

Estudio comparativo de los ciclos de refrigeración por absorción GAX y branched-GAX en la producción de aire acondicionado

Manuel Cervantes¹, Nicolás Velázquez¹, Daniel Saucedo², Fernando Lara³, Luis González¹

Centro de Estudio de las Energías Renovables¹, Departamento de Electrónica y Comunicaciones², Departamento de Ingeniería en Energía³

Universidad Autónoma de Baja California¹, Centro de Investigación Científica y de Educación Superior de Ensenada², Universidad Politécnica de Baja California³

Mexicali, México^{1,3}, Ensenada, México²

[manuel.cervantes, nicolas.velazquez, gonzalezl18]@uabc.edu.mx¹, dsauceda@cicese.edu.mx², flarac@upbc.edu.mx³

Abstract— Paying attention to the need to find better alternatives for cooling spaces in warm places, in this paper a comparison under various operating conditions of GAX and branched-GAX ammonia-water (NH₃-H₂O) air-cooled cycles is performed. Temperatures in this investigation were used in the generator from 140°C to 180°C and ambient temperatures of 30°C to 40°C. To simulate both cycles a EES® program was developed. The simulations revealed that the branched-GAX cycle is up to 7.51% more efficient than the GAX cycle. This improvement decreases with increasing ambient temperature and decreasing the temperature of the generator, so that under certain conditions the GAX cycle becomes more efficient, with a maximum of 0.33% from the branched-GAX.

Keyword— Branched-GAX, ammonia-water, EES, temperatura.

Resumen— Atendiendo a la necesidad de encontrar mejores alternativas para climatizar espacios en lugares cálidos, en este trabajo se realiza una comparación bajo diversas condiciones de operación entre los ciclos GAX y branched-GAX amoníaco-agua (NH₃-H₂O) enfriados por aire. En esta investigación se emplearon temperaturas en el generador desde 140°C hasta 180°C y temperaturas ambiente de 30°C a 40°C. Para simular ambos ciclos se desarrolló un programa en EES®. Las simulaciones revelaron que el ciclo branched-GAX es hasta 7.51% más eficiente que el ciclo GAX. Esta mejora disminuye conforme aumenta la temperatura ambiente y se reduce la temperatura del generador, hasta que bajo ciertas condiciones el ciclo GAX llega a ser más eficiente, con un máximo de 0.33% respecto del branched-GAX.

Palabras claves— Branched-GAX, amoníaco-agua, EES, temperatura.

I. INTRODUCCIÓN

La tecnología de compresión mecánica de vapor es la más usada para la producción de frío. El éxito comercial de estos equipos se debe principalmente a su baja inversión inicial y a sus atractivos coeficientes de operación (COP). No obstante esta tecnología presenta inconvenientes, como sus altos costos de operación, el uso de energía eléctrica generada usando fuentes fósiles, etc. Por esto es necesario buscar alternativas para el acondicionamiento térmico de espacios, producción de agua fría y hielo, que tengan ventajas similares a los equipos de compresión mecánica de vapor (baja inversión inicial, alta eficiencia, etc.), aunado a esto, bajos costos de operación (uso de energía solar, calor residual, etc.) y el uso de refrigerantes amigables con el medio ambiente (NH₃-H₂O, LiBr₂-H₂O, entre otros). Con el fin de atender esta problemática, actualmente se investiga sobre la tecnología de refrigeración por absorción, que presenta las ventajas mencionadas sobre la compresión de vapor, sólo que tiene el inconveniente de poseer COP's bajos [1].

El ciclo de refrigeración por absorción GAX fue teóricamente desarrollado por Altenkirch, y el primer prototipo funcionando con gas natural se construyó en 1980 [2].

Diversos estudios han sido reportados en la literatura sobre el ciclo GAX. Los resultados muestran claramente que el desempeño del sistema es 20-30% más alto que el de un sistema por absorción simple,

para las mismas condiciones de operación. La mayor parte de los resultados disponibles provienen de investigaciones teóricas, debido a que las investigaciones experimentales están limitadas. La razón de estudios experimentales limitados podría ser los altos costos de construcción de estos equipos. Es claro que se necesita más investigación en el futuro, a fin de validar la simulación con los hallazgos experimentales [3].

Por otro lado son pocas las investigaciones realizadas sobre los sistemas branched-GAX. Los principales trabajos hechos al respecto son: Engler et al. [4] quienes llevaron a cabo una simulación usando el programa ABSIM (Simulador de ciclos de absorción) para investigar la influencia de cada uno de los componentes sobre el ciclo. Ellos analizaron diferentes configuraciones tales como el ciclo de simple efecto, el ciclo GAX simple y el ciclo branched-GAX, el COP encontrado para el ciclo GAX fue de 1.0. Erickson et al. reportaron un coeficiente de operación de 1.06 en modo de enfriamiento para un ciclo branched-GAX a gas [3]. Herold et al. [5] propusieron un ciclo branched-GAX con un desempeño de 20% más alto que el ciclo GAX. Zaltash y Grossman usaron mezclas ternarias y encontraron que el ciclo branched-GAX es 21% más eficiente que el ciclo GAX [3].

En este trabajo se estudian los ciclos GAX y branched-GAX NH₃-H₂O, enfriados por aire con la finalidad de comparar su desempeño, y detectar las condiciones donde uno es mejor respecto del otro. Para esto se desarrolló un simulador en EES® que permite calcular los COP's de ambos ciclos.

II. DESCRIPCIÓN DE LOS SISTEMAS

En la figura 1 se muestra el digrama del ciclo GAX NH₃-H₂O enfriado por aire. Al comparar los componentes de este ciclo de absorción con los de un equipo de compresión mecánica de vapor, la diferencia es que en el primero no existe un compresor mecánico, ya que este es reemplazado por un absorbedor, un generador y una bomba de solución (B), que en conjunto actúan como un compresor térmico. Además se tiene un rectificador para una mejor purificación del vapor de amoníaco.

En un ciclo de absorción 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 21). 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 (B), 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_{ab}) por efecto del aire de enfriamiento, después pasa a un intercambiador 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 22) y sale a 7°C (corriente 23) 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.

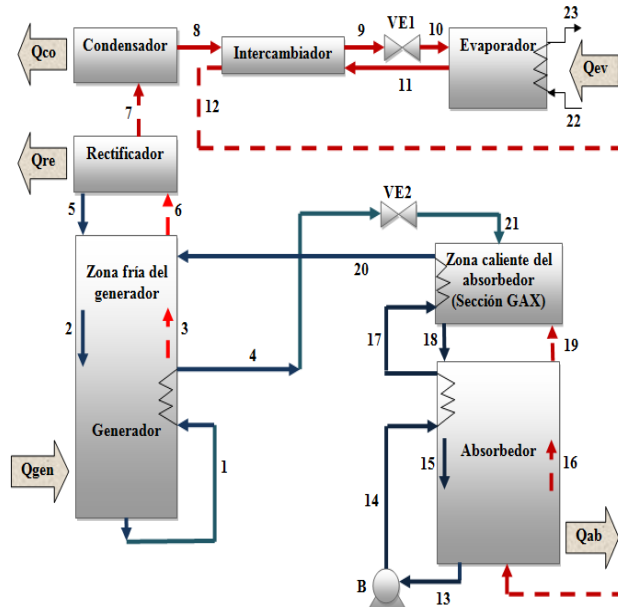


Fig. 1. Diagrama del ciclo de refrigeración por absorción GAX.

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 17 y 21. Si tenemos en cuenta que las temperaturas de las corrientes 2 y 21 son iguales y que las temperaturas de las corrientes 5 y 17 también son iguales entre si, 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 [5].

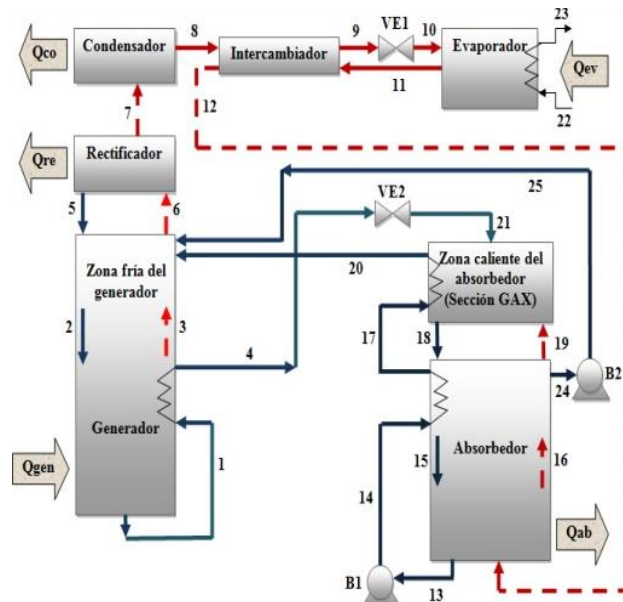


Fig. 2. Diagrama del ciclo de refrigeración por absorción branched-GAX.

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 que se muestra en la figura 2. El ciclo branched-GAX es una modificación del ciclo GAX, que consiste en extraer una corriente lateral a partir del absorbedor (corriente 24) 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 24 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 [5].

III. MODELADO MATEMÁTICO

Tabla I. Ecuaciones de los balances de masa y energía para el ciclo GAX

Zona caliente del generador:	Zona caliente del absorbedor:
Balance de energía: $Q_{gen} = m_4h_4 + m_3h_3 - m_2h_2$ $h_4 = h_1 - \int_{T_4}^{T_1} C_p dT$	Balance de energía: $m_{18}h_{18} + m_{20}h_{20} = m_{17}h_{17} + m_{19}h_{19} + m_{21}h_{21}$
Balance de masa total: $m_4 + m_3 = m_2$ $m_1 = m_4$	Balance de masa total: $m_{18} + m_{20} = m_{17} + m_{19} + m_{21}$ $m_{17} = m_{20}$
Balance de amoniaco: $x_4m_4 + y_3m_3 = x_2m_2$ $x_1m_1 = x_4m_4$	Balance de amoniaco: $x_{18}m_{18} + z_{20}m_{20} = x_{17}m_{17} + y_{19}m_{19} + x_{21}m_{21}$ $x_{17}m_{17} = z_{20}m_{20}$
Zona fría del generador:	Zona Fría del absorbedor:
Balance de energía: $m_2h_2 + m_6h_6 = m_3h_3 + m_5h_5 + m_{20}h_{20} + m_{25}h_{25}$	Balance de energía: $Q_{co} = m_{12}h_{12} + m_{18}h_{18} - m_{17}h_{17} - m_{19}h_{19} - m_{24}h_{24}$
Balance de masa total: $m_2 + m_6 = m_3 + m_5 + m_{20} + m_{25}$	Balance de masa total: $m_{12} + m_{18} = m_{17} + m_{19} + m_{24}$
Balance de amoniaco: $x_2m_2 + y_6m_6 = y_3m_3 + x_5m_5 + z_{20}m_{20} + x_{25}m_{25}$	Balance de amoniaco: $y_{12}m_{12} + x_{18}m_{18} = x_{17}m_{17} + y_{19}m_{19} + x_{24}m_{24}$
Rectificador :	Válvula de expansión 2:
Balance de energía: $Q_{re} = m_6h_6 - m_5h_5 - m_7h_7$	Balance de energía: $m_4h_4 = m_{21}h_{21}$
Balance de masa total: $m_5 + m_7 = m_6$	Balance de masa total: $m_4 = m_{21}$
Balance de amoniaco: $x_5m_5 + y_7m_7 = y_6m_6$	Balance de amoniaco: $x_4m_4 = x_{21}m_{21}$
Condensador :	Bomba:
Balance de energía: $Q_{co} = m_7h_7 - m_8h_8$	Balance de energía: $h_{14} = h_{13} + w_1$ $w = v_{13}(P_a - P_b)$
Balance de masa total : $m_7 = m_8$	Balance de masa total: $m_{13} = m_{14}$
Balance de amoniaco: $y_7m_7 = x_8m_8$	Balance de amoniaco: $x_{13}m_{13} = x_{14}m_{14}$
Intercambiador :	Evaporador :
Balance de energía: $m_8h_8 + m_{11}h_{11} = m_9h_9 + m_{12}h_{12}$	Balance de energía: $Q_{ev} = m_{11}h_{11} - m_{10}h_{10}$
Balance de masa total: $m_8 + m_{11} = m_9 + m_{12}$ $m_8 = m_9$	Balance de masa total: $m_{10} = m_{11}$
Balance de amoniaco: $x_8m_8 + z_{11}m_{11} = x_9m_9 + y_{12}m_{12}$ $x_8m_8 = x_9m_9$	Balance de amoniaco: $z_{10}m_{10} = z_{11}m_{11}$
Válvula de expansión 1:	
Balance de energía: $m_9h_9 = m_{10}h_{10}$	
Balance de masa total: $m_9 = m_{10}$	
Balance de amoniaco: $x_9m_9 = z_{10}m_{10}$	

Las suposiciones empleadas para simular los ciclos GAX y branched-GAX son las siguientes:

- El ciclo opera en estado estable.
- 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 23 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 30°C hasta 40°C.
- La temperatura del generador varía desde 140°C hasta 180°C.
- El agua entra al evaporador a 12°C y sale a 7°C.
- Los corrientes que salen del generador, rectificador, condensador y absorbedor estan en estado de saturación.

Tabla II. Ecuaciones de los balances de masa y energía para el ciclo branched-GAX.

Zona caliente del generador:		Zona caliente del absorbedor:	
Balance de energía:	$Q_{gen} = m_4h_4 + m_3h_3 - m_2h_2$ $h_4 = h_1 - \int_{T_4}^{T_1} C_p dT$	Balance de energía:	$m_{18}h_{18} + m_{20}h_{20} = m_{17}h_{17} + m_{19}h_{19} + m_{21}h_{21}$
Balance de masa total:	$m_4 + m_3 = m_2$ $m_1 = m_4$	Balance de masa total:	$m_{18} + m_{20} = m_{17} + m_{19} + m_{21}$ $m_{17} = m_{20}$
Balance de amoniaco:	$x_4m_4 + y_3m_3 = x_2m_2$ $x_1m_1 = x_4m_4$	Balance de amoniaco:	$x_{18}m_{18} + z_{20}m_{20} = x_{17}m_{17} + y_{19}m_{19} + x_{21}m_{21}$ $x_{17}m_{17} = z_{20}m_{20}$
Zona fría del generador:		Zona Fría del absorbedor:	
Balance de energía:	$m_2h_2 + m_6h_6 = m_3h_3 + m_5h_5 + m_{20}h_{20} + m_{25}h_{25}$	Balance de energía:	$Q_{co} = m_{12}h_{12} + m_{18}h_{18} - m_{17}h_{17} - m_{19}h_{19} - m_{24}h_{24}$
Balance de masa total:	$m_2 + m_6 = m_3 + m_5 + m_{20} + m_{25}$	Balance de masa total:	$m_{12} + m_{18} = m_{17} + m_{19} + m_{24}$
Balance de amoniaco:	$x_2m_2 + y_6m_6 = y_3m_3 + x_5m_5 + z_{20}m_{20} + x_{25}m_{25}$	Balance de amoniaco:	$y_{12}m_{12} + x_{18}m_{18} = x_{17}m_{17} + y_{19}m_{19} + x_{24}m_{24}$
Rectificador :		Válvula de expansión 2:	
Balance de energía:	$Q_{re} = m_6h_6 - m_5h_5 - m_7h_7$	Balance de energía:	$m_4h_4 = m_{21}h_{21}$
Balance de masa total:	$m_5 + m_7 = m_6$	Balance de masa total:	$m_4 = m_{21}$
Balance de amoniaco:	$x_5m_5 + y_7m_7 = y_6m_6$	Balance de amoniaco:	$x_4m_4 = x_{21}m_{21}$
Condensador :		Bomba 1:	
Balance de energía:	$Q_{co} = m_7h_7 - m_8h_8$	Balance de energía:	$h_{14} = h_{13} + w_1$ $w_1 = v_{13}(P_a - P_b)$
Balance de masa total :	$m_7 = m_8$	Balance de masa total:	$m_{13} = m_{14}$
Balance de amoniaco:	$y_7m_7 = x_8m_8$	Balance de amoniaco:	$x_{13}m_{13} = x_{14}m_{14}$
Intercambiador :		Bomba 2:	
Balance de energía:	$m_8h_8 + m_{11}h_{11} = m_9h_9 + m_{12}h_{12}$	Balance de energía:	$h_{25} = h_{24} + w_2$ $w_2 = v_{20}(P_a - P_b)$
Balance de masa total:	$m_8 + m_{11} = m_9 + m_{12}$ $m_8 = m_9$	Balance de masa total:	$m_{24} = m_{25}$
Balance de amoniaco:	$x_8m_8 + z_{11}m_{11} = x_9m_9 + y_{12}m_{12}$ $x_8m_8 = x_9m_9$	Balance de amoniaco:	$x_{24}m_{24} = x_{25}m_{25}$
Válvula de expansión 1:		Evaporador :	
Balance de energía:	$m_9h_9 = m_{10}h_{10}$	Balance de energía:	$Q_{ev} = m_{11}h_{11} - m_{10}h_{10}$
Balance de masa total:	$m_9 = m_{10}$	Balance de masa total:	$m_{10} = m_{11}$
Balance de amoniaco:	$x_9m_9 = z_{10}m_{10}$	Balance de amoniaco:	$z_{10}m_{10} = z_{11}m_{11}$

En base a las figuras 1 y 2, se plantean las ecuaciones de los balances de masa y energía para cada etapa de los ciclos GAX y branched-GAX, como se muestra en las tablas 1 y 2 respectivamente. Una vez planteadas todas las ecuaciones, se programó un simulador en EES® para resolver ambos ciclos. Los ciclos se resolvieron en el siguiente orden: evaporador, condensador, intercambiador, válvulas de expansión, absorbedor, bombas y generador.

El coeficiente de operación (COP) del ciclo GAX se calcula usando la siguiente expresión:

$$COP = \frac{Q_{ev}}{Q_{gen+w}} \quad (1)$$

El cálculo del COP para el ciclo branched-GAX debe incluir la energía suministrada por la bomba 2, como lo indica la siguiente ecuación:

$$COP = \frac{Q_{ev}}{Q_{gen+w_1+w_2}} \quad (2)$$

El simulador desarrollado para este trabajo se usó para resolver los ciclos GAX y branched-GAX en las condiciones presentadas por Herold et al. [5], logrando resultados muy similares ya que los mencionados ciclos también se resolvieron usando EES®.

Este simulador también se validó con los datos experimentales reportados por Lazzarin et al. [6]. El porcentaje de error mostrado en la tabla III, indica que los resultados arrojados por el simulador de este trabajo son aceptables.

Tabla III. Comparación entre los resultados experimentales de Lazzarin y el simulador de este trabajo para $P_{alta}=1.579$ MPa, $P_{baja}=0.474$ MPa y $Q_{gen}=20.8$ kW.

	Este trabajo	Lazzarin et al.	% Error
Concentración de solución fuerte (%)	44.0	43.0	2.3
Concentración de solución débil (%)	15.6	15.5	0.6
Flujo de solución fuerte (kg/h)	108.15	108	0.1
Flujo de solución débil (kg/h)	71.75	71.6	0.2
Calor del absorbedor (kW)	20.85	19.8	5.3
Calor del evaporador (kW)	11.07	11.8	6.2
Calor del condensador (kW)	11.14	12.8	13.0

IV. RESULTADOS Y DISCUSIONES

El simulador desarrollado en éste trabajo se usó para hacer corridas a cinco diferentes temperaturas de aire (T_{amb}): 30°C, 32.5°C, 35°C, 37.5°C y 40°C. Con cada una de dichas temperaturas de aire se hacen exploraciones para distintas temperaturas del generador (T_{gen}): 140°C, 150°C, 160°C, 170°C y 180°C, con la idea de comparar los desempeños de los ciclos GAX y branched-GAX.

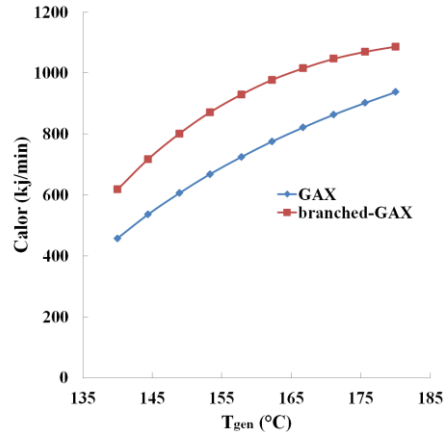


Fig. 3. Integración energética absorbedor-generador en los ciclos GAX y branched-GAX a $T_{amb}=30^{\circ}C$.

Durante la operación de los ciclos GAX y branched-GAX parte de la energía que necesita el generador es suministrada por la parte más caliente del absorbedor. Para la temperatura ambiente de $30^{\circ}C$ el intercambio de energía absorbedor-generador se muestra en la figura 3, donde se aprecia el uso más eficiente de energía que hace el ciclo branched-GAX frente al GAX. Esta mejora se debe a que en ciclo branched-GAX existen flujos másicos internos mayores en la zona caliente del absorbedor y como consecuencia el absorbedor puede suministrar más calor a la parte fría del generador.

El hecho de tener mayor integración energética interna en el ciclo branched-GAX que en el ciclo GAX, contribuye a reducir el calor requerido por el generador desde una fuente de energía externa (Q_{gen}), como se muestra en la figura 4, para una temperatura ambiente de $30^{\circ}C$.

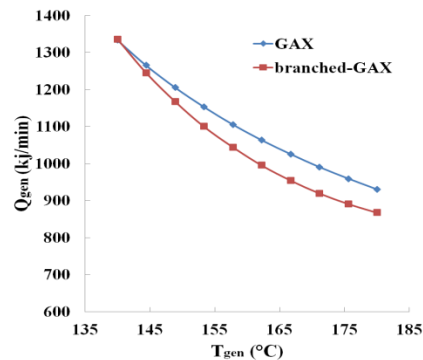


Fig. 4. Calor del generador desde una fuente externa para los ciclos GAX y branched-GAX a $T_{amb}=30^{\circ}C$.

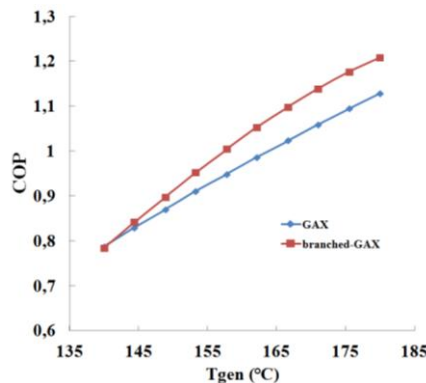


Fig. 5. COP's de los ciclos GAX y branched-GAX a $T_{amb}=30^{\circ}C$.

En este trabajo la capacidad de los ciclos GAX y branched-GAX es constante (5 toneladas), si se logra una reducción del calor necesario en el generador desde una fuente externa, esto trae como consecuencia un incremento en el COP del ciclo, de acuerdo con las ecuaciones 1 y 2. Esta mejora en el COP se presenta en la figura 5, para una temperatura ambiente de 30°C, donde se aprecia que el ciclo branched-GAX tiene COP's mayores que el ciclo GAX. Los COP's mostrados en la figura 5 para ambos ciclos se incrementan con la temperatura del generador, por que se está usando energía de una fuente externa con una calidad cada vez mayor.

El comportamiento de las curvas de integración energética interna, Q_{gen} y el COP en función de T_{gen} para el resto de las temperaturas ambiente tiene un comportamiento muy similar.

Tabla IV. Coeficientes de operación del ciclo GAX en diversas condiciones de operación

	T_{amb}				
	30°C	32.5°C	35°C	37.5°C	40°C
T_{gen} 140°C	0.7879	-	-	-	-
150°C	0.8810	0.7785	-	-	-
160°C	0.9686	0.8722	0.7704	-	-
170°C	1.0510	0.9614	0.8661	0.7638	-
180°C	1.1290	1.0460	0.9588	0.8638	0.7593

En las tablas IV y V se observa que para una determinada temperatura del generador, a medida que se incrementa la temperatura del aire de enfriamiento el COP de los ciclos GAX y branched-GAX disminuye. Un comportamiento similar lo tiene un refrigerador de Carnot, por lo que ésta tendencia se considera normal para los ciclos estudiados en éste trabajo. En el caso de las máquinas de absorción lo anterior se puede explicar teniendo en cuenta que en la salida del absorbedor se tiene una solución saturada cada vez menos concentrada en amoniaco, esto significa que el generador debe suministrar al absorbedor un flujo de solución débil cada vez más abundante. Al mismo tiempo se incrementa la presión en el generador, es decir se necesita aplicar más energía para evaporar el refrigerante. Lo anterior se traduce en una entrada de calor cada vez mayor en el generador desde una fuente externa y como consecuencia se obtienen COP's decrecientes.

Los valores faltantes en las tablas IV y V corresponden a condiciones donde los ciclos GAX y branched-GAX no se pueden llevar a cabo debido a que el nivel de temperatura alcanzado en la zona caliente del absorbedor no es suficiente para lograr un traslape de temperaturas con el generador. En otras palabras las temperaturas bajas en el generador provocan temperaturas menores en la zona caliente del absorbedor, unido a esto a mayor temperatura ambiente se tienen soluciones más diluidas en amoniaco a la salida del absorbedor. Las soluciones diluidas en amoniaco necesitan mayor energía para evaporarse y el calor recibido por integración energética desde el absorbedor no es suficiente para provocar el efecto GAX deseado.

Tabla V. Coeficientes de operación del ciclo branched-GAX en diversas condiciones de operación

	T_{amb}				
	30°C	32.5°C	35°C	37.5°C	40°C
T_{gen} 140°C	0.7853	-	-	-	-
150°C	0.9123	0.7772	-	-	-
160°C	1.0300	0.8956	0.7702	-	-
170°C	1.1300	1.0020	0.8818	0.7644	-
180°C	1.2090	1.0910	0.9799	0.8711	0.7599

La tabla VI muestra los porcentajes de mejora del ciclo branched-GAX respecto del ciclo GAX a diferentes temperaturas ambiente y temperaturas del generador. Los números positivos indican una mejora del ciclo branched-GAX respecto del GAX mientras que los negativos señalan las condiciones donde el ciclo GAX tiene una mayor eficiencia. Los números negativos de la tabla VI se explican teniendo en cuenta que cuando la temperatura del generador es baja (por ejemplo 140°C), éste suministra una corriente más rica en amoniaco al absorbedor. Al momento que ésta corriente entra en la zona caliente del absorbedor y disuelve al vapor de amoniaco, el calor de absorción liberado no será suficiente para satisfacer las necesidades de calentamiento de la zona fría del generador, entonces el resto de la energía se suministra gracias a la existencia de un flujo grande que se extrae lateralmente a partir del absorbedor, que incrementa los flujos de masa en la zona caliente del mismo, y con ello ésta zona es capaz de suministrar la cantidad total de energía requerida por la parte más fría del generador. Pero como existe un flujo abundante de la corriente lateral, una vez que ésta entra en el generador también incrementa sus flujos másicos internos, lo que provoca una mayor necesidad de calentamiento de la zona caliente del generador usando una fuente externa.

Tabla VI. Porcentaje de mejora del COP del ciclo branched-GAX respecto del GAX

	T_{amb}				
	30°C	32.5°C	35°C	37.5°C	40°C
T_{gen} 140°C	-0.33	-	-	-	-
150°C	3.55	-0.17	-	-	-
160°C	6.33	2.68	-0.03	-	-
170°C	7.51	4.22	1.81	0.07	-
180°C	7.08	4.30	2.20	0.85	0.08

Por otro lado cuando se emplea una mayor temperatura en el generador, el flujo de masa que éste envía al absorbedor tiene una menor concentración de amoniaco, por lo tanto tiene mayor capacidad absorbente. El calor liberado en el proceso de absorción puede ser suficientemente grande como para satisfacer casi por completo las necesidades energéticas de la zona fría del generador. El resto de la energía necesaria se suministra gracias a la extracción lateral, que ahora tiene un flujo másico menor, así no se incrementan significativamente los flujos másicos internos del generador y el calor requerido desde una fuente externa es menor.

V. CONCLUSIONES

En éste artículo se estudiaron los ciclos GAX y branched-GAX desde el punto de vista energético usando un simulador desarrollado en EES®. Se compararon la integración energética interna, el calor necesario en el generador desde una fuente externa y los COP's de ambos ciclos, para distintas temperaturas del aire ambiente y temperaturas del generador. En las condiciones de operación estudiadas se encontró lo siguiente:

- Los ciclos GAX y branched-GAX no pueden operar cuando las temperaturas del aire de enfriamiento son altas y las temperaturas del generador son bajas, como se muestra en las tablas IV y V. Debido a que el calor que se libera durante el proceso de absorción es relativamente pequeño e insuficiente.
- A bajas temperaturas del aire de enfriamiento y a altas temperaturas en el generador, el ciclo branched-GAX logra eficiencias mayores que el ciclo GAX, con un máximo de 7.51%.
- El ciclo branched-GAX no siempre tiene un COP mayor que el ciclo GAX. A temperaturas suficientemente bajas en el generador, el ciclo GAX llega a ser 0.33% más eficiente.

- (d) Debido a la pequeña diferencia encontrada entre los COP's de ambos ciclos, el ciclo branched-GAX sólo presentaría ahorros de energía significativos respecto del GAX en equipos con grandes capacidades de refrigeración.

Se debe notar que los resultados mostrados se han obtenido teniendo en cuenta los supuestos presentados en la sección III.

RECONOCIMIENTOS

Los autores agradecen a CONACYT- SENER-SUSTENTABILIDAD ENER-GÉTICA por su apoyo a través del proyecto P09 del CEMIE-Solar y la beca otorgada para los estudios de doctorado.

REFERENCIAS

- [1] Velázquez, N., and 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.
- [2] Altenkirch, E. (1913). Reversible absorptionsmaschinen. *Zeitschrift fuer die gesamte Kaelteindustrie*, 20, 1-8.
- [3] Jawahar, C.P., and Saravanan, R. (2010). Generator absorber heat exchange based absorption cycle- A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14, 2372–2382.
- [4] Engler M., Grossman G., and Hellmann HM. (1997). Comparative simulation and investigation of ammonia water absorption cycles for heat pump applications. *International Journal of Refrigeration*, 20(7), 504–516.
- [5] Herold, K.E., Radermacher, R., and Klein S.A. (1996). *Absorption chillers and heat pumps*. Boca Raton, FL: CRC Press.
- [6] Lazzarin, M., Gasparella, A., Longo, G.A. (1996). Ammonia–water absorption machines for refrigeration: theoretical and real performances. *International Journal of Refrigeration*, 19(4), 239–246.