

## **CLIMATIZACION BASADA EN UNA ENFRIADORA POR ABSORCION DE DOBLE ETAPA CON ACCIONAMIENTO SOLAR-GAS: ANALISIS ENERGÉTICO**

**G.R. Figueredo, R. Spotorno, J.J. Pochettino, F. Benitez**

GITEA Universidad Tecnológica Nacional, French 414 CP 3500 Resistencia, Argentina

Tel: +54 3722 432928. / Fax: +54 3722 432683

e.mail: grfigueredo@gmail.com

**RESUMEN:** Una opción interesante para mejorar la eficiencia energética de instalaciones de climatización es utilizar máquinas de absorción de doble etapa con accionamiento combinado a dos niveles de temperatura. Una planta solar produce agua caliente a 90°C y una caldera a 165°C. Para establecer los consumos diarios de gas se determinó el perfil diario de la carga térmica de un edificio destinado a oficinas y se modeló la máquina de absorción y la planta solar. Al comparar el consumo de gas de la instalación con accionamiento combinado con el de una instalación sin planta solar se estableció una reducción de consumo de aproximadamente 10 MWh mensuales lo que integrado a lo largo de la estación estival implica una reducción en el consumo de gas natural de aproximadamente el 31%.

**Palabras clave:** Análisis energético, Refrigeración por absorción, Eficiencia energética.

### **INTRODUCCIÓN**

En la actualidad la eficiencia energética es uno de los aspectos más importantes a considerar en las instalaciones de climatización de edificios, debido al elevado costo de la energía, a rigurosas normativas gubernamentales y al compromiso de la población con el medio ambiente, entre otras causas.

El núcleo de una instalación de aire acondicionado central es frecuentemente una enfriadora de agua accionada mediante energía eléctrica, gas natural o agua caliente producida en una caldera o en una planta solar. Las enfriadoras de agua comerciales accionadas mediante agua caliente son máquinas de absorción de BrLi-H<sub>2</sub>O de simple efecto y pueden ser accionadas mediante agua caliente (a aproximadamente 90°C) producida en una planta solar basada en captadores solares planos, utilizándose generalmente como respaldo una caldera a gas natural. Por otro lado las enfriadoras de agua accionadas a gas son máquinas de absorción de doble efecto de llama directa. En el mercado existen una decena de compañías que fabrican y comercializan máquinas de absorción con grandes potencias de enfriamiento, entre 200kW y 6000kW, para instalaciones centrales de aire acondicionado de grandes edificios y aplicaciones industriales, sin embargo son escasas las que fabrican equipos de baja potencia para aplicaciones domésticas. La compañía japonesa Yazaki fabrica equipos de simple efecto accionados mediante agua caliente entre los cuales en el año 2007 lanzaron al mercado europeo el modelo WFC-SC5 de 17.6 kW de capacidad de enfriamiento, uno de los equipos más pequeños y modernos del mercado, que produce agua fría a 7°C a partir de agua a 88°C y que disipando a 31°C desarrolla un COP de 0,7. También producen equipos de llama directa de doble efecto en el rango de 105 a 350kW, los que producen agua fría a 7°C, se accionan mediante la combustión de gas natural y disipan energía al ambiente mediante agua a 29°C desarrollando un COP de aproximadamente 1,0. La firma española Rotartica S.A. desarrolló y ofrece comercialmente una máquina que mediante la rotación de los componentes logra la intensificación de procesos de transferencia de calor y materia lo que permitió reducir el tamaño, aumentar la eficiencia y eliminar la necesidad de contar con una torre de enfriamiento. Esta firma ofrece una máquina de 4,5kW de potencia de enfriamiento que es accionada mediante agua caliente a 100°C y que puede disipar directamente al aire exterior a alrededor de 40°C.

Una línea de investigación avanza actualmente en el desarrollo de máquinas de doble etapa que puedan trabajar según un ciclo de simple efecto (SE) o de doble efecto (DE) o en una combinación de ambos, con accionamiento a dos temperaturas: 90°C y 170°C. Esta opción ofrece la ventaja de que se puede accionar mediante calor producido en una planta solar de baja temperatura a 90°C (o calor residual de proceso) y como respaldo se puede utilizar agua caliente obtenida mediante la combustión de gas natural o algún otro combustible fósil. Esta última alternativa ofrece interesantes ventajas como por ejemplo la elevada utilización de la planta solar y el bajo consumo de energía primaria (Lamp y Ziegler, 1998).

En el marco de un proyecto alemán el grupo de Alefeld desarrolló, construyó y ensayó una bomba de calor de doble etapa que se utilizó para calefacción y des-humidificación de dependencias destinadas a la exhibición de aviones y artefactos espaciales del "Deutches Museum" (Alefeld et al., 1995). La máquina fue construida por la firma francesa Entropie S.A. Las eficiencias que se obtuvieron fueron relativamente bajas a causa de que los intercambiadores de calor no alcanzaron la eficiencia para los que habían sido diseñados. Los coeficientes de transferencia de calor obtenidos en los primeros ensayos fueron de 360 W/(m<sup>2</sup>K) y 260 W/(m<sup>2</sup>K) y si se lograba un aumento del 80% en ambos coeficientes es de esperar que el COP para DE aumente hasta cerca de 2.2. Una mejora del 80% en dichos coeficientes era realista (Greiter et al., 1993).

Posteriormente la máquina se trasladó a la ciudad mediterránea de Tarragona, España; donde se la optimizó y se la ensayó como enfriadora de agua con accionamiento simultáneo a dos niveles de temperatura: 165°C obtenidos mediante combustión de gas natural y 90°C obtenidos mediante una planta solar (Figueredo et al., 2009). También se desarrollaron estudios teóricos en los que se desarrollaron modelos matemáticos de la operación de la máquina entre los que se pueden citar el modelo térmico (Figueredo et al., 2003), el modelo endo-reversible (Figueredo et al., 2005) y un modelo termodinámico (Figueredo et al., 2007).

Según proyectos actuales, el noreste argentino dispondrá en unos años más de redes de distribución de gas natural. Al tener un clima cálido dichas redes tendrán una escasa utilización durante gran parte del año, por lo que resulta atractivo utilizar instalaciones de aire acondicionado basadas en enfriadoras de agua por absorción con accionamiento mediante combustión de gas natural. En el presente trabajo se analiza el comportamiento energético de una instalación de aire acondicionado basada en una enfriadora por absorción de efecto combinado, como la descrita en el párrafo anterior, que se puede accionar simultáneamente a dos niveles de temperatura mediante energía solar y combustión de gas natural. Se estudia integralmente el sistema constituido por el edificio a climatizar, la máquina de absorción y la planta solar. En los apartados siguientes se describen el edificio a climatizar, la enfriadora de agua en la que se basa la instalación de aire acondicionado y la planta solar; posteriormente se exponen las metodologías de cálculo y los resultados obtenidos.

## EL EDIFICIO A CLIMATIZAR

La ciudad de Resistencia está ubicada al este de la provincia del Chaco en las cercanías del río Paraná a una latitud de 27°27', una longitud oeste de 58°59' y a 48 m sobre el nivel del mar de altitud. Para la simulación del clima local se tomaron las temperaturas medias mínimas y medias máximas del periodo 1961-1990 correspondientes a los meses de noviembre, diciembre, enero, febrero y marzo proporcionadas por el Servicio Meteorológico Nacional para la ciudad de Resistencia.

Se seleccionó para el estudio a un edificio gubernamental que tiene una planta rectangular de 30m de ancho (en dirección norte-sur) por 50m de largo y con 5m de altura. Las paredes del edificio están constituidas por mampostería doble de ladrillo común de 120mm de espesor con una capa intermedia de poliestireno expandido de 50 mm y revoque común en las caras internas y externas. El techo está constituido por una cubierta metálica de 0.9mm de espesor, una cámara de aire de 90mm, placas de poliestireno expandido de 50mm y cielorraso de placas de yeso de 19mm. El solado consta de contrapiso de hormigón pobre de 100mm de espesor y piso de baldosas tipo granítico. Las propiedades térmicas de los materiales de construcción se obtuvieron del ASHRAE Handbook, 2009. El edificio dispone de ventanas de vidrio simple con 13m<sup>2</sup> en cada fachada oeste y 23 m<sup>2</sup> en cada fachada sur.

En relación con las ganancias internas de energía se consideró iluminación a una razón de 13W/m<sup>2</sup> lo que corresponde a uso de oficina o educativo, y la cantidad de personas a 0.5 persona por cada metro cuadrado con un aporte de 120 W por persona, es decir, desarrollando actividad de lectura o trabajo de oficina. Se programó un horario diurno de 8 a 20 hs para la iluminación, ventilación y la asistencia de personas con un cambio gradual al inicio y final de la jornada y con una pausa de una hora para el almuerzo. Se supuso además una ventilación de 0.005m<sup>3</sup>/s por persona que se encuentra en el edificio, lo que corresponde como máximo a 1,5 renovaciones por hora.

## MÁQUINA DE ABSORCIÓN DE DOBLE ETAPA

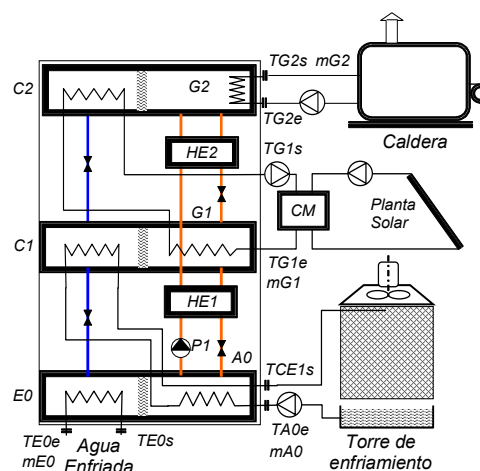


Figura 1: Esquema de la instalación de la enfriadora de doble etapa

La máquina en la que se basa la instalación utiliza agua a presión menor que la atmosférica como refrigerante y una solución de bromuro de litio (LiBr) en agua como absorbente. Consta de 3 conjuntos principales alojados en 3 carcasas independientes interconectadas por tuberías, Figura 1. En la carcasa de alta presión (700 mbar) se producen 2 procesos: separación de vapor de agua desde la solución diluida en el generador G2 mediante aporte de calor a 160°C y condensación de dicho vapor en el condensador C2. Procesos similares se producen en la carcasa de media presión (60 mbar) donde la generación de vapor en el G1 se produce re-aprovechando el calor de condensación del C2 más el aporte de la planta solar a 90°C aproximadamente. El efecto útil es decir la producción de agua fría se desarrolla en el conjunto de baja presión (6 mbar) donde en el evaporador E0

se evapora el agua condensada en C1 y C2 y el vapor de agua se absorbe en A0 mediante la solución concentrada proveniente del G1. El calor disipado a temperaturas cercanas a los 35°C en el absorbedor A0 y condensador C1 se libera a la atmósfera mediante una torre de enfriamiento. Greiter et al. (1991) y Figueredo et al. (2003) dan una descripción más detallada del funcionamiento de esta máquina.

En la *Tabla 1* se resumen las superficies de intercambio de calor y los coeficientes globales de transferencia de calor de todos los intercambiadores de la máquina.

Componente	A [m <sup>2</sup> ]	U.A [kW/K]
Generador G2	35	27.3
Condensador C2	15.3	59.1
Generador G1	20.1	15.5
Condensador C1	17.2	56.4
Absorbedor	75.5	37.8
Evaporador	40.8	60.0
Intercambiadores de calor HE1 y HE2	27.6	13.8

*Tabla 1: Áreas y coeficientes de transferencia de calor de la máquina.*

## PLANTA SOLAR

La planta de energía solar está formada por un campo de captadores solares de tubos de vacío VIESSMANN VITOSOL 300 H30 que trabajan efectuando el transporte de energía desde la placa al fluido intermediario mediante tubos de calor. La superficie total de captación alcanza los 96 m<sup>2</sup> que corresponden a 32 paneles de 3 m<sup>2</sup> cada uno; cada panel está constituido por 30 tubos de vacío. Los colectores se han orientado hacia el noroeste para mejorar la captación de energía durante la tarde, resultando un azimut de 135° (respecto del sur con oeste positivo) y la inclinación de los mismos respecto de la horizontal es de 20°. El fluido de transferencia utilizado en estas instalaciones es agua bajo presión y con circulación forzada.

Cada tubo de vacío incorpora un absorbedor de cobre con recubrimiento selectivo de titanio. Esto garantiza una alta absorción de la radiación solar y una emisión mínima de radiación térmica. El calor se transmite a través del tubo de calor permitiendo una unión seca, posibilitando girar o cambiar los tubos incluso cuando la instalación está llena y bajo presión.

## MÉTODO DE ANÁLISIS

Una instalación de climatización es un sistema complejo que depende de parámetros variables y otros que pueden suponerse constantes. Entre los variables se evaluaron los datos climáticos y los relacionados con la ocupación del edificio y por otro lado se supusieron constantes sus características físicas, los coeficientes de transferencia de calor de la enfriadora y las dimensiones de todos los componentes.

Partiendo de las características físicas del edificio, sus dimensiones, su utilización y de los datos climáticos se obtuvo la carga térmica horaria que debe satisfacer el sistema de climatización. En base a las dimensiones y características de la planta solar y de los datos climáticos se obtuvo la potencia térmica producida por la planta solar (calor solar). Utilizando la carga térmica, la potencia térmica solar y las características de la enfriadora se calculó la potencia necesaria en el accionamiento a alta temperatura y a partir de este valor el consumo de gas natural de la cadera. A efecto de poner de manifiesto el aporte solar en la reducción de consumo de gas se calculó además el consumo de gas para accionamiento únicamente a alta temperatura (sin aporte solar). En los apartados siguientes se describirán con más detalle la metodología de cada paso y los resultados obtenidos.

## CARGA TÉRMICA DEL EDIFICIO

El cálculo de la carga térmica se efectuó mediante el software Energy Plus desarrollado por el Departamento de Energía de los EEUU. Este software realiza los cálculos de los flujos de calor y los balances de energía de las distintas partes del edificio en régimen transitorio a partir de las características físicas del edificio, las cargas internas, la energía disipada por los ocupantes y la renovación del aire por ventilación e infiltración. El Energy Plus dispone además de múltiples herramientas entre las que podemos citar la posibilidad de estimar la radiación solar en función de la posición geográfica y las características del clima, así como también el cálculo de la temperatura del terreno por debajo del edificio.

En función de la posición geográfica y los datos del clima ingresados el programa Energy Plus genera valores horarios de temperatura y humedad ambiente y radiación solar sobre superficie horizontal, *Figura 2*, que se utilizan para calcular las temperaturas interiores y los flujos de calor que se transmiten por la envolvente del edificio. Con las ganancias internas (por ocupación, iluminación y equipamiento), la carga por renovación de aire e infiltración y las consignas de los termostatos interiores, además los datos ya citados, el programa resuelve los balances de energía y determina, entre otras variables, la potencia de enfriamiento necesaria para lograr las condiciones interiores especificadas, *Figura 3*.

En las figuras se observa que por ejemplo para el mes de enero se consideró un día en el que la temperatura ambiente alcanza casi los 34°C y la radiación directa sobre superficie horizontal máxima es de 1000 W/m<sup>2</sup>. El edificio precisa de aire

acondicionado desde las 8 de la mañana y hasta las 20 hs y durante la tarde de dicho día la carga térmica alcanza su mayor valor, esto es 232 kW a las 15 hs.

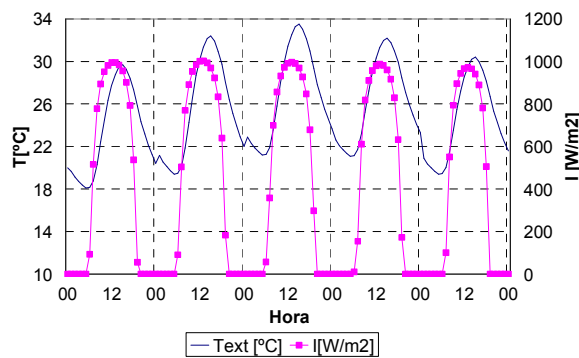


Figura 2: Irradiancia solar y Temperatura ambiente para días típicos de noviembre, diciembre, enero, febrero y marzo.

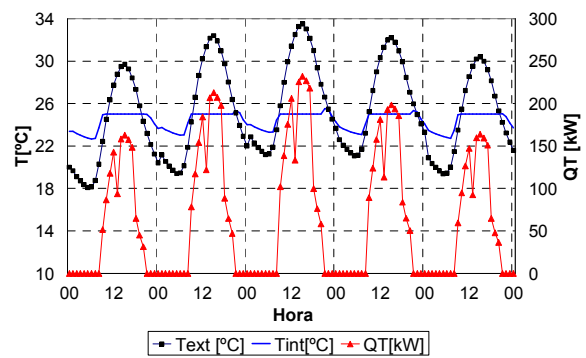


Figura 3: Temperatura ambiente, temp. interior y carga térmica para días típicos de noviembre, diciembre, enero, febrero y marzo.

### ACCIONAMIENTO SOLAR

El cálculo de la energía aportada por la planta solar se efectuó partiendo de los datos horarios de radiación solar sobre superficie horizontal y temperatura ambiente. En la Figura 5 se puede observar la radiación solar y la relación Rb entre la radiación sobre el plano del colector y la radiación directa sobre superficie horizontal para un día típico del mes de enero en la ciudad de Resistencia. En función de la orientación de los captadores, del día del año y de la hora se determinó la radiación incidente sobre el plano de los captadores, Duffie y Beckmann (1991), y en función de la temperatura ambiente y de la radiación se obtuvo el rendimiento del colector mediante la ecuación (1) que fue proporcionada por el fabricante.

$$\eta_{col} = C_0 - (C_1 + C_2 \cdot \Delta_t) \cdot \frac{\Delta_t}{G_t} \quad (1)$$

Donde las características del colector están dadas por el rendimiento óptico del colector  $C_0 = 0.83$ , y los coeficientes de pérdida del calor  $C_1 = 1.28 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$  y  $C_2 = 0.009 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K}^2)$ .  $\Delta_t$  es la diferencia de temperatura entre la temperatura media del fluido y la temperatura ambiente y  $G_t$  es la radiación solar en  $\text{W}/\text{m}^2$ . En la Figura 4 se puede apreciar el rendimiento de los captadores solares y el calor captado por la planta solar para el mismo día típico del mes de enero en Resistencia mostrado en la Figura 5.

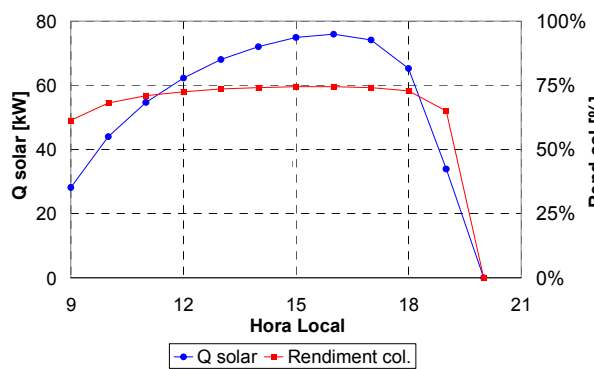


Figura 4 Calor captado por la planta solar y rendimiento del colector para un día típico de enero.

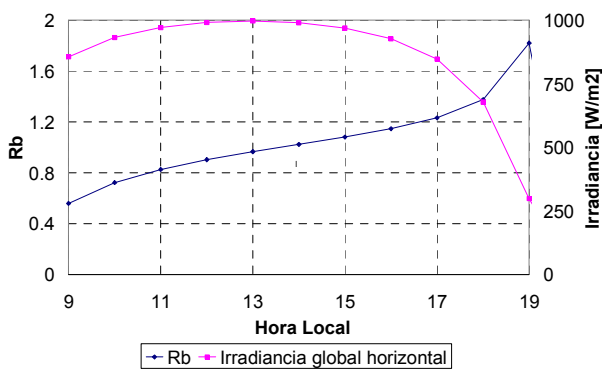


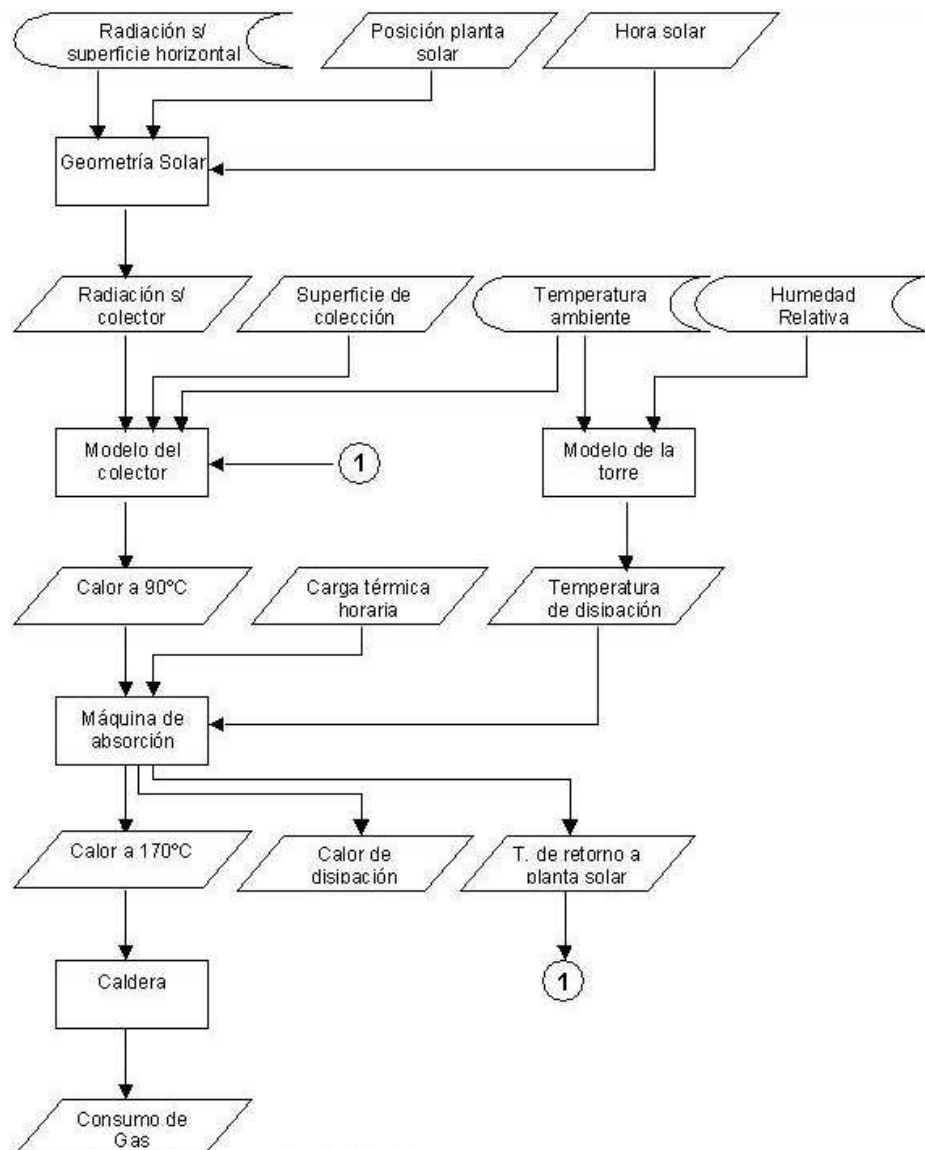
Figura 5 Factor de radiación Rb e irradiación global horizontal

La planta solar desarrolla un rendimiento de aproximadamente el 75% entre las 12 y las 18 hs, entregando una potencia máxima de aproximadamente 75 kW a las 16 hs. Se observa como el resultado de la combinación del azimut y la inclinación de los colectores hace que mejore el factor Rb durante la tarde y como consecuencia se produzca más potencia térmica en el horario de mayor carga térmica.

### ACCIONAMIENTO A GAS NATURAL EN MODO COMBINADO

Para estudiar el comportamiento de la instalación en su conjunto se efectuó una modelización utilizando el software EES “Engineering Equation Solver” mediante la resolución simultánea de las ecuaciones correspondientes a los modelos de la máquina de absorción, de la planta solar, de la torre de refrigeración y de la caldera. El comportamiento de la máquina de absorción varía con la carga de refrigeración, con el aporte de calor a diferentes temperaturas, y con la temperatura de disipación de la torre. El calor producido por la planta solar depende de la radiación solar, la temperatura ambiente y la temperatura del fluido del circuito primario, no considerándose el efecto del viento. También la temperatura de disipación de la torre depende del calor de disipación y de la temperatura y humedad ambiente. El cálculo se efectuó en intervalos horarios,

suponiendo que las condiciones se mantienen constantes dentro de cada hora y en régimen estacionario, siguiendo el diagrama de flujo de la *Figura 6*.



*Figura 6: Diagrama de flujo del proceso de cálculo del consumo de gas*

La modelización del ciclo de absorción se basa en los balances de energía y materia para cada componente, en las ecuaciones de transmisión de calor y en las propiedades del agua y de la solución H<sub>2</sub>O-LiBr. Se efectuaron determinaciones de los valores del coeficiente global de transmisión de calor para cargas parciales y se observó que la influencia de esa variación no era relevante en las prestaciones del ciclo.

Descripción	Temperatura
Entrada al generador G2 del agua procedente de la caldera	165°C
Entrada desde la torre al absorbedor A0	30°C
Retorno a la torre desde el condensador C1	35°C
Entrada de agua fría al evaporador E0	12°C
Salida de agua fría desde el evaporador E0	6°C
Entrada al generador G1 desde colectores	90°C

*Tabla 2: Condiciones de operación*

El modelo del ciclo se efectuó en el programa EES, 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 termo-físicas de muchos fluidos, incluidos la mezcla BrLi-H<sub>2</sub>O. La modelización se efectuó 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 está saturada y en fase líquida (Figura 1).
- 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.
- El agua en la salida del condensador C1 y C2 está saturada y solamente en fase líquida.
- El agua en la salida del evaporador E0 está como vapor saturado seco.

Cuando no se indica lo contrario se supuso una potencia de refrigeración constante de 200 kW y las condiciones operativas resumidas en la Tabla 2.

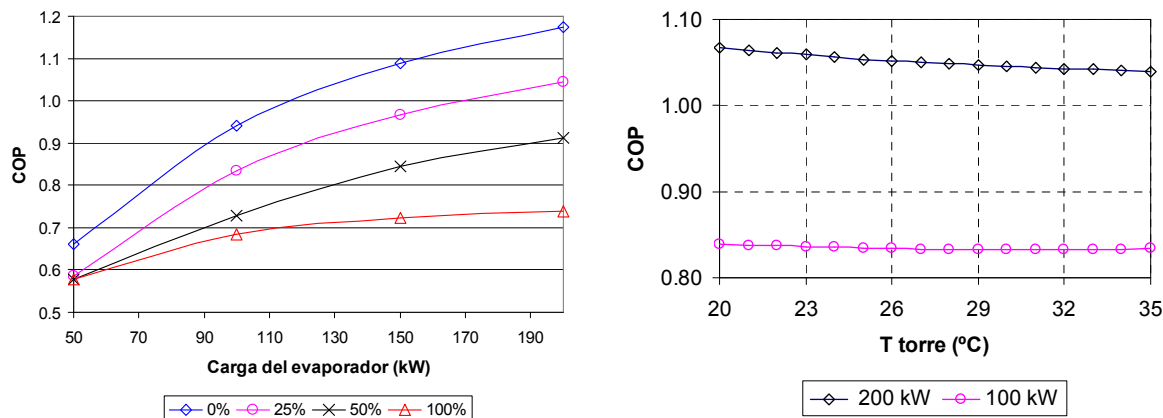


Figura 7: Variación del COP de la enfriadora de absorción en función de la carga térmica para distintas fracciones solares. Figura 8: COP en función de la temperatura del agua de la torre de refrigeración.

Mediante la modelización se obtuvieron los datos expuestos en la Figura 7, donde se observa la variación del COP en función de la carga térmica, para distintas fracciones solares. Se observa que para un 25% de la capacidad nominal (50 kW) el COP en doble efecto puro cae hasta aproximadamente 0.65. En la Figura 8 se representa la variación del COP con la temperatura de salida del agua de la torre, que depende fundamentalmente de la temperatura y humedad ambiente. En este caso la fracción solar corresponde al 25%, la temperatura de accionamiento del generador de baja 90° y la de alta 170°C.

### DEMANDA ENERGETICA EN MODO COMBINADO

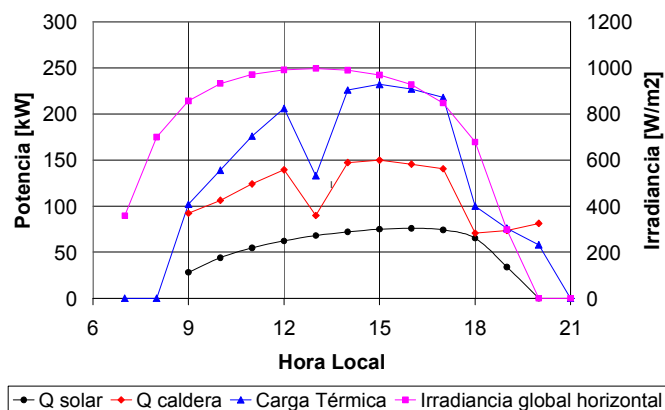


Figura 9: Accionamiento solar, accionamiento con caldera, carga térmica e irradiancia global horizontal para un día típico del mes de enero.

La demanda energética de la instalación de aire acondicionado del edificio estará caracterizada por el consumo de gas natural de la caldera que acciona, junto con la planta solar, la enfriadora de agua. Para evaluar el consumo de gas se efectuó el análisis energético horario de la operación de la instalación para un día típico de cada uno de los meses de verano: diciembre, enero y febrero. En la Figura 9 se presentan los resultados obtenidos para un día típico del mes de enero. En línea negra con marcador circular se representó el calor captado por la planta solar; se observa como la captación de energía mejora por la tarde debido a la orientación e inclinación de los captadores solares, alcanzando una potencia de 76kW a las 16 hs. Con línea azul y un triángulo como marcador se indicó la carga térmica obtenida mediante el software Energy Plus; a las 13 hs se

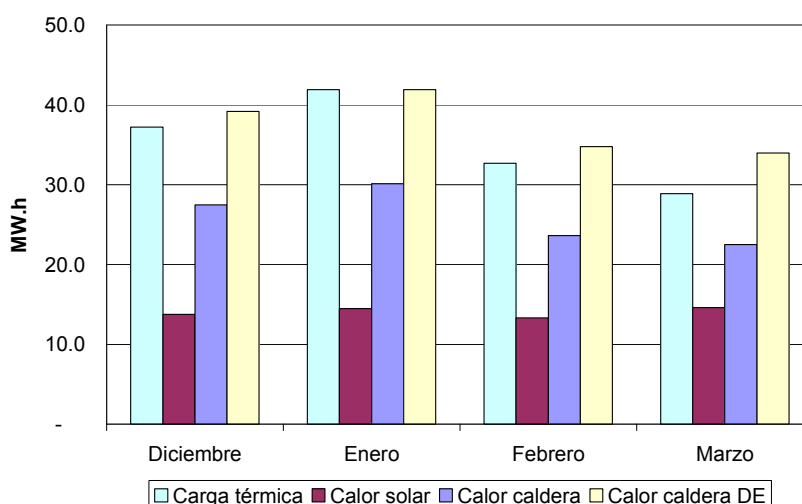
observa una caída en la carga térmica producto de la disminución en el número de personas debido a la hora del almuerzo; la carga térmica máxima se produce a las 15 hs y alcanza a los 232 kW. Para satisfacer la carga térmica la enfriadora consume toda la potencia captada por la planta solar y además requiere potencia aportada por la caldera, la que se encuentra representada con línea roja y rombos; se destaca que a las 13 hs también cae el accionamiento de la caldera en respuesta a la disminución de la carga térmica ya aludida. La potencia máxima de accionamiento con la caldera se mantiene entre los 100 y 150 kW a lo largo del día. Como referencia en la figura también se representó la irradiancia para el mismo día. En el momento de máxima carga la instalación opera con un COP cercano a la unidad y una fracción solar del 33%.

## DEMANDA ENERGÉTICA EN MODO DOBLE EFECTO PURO

Para la determinación del consumo de gas de la instalación accionada solamente mediante gas natural, operando en modo doble efecto puro, se utilizó un procedimiento similar al diagramado en la *Figura 6* pero anulando la potencia aportada por la planta solar. El sistema de climatización queda constituido por una enfriadora de agua de llama directa, la torre de enfriamiento, y las instalaciones complementarias para atender la carga térmica del edificio. Para considerar la caída en el COP a cargas parciales se consideró el COP a la potencia frigorífica media del periodo según lo representado en la *Figura 7*.

## DISMINUCIÓN EN EL CONSUMO DE GAS

A través del análisis descripto se obtuvieron las magnitudes horarias de los flujos de energía en la instalación. Estos flujos de energía se integraron a lo largo del día y a partir de los valores diarios se estimaron los valores mensuales para los meses de verano. En la *Figura 10* se representaron los valores mensuales de la carga térmica del edificio, la energía mensual aportada por la planta solar para el accionamiento a 90°C y la energía mensual aportada por la caldera para el accionamiento a 165°C; estos dos últimos valores con la instalación operando en modo combinado. La planta solar aportaría un promedio mensual durante los meses de verano de 14 MWh y la caldera aproximadamente 26 MWh obteniéndose un COP medio estacional de 0.94 con una fracción de accionamiento solar del 34%. En la *Figura 10* también se graficó el calor que debería aportar la caldera para el accionamiento en modo doble efecto puro, el promedio mensual es de 37 MWh con un máximo de 40 MWh a lo largo del mes de enero.



*Figura 10: Valores mensuales de la carga térmica, el calor aportado por la planta solar y el calor aportado por la caldera en modo combinado y el calor aportado por la caldera en modo doble efecto puro.*

Considerando un poder calorífico inferior del gas natural de 10.39 kW/m<sup>3</sup> y un rendimiento de la caldera del 90% se estimó un consumo estacional de gas de aproximadamente 11000 m<sup>3</sup> cuando se utiliza la planta solar y el accionamiento simultáneo a las dos temperaturas, mientras que si sólo se opera en modo doble efecto puro se estima un consumo de 16000 m<sup>3</sup> de gas natural.

## CONCLUSIONES

Se estudió el comportamiento energético de un sistema constituido por un edificio y una instalación de climatización basada en una máquina de absorción de doble etapa con accionamiento a dos temperaturas: mediante energía proveniente de una planta solar y de una caldera accionada con gas natural.

Se ha determinado el perfil horario de la carga térmica de un edificio gubernamental ubicado en Resistencia, Argentina, de uso diurno y de 1500m<sup>2</sup> de superficie, obteniéndose una potencia frigorífica máxima de 220 kW para un día típico del mes de enero. El software Energy Plus, de distribución gratuita, ha demostrado su fiabilidad y versatilidad para el análisis energético del edificio.

Mediante el análisis de la operación de la planta solar de tubos al vacío de 96 m<sup>2</sup> se obtuvo la producción de potencia horaria y se optimizó la orientación e inclinación de los colectores para obtener mayores potencias por la tarde durante los meses de verano obteniéndose una potencia máxima de cerca de 80 kW a las 15 hs durante el mes de enero con un rendimiento de la planta del 75%.

A partir de la carga térmica del edificio, de la producción de energía de la planta solar y utilizando un modelo desarrollado en el software EES, se obtuvo el consumo de gas natural del sistema completo operando en modo combinado. A modo de referencia también se calculó el consumo de gas de la instalación operando en modo doble efecto puro, sin la utilización de la planta solar. Esta comparación permitió establecer una reducción de consumo de aproximadamente 10 MWh mensuales, lo que integrado a lo largo de la estación estival implica una reducción en el consumo de gas natural de aproximadamente el 31%. Esta reducción de consumo tiene asociada una disminución proporcional en las emisiones de CO<sub>2</sub>. Dado que las instalaciones basadas en máquinas de doble efecto tienen aproximadamente el mismo consumo de energía primaria que una instalación convencional basada en una planta por compresión mecánica de vapor se puede predecir una reducción del 30% en el consumo de energía primaria mediante la utilización de la planta solar y la máquina de absorción de doble etapa.

Resta aún extender el análisis a lo largo de todo el año y considerar que la planta solar también puede proveer de energía para calefacción durante los meses de invierno.

#### 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.
- Duffie J. A. y Beckman W. A. (1991) Solar Engineering of Thermal Processes, 2a. edición, pp 251-328. Wiley Interscience, New York.
- Figueredo G., Ortiga J., Bruno J.C., Coronas A. (2003) Bomba de calor/enfriadora de agua por absorción de agua-LiBr de doble etapa accionada con energía solar. III Jornadas Nacionales de Ingeniería Termodinámica. Valencia, España.
- Figueredo G., Bourouis M., Coronas A., Fella A., Ben Brahim A. (2005) Aplicación de un modelo endo-reversible a una enfriadora de agua de absorción de doble etapa con accionamiento a dos niveles de temperatura. IV Jornadas Nacionales de Ingeniería Termodinámica. Logroño, España.
- Figueredo G., Bourouis M., Coronas A. (2008) Thermodynamic modelling of a two-stage absorption chiller driven at two-temperature levels. Applied Thermal Engineering 28 pp. 211–217.
- 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, pp 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, pp 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.
- P.Lamp, F. Ziegler, (1998) European research on solar-assisted air conditioning,, International Journal of Refrigeration 21, 2, 89-99.

#### AIR CONDITIONING BASED IN A SOLAR/GAS DRIVING DOUBLE STAGE ABSORPTION CHILLER: ENERGETIC ANALYSIS.

**ABSTRACT:** An interesting option to improve the energy efficiency of air conditioning facilities is by using double-stage absorption chillers with drive at two temperature levels. A solar plant produces hot water to 90 °C and a boiler produces hot water to 165 °C. A diary profile of thermal load was determined to set diary consumption of gas in a building for offices, and an absorption machine and a solar plant were modeled. Comparing the gas consumption of the solar installation with the consumption of an installation without a solar plant, it resulted in a consumption reduction of approximately 10 MWh by month. This advantage integrated to the summer season implies a reduction in the natural gas consumption of approximately 31%.

**Keywords:** absorption chiller, air conditioning, energy efficiency