

MODELIZACIÓN Y CARACTERIZACIÓN DE UNA ENFRIADORA POR ABSORCIÓN ACCIONADA MEDIANTE ENERGÍA SOLAR Y GAS

G.R. Figueredo¹, F. Benitez¹, A. Coronas²

¹GITEA Universidad Tecnológica Nacional, French 414 CP 3500 Resistencia, Argentina
Tel: +54 3722 432928. / Fax: +54 3722 432683
e.mail: grfigueredo@gmail.com

²CREVER- Universitat Rovira i Virgili, Autovia de Salou, s/n, 43006 Tarragona, España
Teléfono : 977 54 02 05, Fax: 977 54 22 72

RESUMEN: Las máquinas de absorción de doble etapa se pueden accionar a 2 temperaturas diferentes siendo apropiadas para un accionamiento mediante energía solar a baja temperatura (90°C) y combustión de gas a alta temperatura (170°C). Se presenta la descripción técnica de una enfriadora de agua por absorción de Agua-LiBr, de doble etapa, los resultados obtenidos mediante la modelización y los primeros resultados experimentales obtenidos en un banco de ensayo. En la modelización se utilizó el software EES en el que se cargaron los balances de materia, energía y las ecuaciones de transmisión de calor, utilizándose las propiedades de la mezcla definidas en el software. Se obtuvo la variación de la eficiencia en función del factor solar. La caracterización en un banco de ensayos permitió determinar que la eficiencia de la enfriadora accionada con gas natural es de 1.11 mientras que si es accionada en forma combinada con un factor solar de 0.26 la eficiencia es de 0.83.

Palabras clave: Absorción, Refrigeración, Climatización solar

INTRODUCCIÓN

Una de las principales cargas en las redes eléctricas de zonas cálidas es la generada por los equipos destinados a la climatización de edificios. En consecuencia el aire acondicionado contribuye indirectamente de manera importante a las emisiones de CO₂. Por lo tanto es importante potenciar la utilización de sistemas de climatización accionados con energías renovables como por ejemplo la energía solar. El accionamiento de una instalación con energía solar exige que la planta tenga la suficiente flexibilidad como para adaptarse a las condiciones extremadamente variables de la disponibilidad de energía solar y que sea factible su accionamiento mediante energía convencional en los periodos de gran demanda de frío o de baja o nula radiación solar como por ejemplo durante la noche y días nublados.

Una planta de climatización basada en una máquina de simple efecto requiere grandes superficies de captadores solares y enormes volúmenes de almacenamiento dado que se tienen que minimizar al extremo los periodos durante los cuales se quema gas natural para accionar una máquina de baja eficiencia. Las máquinas enfriadoras por absorción de H₂O/BrLi de doble efecto proveen agua fría a aproximadamente 5°C desarrollando altos coeficientes de operación que alcanzan a 1,25, lo cual es una gran mejora en comparación con el COP 0,7 que desarrolla una máquina de simple efecto. Estas máquinas están limitadas al campo de la refrigeración debido a que ceden calor a temperaturas muy bajas para su aplicación a la calefacción. Por otro lado el ciclo doble lift permite producir refrigeración a 4°C con un COP de 0,3 y simultáneamente calefacción a aproximadamente 70°C con un COP de 1,3 (Kern W. 1989).

En el periodo comprendido entre mayo del 85 y julio del 95, el Institut für Festkörperphysik und Technische Physik de la Technische Universität München desarrolló y construyó un innovador prototipo de una bomba de calor por absorción con 500 kW de capacidad de calefacción capaz de entregar cantidades variables de calor a dos niveles de temperatura (Alefeld et al, 1995). Para esto utilizaba una fuente caliente constituida por agua líquida bajo presión a aproximadamente 170°C, provista por una caldera a gas y una fuente fría a una temperatura de aproximadamente 5°C, constituida por agua proveniente de una perforación subterránea. Para lograr un salto de temperaturas del orden de los 70°C se desarrolló un sistema en doble etapa. Las temperaturas a la que el sistema cede calor son de aproximadamente 37°C para calefacción mediante suelo radiante y 70°C para radiadores convencionales. La bomba podía operar en la configuración doble efecto cediendo toda la energía a 37°C con COP de 2,2 o en doble lift cediendo toda la energía a 70°C con un COP de 1,3 o en cualquier combinación intermedia (Greiter et al, 1993). También es factible utilizarla como enfriadora de agua para aire acondicionado lo que posibilita una extensa ocupación a lo largo de todo el año. El sistema de control de la bomba al operar en doble efecto es el mismo que en doble lift. Solo los fluidos del circuito externo a la máquina necesitan controles activos, ya que los parámetros internos de la máquina se reajustan por si solo al cambiar de modo de operación (Greiter et al, 1991).

Actualmente están en operación en Alemania 3 máquinas de absorción de doble etapa del tipo simple efecto/doble lift. Dos de ellas producen aire acondicionado utilizando calor de los sistemas de calefacción de distrito en Berlín y Düsseldorf y la tercera se acopla al sistema de cogeneración del aeropuerto de Munich (Schweigler et al, 1999).

La bomba de calor se instaló en noviembre del 92 y comenzó a operar en febrero del 93 en el Museo Alemán de la Aviación en Oberschleheim/Munich y operó hasta el año 2001. En ese año se la desmontó y se la trasladó al CREVER, en la ciudad de Tarragona, Cataluña, donde se la reparó y adaptó para que pueda funcionar como enfriadora de agua de doble etapa con accionamiento a 2 niveles de temperaturas mediante energía solar y combustión de gas natural. El CREVER dispone de una planta solar de 96 m² de colectores solares de tubos de vacío de alto rendimiento que funcionan según el principio de tubos de calor (Bruno et al, 2002). Esta instalación ya cuenta con sistema de almacenamiento de energía además de los sistemas de control y adquisición de datos.

Se presentan los resultados de la modelización térmica de la enfriadora por absorción de doble etapa efectuada utilizando el software EES y los primeros resultados experimentales obtenidos durante la operación de la misma en un banco de ensayos.

LA MÁQUINA DE ABSORCIÓN DE DOBLE EFECTO

En la Figura 1 se muestra un esquema del flujo de un tipo de máquina de absorción de doble efecto en un diagrama presión temperatura. Consta de 6 componentes fundamentales, distribuidos en tres niveles de presión diferentes, el condensador C2 y generador G2 en alta, el generador G1 y condensador C1 en media y por último el evaporador E0 y absorbedor A0 en baja presión. Dispone además de una bomba para circulación de la solución P y de 2 intercambiadores de calor para solución B1 y B2.

Las máquinas de doble efecto convencionales efectúan el intercambio de calor interno Q_{C2} entre el condensador C2 y el generador G1 condensando el vapor proveniente del generador G2 dentro de los tubos del generador G1; haciendo innecesario un condensador independiente C2. Estas máquinas son muy confiables y son ampliamente utilizadas como enfriadoras de alto coeficiente de operación (Greiter et al, 1993). El novedoso diseño que se presenta tiene el condensador C2 separado del generador G1 y el intercambio de calor se efectúa mediante un circuito externo de agua que permite que el generador G1 reciba simultáneamente el calor Q_W y Q_{C2} proveniente de la planta solar y del condensador C2 respectivamente. Obsérvese que el agua de este circuito externo sale del generador G1 en estado 30, ingresa al condensador C2 donde recibe Q_{C2} y sale en estado 31, posteriormente ingresa a la planta solar (que no se encuentra esquematizada) recibe el calor Q_W y retorna al G1 donde cede la suma de ambos calores.

Esta máquina frigorífica puede operar como doble efecto o simple efecto y también en cualquier configuración intermedia. Según el diseño en modo doble efecto se activará con una sola fuente caliente a 170°C constituida por agua en estado líquido bajo presión y se obtendría un COP de 1,15. En modo simple efecto se activará con una fuente caliente constituida por agua a 90°C proveniente de colectores solares de tubos al vacío y podría operar con un Cop de 0,7.

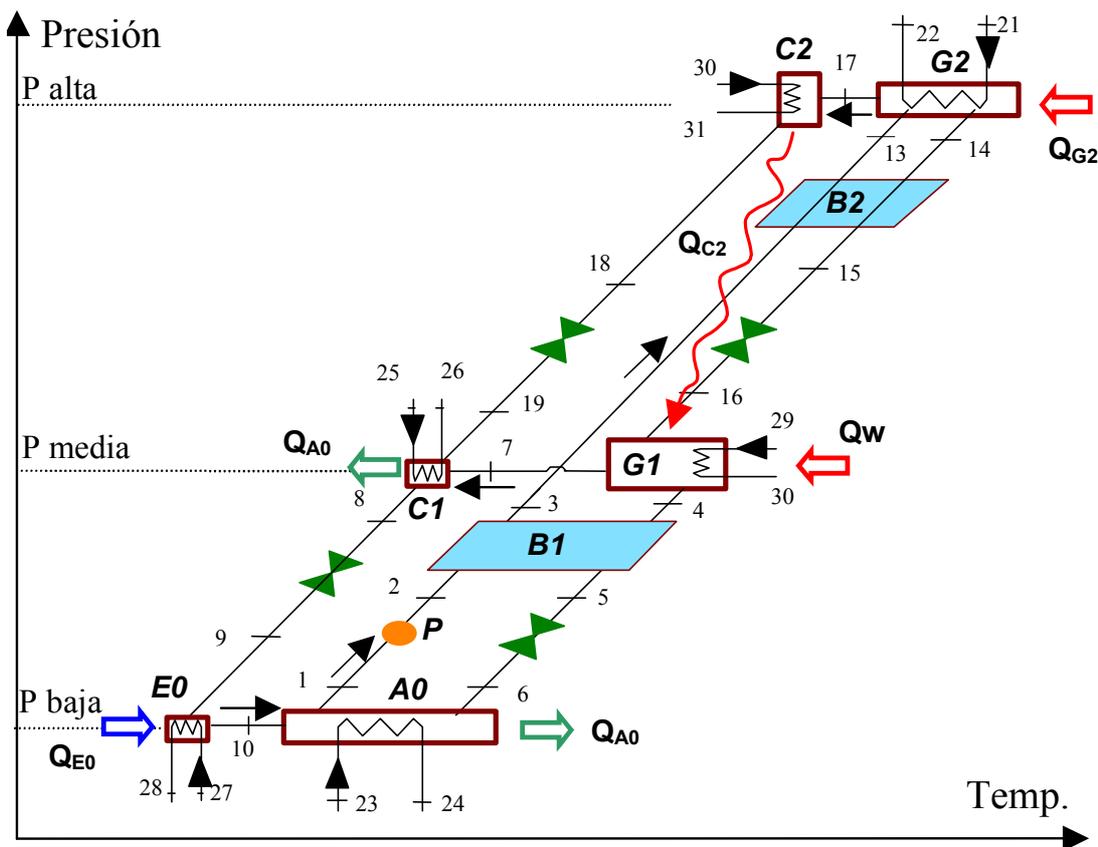


Figura 1 Ciclo de doble efecto en diagrama P-T para BrLi/H₂O

DESCRIPCIÓN DEL PROTOTIPO

El prototipo consta de 3 conjuntos fundamentales que se pueden apreciar en la Figura 2. El conjunto de alta presión y temperatura [1] se compone del generador de alta G2 y del condensador C2 integrados en una sola coraza. En el conjunto de media presión [2] se integran el generador G1 y el condensador C1 y en el de baja presión [3] el evaporador E0 y el absorbedor A0. En la parte inferior de la máquina se ubican los 2 intercambiadores de calor para la solución. La máquina tiene 4,6 m de longitud, 2,45 m de ancho, 2,82 m de altura y aproximadamente 10 t de peso.

La máquina se construyó de acuerdo a lo que se acostumbra en equipos convencionales de absorción, todos los componentes son del tipo carcasa y tubo, con las uniones totalmente soldadas para garantizar buena estanqueidad y conservación del vacío. Las bombas para solución utilizadas son del tipo sin sello, las válvulas son a diafragma, y la distribución de la solución se efectúa por medio de una placa perforada. Consta de sistemas de protección contra cristalización y congelamiento. El vacío dentro del equipo se mantiene mediante un eyector que utiliza el flujo de la solución para aspirar los no condensables.

Los materiales que se utilizaron en la construcción son acero al carbono ACIER E24, aleación de cobre níquel CuNi 90/10 y acero inoxidable INOX 316L. Todos los equipos de la zona de alta presión, inclusive las carcasas se construyeron de aleación CuNi 90/10. Los tubos de los 8 intercambiadores de calor y los distribuidores de solución son también de aleación CuNi 90/10. Los distribuidores de refrigerante en los condensadores y evaporador son de acero inoxidable, así como las cañerías del condensado. Las cañerías para la solución son en parte de acero inoxidable y el resto de acero al carbono.



Figura 2 Fotografía del equipo en la que se aprecian los conjuntos de alta presión G2/C2 [1], media presión G1/C1 [2] y de baja presión E0/A0 [3]

MODELIZACIÓN

La modelización del ciclo se efectuó en el programa EES (Engineering Equation Solver) el que permite la solución numérica de sistemas de ecuaciones algebraicas. Además permite resolver ecuaciones diferenciales, integrales, y entre otras prestaciones también efectuar optimizaciones. El programa también tiene incluidas las funciones matemáticas correspondientes a las propiedades termofísicas de muchos fluidos incluidos la mezcla BrLi-H₂O.

| Componente | U.A [kW/K] |
|-----------------------------------|------------|
| Generador G2 | 27.3 |
| Condensador C2 | 59.1 |
| Generador G1 | 15.5 |
| Condensador C1 | 56.4 |
| Absorbedor | 37.8 |
| Evaporador | 60.0 |
| Intercambiadores de calor B1 y B2 | 13.8 |

Tabla 1 Condiciones en los diferentes estados del ciclo

Se analizó la operación de la enfriadora en estado permanente y se utilizaron los balances de materia, energía y las ecuaciones de transmisión de calor en cada componente, además de las propiedades de los fluidos (Herold et al 1996). En la Tabla 1 se resumen los parámetros de diseño de los componentes principales de la instalación .

Las hipótesis que se efectuaron en relación con ciertas condiciones particulares de equilibrio fueron:

- La solución en la salida del Absorbedor A0 y de los generadores G1 y G2 esta saturada y en fase líquida; (estados 1-4-14)
- Las temperaturas T7 y T17 del vapor sobrecalentado en la salida de los generadores G1 y G2 son iguales a las temperaturas de saturación de la solución en las entradas de los generadores respectivos, (estados 7 -17)
- El agua en la salida del condensador C1 y C2 esta saturada y solamente en fase líquida, (estados 8-18)
- El agua en la salida del evaporador E0 esta como vapor saturado seco (estado 10)

Durante todo el proceso se supuso una potencia de refrigeración constante de 200 kW y las condiciones operativas resumidas en la Tabla 2.

| Descripción | Nº | Temperatura |
|---|----|-------------|
| Entrada al generador G2 del agua procedente de la caldera | 21 | 165°C |
| Entrada desde la torre al absorbedor A0 | 23 | 30°C |
| Retorno a la torre desde el condensador C1 | 26 | 35°C |
| Entrada de agua fría al evaporador E0 | 27 | 12°C |
| Salida de agua fría desde el evaporador E0 | 28 | 6°C |
| Entrada al generador G1 desde colectores | 29 | 90°C |

Tabla 2 Condiciones operativas

En la Figura 3 se esquematiza la instalación para el caso de aporte de calor compuesto por 76,5 kW provenientes de la caldera y 130.9 kW provenientes de la planta solar, para producir 200 kW de refrigeración. Las presión de alta es 57,2 kPa, la de media es 7.04 kPa y de baja es 0.82 kPa. Las concentraciones de BrLi en la solución corresponden a 62%, 58% y 57% en la entrada al absorbedor, salida del absorbedor y salida del generador de alta respectivamente. En el circuito de interconexión del condensador C2 con la planta solar y con el generador G1 se puede apreciar que el agua ingresa al condensador C2 a 81.8°C, se calienta al recibir los 47,63 kW del calor de condensación hasta los 83.99°C, ingresa luego a la planta solar donde recibe un aporte de 130.9 kW de calor y se calienta hasta los 90°C, entregando posteriormente la suma de ambos flujos de calor 178.5 kW en el generador G1.

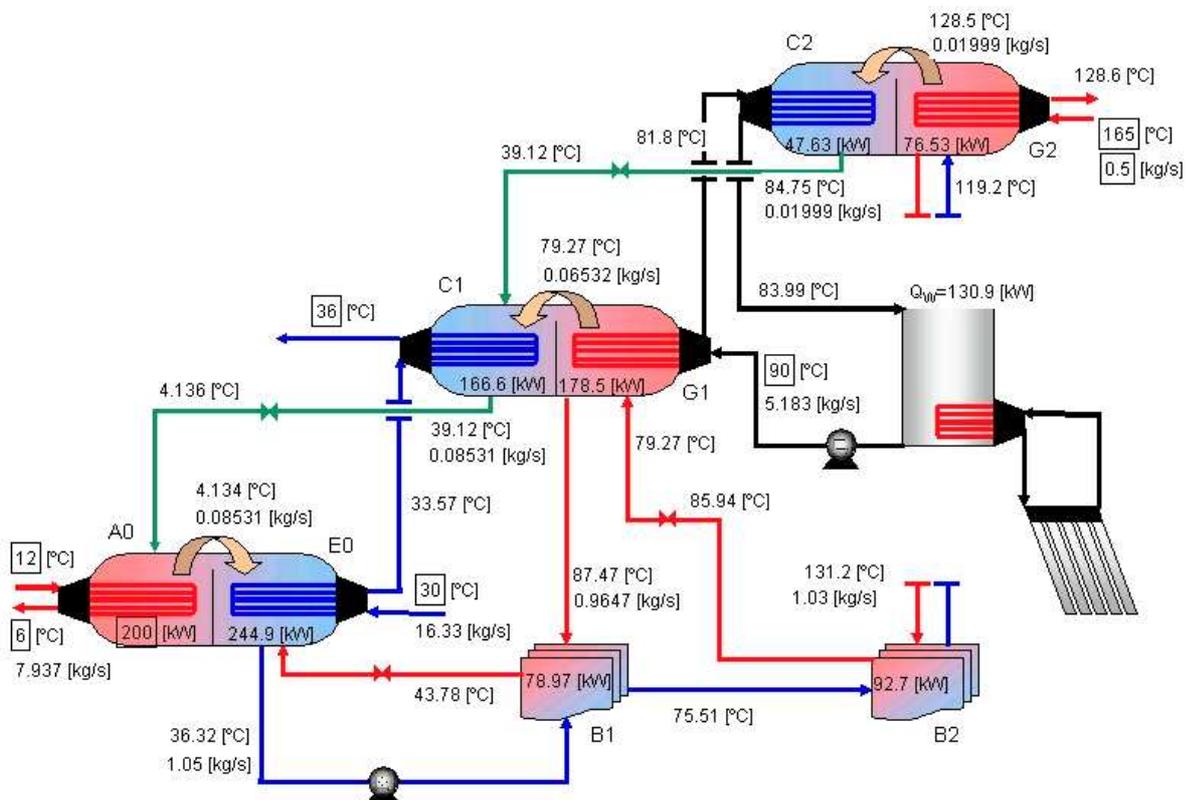


Figura 3 Esquema de la instalación con temperaturas y caudales.

Según la modelización efectuada la máquina opera en doble efecto con un COP de aproximadamente 1,2 el que disminuye en forma lineal a medida que aumenta el aporte de calor solar a baja temperatura hasta aproximadamente 0,65 como puede apreciarse en la Figura 4. En dicha figura también se graficaron los flujos de calor a baja temperatura (Q solar), a alta temperatura (Q caldera) y el flujo de calor total, equivalente a la suma de ambos. La fracción solar se definió como:

$$F_s = \frac{Q_{solar}}{Q_{solar} + Q_{caldera}} \quad \text{Ec. 1}$$

Cuando cambia el aporte de energía al ciclo los caudales que más se ven afectados son los caudales de vapor de agua generados en alta presión m17 y en media presión m7, el caudal total necesario para producir 200 kW de refrigeración alcanza a 85 gr/s; trabajando en doble efecto se distribuyen aproximadamente en partes iguales entre el generador de media y de alta y a simple efecto el total corresponde al generador de media presión que opera con energía solar.

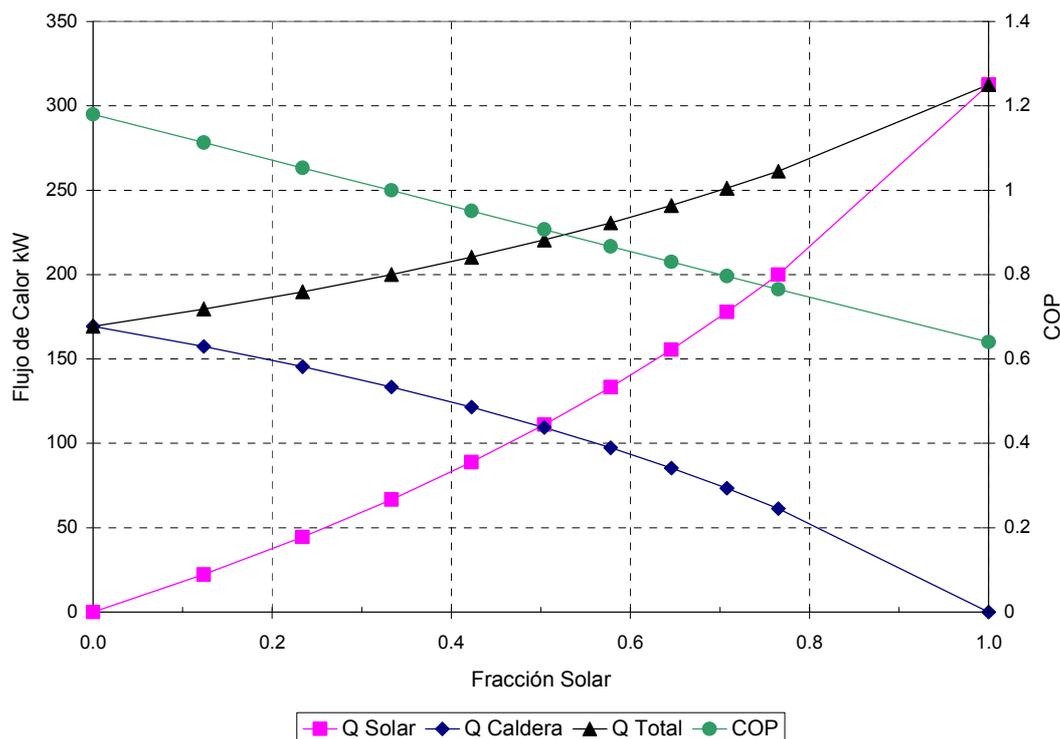


Figura 4 Variación del COP y flujos de calor con la fracción solar

RESULTADOS EXPERIMENTALES

Durante los ensayos se midieron y registraron automáticamente las temperaturas de todas las corrientes internas de la máquina, en total se adquirirían 13 temperaturas internas, las 3 presiones en los distintos niveles y el caudal de solución a la salida del absorbedor. Manualmente se registró la densidad de la solución y otros parámetros que se medían por duplicado en forma automática y manual.

Se utilizaron termoresistencias Pt100 debido a la elevada estabilidad y linealidad de la variación de su resistencia respecto a la temperatura. Se utilizaron vainas de acero inoxidable para instalar las resistencias en las tuberías. Las Pt100 son fabricadas conforme al estándar internacional IEC-751 clase A y se caracterizan por una menor tolerancia de fabricación. Con el fin de evitar la influencia de la resistencia de los cables y de los conectores todas las sondas de temperatura son de 4 hilos. Se utilizó un multímetro digital para medir la resistencia del sensor. El error total que incluye al error del sensor y al error debido al acoplamiento entre sensor y el medio cuya temperatura se quiere determinar alcanza a:

$$\Delta t = 0.2^\circ C + 0.0025 \cdot t \quad \text{Ec. 2}$$

El error del multímetro digital es despreciable frente a los errores anteriores. El caso más desfavorable es la determinación de las temperaturas de accionamiento de aproximadamente 160°C donde el error en la medición de las temperaturas del fluido alcanza a 0,6°C.

La mediciones de los caudales volumétricos de los fluido caloportadores en los circuitos externos se realizaron con caudalímetros magnéticos inductivos. El principio de medición de estos instrumentos es el efecto Hall. Se establece un campo magnético externo en dirección perpendicular a la circulación del fluido. Una partícula cargada eléctricamente que se mueve a través de un campo magnético produce una tensión que es perpendicular tanto al campo magnético como al vector velocidad y esta tensión es proporcional a la velocidad de la partícula. Puesto que un líquido conductivo contiene partículas

cargadas, al pasar a través de un campo magnético, producirá una tensión. Esa tensión Hall es proporcional a la velocidad del fluido y en consecuencia a su caudal volumétrico. La conductividad mínima del fluido para que este principio de medición sea viable es de 1uS/cm. El error de medición alcanza para condiciones de referencia (Velocidad $v > 0,25$ m/s, T entre 10 y 30°C y conductividad mayor a 300 uS/cm) el valor:

$$\Delta \dot{V} = 0.01 \cdot \dot{V} \quad \text{Ec. 3}$$

En las condiciones de trabajo reales el error de medición se estima algo mas elevado que el especificado por el fabricante, según la **Ec. 4**.

$$\Delta \dot{V} = 0.02 \cdot \dot{V} \quad \text{Ec. 4}$$

Los flujos de calor se obtuvieron en función de las temperaturas y caudales medidos en los circuitos externos de los fluidos caloportadores con la **Ec. 5**.

$$\dot{Q} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_e - t_s) \quad \text{Ec. 5}$$

La densidad y el calor específico del agua, que se utilizó como fluido caloportador, son conocidos con buena exactitud. El error relativo para la medición de los flujos de calor se obtiene a partir de la propagación de los errores en el caudal volumétrico y en las temperaturas según la **Ec. 6**.

$$\frac{\Delta \dot{Q}}{\dot{Q}} = \frac{\Delta \dot{V}}{\dot{V}} + \frac{2 \cdot \Delta t}{(t_e - t_s)} \quad \text{Ec. 6}$$

Reemplazando los valores de los errores en las mediciones de caudal y temperatura se obtiene el error relativo en función de las temperaturas, según la **Ec. 7**.

$$\frac{\Delta \dot{Q}}{\dot{Q}} = 0.02 + \frac{0.4 + 0.005 \cdot t_e}{(t_e - t_s)} \quad \text{Ec. 7}$$

Al analizar la variación del error relativo en el cálculo de los flujos de calor en función de la temperatura de entrada para 3 valores diferentes de diferencias de temperatura. Se observa que el peor caso es para el generador de alta presión cuando el error puede ascender hasta cerca del 40% mientras que para el evaporador podría llegar al 15% aproximadamente.

Ensayo Nro=61

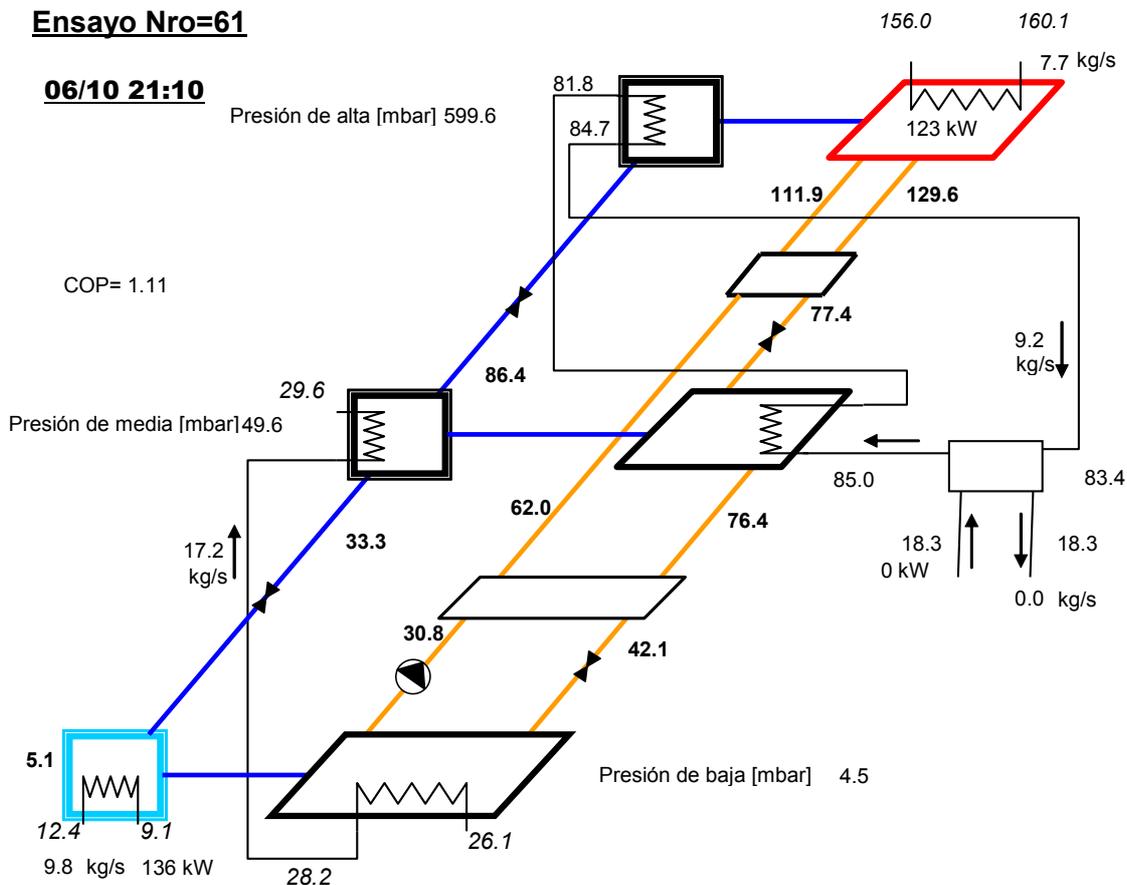


Figura 5 Parámetros del ciclo para el mayor COP y operación en modo doble efecto.

Se efectuaron ensayos de la enfriadora variando los parámetros de accionamiento, las condiciones de disipación de energía y la carga térmica sobre la enfriadora. Las condiciones de accionamiento a alta temperatura están limitadas a temperaturas inferiores a 170°C por que al aumentar la temperatura se agrava la corrosión y también por que el rendimiento de la caldera decae progresivamente. Por otro lado operar a temperaturas más elevadas implica generalmente mayor riesgo de cristalización de la solución en el retorno al absorbedor. La temperatura de accionamiento a baja temperatura esta condicionada también por el riesgo de cristalización en la entrada al absorbedor y por el hecho de que la eficiencia de los colectores decae significativamente con el aumento de temperatura.

La temperatura de disipación de energía esta relacionada con la temperatura y humedad ambiente a través de la operación de la torre de enfriamiento. Esta temperatura se podía variar durante la experimentación mediante una derivación del caudal de la torre. Los rangos de variación de los parámetros se encuentran detallados en la Tabla 3; para que se considere un régimen estable los caudales debían variar menos de 0.2 kg/s y las temperaturas menos de 0.5°C durante aproximadamente 20 minutos de operación.

| Circuito exterior | Caudal [kg/s] | | Temp. entrada [°C] | |
|----------------------------------|---------------|-----|--------------------|-----|
| | Min. | Max | Min. | Max |
| Accionamiento a alta temperatura | 5 | 10 | 155 | 165 |
| Accionamiento a baja temperatura | 9 | 10 | 85 | 95 |
| Disipación de energía | 17 | 18 | 25 | 35 |
| Carga térmica (evaporador) | 14 | 15 | 10 | 15 |

Tabla 3 Caudales y temperaturas de ensayo de los circuitos exteriores.

Cuando la enfriadora opera en modo doble efecto puro, factor solar $F=0$, el condensador de alta presión acciona directamente el generador de media presión y no circula fluido caloportador por la planta solar. En la Figura 5 se indican las temperaturas en °C, los caudales exteriores, las presiones internas, y las potencias de los diferentes componentes en la enfriadora cuando opera en modo doble efecto puro. En ese caso se trata de un ensayo a carga parcial de 136kW y se obtiene una eficiencia de 1.11. Se puede detectar una elevada diferencia media logarítmica de temperaturas en el generador de alta presión que para el caso alcanza a los 36°C mientras que en el absorbedor es de 12°C y en el evaporador se reduce hasta 4,5°C.

Ensayo Nro=9

06/03 22:33

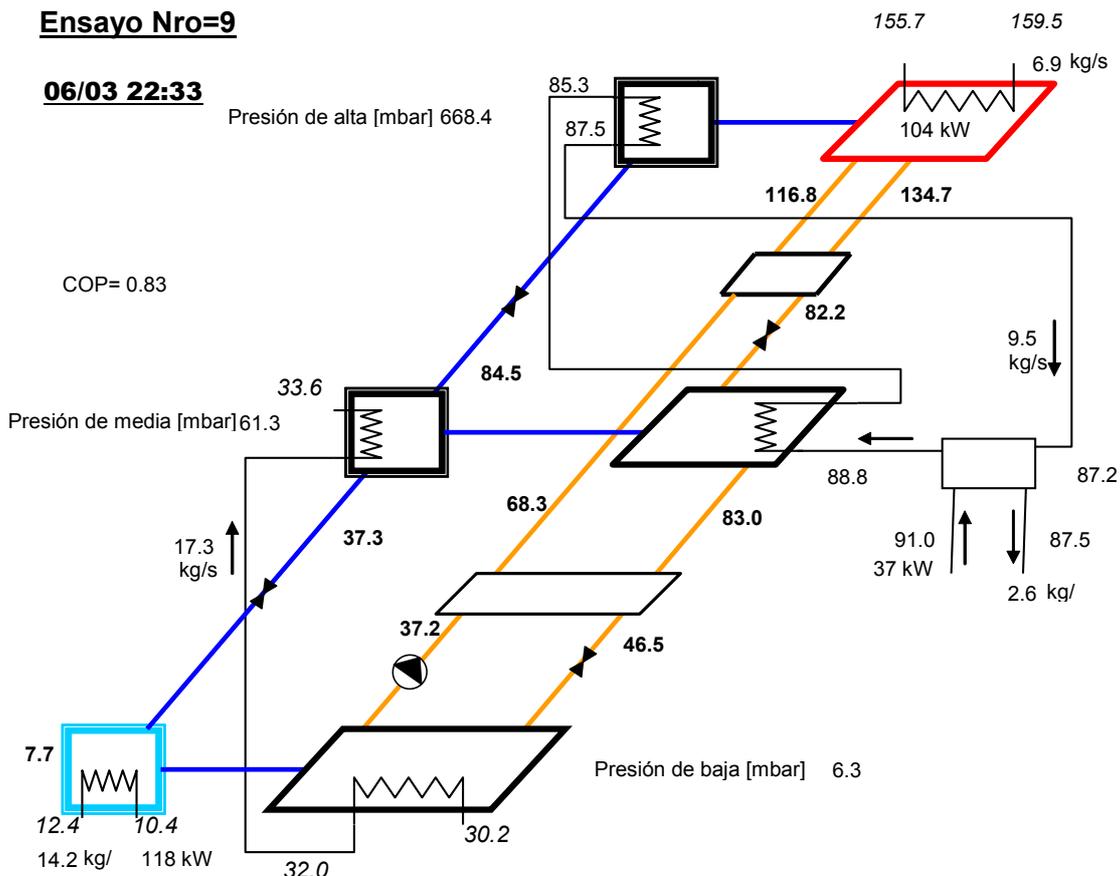


Figura 6 Parámetros del ciclo para operación en efecto combinado con $F=0.26$ y una potencia de 118kW

Durante días nublados será probable que solamente con la producción de la planta solar no se pueda accionar la enfriadora para producir la potencia de frío demandada por el edificio. En este caso la enfriadora se accionará en modo combinado consumiendo toda la potencia existente a baja temperatura y suplementando la misma con la combustión de gas natural. Los

parámetros de operación para el caso de un factor solar $F=0,26$ se exponen en el esquema de la Figura 6. En este caso la enfriadora se acciona mediante 37kW a 91°C y 104kW a 160°C para tomar una carga térmica de 118kW a 12°C desarrollando una eficiencia de 0.83. La disipación se efectúa mediante una torre que entrega agua a 30,2 °C representando las condiciones de operación en una zona con condiciones ambientales de por ejemplo 35°C y 60% de humedad relativa. Las diferencias de temperaturas en los componentes principales son del mismo orden que las comentadas en la figura anterior.

Mediante la modelización se obtuvo una eficiencia en doble efecto de 1.19 para una potencia nominal de 200kW de refrigeración mientras que experimentalmente se obtuvieron valores de 1.11 para una potencia de aproximadamente 140kW, se observa una discrepancia en la eficiencia del 7%, prediciendo la modelización el valor más elevado. Con un factor solar $F=0,26$ la modelización predice una eficiencia de 1.05 y experimentalmente se logró una eficiencia de 0.83 para una carga de 118 kW. La diferencia del orden del 25% se debe a que en los ensayos no se alcanzó a los 200kW de potencia de frío. En general los equipos de absorción desarrollan eficiencias sensiblemente inferiores cuando trabajan a cargas parciales.

CONCLUSIONES

Mediante la modelización se obtuvo que la operación combinada de esta planta de absorción con calor proveniente de colectores solares y calor de una caldera permite la utilización total de la energía captada por los paneles, desde cero hasta aproximadamente los 310 kW necesarios para producir los 200 kW de refrigeración a simple efecto. Esto minimiza los inconvenientes asociados con la energía solar como son la gran variabilidad y los grandes volúmenes de almacenamiento.

Mediante pruebas realizadas en un banco de ensayo se determinaron las eficiencias de la enfriadora para distintos factores de accionamiento solar, obteniéndose una eficiencia de 1.11 para $F=0$ y una eficiencia de 0.83 para $F=0,26$. Las eficiencias reales son inferiores a las obtenidas mediante la modelización de la operación de la enfriadora.

Una enfriadora de este tipo permite utilizar el calor proveniente de la energía solar con un rendimiento aceptable y el calor obtenido mediante la combustión de un hidrocarburo con una eficiencia muy buena, cercana a 1.2, lo que permite disminuir el factor de cobertura solar y los volúmenes de almacenamiento.

REFERENCIAS

- Alefeld, G., Greiter, I., Hoffman, L., Schweigler, C., Wagner, A., Weiss, V., Ziegler, F., (1995). Absorptionwärmepumpe mit variabler Wärmeauskopplung auf zwei Temperaturniveaus, Informations Zentrum Wärmepumpen + Kältetechnik, IZW-Bericht. Eggenstein-Leopoldshafen.
- Bruno, J.C., Gil, A., López-González, J.M., Bourouis, M., Coronas, A., (2002). Planta Solar de Colectores de Tubos de Vacío para Climatización Integrada en un Sistema de Microgeneración con turbina de gas. I Taller Iberoamericano de Refrigeración y Aire Acondicionado Solar, RIRAAS, México.
- Greiter, I., Kern, W., Alefeld, G., (1991). A 500 kW Heatpump for Heating at two Temperature Levels and for Air-Conditioning, Proceedings of the International Absorption Heat Pump Conference, pag 285-290, Tokio, Japon.
- Greiter, I., Schweigler, C., Scharfe, J., Alefeld, G., (1993). A 500 kW Absorption Heatpump for Heating at two Temperature Levels: Experience of the First Heating Season, Proceedings of the International Absorption Heat Pump Conference, pag 85-92, New Orleans, USA.
- Herold K.E., Radermacher R., Klein S.A. (1996). Absorption Chillers and Heat Pumps, CRC Press, Inc., New York, EEUU.
- Kern, W., A Two-Stage Absorption Heat Pump for Heating and Cooling, (1989). Newsletter of the IEA Heat Pump Center, vol 7, no. 3, 22-23.
- Schweigler, C., Demmel, S., Ziegler, F., (1999). Single-effect/Double-Lift Chiller: Operational Experience and Prospect. Proceedings of the International Sorption Heat Pump Conference, pag 533-539, Munich, Alemania.

ABSTRACT

The double-stage absorption machines can be driven with 2 different temperatures being appropriate to driven them by solar energy, a low temperature source (90°C) and gas combustion, a high temperature source(170°C).

The technical description of a two-Stage absorption chillers with the working pair water/LiBr is presented. The objective of this paper is to present the results obtained by modeling and first experimental results obtained in a test bench.

The EES software were used for the modeling; balances of matter, energy and the heat transfer equations were charged in this software, using its mixture properties. The variation of the efficiency in function of the solar factor was obtained.

The characterization in a test bench permitted to determine that the efficiency of the chiller driven with natural gas is of 1,11 in the other hand if it is driven in a combined mode with a solar factor from 0,26 the efficiency is of 0,83.

Keywords: absorption chiller, air conditioning, solar energy