

ESTUDIO DEL FUNCIONAMIENTO DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN-RESORCIÓN CON AMONIACO-AGUA

BERDASCO, Miguel A.⁽¹⁾; CORONAS, Alberto⁽¹⁾

VALLÈS, Manel⁽¹⁾; HESSE, Ullrich⁽²⁾ THOMAS, Christiane⁽²⁾

GRUND, Martin⁽²⁾ WEIMER, Thomas⁽³⁾

miguelangel.berdasco@urv.cat

⁽¹⁾Universidad Rovira i Virgili, CREVER, Departamento de Ingeniería Mecánica.

⁽²⁾Technische Universität Dresden, Fakultät Maschinenwesen

⁽³⁾Makatec GmbH

RESUMEN

Aunque los sistemas de resorción fueron propuestos por primera vez en 1913 por Edmund Altenkirch, apenas han tenido desarrollo en los años posteriores. Pueden encontrarse en la bibliografía varios estudios principalmente centrados en la “resorción termoquímica” que utilizan sales de cloro principalmente para absorber amoníaco evitando el flujo de corrientes líquidas en todo el sistema. Sin embargo, muy pocas referencias se encuentran sobre el uso de sistemas de absorción-resorción con mezclas amoníaco-agua típicas de los sistemas de refrigeración por absorción convencionales y aun más escasos son los equipos comerciales disponibles.

Básicamente, la diferencia existente entre un ciclo de absorción convencional y uno de resorción está en que el fluido refrigerante ya no es un compuesto puro sino una mezcla (amoníaco-agua en nuestro caso). Por este motivo el evaporador y el condensador se sustituyen por un desorbedor y otro absorbedor (llamado resorbedor) respectivamente. Es decir, se dispone de dos parejas absorbedor-generador conectadas entre sí por sendos circuitos de solución. Esta modificación permite mayor flexibilidad a la hora de operar con estos equipos ya que las presiones tanto de la zona de alta como de baja presión ya no dependen exclusivamente de las temperaturas de condensación y de evaporación del fluido, tal y como ocurre en los sistemas de refrigeración por absorción, sino de la composición de las soluciones. Por otra parte, estas condiciones de menor presión en los componentes abre la puerta a emplear materiales de construcción más económicos (por ejemplo intercambiadores de calor poliméricos).

En este trabajo se presenta la modelización del funcionamiento del sistema de refrigeración de absorción-resorción mediante Engineering Equation Solver (EES) para su posterior validación con los resultados obtenidos en la planta de absorción-resorción de amoníaco-agua de 25kW de potencia de refrigeración disponible en la Technische Universität (TU) de Dresden, construida por la empresa Makatec GmbH.

Palabras clave: absorción-resorción, amoníaco-agua, refrigeración, modelización.

1. Introducción

La ya centenaria tecnología de refrigeración por resorción ha recibido poca atención y desarrollo desde que fuera propuesta por primera vez en 1913 por Edmund Altenkirch. Aunque diversos autores están investigando la resorción mediante sólidos absorbentes [2] [3] [4] y, por tanto, sin que haya corrientes líquidas en el ciclo, poco se ha avanzado en el uso de sistemas de resorción con mezclas amoníaco-agua típicas de los sistemas de absorción convencionales y aun más escasos son los equipos comerciales disponibles.

Una de las grandes ventajas que ofrece la absorción-resorción con respecto a los ciclos de refrigeración por absorción convencionales es la menor presión de trabajo gracias a que ahora no es sólo amoníaco el fluido refrigerante sino mezclas amoníaco-agua, siendo la presencia de agua en el vapor la clave para que las presiones de alta y de baja sean mucho menores. Gracias a este factor se abre la puerta a la posible utilización de otro tipo de materiales constructivos más económicos, tales como los poliméricos, ya que ahora no será necesario que soporten presiones tan elevadas. Como consecuencia de no tener un fluido puro actuando como refrigerante el condensador y el evaporador convencional han de ser sustituidos por sendas unidades como el absorbedor (resorbedor) y el desorbedor respectivamente. En definitiva, se dispone de dos conjuntos absorbedor-generator conectados entre sí, tal y como puede verse en la Figura 1. [1]

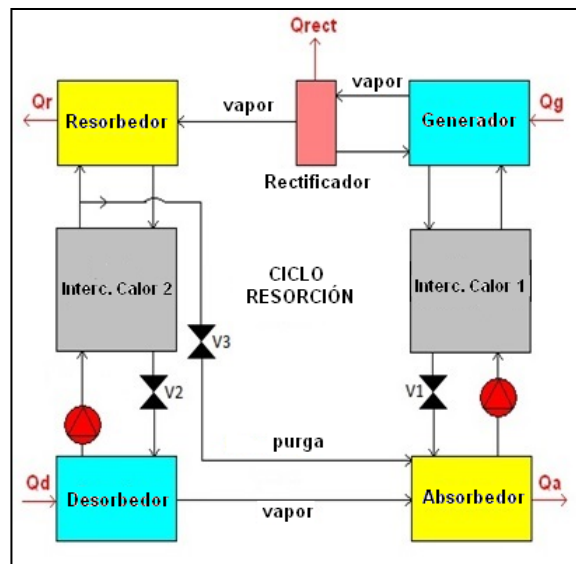


Figura 1: Esquema ciclo de refrigeración de absorción-resorción.

1.1. Descripción ciclo de refrigeración por absorción-resorción (amoníaco/agua)

Tal como se puede apreciar en la Figura 1, el ciclo está formado por dos conjuntos absorbedor-generator y desorbedor-resorbedor conectadas entre sí mediante un circuito solución. El circuito formado por el absorbedor, el generador y, en ciertos casos también por un rectificador, se denomina *circuito de absorción o circuito positivo*. El formado por el resorbedor y el desorbedor se denomina *circuito de resorción o circuito negativo* [1]. A su vez el ciclo también puede dividirse en función de la presión de operación, siendo la parte superior formada por el generador, resorbedor, rectificador (si lo hubiera) y los dos intercambiadores de calor la *zona de alta presión*, mientras que el desorbedor y el absorbedor formarían parte de la *zona de baja presión*.

Circuito de absorción o positivo

El refrigerante (NH_3) procedente del desorbedor se disuelve en la mezcla pobre amoníaco/agua liberando calor (Q_a) a medida que va teniendo lugar la absorción. La disolución enriquecida es bombeada hasta el generador, previo paso por el intercambiador de calor 1 donde se calentará al ponerse en contacto con la disolución pobre procedente del generador de vapor. Una vez allí será necesario aportar una cantidad de calor Q_g para evaporar la mezcla y, si fuese necesario, también

deberá pasar ese vapor por un rectificador con la finalidad de ajustar su concentración al valor deseado. Este punto se explicará con más detalle en el subapartado de *rectificación y purgado*. La disolución pobre que sale del generador se devuelve al absorbedor tras haber cedido parte de su energía en el intercambiador de calor 1 a la solución rica procedente del absorbedor.

Circuito de resorción o negativo

El vapor procedente del rectificador es absorbido de nuevo en el resorbedor, liberándose calor (Q_r) y aumentando la concentración de amoníaco de la disolución. Esta mezcla enriquecida, caliente y a alta presión cederá parte de su energía en el intercambiador de calor 2 a la solución pobre que sale del desorbedor y disminuirá su presión al pasar a través del dispositivo de expansión V_2 antes de llegar al desorbedor. En esta última etapa (desorbedor) será necesario aportar calor (Q_d) para volver a liberar el vapor que posteriormente se dirigirá al absorbedor, cerrándose de esta manera el ciclo.

Rectificación y purgado

En los equipos de refrigeración por absorción que usan amoníaco como refrigerante es necesario incorporar un rectificador a la salida del generador con la finalidad de obtener un vapor de amoníaco lo más puro posible, de lo contrario se produciría un deslizamiento de temperatura, “*glide*”, excesivamente alto en el proceso de evaporación que tiene lugar en el evaporador.

Los ciclos de resorción no presentan esta limitación ya que trabajan con mezclas amoníaco-agua y es precisamente este factor el que le confiere mucha más libertad de elección de las condiciones de operación a este tipo de ciclos con respecto a los de absorción tradicionales. Sin embargo, en ciertas ocasiones puede resultar interesante colocar un rectificador, tal y como se explica a continuación.

Si no se incluyese etapa de rectificación a la salida del generador la concentración de agua presente en el vapor sería mucho mayor que la que habría en el vapor que sale del desorbedor, ya que este último trabaja con una disolución más concentrada en amoníaco y a más baja presión y temperatura que el generador. Por esta razón, el flujo neto de absorbente (agua) desde el circuito de absorción al de resorción provocaría que el sistema se alejase de su punto de operación termodinámico óptimo ya que estaría acumulándose agua continuamente en el circuito de resorción. Esta desviación se podría evitar introduciendo un rectificador a la salida del generador, tal y como se hace en los ciclos de absorción tradicionales o mediante una *purga*, tal y como se puede observar en la Fig. 1. Esta purga llevará una fracción de la disolución pobre en amoníaco desde el circuito de resorción al circuito de absorción de forma que las concentraciones en ambos circuitos se mantendrían constantes en el tiempo. En definitiva, será necesario introducir algún elemento en el sistema que corrija esa acumulación de agua en el circuito de resorción, bien sea mediante una purga, una rectificación o una combinación de ambas.

Tal y como se ha comentado al comienzo de esta introducción existen diversas variantes dentro de la tecnología de la resorción que sí están siendo objeto de diversos estudios y avances en los últimos años: Destacamos la *resorción termoquímica* y la *resorción por compresión*, cuyos fundamentos pasamos a describir a continuación.

1.2. Resorción Termoquímica

La resorción termoquímica es la variante tecnológica de la resorción que más desarrollo y estudios ha tenido en los últimos años. Este tipo de ciclos funcionan aprovechando la diferencia entre las temperaturas de saturación de dos sales inorgánicas (generalmente sales de cloro) cuando estas reaccionan con el refrigerante (habitualmente amoníaco) a la misma presión de trabajo [2]. El sistema de resorción termoquímica más sencillo sería el formado por dos tanques conectados entre sí, uno relleno con la *sal de baja temperatura* (SBT) y el otro con la *sal de alta temperatura* (SAT). El ciclo completo de trabajo opera en dos periodos: uno de *baja presión* (PBP) y otro de *alta presión* (PAP). En la Fig.2 puede verse un esquema del ciclo.

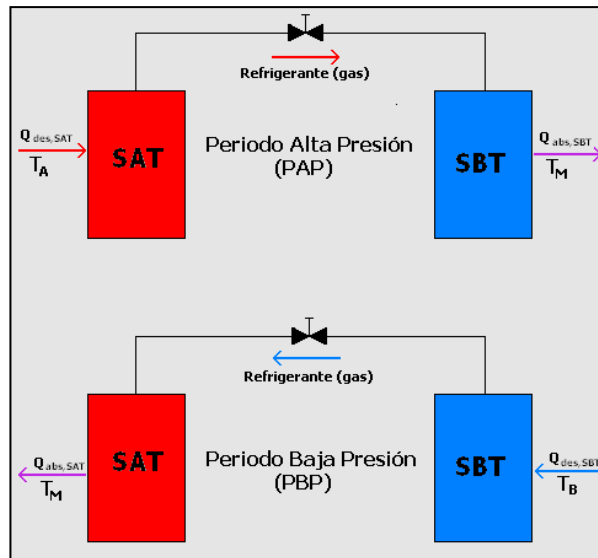


Figura 2: Resorción Termoquímica. Esquema de funcionamiento.

La principal ventaja que proporciona este tipo de ciclos es que no hay corrientes de líquido dentro del sistema (y si las hay son muy pequeñas) y no necesita ningún medio de impulsión para el refrigerante (ni bomba, ni compresor) con el ahorro energético que eso supone, además de su sencillez de montaje. Estas ventajas hacen de esta tecnología especialmente eficaz para su aplicación en equipos donde los cambios de posición o incluso las condiciones de ingravidez estén presentes, ya que no se vería afectado su funcionamiento en ningún momento. Por el contrario, tiene la desventaja de tener que operar de forma discontinua.

Periodo de alta presión

En el periodo de alta presión PAP se comienza aplicando calor a la SAT para producir la desorción del refrigerante ($Q_{des,SAT}$) a alta temperatura (T_A), el cual será absorbido posteriormente por la SBT a temperatura media (T_M) desprendiéndose calor durante el proceso de absorción ($Q_{abs,SBT}$). Una vez agotado todo el refrigerante presente en la SAT comenzaría el segundo periodo del ciclo donde tendrá lugar el efecto de refrigeración.

Periodo de baja presión

Este periodo PBP comienza cuando el tanque que contiene la SBT mediante la aplicación de calor ($Q_{des,SBT}$) para producir la desorción del refrigerante, el cual pasará hasta el tanque de la SAT donde se absorberá liberando calor ($Q_{abs,SAT}$). Si en el primer periodo tiene lugar el aprovechamiento de calor residual para iniciar el ciclo ($Q_{des,SAT}$) en el segundo periodo se produce la refrigeración debido al $Q_{des,SBT}$, completándose de esta manera el ciclo termodinámico.

1.3. Resorción con compresión

El ciclo de resorción por compresión, también conocido como ciclo combinado de absorción-compresión, se diferencia de los ciclos de refrigeración por compresión tradicionales en que en lugar de tener un condensador y un evaporador tiene un resorbedor (absorbedor del vapor) y un desorbedor o degasificador (generador de vapor) respectivamente. Según Srihirin [6] la relación de compresión es mucho menor en estos ciclos que en los convencionales, siendo a su vez esperado que el COP sea mayor en este ciclo. Al no disponer de un condensador y un evaporador no es necesario que el vapor sea puro, pudiendo estar formado por mezclas refrigerante/absorbente (por ejemplo amoniaco/agua), proporcionando mayor flexibilidad a la hora de fijar las temperaturas y presiones de trabajo al hacer variar la composición del vapor. En la Fig. 3 se puede ver un esquema del citado ciclo.

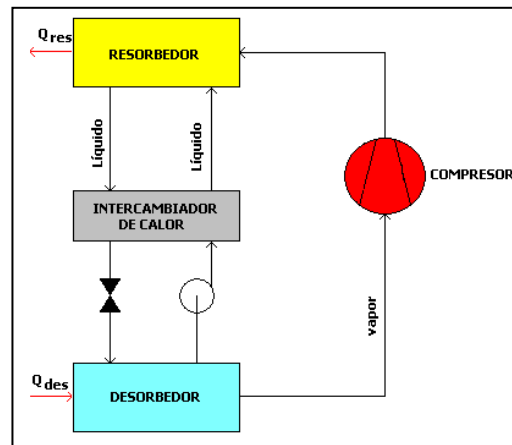


Figura 3. Ciclo de compresión-resorción.

2. Descripción del equipo experimental de absorción-resorción

La Technische Universität de Dresden dispone de una planta de refrigeración por resorción de amoníaco/agua de 25 kW de potencia, similar a la representada en la Fig. 1., en la cual se realizarán experimentos a diferentes condiciones de presión y temperatura durante los próximos meses de abril y mayo de 2015.

En la Fig.4 se puede observar una fotografía del equipo de refrigeración de absorción-resorción de 25 kW de la TU Dresden y en la Fig. 5 un esquema del mismo. A diferencia del ciclo de resorción de la Fig.1 aquí no hay rectificador por lo que la corrección de la concentración presente en ambos circuitos se realiza mediante una purga que conecta el conducto de la disolución pobre del circuito negativo con la línea del absorbedor del circuito positivo. Tanto los dos absorbedores como los dos desorbedores están formados por intercambiadores de calor de placas soldadas.



Figura 4. Planta de refrigeración por absorción-resorción de 25kW (TU Dresden).

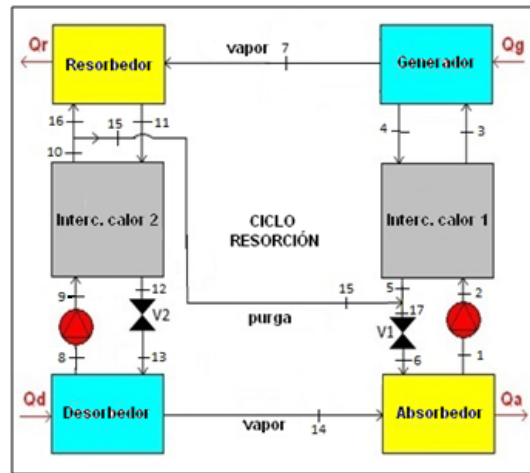


Figura 5. Esquema planta de refrigeración de absorción-resorción de TU Dresden.

3. Modelado con EES

Se ha desarrollado un modelo matemático mediante el programa Engineering Equation Solver (EES) con el fin de poder estudiar el comportamiento del sistema de refrigeración por absorción-resorción. Los cálculos de las propiedades de la mezcla amoníaco/agua se realizan mediante las ecuaciones de Ziegler y Trepp [7] y modificadas posteriormente por Ibrahim y Klein [8]. Dichas ecuaciones se encuentran ya implementadas en las librerías del EES. Las siguientes consideraciones fueron tomadas para la modelización del ciclo:

- No se han considerado en los componentes del ciclo intercambios de calor con el entorno.
- No se han considerado las pérdidas de carga en tuberías ni en los componentes.
- Flujo en contracorriente en los intercambiadores de calor.
- Disolución saturada a la salida del absorbedor y resorbedor.
- Disolución saturada a la salida del desorbedor y el generador.
- Vapor saturado a la salida del generador y a la misma temperatura que la de saturación de la disolución de entrada del generador ($T_7=T_{3sat}$).
- Vapor saturado a la salida del desorbedor y a la misma temperatura que la de saturación de la disolución de salida del desorbedor ($T_8=T_{14}$).
- Válvulas de expansión isoentálpicas ($h_{12}=h_{13}$; $h_{17}=h_6$).

Se aplican los balances de materia al generador (ec. 1), desorbedor (ec. 2), circuito de resorción (ec. 3) y a la entrada y a la salida de la línea de purga (ec. 4 y 5):

$$m_3 = m_4 + m_7 \quad ; \quad m_3 \cdot x_3 = m_4 \cdot x_4 + m_7 \cdot x_7 \quad (1)$$

$$m_{13} = m_{14} + m_8 \quad ; \quad m_{13} \cdot x_{13} = m_{14} \cdot x_{14} + m_8 \cdot x_8 \quad (2)$$

$$m_7 = m_{14} + m_{15} \quad ; \quad m_7 \cdot x_7 = m_{14} \cdot x_{14} + m_{15} \cdot x_{15} \quad (3)$$

$$m_{10} = m_{15} + m_{16} \quad ; \quad m_{10} \cdot x_{10} = m_{15} \cdot x_{15} + m_{16} \cdot x_{16} \quad (4)$$

$$m_{15} = m_5 + m_{17} \quad ; \quad m_{15} \cdot x_{15} = m_5 \cdot x_5 + m_{17} \cdot x_{17} \quad (5)$$

Se aplican los balances de energía al resorbedor (ec. 7), desorbedor (ec. 8), generador (ec. 9) y absorbedor (ec. 10), así como al punto de mezcla de la línea de purga (ec. 11). La ec. 6 recoge la eficiencia de los cambiadores de calor.

$$E_{f_{cc1}}=(T_4-T_5)/(T_4-T_2) \quad ; \quad E_{f_{cc2}}=(T_{10}-T_9)/(T_{11}-T_9) \quad (6)$$

$$Q_R = m_{11} \cdot h_{11} - m_7 \cdot h_7 - m_{16} \cdot h_{16} \quad (7)$$

$$Q_D = m_{14} \cdot h_{14} + m_8 \cdot h_8 - m_{13} \cdot h_{13} \quad (8)$$

$$Q_G = m_4 \cdot h_4 + m_7 \cdot h_7 - m_3 \cdot h_3 \quad (9)$$

$$Q_A = m_1 \cdot h_1 - m_6 \cdot h_6 - m_{14} \cdot h_{14} \quad (10)$$

$$m_{15} \cdot h_{15} + m_5 \cdot h_5 = m_{17} \cdot h_{17} \quad (11)$$

Finalmente, el modelo queda completamente descrito una vez tenidas en cuenta las relaciones triviales existentes entre todas las corrientes del ciclo.

4. Resultados obtenidos

Se realizó una simulación del ciclo de refrigeración por resorción mediante EES basado en los balances de energía y materia en los distintos componentes, con las consideraciones comentadas anteriormente y las siguientes condiciones de partida:

- $P_{baja} = 1 \text{ bar}$
- $P_{alta} = 4 \text{ bar}$
- $T_{\text{Generador}} = 75^\circ\text{C}$
- $T_{\text{desorbedor}} = -5^\circ\text{C}$
- $T_{\text{Absorbedor}} = 25^\circ\text{C}$
- $T_{\text{Resorbedor}} = 25^\circ\text{C}$
- Eficiencia de los intercambiadores de calor $\rightarrow \zeta = 0.65$
- Potencia de refrigeración $\rightarrow Q_{\text{desorbedor}} = 25 \text{ kW}$

Los valores de eficiencia de los intercambiadores de calor se tomaron de la bibliografía [1]. El resto de datos iniciales fueron tomados teniendo en cuenta los resultados que se esperan conseguir con el equipo de resorción de la TU Dresden.

En la Tabla 1 se recogen los resultados obtenidos tras la simulación. En ella se pueden ver los valores de la entalpía específica, caudal másico, temperatura, composición, presión, fracción de vapor y volumen específico de cada corriente. Valores negativos de fracción de vapor representa que estamos ante un líquido subenfriado. El número asignado a cada corriente se puede ver en la Fig. 5.

Tabla 1: Resultados de la simulación con EES

| nº Corriente | h (kJ/kg) | m (kg/s) | T (°C) | X _{NH3} | P (bar) | Fracción vapor | v (m3/kg) |
|--------------|-----------|----------|--------|------------------|---------|----------------|-----------|
| 1 | -91,66 | 0,4271 | 25 | 0,3222 | 1 | 0 | 0,001128 |
| 2 | -91,32 | 0,4271 | 25,01 | 0,3222 | 4 | -0,001 | 0,001128 |
| 3 | 38,52 | 0,4271 | 55 | 0,3222 | 4 | -0,001 | 0,001154 |
| 4 | 146,4 | 0,3962 | 75 | 0,2724 | 4 | 0 | 0,001155 |
| 5 | 6,404 | 0,3962 | 42,51 | 0,2724 | 4 | -0,001 | 0,00112 |
| 6 | 6,369 | 0,3986 | 36,11 | 0,2738 | 1 | 0,01583 | 0,02469 |
| 7 | 1468 | 0,03085 | 64,6 | 0,9621 | 4 | 1 | 0,3992 |
| 8 | -264,1 | 0,2957 | -5 | 0,5122 | 1 | 0 | 0,001195 |
| 9 | -263,7 | 0,2957 | -4,993 | 0,5122 | 4 | -0,001 | 0,001195 |
| 10 | -174,9 | 0,2957 | 14,5 | 0,5122 | 4 | -0,001 | 0,001206 |
| 11 | -123,8 | 0,3242 | 25 | 0,555 | 4 | 0 | 0,001241 |
| 12 | -204,8 | 0,3242 | 7,166 | 0,555 | 4 | -0,001 | 0,001223 |
| 13 | -204,8 | 0,3242 | -7,757 | 0,555 | 1 | 0,04566 | 0,05926 |
| 14 | 1288 | 0,0285 | -5 | 0,9992 | 1 | 1 | 1,287 |
| 15 | -174,9 | 0,002349 | 14,5 | 0,5122 | 4 | -0,001 | 0,001206 |
| 16 | -174,9 | 0,2934 | 14,5 | 0,5122 | 4 | -0,001 | 0,001206 |
| 17 | 6,369 | 0,3986 | 42,66 | 0,2738 | 4 | -0,001 | 0,001121 |

Para esas condiciones de trabajo se obtiene que para producir 25kW de potencia de refrigeración se deben consumir 86.82 kW en el generador, liberándose 34.09 kW y 78.39 kW en el resorbedor y en el absorbedor respectivamente. Este modelo deberá ser validado con los datos experimentales que se obtendrán en la TU Dresden durante los meses de abril y mayo de 2015. Por otra parte, y a la vista de los resultados obtenidos en la simulación, podemos concluir que la presión de trabajo se reduce enormemente con esta tecnología. Si tomamos un diagrama PTX y comparamos los valores de presión de nuestro modelo con los de un equipo de refrigeración por absorción de mezclas amoniac-agua convencional que trabaje a las mismas condiciones que hemos supuesto ($T_{\text{evaporador}} = -5^{\circ}\text{C}$ y $T_{\text{generador}}=75^{\circ}\text{C}$) vemos que mientras en el equipo de resorción no supera los 4 bar el de absorción llega en torno a 15 bar.

5. Conclusiones y consideraciones finales

Con este trabajo se pretende dar a conocer las ventajas que ofrece la tecnología de absorción-resorción, destacando sobretudo la menor presión de trabajo así como la flexibilidad a la hora de fijar los parámetros de operación. Para ello se ha creado un modelo con EES cuyos resultados deberán ser validados con los resultados que se obtendrán en los meses de abril y mayo de 2015 en la planta de refrigeración por resorción de 25kW disponible en la TU Dresden.

6. Agradecimientos

Este trabajo se ha realizado en el marco del proyecto de investigación DPI2012-38841-C02-01 financiado por el Ministerio de Economía y Competitividad. Miguel A. Berdasco agradece así mismo por la ayuda FPI concedida.

7. Referencias

- [1] BERGHMANS, J. *Heat pumps fundamentals*. NATO Advanced Study Institutes Series. Series E, Applied Sciences; No 53. 1983
- [2] BAO, H.S. WANG, R.Z. OLIVEIRA, R.G. *Resorption system for cold storage and long-distance refrigeration*. Applied Energy, 2012, vol. 93, pp. 479-487.
- [3] WANG, L.W. BAO, H.S. WANG, R.Z. A comparison of the performances of adsorption and resorption refrigeration systems powered by the low grade heat. Renewable Energy, 2009, vol. 34, pp. 2373-2379.
- [4] WANG, L. ZIEGLER, F. ROSKILLY, A.P. WANG, R. WANG, Y. *A resorption cycle for the cogeneration of electricity and refrigeration*. Applied Energy, 2013, vol. 106, pp. 56-64.
- [5] VASILIEV, L.L. MISHKINIS, D.A. ANTUKH, A.A. KULAKOV, A.G. *Resorption heat pump*. Applied Thermal Engineering, 2004, vol. 24, pp. 1893-1903.
- [6] SRIKHIRIN, P. APHORNATANA, S. CHUNGPAIBULPATANA, S. *A review of absorption refrigeration technologies*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2001, vol. 5, pp. 343-372.
- [7] ZIEGLER, B., TREPP, C. Equation of state for ammonia-water mixtures. International Journal of Refrigeration, 1984, vol. 7(2): pp. 101-106.
- [8] IBRAHIM, O.M. KLEIN, S.A. *Thermodynamic Properties of Ammonia-Water Mixtures*. ASHRAE Transactions, 1992, vol 9(1), pp. 1495-1502.