

# Simulación de un Sistema de Acondicionamiento de Aire por Absorción Con Asistencia Solar en Panamá Utilizando TRNSYS

## Esteban Quintana

esteban.quintana@utp.ac.pa

Centro de Investigación e Innovación Eléctrica,  
Mecánica y de la Industria,  
Universidad Tecnológica de Panamá

## Rhona Díaz

rhona.diaz@utp.ac.pa

Centro de Investigación e Innovación Eléctrica,  
Mecánica y de la Industria,  
Universidad Tecnológica de Panamá

**Resumen-** En la República de Panamá, los sistemas de refrigeración y aire acondicionado consumen un porcentaje elevado de la energía eléctrica producida. La finalidad de esta investigación fue la de evaluar a través de simulaciones el comportamiento de un sistema de acondicionamiento de aire por absorción con asistencia solar y comparar su consumo eléctrico con un sistema de aire acondicionado tradicional. Utilizando un programa para la simulación de sistemas transitorios, se diseñó y simuló un sistema de absorción el cual acondicionó el aire de cuatro zonas de 50 m<sup>2</sup> cada una, ubicadas en el sector de Tocumen, Ciudad de Panamá, en un horario 8:00 a.m. a 4:00 p.m. de lunes a viernes. El sistema de absorción mantuvo la temperatura y humedad relativa de las zonas a 23 °C y 58 % respectivamente, además fue capaz de ahorrar cerca del 75 % del consumo eléctrico cuando se le comparó con un sistema de aire acondicionado por compresión tipo Split.

**Palabras claves-** absorción, acondicionamiento de aire, colector solar, consumo eléctrico, simulación, energía solar térmica

**Abstract-** in the Republic of Panama, cooling systems and air conditioning consume a high percentage of the electricity produced.

The purpose of this research was to evaluate through simulations the behavior of an absorption air conditioning solar assisted system and compare its electric consumption with a traditional air conditioning system. Using a program for simulation of transient systems, it was designed and simulated the absorption system for cooling four zones of 50 m<sup>2</sup> each one, located at Tocumen sector, in Panama City in the schedule 8:00 a.m. to 4:00 p.m., from Monday to Friday. The absorption system maintained the temperature and relative humidity of the zones at 25 °C and 58% respectively, and it was able to save about 75% power consumption when it was compared with a split air conditioning.

**Keywords-** Absorption, air conditioning, solar collector, energy consumption, simulation, solar thermal energy.

**Tipo de Artículo:** original

**Fecha de Recepción:** 21 de junio 2013

**Fecha de Aceptación:** 11 de octubre de 2013

## 1. Introducción

El consumo de aire acondicionado ha ido en aumento a nivel mundial, afectando de una manera significativa la demanda energética, debido al alto consumo eléctrico de los sistemas por compresión [1] [2] [3]. Panamá no se escapa de esta realidad, ya que alrededor de un 42% de la energía que se consume en el sector público está relacionada con equipos de acondicionamiento de aire [4].

Además cerca del 30% de los productos frescos en los países en desarrollo se pierden debido a la falta de sistemas de refrigeración en la cadena de suministro [5]. Realidad que también es constante en Panamá, reflejada en el proyecto de la Cadena de Frío [6].

Por otro lado la carga de refrigeración tiende a coincidir con la disponibilidad de radiación solar [2] [3] [7] [8], lo que hace interesante considerar el uso de la radiación solar como fuente energética de un sistema de acondicionamiento de aire.

En este sentido, existen distintas alternativas estudiadas como lo es el uso de paneles fotovoltaicos o motores térmicos en sistemas de compresión y colectores solares térmicos en sistemas de absorción o adsorción.

La diferencia principal entre un sistema de compresión y uno de absorción o adsorción, es que dentro del ciclo de refrigeración se reemplaza el compresor mecánico por un compresor térmico. Un esquema general de un sistema de absorción se muestra en la figura 1.

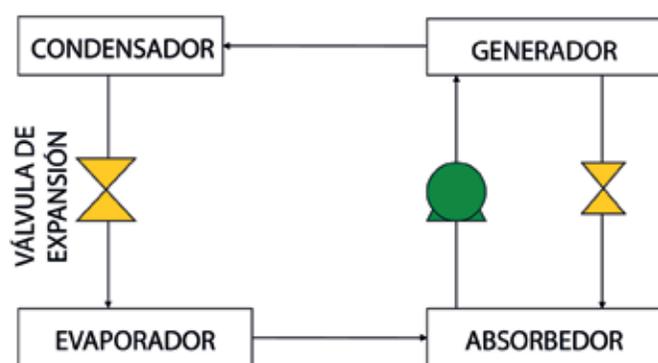


Figura 1. Ciclo de Absorción

Existen investigaciones recientes que señalan a los sistemas de absorción como una de las mejores alternativas para el aprovechamiento del sol en el acondicionamiento de aire [9] [10].

Para estos sistemas, los pares de refrigerante-absorbente comúnmente utilizados son agua/bromuro de litio ( $H_2O/LiBr$ ) y amoníaco/agua ( $NH_3/H_2O$ ) [8]. De estos, el más utilizado a nivel comercial para sistemas de acondicionamiento de aire es el par agua/bromuro de litio, en tanto que para refrigeración se ha utilizado más el par amoníaco/agua [11] [12].

Las configuraciones más comunes de un sistema de absorción son de simple efecto o doble efecto. La configuración de simple efecto tiene un coeficiente de operación entre 0.6-0.8, y es aquella donde se utiliza una sola etapa de calentamiento a través de un generador. La de doble efecto tiene un coeficiente de operación de 1.2, y es aquella en la que se dan dos etapas de calentamiento [13] [14] [12].

De estas configuraciones la más utilizada es la de simple efecto, ya que las temperaturas necesarias para el generador están en el rango de la temperatura obtenida en colectores solares térmicos de baja temperatura [12].

En relación a los colectores solares térmicos utilizados en sistemas de absorción, se encuentran los siguientes: colectores de placa plana (CPP), colectores de tubo de vacío (CTV) y los colectores parabólicos (CP). De estas tecnologías, las más utilizadas para sistemas de doble efecto son los CP y los CTV. Para configuraciones de simple efecto, se utilizan CPP y CTV [15].

Según estudios comparativos realizados, la mejor configuración para un sistema de absorción con asistencia solar es la simple efecto utilizando  $H_2O/LiBr$  como par de refrigeración [9].

Acerca del mejoramiento del rendimiento de los sistemas de absorción, la técnica más utilizada, es la de contar con un tanque de almacenamiento del agua caliente para disminuir las diferencias que pueden existir entre la demanda y la radiación de la energía [16].

Actualmente existen a nivel mundial, instalaciones realizadas, tanto demostrativas como comerciales de sistemas de adsorción o absorción con asistencia solar. Las cargas que manejan son principalmente medias (50 kW a 250 kW) y algunas cargas pequeñas (10kW a 50 kW), ya que la principal limitante de la aplicación de esta tecnología, es el espacio necesario para instalar los colectores solares térmicos [15] [17] [18].

En relación al consumo eléctrico, en México, Baja California, se realizó una investigación que reveló que el sistema de aire acondicionado por absorción era factible

y que la radiación solar proveía cerca del 90% de la energía necesaria en el sistema [19].

Uno de los parámetros más difíciles de determinar es el costo del sistema ya que esta tecnología aún se encuentra en desarrollo.

Actualmente las cifras que se manejan, a través de los proyectos demostrativos es entre 1600 a 3200 dólares americanos por KW de refrigeración [20].

No existe registro de algún estudio sobre el rendimiento de los sistemas de acondicionamiento de aire por absorción con asistencia solar en la República de Panamá. De tal manera que el objetivo de esta investigación fue la simulación de un sistema de absorción con asistencia solar en las condiciones climatológicas de la ciudad de Panamá, para determinar la factibilidad técnica de sustituir los sistemas de compresión por dichos sistemas.

En primera instancia se presentará la metodología aplicada para el diseño y simulación del sistema, luego los resultados de dicha simulación y por último las conclusiones de la investigación.

## 2. Metodología

Existe un número importante de investigaciones de sistemas de acondicionamiento de aire por absorción con asistencia solar que utilizan como herramienta de simulación el programa de sistema transitorio denominado TRNSYS [21] [22] [23] [24] [25] [26] [27]. Este programa fue desarrollado por la Universidad de Wisconsin, y es muy utilizado en el campo de las energías renovables y simulación de edificios debido a que cuenta con una amplia librería de componentes energéticos [28]. Por lo que para el desarrollo de este proyecto se utilizó dicho programa como herramienta para la simulación del sistema planteado.

### 2.1. Condiciones de Diseño

Las condiciones ambientales en las cuales fue simulado el sistema de absorción se muestran en la tabla 1. Estas condiciones fueron generadas a partir de los datos meteorológicos de la librería de Meteoronorm del programa TRNSYS. Se utilizó el archivo PA-Tocumen-787950, ya que el diseño se ha desarrollado para ser utilizado en las instalaciones de la Universidad Tecnológica de Panamá en Tocumen.

Tabla 1. Condiciones climáticas para la región de Tocumen. (TRNSYS 17)

Variable Climática	Valor
Temperatura de bulbo seco promedio anual	26.89 °C
Temperatura de bulbo húmedo promedio anual	24.10 °C
Humedad relativa promedio anual	80.82 %
Longitud	79.37° O
Latitud	9.050° N
Elevación	45 m

La figura 2 muestra la radiación horizontal diaria por mes para la ubicación geográfica señalada. Esta información se obtuvo de la librería de TRNSYS, la cual utiliza de referencia la data de radiación global horizontal del al NASA.

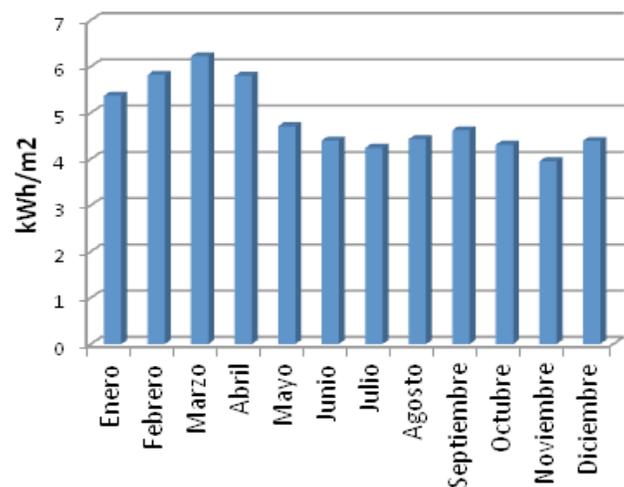


Figura 2. Radiación global horizontal diaria.

### 2.2. Carga de Refrigeración

En cuanto a la carga de refrigeración el sistema fue diseñado para cuatro zonas térmicas que se muestran en la tabla 2, dándose una carga de refrigeración de 8 kW por zona (2.3 ton).

Tabla 2. Dimensiones y cargas de los espacios a refrigerar con el sistema de absorción.

Parámetro	Valor
Largo, ancho, alto	10 m X 5m X 3.2 m
Área de Ventana (orientación)	1 m <sup>2</sup> (norte), 1 m <sup>2</sup> (sur)
Carga sensible agregada	5.240 kW
Carga latente agregada	2.250 kW

El modelado de las zonas térmicas se hizo utilizando *Google SketchUP* en conjunto con el *plug-in* de TRNSYS, *3DTRNSYS*. En la tabla 3 se presentan los materiales seleccionados para las paredes y techos de cada zona, los cuales fueron tomados de la librería de TRNbuild.

Tabla 3. Materiales y coeficiente global de transferencia de calor para las paredes, techo, ventana y piso de las zonas térmicas.

Parámetro	Material	Coefficiente global de transferencia
Paredes Externas	Concreto	1.779 W/m <sup>2</sup> .K
Paredes internas	Gypsumplás, Insulation	0.039 W/m <sup>2</sup> .K
Techo	Plasterboa, Fiberglass, Roofdeck	0.316 W/m <sup>2</sup> .K
Piso	Conc_slab, ins_flr_ash_900	0.039 W/m <sup>2</sup> .K
Ventanas	Genérico	2.89 W/m <sup>2</sup> .K

Utilizando el método de simulación del TRNbuild, llamado *energy mode*, se estimó la carga de refrigeración para una temperatura de bulbo seco y humedad relativa dadas. De esta manera se calculó la carga de refrigeración necesaria para mantener las zonas térmicas a una temperatura de bulbo seco de 25 °C y 50 % de humedad relativa.

Los valores promedios mensuales de esta carga se presentan en la figura 3.

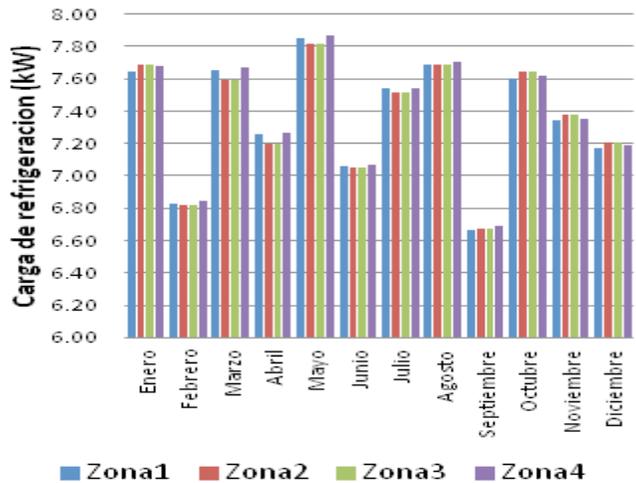


Figura 3. Carga mensual promedio de refrigeración para cada zona térmica.

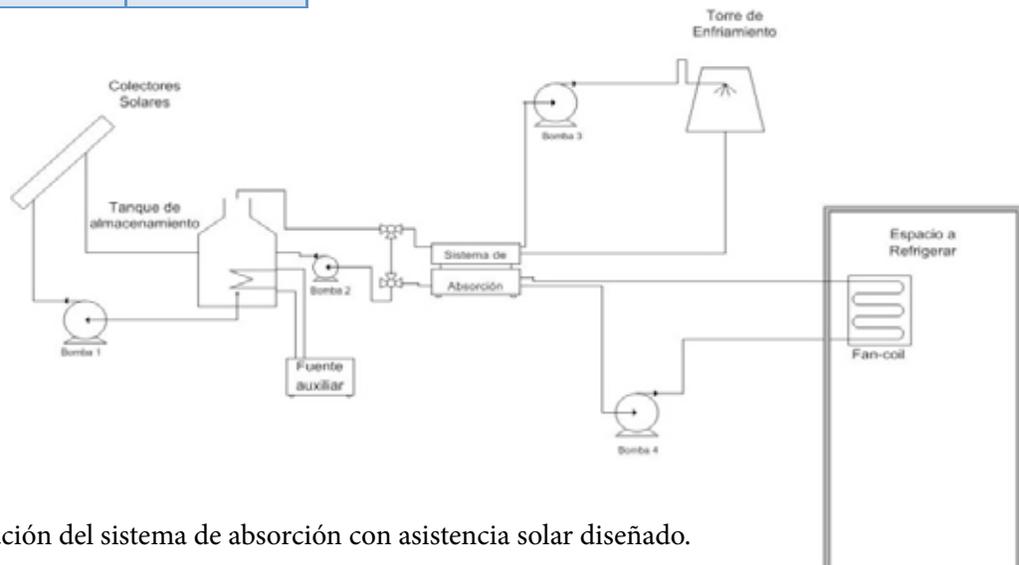


Figura 4. Configuración del sistema de absorción con asistencia solar diseñado.

### 2.3. Parámetros de Diseño

Para la simulación se utilizó un absorbedor marca YAZAKI modelo WFC-SC10 de unos 35.2 kW de capacidad de refrigeración de tal manera que cubra con la carga de refrigeración calculada para las cuatro zonas.

La configuración del sistema de absorción con asistencia solar diseñado se presenta en la figura 4, en la misma se muestra la conexión de cada uno de los componentes del sistema.

La simulación se llevó a cabo utilizando colectores solares de placa plana. La tabla 4 presenta los principales parámetros de los colectores utilizados, así como los valores de los demás componentes.

Tabla 4. Parámetros utilizados en la simulación.

Parámetro	Colector placa plana
Área de Captación	150.66 m <sup>2</sup>
Factor de eficiencia del colector [ $\eta_0$ ]	0.758
Coefficiente de eficiencia [ $a_1$ ]	3.73 W/K.m <sup>2</sup>
Coefficiente de eficiencia [ $a_2$ ]	0.0051 W/K.m <sup>2</sup>
Inclinación de los colectores (orientación)	15 ° (sur)
Volumen del tanque de almacenamiento	6.8m <sup>3</sup>
Potencia de la fuente auxiliar	50 kW
Caudal de aire (torre de enfriamiento)	4.18 m <sup>3</sup> /s
Carga de refrigeración (torre de enfriamiento)	87.5 kW
Capacidad sensible (fancoils)	6.38 kW
Capacidad latente (fancoils)	1.66 kW

A continuación se presentan los métodos utilizados para el cálculo de los principales equipos del sistema:

#### 2.3.1 Colectores solares Térmicos

Para el cálculo de los colectores solares térmicos existen diferentes métodos, cuya principal diferencia es la precisión y complejidad del cálculo. Para una primera aproximación del tamaño requerido del campo de colectores solares térmicos se utilizó la “regla del pulgar” presentada por Martin, H. [12]

$$A_{spec} = \frac{1}{I \cdot \eta_{col} \cdot COP} \quad (1)$$

Donde:

$A_{spec}$ : Área específica de captación por unidad de capacidad de enfriamiento nominal (m<sup>2</sup>/kW<sub>enf.</sub>).

$I$ : La intensidad de radiación o irradiación (kW/m<sup>2</sup>).

$\eta_{col}$ : Eficiencia de los colectores.

$COP$ : Coeficiente de desempeño nominal de máquina de absorción.

Luego se utilizó el método f-chart cooling propuesto por Joudi, K. , Abdul-Ghafour [29] para determinar la fracción solar a la que trabajará el equipo, en función del área de captación. Para ello es necesario calcular los siguientes parámetros:

$$Y_c = \frac{\overline{COP} \cdot F_R \cdot (\tau\alpha) \cdot A_c \cdot \bar{H}_T}{CL} \quad (2)$$

$$X_c = \frac{\overline{COP} \cdot F_R \cdot U_L (t_{ref} - \bar{t}_a) \cdot \bar{H}_T \cdot \Delta t}{CL} \quad (3)$$

Donde:

$Y_c$ : Relación de la energía mensual absorbida en la superficie de captación entre la energía necesaria para operar el absorbedor.

$X_c$ : Relación de la energía mensual de referencia de los colectores, tuberías y tanque de almacenamiento entre la energía requerida para operar el absorbedor.

$\overline{COP}$ : Coeficiente de desempeño promedio mensual.

$\bar{H}_T$ : Es la irradiación mensual promedio.

$F_R$ : Factor de corrección para poder asumir que  $T_{salida}$  es igual a la temperatura del colector.

$A_c$ : superficie de captación.

$(\tau\alpha)$ : Producto de los coeficientes de transmitancia y absorptancia del colector.

$CL$ : Energía de enfriamiento que proporciona la máquina de enfriamiento.

$t_{ref}$ : Temperatura que se usa como referencia y lleva un valor de 100° C.

$\Delta t$ : Es el número de segundos durante los cuales estará encendida la máquina de enfriamiento.

$\bar{t}_a$ : Temperatura promedio mensual.

Una vez calculados los valores de  $X_c$  y  $Y_c$  para el área de captación determinada se calculó la fracción solar ( $f$ ) utilizando la siguiente ecuación:

$$f = (A_0 + A_1X_c + A_2X_c^2) + (B_0 + B_1X_c + B_2X_c^2)Y_c + (C_0 + C_1X_c + C_2X_c^2)Y_c^2 \quad (4)$$

Los valores de los coeficientes se muestran a continuación:

Tabla 5. Coeficientes para el cálculo de la fracción solar [29].

A0= 0.0663798	B0= 0.624435	C0 = 0.03755762
A1= -0.134709	B1= 0.0187689	C1 = 0.00629782
A2= -0.00133054	B2 = 0.000195037	C2 = 0.00041

Una vez obtenida la fracción solar para cada mes, se realizaron varias simulaciones con TRNSYS para optimizar la configuración.

### 2.3.2 Tanque de Almacenamiento

Para el dimensionamiento del tanque de almacenamiento se utilizaron dos enfoques. El primero de ellos se basa en el método de *cooling f-chart*. A partir del cual utilizando el factor  $Y_c$  junto con la figura 5, se encuentra una relación entre el volumen del tanque de almacenamiento y el área de captación.

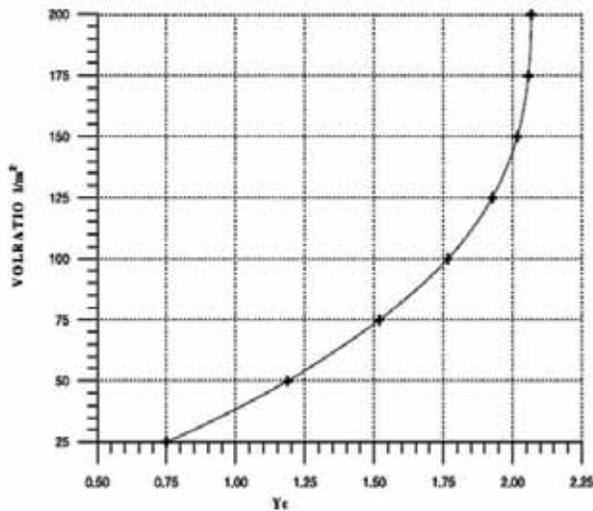


Figura 5. Volumen de almacenamiento /área de captación en función de  $Y_c$  [29].

El otro enfoque consiste en utilizar la gráfica presentada en la figura 6. En esta gráfica se utiliza la diferencia de temperatura entre el medio ambiente y el agua contenida en el tanque de almacenamiento, y el COP del equipo absorción para obtener el volumen del tanque de almacenamiento en metros cúbicos por kWh de refrigeración.

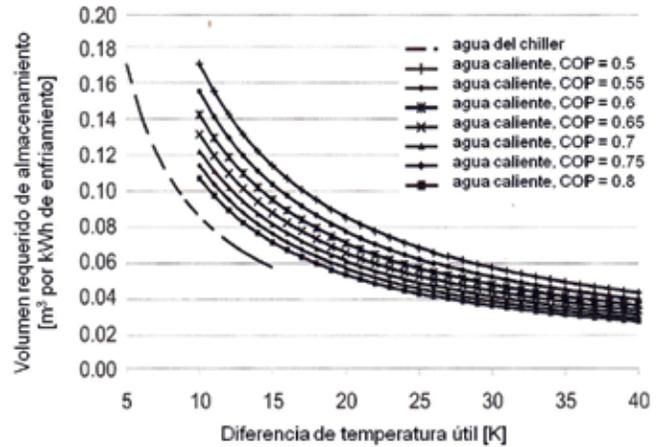


Figura 6. Volumen del tanque de almacenamiento en función de la diferencia de temperatura y el COP del absorbedor [12].

### 2.3.3 Fuente Auxiliar

Para el dimensionamiento del calentador auxiliar se debe conocer la caída de temperatura que habrá en el generador de la máquina de absorción. Conociendo el caudal de generador del absorbedor según las especificaciones del absorbedor escogido y el calor específico del fluido (en este caso agua) se puede encontrar el valor de la fuente auxiliar con la siguiente ecuación:

$$P_{aux} = c_p \dot{V} \rho \Delta T \quad (5)$$

Donde:

$P_{aux}$ : Potencia del equipo auxiliar (kw).

$C_p$ : Flujo volumétrico (l/s).

$\dot{V}$ : Densidad del fluido (kg/l).

$\rho$ : Calor específico del fluido (kJ/kg-°C).

$\Delta T$ : Cambio de temperatura en el generador (°C).

### 2.3.4 Torre de Enfriamiento

Para seleccionar las especificaciones que debe tener una torre de enfriamiento se utilizaron los siguientes criterios de dimensionamiento:

- Caudal de aire 130 – 170 m<sup>3</sup>/h por kW de capacidades de enfriamiento de la torre [12].
- Consumo energético del abanico 6–10 W por kW de enfriamiento de la torre para abanicos axiales y 10-20 W por kW de enfriamiento abanicos radiales.
- Cuando se utilizan sistemas de absorción, la carga aproximada que debe manejar la torre de enfriamiento se puede aproximar a 8.86 kW/TR, donde TR son las toneladas de refrigeración del equipo de absorción. [30].

### 2.3.5 Fan Coil

La selección del fan coil depende de las condiciones de diseño del recinto. Su capacidad de enfriamiento varía entre 0.5 a 10 kW. El consumo eléctrico del abanico es de 3 a 7 % si trabaja a la velocidad baja y de 1 a 2.4 % de la carga de enfriamiento, si trabaja en alta velocidad.

En caso de ser un sistema de aire de recirculación el flujo de aire que debe manejar el fan coil lo define la carga sensible del recinto, de lo contrario el caudal de aire de suministro será la suma del caudal establecido por el calor sensible y el aportado para la ventilación del recinto. El condensado producido en el fan coil puede ser contabilizado utilizando la siguiente ecuación [30]:

$$m_w = \frac{(\dot{V}_{aire})(\omega_2 - \omega_1)}{1556} \quad (6)$$

Donde:

$m_w$ : masa de agua condensada (lb agua/hora).

$\dot{V}_{aire}$ : flujo de aire (CFM).

$\omega_2$ : humedad específica a la salida del fan coil (lb agua/lb aire seco).

$\omega_1$ : humedad específica a la entrada del fan coil (lb agua/lb aire seco).

### 2.4. Control

El encendido y apagado de la bomba que impulsa el agua entre los colectores y el tanque de almacenamiento, se simuló utilizando un sistema de control que la enciende cuando la diferencia de temperatura entre la

salida de los colectores y la parte más baja del tanque de almacenamiento es mayor a cero y la apaga cuando esta diferencia es menor. Esto se hizo así para evitar simular el efecto de estancamiento que se produce en los colectores solares.

Para tener un control sobre la temperatura que entra al generador del absorbedor se colocó a su entrada una válvula mezcladora y a la salida del generador una válvula de temperatura, con la finalidad de que esta última pueda desviar una cantidad de flujo específica para mantener a la entrada del generador una temperatura constante en un valor seleccionado.

La capacidad de refrigeración de los sistemas de absorción varía con la temperatura de entrada al generador y la carga térmica de las zonas diseñadas varía a lo largo del año. Sin embargo existen días en que la carga está por encima de los valores promedios e incluso días en que se encuentra por encima de la capacidad del sistema de absorción. Por tal motivo es muy importante tener un control que sea capaz de aumentar o disminuir la temperatura de la fuente de calor, con el objetivo de aumentar o disminuir la capacidad de sistema de absorción, ya que la temperatura no puede aumentar más de 80° C, porque se puede dar cristalización del bromuro de litio. Para ello, dentro de la configuración se incluyó un calentador eléctrico auxiliar.

Durante la simulación se utilizó una temperatura de entrada al generador de 80 °C y la temperatura de la fuente auxiliar fue de 81°C y en los momentos donde la carga térmica era superior a la nominal del equipo, se procedió a aumentar la temperatura de entrada en 3 °C.

### 2.5. Condiciones de Simulación

Se simuló un año, considerando una ocupación de las zonas térmicas en un horario de 8:00 a.m. a 4:00 p.m. de lunes a viernes.

### 2.6. Comparación con Sistema Split

Para comparar el rendimiento y el consumo eléctrico de los sistemas de absorción con los sistemas de compresión se utilizó el type 597 de la librería de HVAC de TRNSYS, el cual permite simular sistemas de aire acondicionado tipo split. El equipo seleccionado para la simulación es el modelo 38HDF030 de la marca Carrier con un evaporador modelo 40QNC030 de la misma marca. Las principales especificaciones de este equipo se pueden ver en la tabla 5.

Tabla 6. Especificaciones del sistema split.

<b>Modelo</b>	<b>38HDF030 Carrier</b>
<b>Capacidad de Refrigeración</b>	<b>8.79 kW</b>
<b>Caudal de Aire</b>	<b>530 CFM a 730 CFM</b>
<b>Refrigerante</b>	<b>R-410</b>
<b>Consumo eléctrico compresor</b>	<b>2.31</b>
<b>Abanico del compresor</b>	<b>1/4 HP</b>
<b>Abanico del Evaporador</b>	<b>74 Watts</b>

Por último se estudiaron distintas relaciones paramétricas que puedan servir de referencia para la evaluación del sistema simulado.

### 3. Resultados

#### 3.1. Sistema de Absorción

Las figuras 7 y 8 muestran las condiciones climáticas de las zonas térmicas durante la segunda semana del mes de enero. Se puede observar que la temperatura de bulbo seco de cada zona está cercana a los 23°C mientras que su humedad relativa está cerca del 60 %.

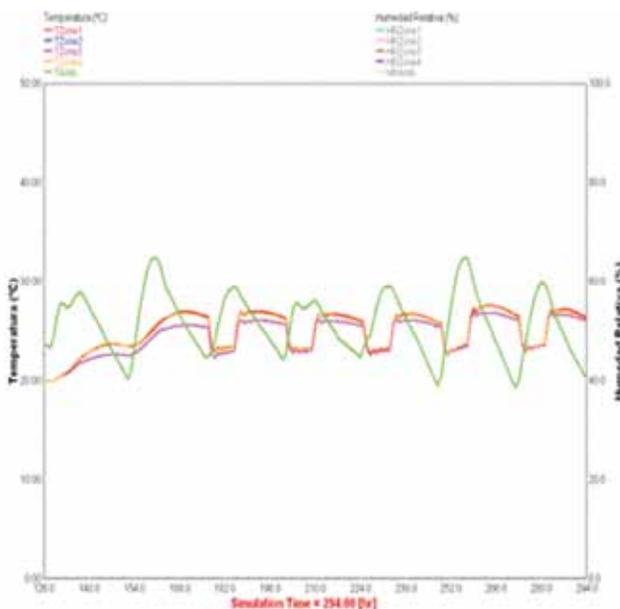


Figura 7. Temperatura de bulbo seco de las zonas térmicas.

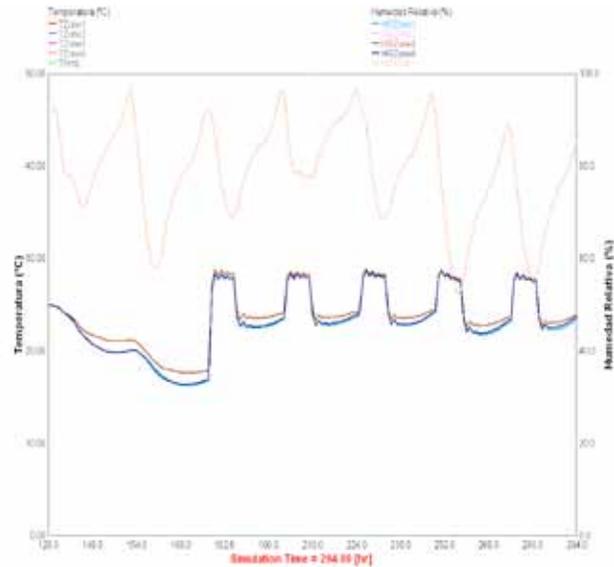


Figura 8. Humedad relativa de las zonas térmicas.

La figura 9 muestra la fracción solar durante cada mes del año que se obtiene con el área de captación de diseño.

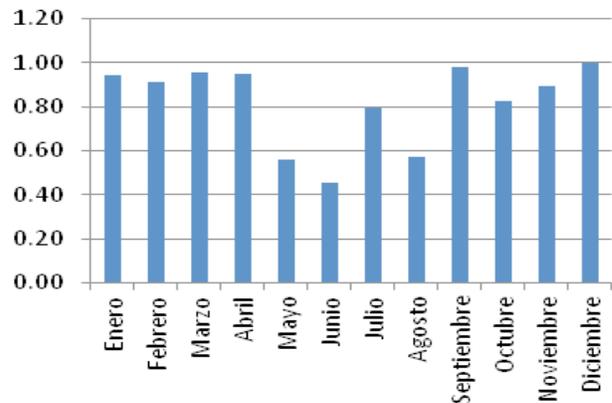


Figura 9. Fracción solar.

#### 3.2. Sistema de Compresión

En las figuras 10 y 11 se presentan las condiciones de las zonas térmicas para la segunda semana de enero utilizando el equipo de compresión. Se puede observar que el equipo split logra mantener en las zonas térmicas unas condiciones alrededor de 23°C y 50 % de humedad de relativa.

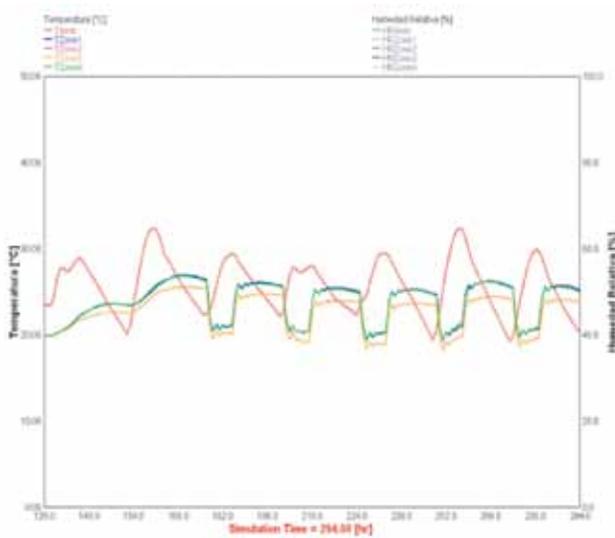


Figura 10. Temperatura de bulbo seco para las zonas térmicas (sistema Split).

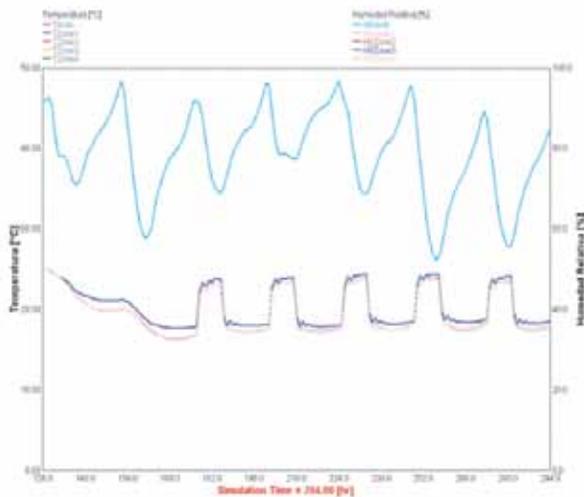


Figura 11. Humedad relativa para las zonas térmicas (sistema Split).

### 3.3. Comparación de Sistemas

Al simular ambos sistemas por año, se obtuvo para comparación el consumo eléctrico de ambos.

En el caso del equipo de absorción se simularon dos posibles situaciones: la primera con el uso de una fuente auxiliar de tipo eléctrico, y la segunda utilizando una fuente auxiliar a gas.

En la figura 12 se presentan los consumos eléctricos de las tres variantes de sistemas de aire acondicionado: el sistema de aire acondicionado por absorción utilizando

fuentes auxiliar eléctrica, el sistema de absorción utilizando fuente auxiliar a gas y sistema de aire acondicionado por compresión tipo split.

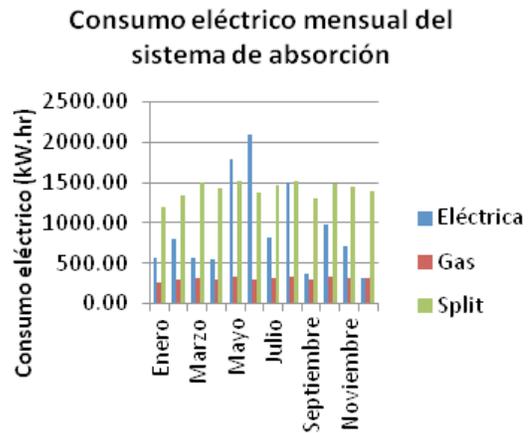


Figura 12. Consumo eléctrico mensual de los sistemas de aire acondicionado simulados.

La tabla 7 presenta el consumo eléctrico anual de cada equipo de aire acondicionado y el porcentaje de ahorro de los sistemas de absorción en comparación con el equipo por compresión. También se simuló el consumo eléctrico en el caso de que se quiera utilizar un sistema híbrido, absorción-compresión, en el cual el sistema de compresión trabaje en los meses donde el equipo de absorción, consume más energía eléctrica que el sistema de compresión, debido a las bajas radiaciones.

Tabla 7. Consumo eléctrico anual del sistema de absorción.

Sistema	Fuente Auxiliar	Consumo Eléctrico Anual (kW.hr)	% de ahorro
Absorción	Eléctrica	11030.57	34.99
absorción	Gas	3684.28	78.29
Compresión	--	16966.68	0
Híbrido	Eléctrico	10065.60	40.67

### 3.4. Análisis Paramétricos

La figura 13 presenta la relación entre el consumo de energía eléctrica y el área de captación, para un sistema de absorción con una temperatura de operación controlada y una fuente auxiliar eléctrica.

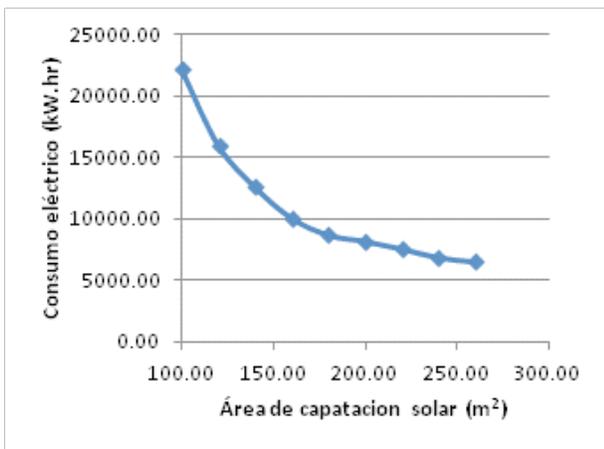


Figura 13. Consumo eléctrico anual vs área de captación solar.

La fracción solar es otro parámetro a tomar en cuenta en el diseño de sistema de aire acondicionado solar ya que al tener una fracción solar alta el uso de la fuente auxiliar es menor.

La figura 14 muestra la relación entre la fracción solar anual y el área de captación.

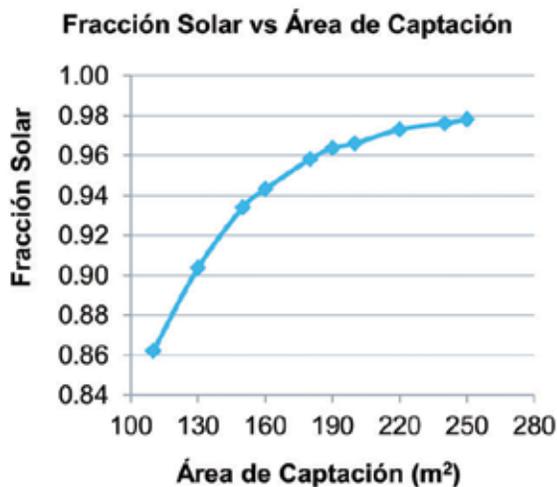


Figura 14. Fracción solar anual vs área de captación.

También se estudió el comportamiento del consumo eléctrico en función del volumen de almacenamiento de agua caliente. Este comportamiento se presenta en la figura 15.

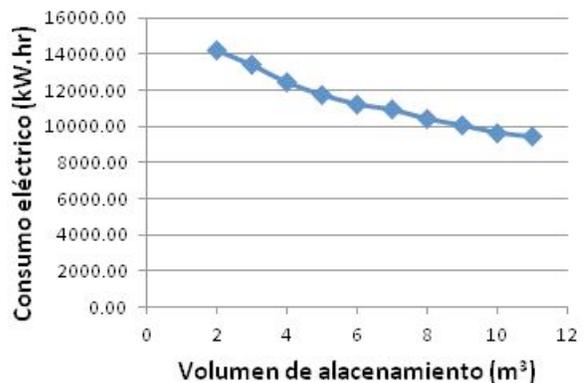


Figura 15. Consumo eléctrico anual vs volumen de almacenamiento de agua caliente.

#### 4. Conclusiones

A través de los resultados se puede concluir que los sistemas de aire acondicionado por absorción son capaces de refrigerar zonas térmicas en las condiciones climáticas de Panamá.

Por otro lado el sistema de aire acondicionado por absorción consumió alrededor de un 65% menos energía eléctrica que la consumida por los equipos de compresión. Este porcentaje se puede disminuir, pero dependerá de parámetros como la temperatura de operación del generador y el área de captación. El mayor consumo de energía eléctrica por parte de los equipos de absorción se da cuando se utilizan altas temperaturas de operación en conjunto con uso de fuentes auxiliar de tipo eléctrico.

Los análisis paramétricos revelaron que el consumo eléctrico de un sistema de absorción se reduce en la medida en que se aumenta el área de captación solar debido a que aumenta la cantidad energía que aporte el sol, reduciendo al mismo tiempo el uso de fuentes auxiliares. También que el uso de tanques o sistemas de almacenamiento de mayor tamaño reduce el uso la fuente auxiliar que en caso de ser eléctrica, reduciría el consumo del sistema de aire acondicionado por absorción. Por último que el área de captación juega un papel importante sobre el consumo eléctrico global del sistema.

#### 5. Agradecimiento

Agradecemos a la Secretaría Nacional de Ciencia Tecnología e Innovación (SENACYT) por el apoyo económico suministrado para llevar a cabo esta investigación.

### Referencias Bibliográficas

- [1] B. CA, G. G., H. HM, C. A., F. I. y e. a. Podesser E., «Solar air conditioning in Europe - an overview,» *Renewable and Sustainable Energy Review*, vol. 2, pp. 299-314, 2007.
- [2] H. HM., «Solar assisted air conditioning of buildings - an overview,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, pp. 299-314, 2007.
- [3] C. XG, «Solar absorption cooling in Spain: perspectives and outcomes from the simulation of recent installations,» *Renewable Energy*, vol. 31, pp. 1371-1389, 2006.
- [4] Secretaría Nacional de Energía, «Política Nacional para el Uso Racional y Eficiente de la Energía,» Panamá, 2012.
- [5] J. Gustavsson, C. Cederberg y U. Sonesson, «Pérdidas y desperdicios de alimentos en el mundo,» FAO, Düsseldorf, Alemania, 2011.
- [6] S. d. I. C. d. Frío, «Cadena de Frío,» Ministerio de la Presidencia, 2012. [En línea]. Available: <http://www.cadenadefrio.gob.pa/Proyecto-CadenadeFrio.html>. [Último acceso: 21 Mayo 2012].
- [7] H. HM., *Solar assisted air conditioning in buildings*, Wien, New York: Springer, 2004.
- [8] A.-A. A, M. Islam, Y. H. I. Kubo y R. Radermacher, «Modeling of a solar powered absorption cycle for Abu Dhabi,» *Applied Energy*, n° 93, pp. 160-167, 2012.
- [9] D. Kim y C. Infante Ferreira, «Solar refrigeration options - a state of the art review,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 31, pp. 3-15, 2008.
- [10] K. Fong, T. Chow, C. Lee, Z. Lin y L. Chan, «Comparative study of different solar cooling systems for buildings in subtropical city,» *Solar Energy*, vol. 84, pp. 227-244, 2010.
- [11] I. Pilatowsky, *Métodos de producción de frío*, México, D.F.: Universidad Autónoma de México, 1993.
- [12] H.-M. Henning, *Solar Assisted Air Conditioning in Buildings: A Handbook for Planners*, Viena: SpringerWienNewYork, 2007.
- [13] P. Rufes y Á. L. Miranda, *Ciclos de Refrigeración*, Barcelona, España: CEAC, 2004.
- [14] Z. Li y K. Sumathy, «Technology development in the solar absorption air-conditioning systems,» *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, n° 4, pp. 267-293, 2000.
- [15] C. A. Blaras, H.-M. Henning, E. Wiemken, G. Grossman, E. Podesser y C. A. I. Ferrira, «Solar Cooling. An Overview of European Applications & Design Guidelines,» *ASHRAE Journal*, vol. 48, 2006.
- [16] L. Chidambaram, A. Ramana, G. Kamaraj y R. Velraj, «Review of solar cooling methods and thermal storage options,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, pp. 3220-3228, 2011.
- [17] F. Asdrubali, G. Baldinelli y A. Presciutti, «Centro Interuniversitario di Ricerca sull'Inquinamento da Agenti Fisici,» [En línea]. Available: <http://www.ciriaf.it/ft/File/Pubblicazioni/pdf/1439.pdf>. [Último acceso: 12 Marzo 2012].
- [18] T. G. R.Z. Wang, C. Chen, Q. Ma y Z. Xiong, «Solar sorption cooling systems for residential applications: Options and guidelines,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 32, pp. 638-660, 2009.
- [19] A. Luna, N. Velázquez, R. Gallegos y B. Gonzalo, «Aire Acondicionado solar, Para Conjunto de Viviendas en Mexicali, México,» *Información Tecnológica*, vol. 19, n° 1, pp. 45-56, 2008.
- [20] I. E. A. (IEA), «Technology Roadmap: Solar Heating and Cooling,» IEA, Francia, 2012.
- [21] V. Mittal, K. Kasana y N. Thakur, «Modelling and simulation of a solar absorption cooling system for India,» *Journal of Energy in Southern Africa*, vol. 17, n° 3, pp. 65-70, 2006.
- [22] H. Vidal y P. Mansilla, «Optimización de un Sistema de Refrigeración por absorción asistido por Energía Solar utilizando TRNSYS,» *Frío y Calor*, vol. 99, 2009.
- [23] P. Bourdoukan, «Description of simulation tools used in solar cooling,» Task 38. *Solar Air-Conditioning and Refrigeration*, Alemania, 2009.
- [24] G. A. Florides, S. Kalogirou, S. Tassou y L. Wrobel, «Modelling and simulation of an absorption solar cooling system for Cyprus,» *Solar Energy*, vol. 72, pp. 43-51, 2002.
- [25] F. Assilzadeh, S. Kalogirou, Y. Ali y K. Sopian, «Simulation and optimization of a LiBr. solar absorption cooling system with evacuated tube collectors,» *Renewable Energy*, vol. 30, n° 8, pp. 1143-1159, 2005.
- [26] J. G. Cascales, F. V. García, J. C. Izquierdo, J. D. Marín y R. M. Sánchez, «Modelling an absorption system assisted by solar energy,» *applied Thermal Engineering*, vol. 31, pp. 112-118, 2011.
- [27] K. Fong, C. Lee, C. Chow y S. Yuen, «Simulation-optimization of solar-thermal refrigeration systems for office use in subtropical Hong Kong,» *Energy*, vol. 36, pp. 6298-6307, 2011.
- [28] University of Wisconsin, «TRNSYS,» Solar Energy Laboratory, Febrero 2013. [En línea]. Available: <http://sel.me.wisc.edu/trnsys/index.html>. [Último acceso: 25 Marzo 2013].
- [29] K. A. Joudi y Q. J. Abdul-Ghaffour, «Development of design charts for solar cooling systems Part II: application of the cooling f-chart,» *Energy Conversion and Management*, vol. 44, pp. 341-355, 2003.
- [30] E. G. Pita, *Acondicionamiento de Aire*, México: CECSA, 2009.