar)	Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)	Fracción masa de amoniaco	Flujo (kg/min)	Entalpía (kJ/kg)
1	17.99	170	0.1421	1.892	639.2
2	17.99	122.1	0.3356	2.523	337.8
3	17.99	122.1	0.9156	0.631	1607
4	4.436	122.1	0.1421	1.892	639.2
5	17.99	99.48	0.4413	0.0429	241.7
6	17.99	99.48	0.9701	0.9532	1489
7	17.99	71.1	0.9950	0.9103	1381
8	17.99	45.5	0.9950	0.9103	241.9
9	17.99	14.46	0.9950	0.9103	64.28
10	4.436	1	0.9950	0.9103	64.28
11	4.436	4	0.9950	0.9103	1223
12	4.436	41.27	0.9950	0.9103	1374
13	4.436	45.5	0.4413	2.565	-33.12
14	17.99	45.99	0.4413	2.565	-29.87
15	4.436	105.5	0.1555	1.934	341.4
16	4.436	105.5	0.7543	0.04242	1796
17	17.99	99.48	0.4413	2.565	214.7
18	4.436	99.48	0.1803	0.2372	300.7
19	17.99	100	0.1803	0.2372	303.8
20	17.99	114.8	0.4413	2.565	458.5

Tabla 4. Calores intercambiados en el ciclo Branched-GAX, $T_{gen}=170^{\circ}\text{C}$ y $T_{amb}=37.5^{\circ}\text{C}$

Equipo	Calor (kJ)
Generador, Q_{gen}	1371
Evaporador, Q_{ev}	1055
Absorbedor, Q_{ab}	1221
Rectificador, Q_{re}	153
Condensador, Q_{co}	1061
GAX, Q_{GAX}	625.2

4 Resultados y discusión

Para la simulación del ciclo Branched-GAX, se tomaron en cuenta temperaturas de aire de enfriamiento (T_{amb}) desde 25°C hasta 40°C y temperaturas del generador (T_{gen}) desde 118°C hasta 190°C , con la idea de estudiar el efecto de la temperatura de generación sobre la eficiencia del ciclo para diversas temperaturas ambiente. La tabla 3 muestra las propiedades de las corrientes internas de una simulación del ciclo Branched-GAX para una $T_{gen}=170^{\circ}\text{C}$ y $T_{amb}=37.5^{\circ}\text{C}$, mientras que la tabla 4 indica los calores intercambiados en los principales

componentes del ciclo.

Para estudiar al efecto de la temperatura de generación sobre el ciclo Branched-GAX, primero se evaluó la posibilidad de llevar a cabo el ciclo Branched-GAX con absorción de amoniaco en la zona GAX del absorbedor, en los rangos considerados de temperatura ambiente y temperatura de generación. Para esto se calcularon el calor disponible en la zona caliente del absorbedor y el calor requerido por la zona fría del generador. La figura 2 muestra ambos calores en función de la temperatura del generador, para una temperatura ambiente de 37.5°C . En dicha gráfica se aprecia un comportamiento creciente del calor disponible, debido a que si se incrementa la temperatura del generador para una temperatura ambiente fija, también lo hace la temperatura más alta del absorbedor (temperatura de 4), en otras palabras, conforme aumenta la temperatura del generador la zona GAX del absorbedor va incrementando su rango de temperaturas, esto permite que exista un calor disponible cada vez mayor en esta zona. Por otro lado el incremento de la temperatura de la corriente 4 también provoca un aumento de las temperaturas de las corrientes 2 y 3 en el generador ($T_2 = T_3 = T_4$), esto aumenta el rango de temperaturas de la zona

fría del generador, lo que explica el comportamiento ascendente del calor requerido por esta zona del generador.

En la figura 2, también se aprecia que cuando el generador opera a temperaturas bajas, el calor requerido por la zona fría del generador es mayor que el calor disponible en la zona caliente del absorbedor, esto nos indica que existe un potencial para la realización del ciclo Branched-GAX, ya que este ciclo emplea una extracción lateral desde el absorbedor, para incrementar el flujo másico en la zona GAX y de esta manera se aumenta el flujo de calor desde el absorbedor hacia el generador, hasta que el calor disponible en el absorbedor llega a ser igual al requerido por el generador. Pero a medida que se incrementa la temperatura del generador, la diferencia entre los calores disponible y requerido disminuye, hasta que se igualan. En este punto, el ciclo Branched-GAX pierde su potencial.

La figura 3 muestra una región sombreada que corresponde a las condiciones de temperatura ambiente y del generador donde existe absorción de amoníaco en la zona GAX. Es importante que se presente el proceso de absorción en esta zona ya que de esta manera se tendrá una mayor disponibilidad de calor para ser transportado por el flujo concentrado en amoníaco que va desde absorbedor hasta el generador (Corriente 20). En dicha gráfica se aprecia que para que ocurra el proceso de absorción en la zona GAX, el límite inferior de la temperatura del generador (118°C) debe aumentar con la temperatura del aire ambiente usado como medio de enfriamiento. Lo anterior se debe a que cuando aumenta la temperatura del aire de enfriamiento, disminuye la concentración de amoníaco a la salida del absorbedor (corriente 13), si se considera que la concentración de amoníaco de la corriente proveniente del evaporador es constante (corriente 12), para alcanzar condiciones de equilibrio, es necesario que la corriente de alimentación al absorbedor (corriente 4), disminuya su concentración de amoníaco y estas condiciones sólo se logran aumentando la temperatura de generación. El límite superior de la temperatura del generador se mantiene constante debido a que se fijó en un valor de 190°C para evitar problemas de corrosión. Pero después de la temperatura ambiente de 37.5°C , el límite superior de la temperatura de operación del generador sufre un descenso, porque al absorbedor se alimentan flujos pequeños y muy diluidos en amoníaco, lo que provoca que no exista solución disponible en el absorbedor para hacer la extracción lateral (corriente 18).

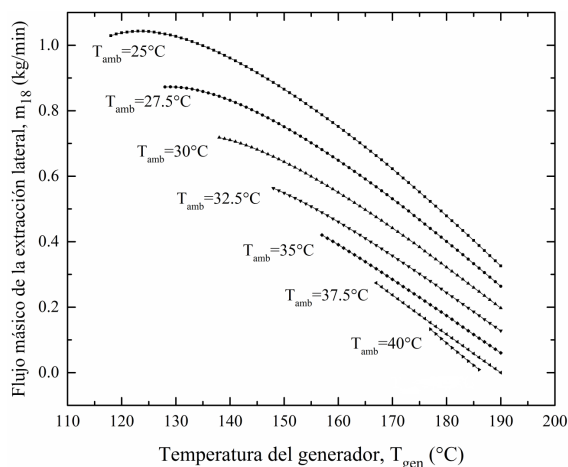


Fig. 4. Flujo másico de la extracción lateral en función de la temperatura del generador a diversas temperaturas ambiente.

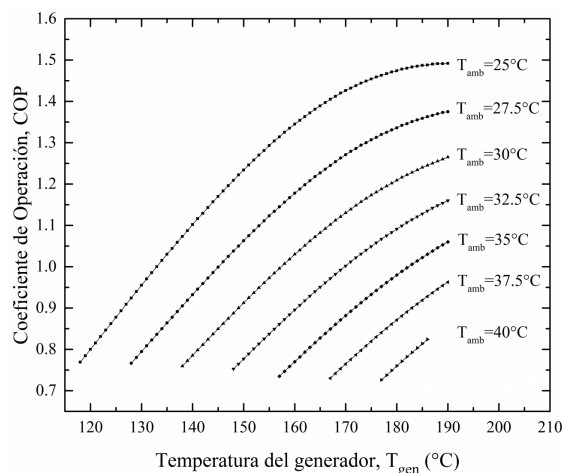


Fig. 5. COP en función de la temperatura del generador para diferentes temperaturas ambiente.

La figura 4 indica los valores óptimos del flujo másico de la extracción lateral encontrados mediante un estudio paramétrico para diversas temperaturas ambiente y temperaturas de generación. El rango de posibles valores de la extracción lateral se extiende desde 0 kg/min hasta un máximo de 1.043 kg/min (que ocurre a $T_{amb} = 25^{\circ}\text{C}$ y $T_{gen} = 123.3^{\circ}\text{C}$). A mayor temperatura ambiente se reduce el rango de la temperatura del generador, por las razones explicadas usando la figura 3. Y al mismo tiempo la magnitud de la extracción lateral disminuye, esto también se relaciona con el hecho de que se alimentan flujos cada vez más reducidos al absorbedor procedentes del generador, esto provoca que exista cada vez menos

flujo disponible en el absorbedor para llevar a cabo la extracción lateral.

Mediante otro estudio paramétrico se generó la figura 5, que es complementaria a la figura 4, porque una vez determinado el flujo másico adecuado de la extracción lateral para cierta temperatura ambiente y temperatura del generador, usando la figura 5 se puede encontrar el COP óptimo en esas condiciones para el ciclo Branched-GAX. El COP más alto encontrado en este ciclo es de 1.492 a $T_{amb}=25^{\circ}\text{C}$ y $T_{gen}=190^{\circ}\text{C}$. El hecho de que el COP más alto se encuentre a la menor temperatura ambiente y a la mayor temperatura del generador coincide con lo que predice una máquina térmica de Carnot acoplada a un refrigerador de Carnot.

Conclusiones

Se analizó el ciclo Branched-GAX desde el punto de vista energético usando un simulador desarrollado en EES[®]. Se determinaron la factibilidad de la absorción de amoníaco en la zona GAX del absorbedor, el flujo necesario de la extracción lateral y el COP del ciclo, para distintas temperaturas del aire ambiente y temperaturas del generador. En las condiciones de operación estudiadas se encontró lo siguiente:

La operación del ciclo Branched-GAX con absorción de amoníaco en la zona GAX depende de la temperatura del generador y de la temperatura ambiente. A mayor temperatura ambiente debe aumentar el límite inferior de la temperatura del generador. Mientras que el límite superior de la temperatura del generador debe disminuir después de $T_{amb}=37.5^{\circ}\text{C}$, porque el flujo pequeño de absorbente no permite llevar a cabo la extracción lateral (corriente 18).

La extracción lateral tiene un efecto positivo en la eficiencia del ciclo, su valor máximo es 1.043 kg/min que ocurre a $T_{amb}=25^{\circ}\text{C}$ y $T_{gen}=123.3^{\circ}\text{C}$, pero su magnitud disminuye a medida que aumenta la temperatura del generador o la temperatura ambiente. El COP más alto del ciclo Branched-GAX encontrado en las condiciones estudiadas es de 1.492 a $T_{amb}=25^{\circ}\text{C}$ y $T_{gen}=190^{\circ}\text{C}$, en estas condiciones el flujo másico de la extracción lateral es de 1.029 kg/min. Se debe notar que los resultados mostrados se han obtenido teniendo en cuenta los supuestos presentados en la sección 3.

Agradecimientos

Los autores agradecen a CONACYT por su apoyo a través del proyecto con clave CB-2011-01-167794 y la beca otorgada para los estudios de doctorado.

Nomenclatura

COP	coeficiente de operación, adimensional
h_i	entalpía de la corriente i , kJ/kg
m_i	flujo másico de la corriente i , kg/min
P_a	presión alta del ciclo, bar
P_b	presión baja del ciclo, bar
Q_{ab}	calor transferido en el absorbedor, kJ/min
$Q_{ab\ total}$	calor total transferido en el absorbedor, kJ/min
Q_{co}	calor transferido en el condensador, kJ/min
$Q_{disponible}$	calor disponible en la zona caliente del absorbedor, kJ/min
$Q_{requerido}$	calor requerido en la zona fría del generador, kJ/min
Q_{ev}	calor transferido en el evaporador, kJ/min
Q_{GAX}	calor transferido en la zona GAX, kJ/min
Q_{gen}	calor transferido en el generador, kJ/min
$Q_{gen\ total}$	calor total transferido en el generador, kJ/min
Q_{re}	calor transferido en el rectificador, kJ/min
T_{amb}	temperatura ambiente, $^{\circ}\text{C}$
T_i	temperatura de la corriente i , $^{\circ}\text{C}$
T_{gen}	temperatura del generador, $^{\circ}\text{C}$
v_i	volumen específico de la corriente i , m^3/kg
w	trabajo proporcionado al fluido por las bombas, kJ/kg
x_i	fracción masa de la corriente i en fase líquida
y_i	fracción masa de la corriente i en fase vapor
z_i	fracción masa de la corriente i como mezcla líquido-vapor

Referencias

- Altenkirch, E. y Tenckhoff, B. (1914). *Absorptionakaeltemaschine zur Kontinuerlichen Erzeugung von Kaelte und Waerme oder Acuh von Arbeit*, German patent no. 278,076.
- Dixit, M., Arora, A. y Kaushik, S. C. (2015). Thermodynamic analysis of GAX and hybrid GAX aqua-ammonia vapor absorption refrigeration systems. *International Journal of Hydrogen Energy* 40, 16256-16265.
- Engler, M., Grossman, G. y Hellmann, H. M. (1997). Comparative simulation and investigation of ammonia water absorption cycles for heat

- pump applications. *International Journal of Refrigeration* 20, 504-516.
- Erickson, D. C., Anand, G. y Papar, R. A. (1996). Branched GAX cycle gas fired heat pump. 11-16 August. Washington DC. *Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*.
- Gomez, V. H., Vidal, A., Best, R., Garcia-Valladares, O. y Velazquez, N. (2008). Theoretical and experimental evaluation of an indirect-fired GAX cycle cooling system. *Applied Thermal Engineering* 28, 975-987.
- Herold, K.E., He, X., Erickson, D.C. y Rane, M.V. (1991). The Branched GAX absorption heat pump cycle. 30 September-2 October. Tokyo, Japan. *International Absorption Heat Pump Conference*.
- Herold, K.E., Radermacher, R. y Klein S.A. (1996). *Absorption Chillers and Heat Pumps*. CRC Press. Boca Raton, FL.
- Ibrahim O.M., Klein S.A. (1993). Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures. *ASHRAE Transactions* 21, 1495-1502.
- Kang, Y. T., Hong, H. y Park, K. S. (2004). Performance analysis of advanced hybrid GAX cycles, HGAX. *International Journal of Refrigeration* 27, 442-448.
- Lugo-Leyte, R., Salazar-Pereyra, M., Ruíz-Ramírez, O.A., Zamora-Mata, J.M., Torres-González, E.V. (2013). Análisis de costos de operación exergoeconómicos a un ciclo teórico de refrigeración por compresión de vapor usando HFC-134a. *Revista Mexicana de Ingeniería Química* 12, 361-370.
- Mehr, A.S., Yari, M., Zarin, A., Mahmoudi, S. M. S. y Soroureddin, A. (2012). A comparative study on the GAX based absorption refrigeration systems. *Applied Thermal Engineering* 40, 29-38.
- Mehr, A.S., Zare, V. y Mahmoudi, S. M. S (2013). Standard GAX versus hybrid GAX absorption refrigeration cycle: From the view point of thermoeconomics. *Energy Conversion and Management* 76, 68-82.
- Ramesh, Kumar, A. y Udayakumar, M. (2007). Simulation studies on GAX absorption compression cooler. *Energy Conversion Management* 48, 2604-2610.
- Stoicovici, M.D. (1995). Polybranched regenerative GAX cooling cycles. *International Journal of Refrigeration* 18, 318-329.
- Velázquez, N. y Best, R. (2002). Methodology for the energy analysis of an air cooled GAX absorption heat pump operated by natural gas and solar energy. *Applied Thermal Engineering* 22, 1089-1103.
- Yari, M., Zarin, A. y Mahmoudi, S. M. S. (2011). Energy and exergy analysis of GAX and GAX hybrid absorption refrigeration cycles. *Renewable Energy* 36, 2011-2020.
- Zaltash, A. y Grossman, G. (1996). Simulation and performance analysis of basic GAX and advanced GAX cycles with ammonia-water and ammonia-water-LiBr absorption fluids. 17-20 September. Montreal, Canada. *International Absorption Heat Pump Conference*.
- Zheng, D., Deng, W., Jin, H. y Ji, J. (2007). α - h diagram and principle of exergy coupling of GAX cycle. *Applied Thermal Engineering* 27, 1771-1778.