

Universidad  
**CIENFUEGOS**

Carlos Rafael Rodríguez

## *Trabajo de diploma*

*Título: Empleo de la energía solar térmica en la climatización de instalaciones hoteleras.*

*Diplomante: Dalain Rosario Olano.*

*Tutores: Msc. Debrayan Bravo Hidalgo.  
Dr. Mario Álvarez Guerra.*

*Consultantes: Ing. Yamilé Días Torres  
Ing. Boris Milian Treto*

*Curso: 2012-2013*



## DECLARACIÓN DE AUTORIDAD



UNIVERSIDAD  
**CIENFUEGOS**  
Carlos Rafael Rodríguez

### FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

Hago constar que el presente trabajo fue realizado en la Universidad de Cienfuegos, como parte de la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica; autorizando a que el mismo sea utilizado para los fines que estime conveniente, tanto de forma parcial como total, y además no podrá ser presentado en eventos ni publicado sin la aprobación de la Universidad de Cienfuegos.

---

Firma del Autor

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido revisado según acuerdo de la dirección de nuestro centro y el mismo cumple los requisitos que debe tener un trabajo de esa envergadura, referido a la temática señalada.

---

Información Científico – Técnica  
Firma

---

Firma de Vicedecano

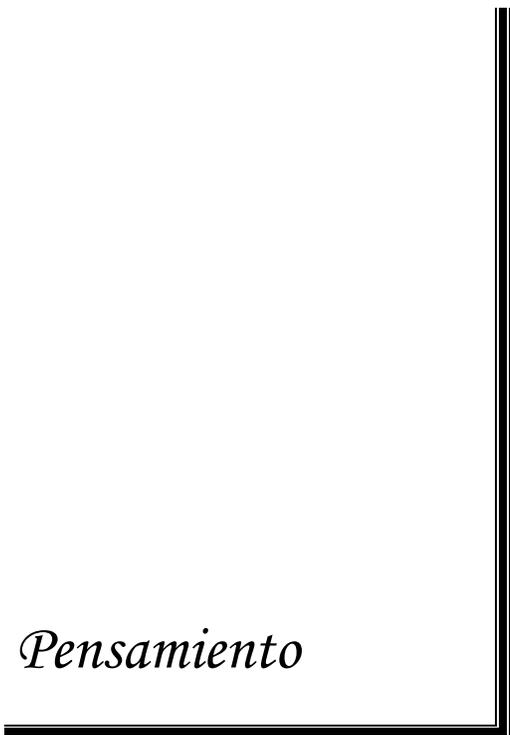
---

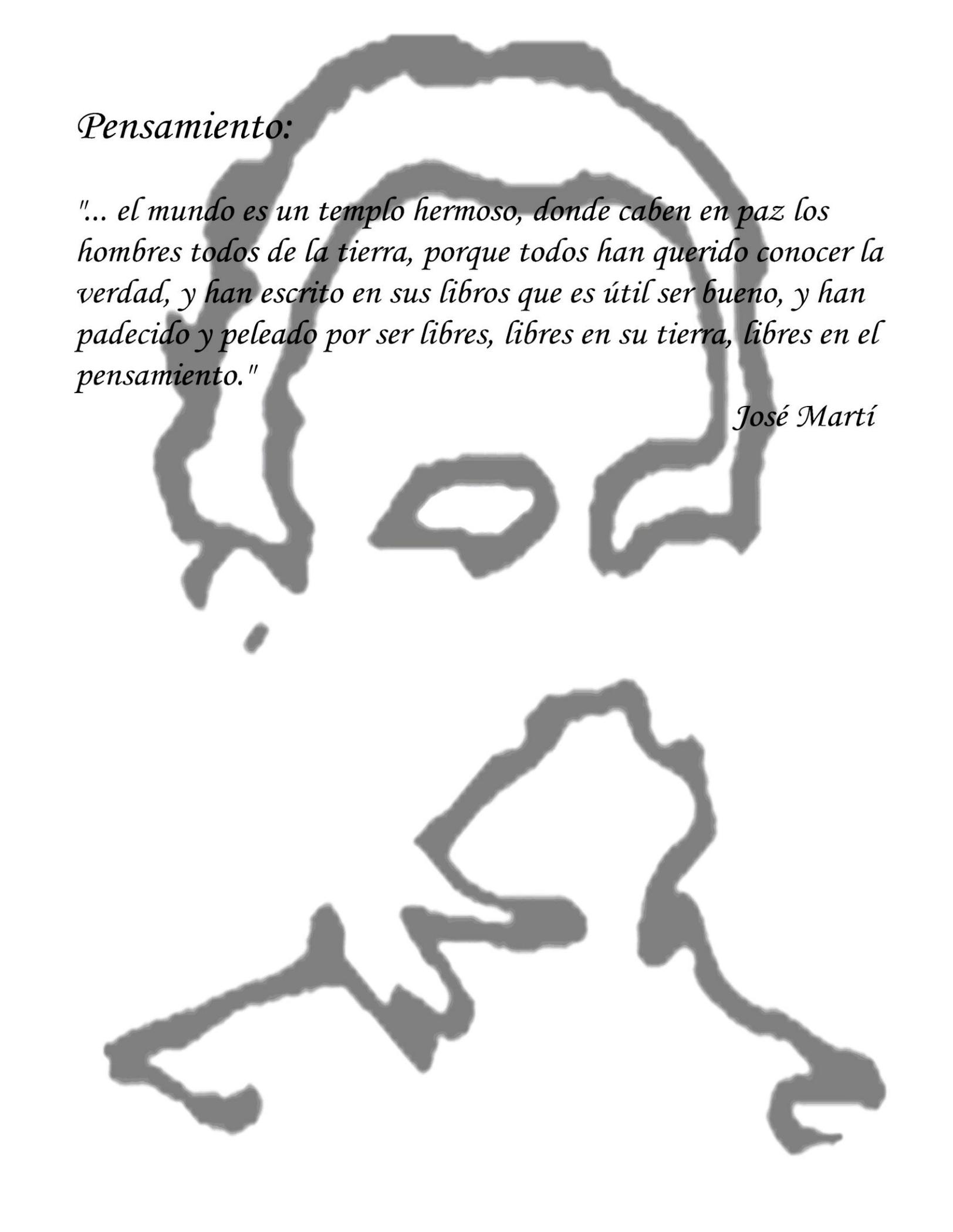
Firma de Tutor

---

Sistema de Documentación de Proyecto

*Pensamiento*



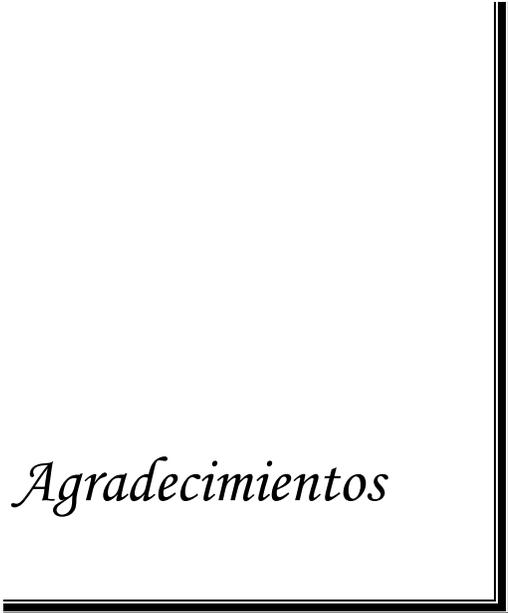


*Pensamiento:*

*"... el mundo es un templo hermoso, donde caben en paz los hombres todos de la tierra, porque todos han querido conocer la verdad, y han escrito en sus libros que es útil ser bueno, y han padecido y peleado por ser libres, libres en su tierra, libres en el pensamiento."*

*José Martí*

*Agradecimientos*

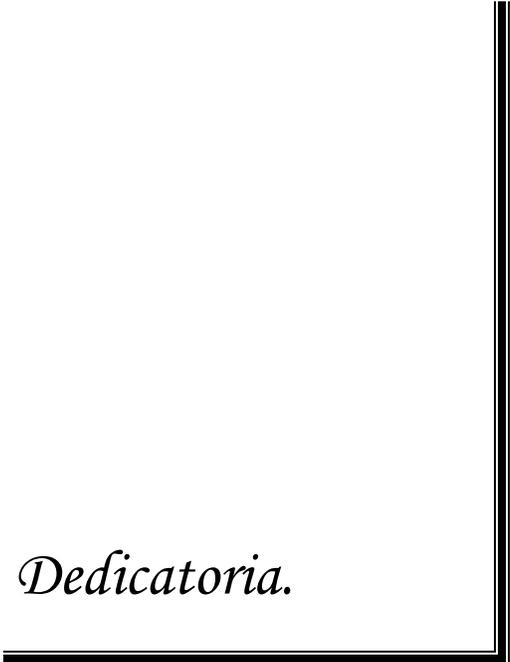


## *Agradecimientos*

- 👍 *Especialmente a mis padres, que me apoyaron desde el inicio de mis estudios y me alentaron constantemente para que pudiera llegar hasta donde estoy.*
- 👍 *A mis familiares y aquellas personas allegadas que considero como familia, que me dieron su apoyo desde mucho antes del comienzo de este trabajo.*
- 👍 *A mi tutor Msc. Debrayan Bravo Hidalgo, quien me ofreció su ayuda incondicional tanto en conocimientos como en el asesoramiento de este trabajo.*
- 👍 *A todos aquellos profesores, que desde un comienzo tomaron parte en mi formación académica.*
- 👍 *A mis compañeros de grupo, que compartieron conmigo todos estos años de estudio.*
- 👍 *A mis amigos, que los considero como si fueran mis hermanos, ya que me han acompañado siempre y apoyado incondicionalmente ante toda dificultad que se me ha presentado.*
- 👍 *Y a todos aquellos que influyeron de una u otra manera en la realización de este trabajo.*

*A todos mi eterna gratitud...*

*Dedicatoria.*

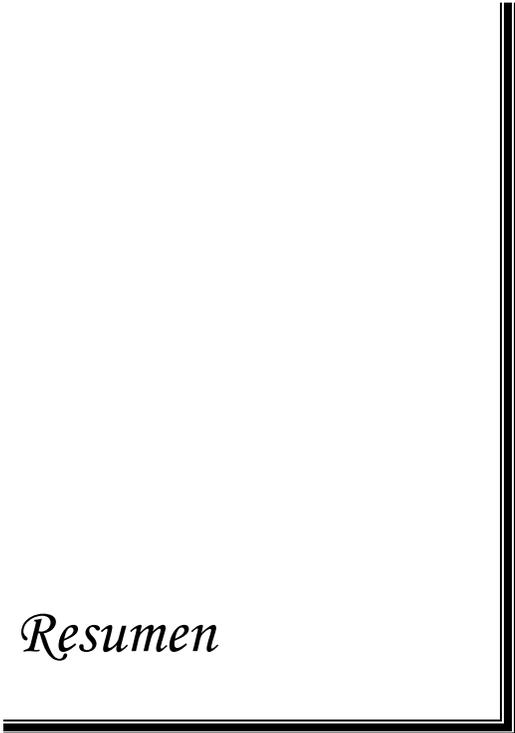


## *Dedicatoria*

*Todo en la vida es constante sacrificio y esfuerzo propio vinculado con el deseo de progresar y ser alguien valioso en el plano general de nuestra sociedad, esto asociado al caso personal será logrado si eres capaz de aplicar todo aquello que te fue inculcado por aquellas personas que con cariño fueron esculpiendo en tu persona valores y actitudes, por lo que este trabajo es dedicado a esas personas que cumplieron su papel y nunca me abandonaron, en sentido general a ellos, mis padres Modesto Rosario y Mayleni Olano.*

*De quien le estará eternamente agradecido, su hijo.*

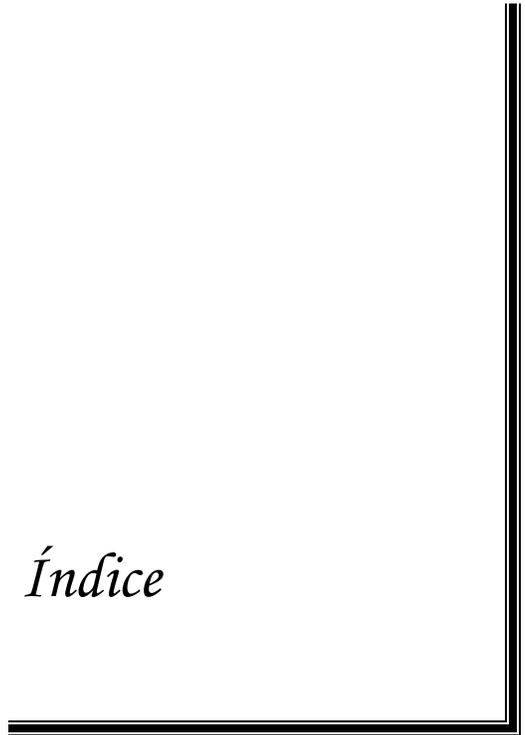
*Resumen*



## *Resumen*

En la climatización de los hoteles cubanos es preponderante el uso de fuentes energéticas y tecnologías convencionales, resultando ello en el mayor uso significativo de la energía en estas instalaciones. En Cuba, no se ha estudiado suficientemente la utilización de la energía solar térmica en la climatización de hoteles, teniendo en consideración la alta disponibilidad de este recurso energético en el país durante todo el año. En este trabajo, se valora la utilización de la energía solar térmica en la climatización de hoteles en Cuba. Para ello, se realizó el diseño preliminar de un sistema de climatización con energía solar térmica a un hotel de la provincia de Cienfuegos, como caso de estudio. Los resultados obtenidos demostraron que la utilización de estos sistemas constituye una alternativa para reducir el consumo de energía eléctrica y el posible impacto ambiental asociado al funcionamiento de los sistemas de climatización convencionales. Se resalta además, que la magnitud de estos beneficios depende en gran medida de la tipología constructiva de la edificación.

*Índice*



<i>INTRODUCCIÓN</i> .....	1
CAPÍTULO 1. ESTADO DEL ARTE DE LA CLIMATIZACIÓN DE INSTALACIONES MEDIANTE EL EMPLEO DE ENERGÍA SOLAR TÉRMICA. ....	5
1.1 Sistemas de climatización. ....	5
1.1.1 Sistemas de desecación y refrigeración evaporativa (DEC).....	5
1.1.2 Sistemas de adsorción. ....	6
1.1.3 Sistemas de climatización por absorción.....	7
1.2 Sistemas de energía solar térmica. ....	8
1.2.1 Colectores solares.....	9
1.2.1.2 Colectores solares de tubos al vacío.....	11
1.3 Sistemas de disipación de calor. ....	14
1.3.1 Torre de refrigeración directa o de circuito abierto. ....	15
1.3.2 Torre de refrigeración indirecta o de circuito cerrado. ....	16
Conclusiones parciales del capítulo I .....	17
CAPÍTULO 2. PERFIL ENERGÉTICO DEL HOTEL CASO DE ESTUDIO. HOTEL JAGUA. ....	19
2.1 Caracterización Energética del hotel Jagua. ....	19
2.1.1 Determinación del consumo histórico de electricidad, hotel Jagua. ....	20
2.1.3 Estratificación de los consumos eléctricos del sistema de climatización.....	22
2.2 Generalidades del cálculo de cargas térmicas. ....	23
2.2.1 Condiciones de diseño. ....	24
2.2.1.1 Condiciones de diseño exterior. ....	24
2.2.1.2 Condiciones de diseño interior. ....	27
2.2.1.3 Características constructivas de la edificación. ....	31
2.3 Localización geográfica y características climatológicas.....	32
2.4 Cálculo de cargas térmicas del hotel caso de estudio.....	33
Conclusiones parciales del capítulo II .....	36
CAPÍTULO 3. DISEÑO DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN CENTRALIZADO, POR ABSORCIÓN, CON EL EMPLEO DE ENERGÍA SOLAR TÉRMICA.....	38
3.1 Selección de los colectores solares.....	39
3.2 Dimensionamiento del tanque de almacenamiento térmico. ....	41

3.3 Selección de la unidad enfriadora. ....	44
3.4 Selección del sistema de disipación de calor. ....	45
3.5 Análisis general. ....	46
3.6 Comportamiento de la máquina de absorción durante los meses más críticos. ....	49
3.6.1 Temperatura del agua en el campo de colectores solares en los en los meses de enero y diciembre. ....	50
3.6.1.2 Temperatura del agua en el campo de colectores solares en los en los meses de abril, mayo y agosto. ....	52
3.7 Análisis económico del sistema de climatización basado en el uso de energía solar térmica. ....	54
Conclusiones parciales del capítulo. ....	55
<i>CONCLUSIONES GENERALES</i> .....	57
<i>RECOMENDACIONES</i> .....	60
<i>BIBLIOGRAFÍA</i> .....	66
<i>ANEXOS</i> .....	73

## *Introducción*

## *Introducción*

La producción de energía a partir de la quema de combustibles fósiles como el carbón, el petróleo y el gas natural representaba el 45% de la Huella Ecológica global. La disminución sustancial en la quema de combustibles fósiles y en las emisiones asociadas de dióxido de carbono es vital para evitar un peligroso cambio climático.

En la región del Caribe, un hotel turístico destina más del 60% de su demanda energética a satisfacer los requerimientos de climatización. Nuestro país prevé construir 48 mil nuevas habitaciones para el año 2030 en el sector del turismo lo cual demanda un elevado consumo de energía.

Dicha situación, se refleja directamente en la estructura de gastos de los hoteles. En nuestra nación, por ejemplo, en los hoteles de las cadenas *Cubanacán*, *Gran Caribe*, *Islazul* y *Horizonte*, los gastos en energía oscilan entre el 8 y 16 % de los ingresos totales (Montelíer Hernández, 2008).

También es importante tener en cuenta el posible impacto ambiental asociado al funcionamiento de los sistemas de climatización convencionales. Aunque actualmente, no existe ningún método reconocido para cuantificar la huella de carbono asociada al funcionamiento de los sistemas de climatización (Hundy, Trott, & Welch, 2008), es evidente que estos deben tener una influencia relevante en las emisiones de CO<sub>2</sub> (dióxido de carbono) y otros gases contaminantes a la atmósfera, dada la elevada participación de los hidrocarburos en la matriz de generación eléctrica de la mayoría de los países del mundo, entre los cuales se encuentra Cuba (Abadie & Chamorro, 2011). Atendiendo a la importancia de estos problemas se han realizado numerosas investigaciones. Algunas de ellas, dirigidas a elevar la eficiencia energética de los sistemas de climatización convencionales y otras al desarrollo de nuevos sistemas que integren el uso de fuentes renovables de energía, entre las que se destaca la energía solar.

En Cuba existe un elevado potencial para la utilización de la energía solar. En el país se recibe, diariamente, una cantidad de energía solar de más de 5 kWh/m<sup>2</sup>, como promedio, durante todo el año. En otras palabras, por cada metro cuadrado de territorio

cubano se recibe, diariamente, una cantidad de energía solar equivalente a 0.5 kg de petróleo, durante todo el año (Bérriz & Madruga, 2000).

Constituyéndose el siguiente **Problema Científico**:

No se ha estudiado suficientemente, en el sector hotelero cubano, la utilización de sistemas de climatización basados en el uso de energía solar, teniendo en consideración la alta disponibilidad de este recurso energético en el país durante todo el año.

Como **Hipótesis** planteada:

El uso de sistemas de climatización accionados con energía solar térmica puede ser una vía para el incremento de la sostenibilidad energética ambiental y la disminución de los costos asociados a la energía en las edificaciones del sector hotelero cubano.

El **Objetivo General** que se traza es el siguiente:

Realizar una valoración acerca de la utilización de sistemas de climatización con energía solar térmica en edificaciones del sector hotelero cubano.

Para la realización del trabajo se definen los siguientes **Objetivos Específicos**:

1. Establecer una visión general de los aspectos relacionados con la utilización actual de la energía solar térmica en la climatización de edificaciones.

2. Identificar las alternativas tecnológicas de los componentes básicos de un sistema de climatización con energía solar térmica y seleccionar las más adecuadas para las edificaciones del sector hotelero cubano.

3. Realizar el diseño preliminar de un sistema de climatización con energía solar térmica a un hotel de la provincia de Cienfuegos, como caso de estudio.

Como **Tareas** a realizar se puntualizan:

1. Estudio de las características generales de los métodos de refrigeración por accionamiento térmico empleados en la climatización.

2. Investigación de bibliografía actualizada para conocer las tendencias en el uso de la energía solar térmica para la climatización de edificaciones a nivel mundial.

3. Estudio de los componentes básicos de un sistema de climatización con energía solar térmica.

4. Determinación de la ubicación geográfica y de las características climatológicas de la provincia de Cienfuegos.

5. Determinación de las condiciones de diseño exterior e interior y de las características constructivas del hotel utilizado como caso de estudio, Hotel Jagua.

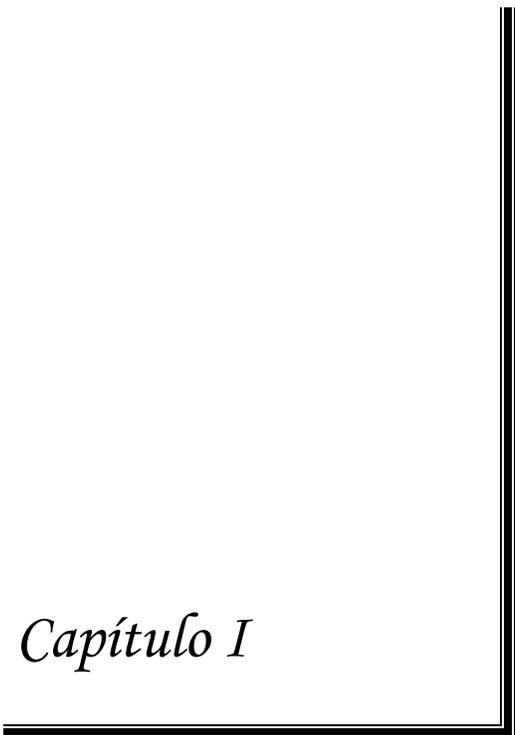
6. Cálculo de las cargas térmicas del hotel caso de estudio.

7. Determinación de la estrategia general para el diseño preliminar del sistema de climatización con energía solar térmica para el Hotel Jagua.

8. Diseño preliminar del sistema de climatización con energía solar térmica para el hotel caso de estudio.

9. Valoración preliminar acerca de las ventajas que representaría la implementación, en el hotel caso de estudio, del sistema de climatización con energía solar térmica.

*Capítulo I*



## Capítulo 1. Estado del arte de la climatización de instalaciones mediante el empleo de energía solar térmica.

### 1.1 Sistemas de climatización.

Los sistemas de climatización que se pueden acoplar a un sistema de energía solar térmica son aquellos que en vez de necesitar un compresor mecánico, requieren de una fuente de calor para su funcionamiento. Aunque existen varios métodos de refrigeración que tienen esta característica, diversos autores coinciden en que los más adecuados para la climatización son: los de absorción, adsorción y desecación con enfriamiento evaporativo (DEC), (Lavandería, 2011), (Carrera, 2011), (García Domínguez, 2009), (Cano Marcos, 2002).

#### 1.1.1 Sistemas de desecación y refrigeración evaporativa (DEC).

Los sistemas DEC, se basan en una combinación de deshumedecimiento y enfriamiento evaporativo del aire. El ciclo estándar, se aplica utilizando ruedas desecantes equipadas con gel de sílice como material higroscópico. En la Figura 1.1 se representa esquemáticamente un ciclo DEC accionado con energía solar.

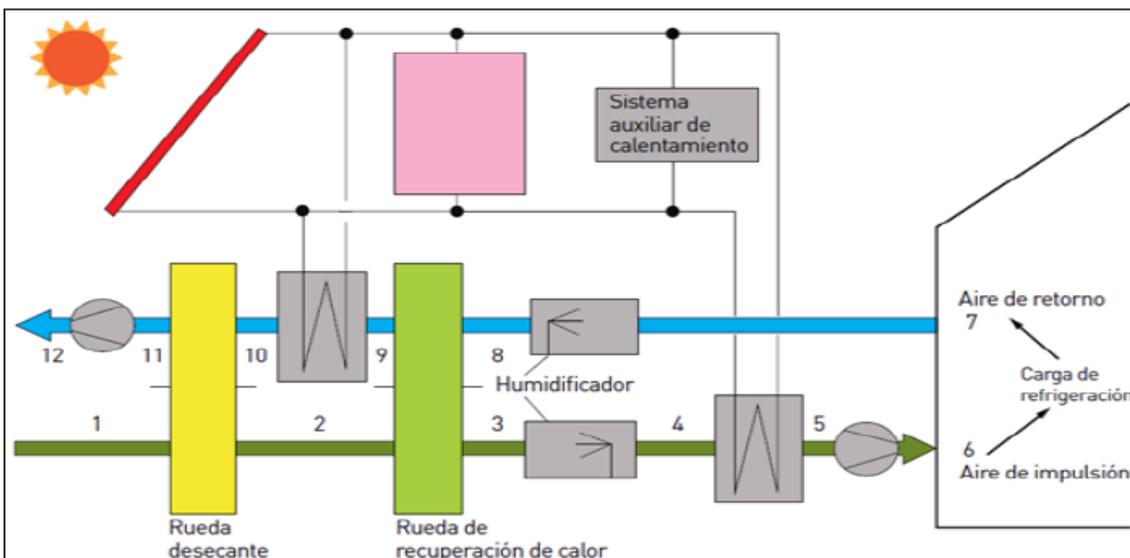


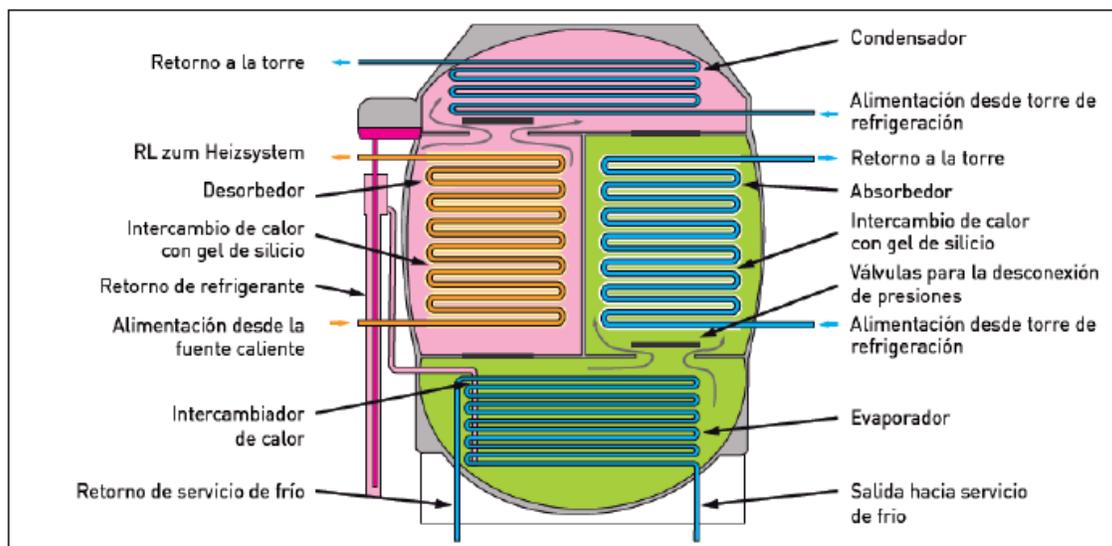
Figura 1. 1. Esquema de un ciclo DEC.

El funcionamiento del ciclo DEC, inicia en la rueda desecante donde se extrae la humedad del aire, por medio de un material de absorción (gel de sílice). El aire calentado, se enfría en la rueda de recuperación de calor. Luego se humedece y se baja su temperatura mediante un proceso de enfriamiento evaporativo. Por último, el material desecante se regenera mediante la aplicación de calor que puede provenir de colectores solares o de un sistema de calentamiento auxiliar.

La desventaja de este sistema consiste en que el gel de sílice solo responde adecuadamente en ambientes con humedad relativa entre el 30 y 75% (Lavandería, 2011), (Goswami & Vijayaraghavan, 2007); por lo tanto, su utilización en Cuba no es recomendable.

### 1.1.2 Sistemas de adsorción.

Los sistemas de adsorción, al igual que los DEC, se basan en el principio de deshumedecimiento y enfriamiento evaporativo del aire. En la Figura 1.2 se puede observar el esquema de una máquina de adsorción.



**Figura 1. 2. Esquema de una máquina de adsorción.**

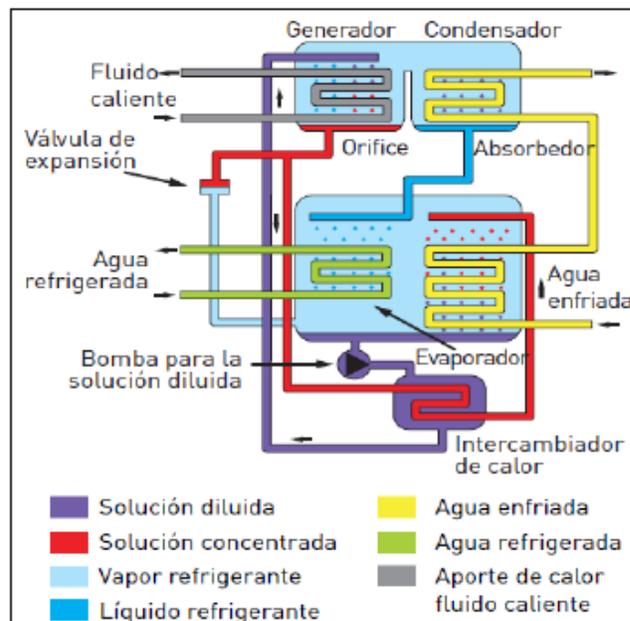
En los sistemas comerciales, predomina el uso de gel de sílice como material de adsorción, por lo tanto, tienen las mismas limitaciones que los DEC en condiciones de

humedad relativa superior al 75%. Además, estas máquinas son más caras, voluminosas y menos eficientes que sus equivalentes de absorción (Carrera, 2011). De aquí el hecho de que sean poco utilizadas, y por lo tanto, tampoco se recomienda su utilización en Cuba.

### 1.1.3 Sistemas de climatización por absorción.

Los sistemas de absorción, al igual que los de compresión de vapor, se basan en el principio de condensación y evaporación de un refrigerante a diferentes presiones.

En el caso de un sistema de absorción, el vapor refrigerante es absorbido, en la zona de baja presión, por una solución líquida, llamada absorbente; posteriormente, la solución diluida (refrigerante + absorbente), es bombeada a la zona de alta presión, allí el refrigerante y el absorbente se separan; el refrigerante pasa al condensador y luego al evaporador; el absorbente retorna a la zona de baja presión, donde nuevamente absorbe al vapor refrigerante y se repite el ciclo (Figura 1.3).



**Figura 1. 3. Esquema de una máquina de absorción de simple efecto.**

Las máquinas destinadas a la climatización utilizan agua como refrigerante y bromuro de litio como absorbente.

En sistemas accionados por energía solar térmica, tienen mayor aplicación las máquinas de simple efecto, ya que, las de doble y triple efecto requieren temperaturas superiores a los 140°C. Las máquinas de absorción de simple efecto, requieren temperaturas de funcionamiento que están dentro de las posibilidades de los colectores solares de placa plana y de tubos al vacío (70°C – 95°C).

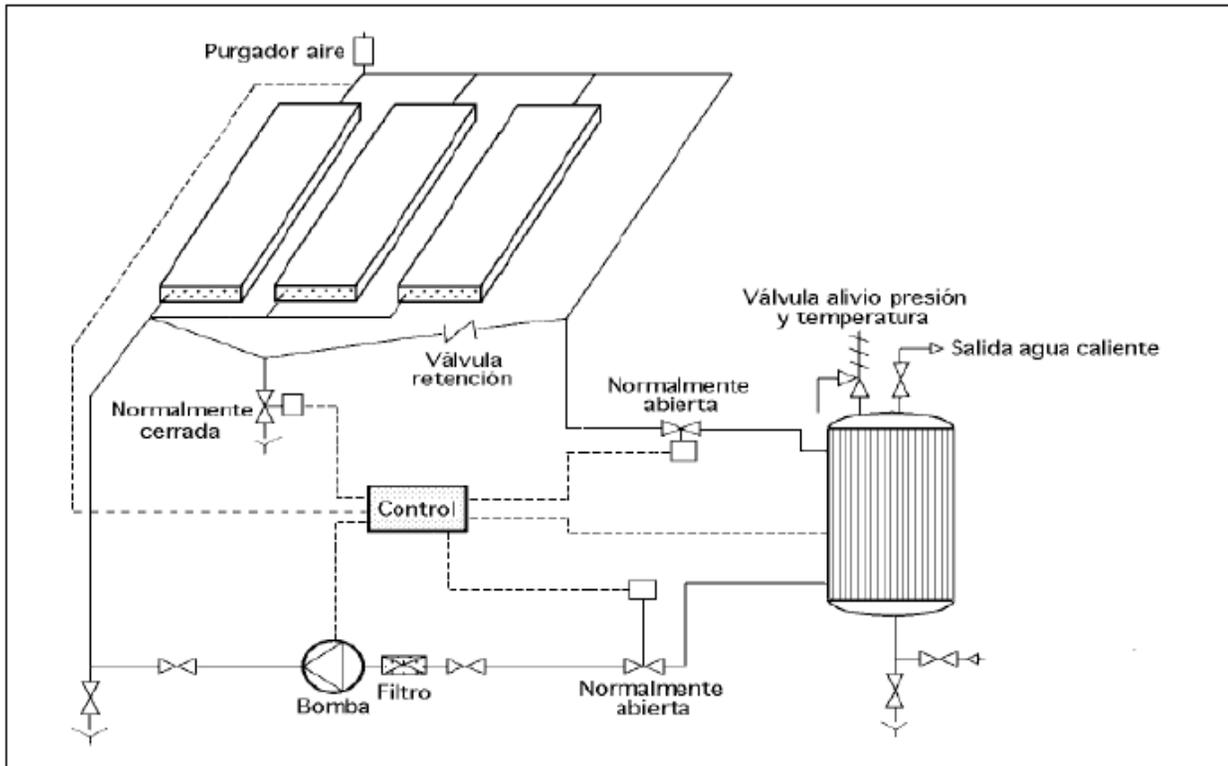
En las máquinas de absorción el COP se calcula de la siguiente forma:

$$COP_{AB} = \frac{T_{Evaporador} - T_{Absorbedor}}{T_{Condensador} - T_{Evaporador}} = \frac{Efecto Refrigerante}{Entrada de Calor} \quad (1.1)$$

Aunque el COP de estas máquinas es bajo (0.6 – 0.8), su utilización, en conjunto con sistemas de energía solar térmica, puede ser una buena alternativa para la climatización de hoteles en Cuba, ya que, estas máquinas, pueden funcionar a niveles de temperatura alcanzables por los colectores solares planos y de tubos al vacío disponibles en el mercado, tienen un amplio rango de capacidades de enfriamiento, se comercializan en paquetes que incluyen todos los elementos necesarios para su funcionamiento.

## **1.2 Sistemas de energía solar térmica.**

Los sistemas de energía solar térmica son el conjunto de equipos que se encargan de captar la energía contenida en la radiación solar y transferirla a un fluido de trabajo, que puede ser agua u otro fluido térmico. Están compuestos esencialmente por: colectores solares, tanque(s) de almacenamiento térmico, bombas, válvulas, tuberías, sensores, controles y otros elementos auxiliares. En la Figura 1.4 se muestra el esquema típico de una instalación solar térmica.



### 1.2.1 Colectores solares.

El sistema de energía solar térmica, se puede diseñar con distintos tipos de colectores solares, entre estos, es preferible optar por los de placa plana o los de tubos al vacío debido a que tienen mayor presencia en el mercado y son los más económicos.

La correcta elección del tipo de colector solar depende principalmente de la temperatura de trabajo deseada y de las condiciones climáticas debido a que el rendimiento de los colectores disminuye a medida que la temperatura del fluido aumenta o disminuye la radiación disponible (Lorenzini, 2010).

De los colectores solares disponibles en el mercado, se pueden considerar adecuados para suministrar energía a la temperatura necesaria en los sistemas de climatización de accionamiento térmico: los planos y los de tubos al vacío.

La cantidad de energía útil que puede proporcionar un colector solar se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$Q_c = G_T \cdot A_c \cdot \eta \tag{1.2}$$

Donde:

$G_T$  (W/m<sup>2</sup>) Radiación solar incidente en el colector.

$A_c$  (m<sup>2</sup>) Superficie de captación.

El rendimiento instantáneo ( $\eta$ ) de un colector solar se define como la relación entre la energía cedida al fluido térmico y la irradiación solar incidente sobre el área de apertura del captador. Se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\eta = c_0 - (c_1 + c_2 \cdot \Delta T) \cdot \frac{\Delta T}{G_T} \quad (1.3)$$

Donde:

$c_0$  Rendimiento óptico del colector.

$c_1$ ,  $c_2$ : Coeficientes de pérdidas lineal y cuadrático de colector; (W / K m<sup>2</sup>), (W / K<sup>2</sup> m<sup>2</sup>).

$\Delta T$  (K): Diferencia entre la temperatura promedio del fluido y la temperatura ambiente.

Los coeficientes de rendimiento óptico y de pérdidas, dependen del tipo de colector solar y son proporcionados, para cada modelo, por los fabricantes.

### 1.2.1.1 Colectores solares planos.

Los colectores solares planos son el tipo de colector más sencillo que se utiliza para transformar la energía solar en calor.

El principio de funcionamiento del colector plano se basa en una “trampa de calor” que conjuga el efecto de cuerpo negro con el efecto invernadero. Gracias a este sistema de captación, se consigue absorber la mayor parte de la radiación solar que llega hasta la superficie y devolver la menos posible.

Los colectores planos están recubiertos de una caja herméticamente cerrada. En la cara superior de esta caja, se coloca una superficie acristalada que deja atravesar la radiación solar e impide que se pierda la ganancia térmica obtenida. Generalmente la carcasa que envuelve al colector es metálica, aunque en algunos casos puede ser de plástico especial o de algún otro material. En el interior del colector se encuentra la

placa absorbadora, que es donde se realiza la captación efectiva de la radiación solar (Figura 1.5).

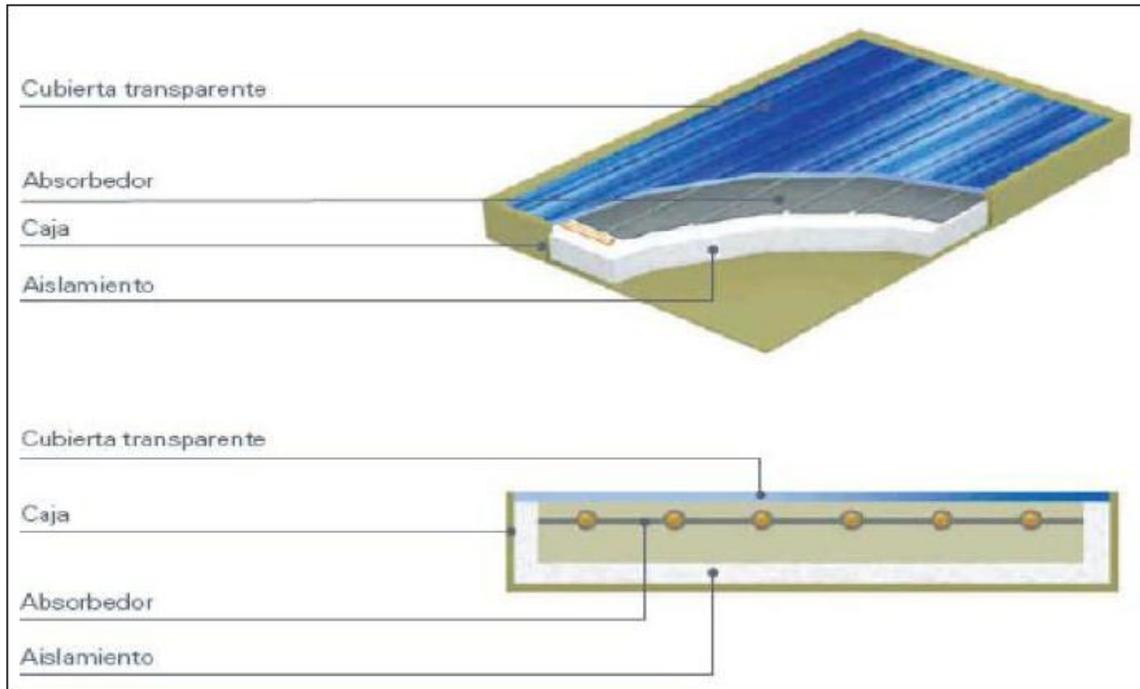


Figura 1. 5. Esquema constructivo de los colectores solares de placa plana.

### 1.2.1.2 Colectores solares de tubos al vacío.

Como su nombre indica, los colectores de tubos al vacío están formados por hileras de tubos de cristal conectados en paralelo a una tubería principal. En cada uno de estos tubos se ha realizado el vacío a fin de reducir al máximo las pérdidas de calor. Su geometría tubular es necesaria para soportar la diferencia de presión entre la atmósfera y el vacío interior (Figura 1.6).



**Figura 1. 6. Colectores solares de tubos al vacío.**

Los colectores de tubos de vacío se pueden clasificar en dos grandes grupos: tubos de flujo directo y tubos térmicos.

- **Tubos de flujo directo.**

Estos colectores básicamente consisten en un conjunto de tubos de cristal. En el interior de cada uno de estos tubos hay una placa plana o curvada de aluminio, que está fijada a un tubo de metal (normalmente cobre) o de cristal, dependiendo de la configuración. La placa de aluminio está normalmente recubierta con una capa de recubrimiento selectivo tipo Tinox. El fluido térmico es agua y circula por el interior de los tubos. Según la distribución de sus tubos, se subdividen en: colectores con impulsión-retorno concéntricos, colectores con impulsión-retorno separados y colectores tipo Sydney.

Los de impulsión-retorno concéntricos e impulsión-retorno separados, son muy eficientes a temperaturas de trabajo bajas, sin embargo, sufren problemas relacionados con la pérdida de vacío. Los de tipo Sydney, aunque no son tan eficientes como los anteriores, son generalmente más fiables y mucho más baratos.

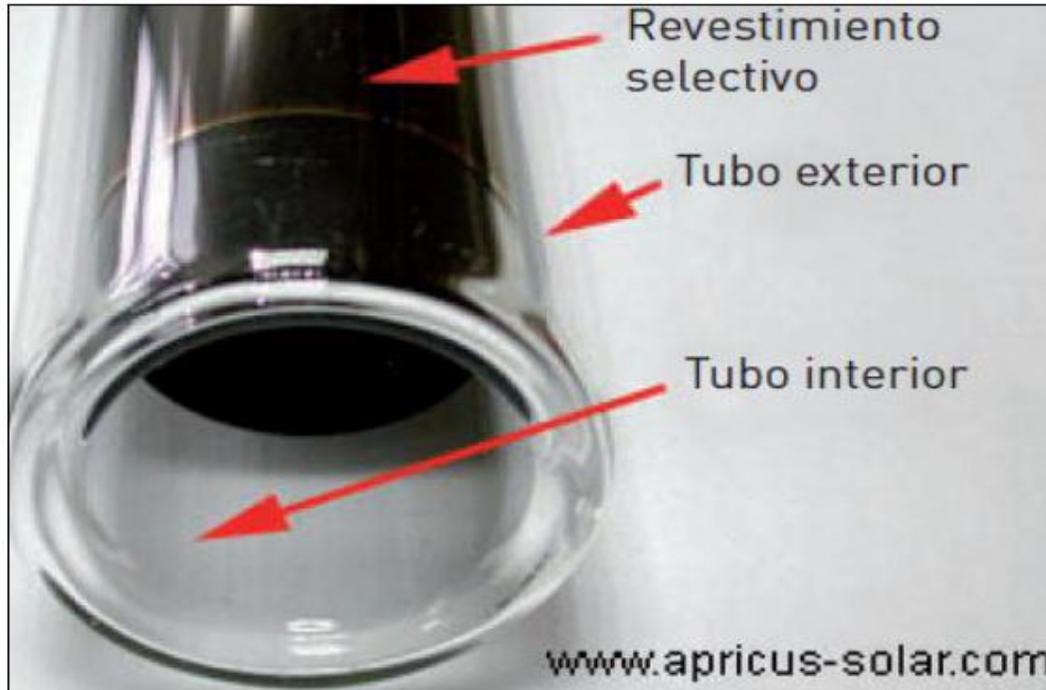


Figura 1. 7. Tubo de un colector tipo Sydney.

- **Tubos térmicos (tipo *heat pipe*).**

Los tubos *heat pipes* son huecos y en su interior se ha realizado el vacío, siendo muy similares a los tubos de flujo directo. En este caso, el objetivo principal de este vacío no es el aislamiento, sino el facilitar el cambio de fase del líquido que hay en su interior. Dentro de cada uno de los tubos hay una pequeña cantidad de agua purificada y algunos aditivos. Gracias al vacío, el agua es capaz de hervir a bajas temperaturas. Por lo tanto, cuando el *heat pipe* es calentado por encima de los 30°C, el agua se evapora. Este vapor se eleva rápidamente hasta la parte superior del tubo, transfiriendo su calor en el condensador. A medida que es cedido este calor, el vapor condensa y regresa en forma de líquido a la parte inferior del tubo, donde el proceso vuelve a comenzar (Figura 1.8).

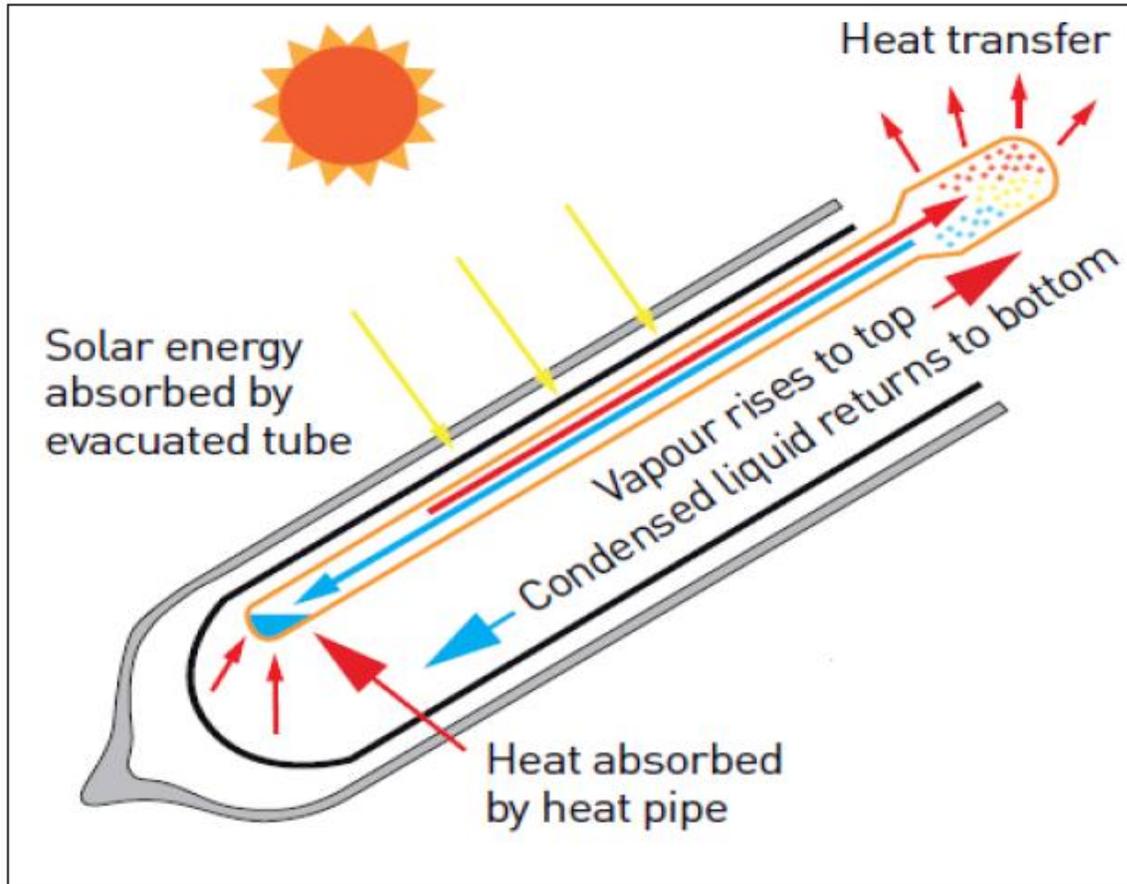


Figura 1. 8. Esquema de un colector solar tipo heat pipe.

En Cuba, se puede utilizar cualquiera de las variantes tecnológicas que se describieron en este epígrafe. Sin embargo, para elegir entre una u otra opción es necesario realizar una evaluación energética que considere, además de las especificaciones técnicas de los colectores y las condiciones climatológicas del lugar, los requerimientos de la máquina de absorción.

### 1.3 Sistemas de disipación de calor.

En principio, pueden aplicarse diferentes posibilidades y tecnologías de disipación de calor. Sin embargo, en la actualidad, la tecnología de disipación de calor más instalada en combinación con los ciclos de refrigeración de accionado térmico son las torres de enfriamiento de ciclo abierto (Carrera, 2011).

A continuación se describen las torres de enfriamiento de ciclo abierto y las de ciclo cerrado.

### 1.3.1 Torre de refrigeración directa o de circuito abierto.

Una torre de refrigeración directa o de circuito abierto consiste en una estructura cerrada con un sistema interno que distribuye el agua caliente sobre un material de relleno con estructura de panel de abeja. Dicho relleno proporciona una extensa interfaz aire-agua donde se puede llevar a cabo la evaporación. El agua es refrigerada a medida que desciende por gravedad a través del relleno, entrando en contacto directo con el flujo de aire ascendente. Finalmente el agua refrigerada es recogida en una pileta situada en la parte inferior, donde es bombeada al inicio del proceso para volver a absorber más calor. El aire saturado es liberado a la atmósfera a suficiente distancia de la zona de admisión para evitar que pueda volver a entrar en la torre. En la Figura 1.9 se muestra el esquema de una torre de enfriamiento de ciclo abierto.

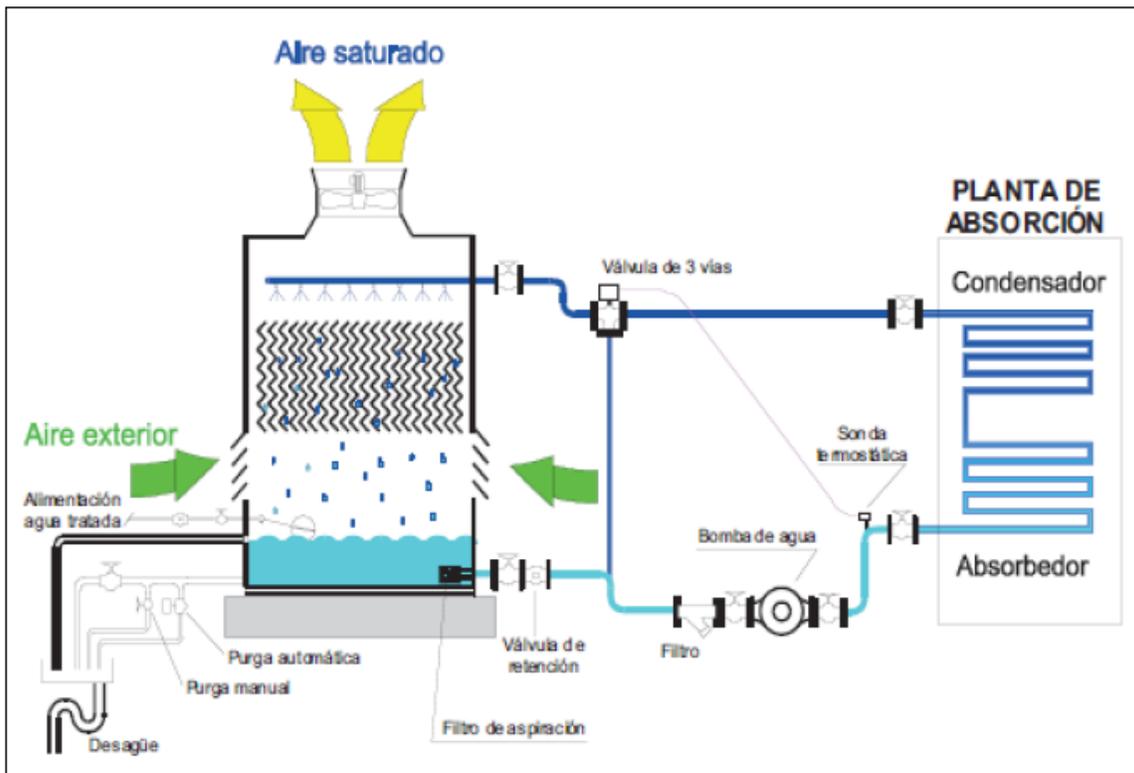


Figura 1. 9. Esquema de una torre de enfriamiento de ciclo abierto.

### **1.3.2 Torre de refrigeración indirecta o de circuito cerrado.**

Una torre de refrigeración indirecta o de circuito cerrado evita el contacto directo entre el aire y el fluido que quiere ser refrigerado. A diferencia de las torres de refrigeración abiertas, las indirectas tienen dos circuitos separados. Un circuito externo que recircula alrededor de un segundo, que está formado por haces de tubos conectados, mediante un circuito cerrado, al fluido a refrigerar. El aire es arrastrado a través de la cascada de agua del primer circuito proporcionando refrigeración evaporativa similar a la de una torre de refrigeración abierta. En condiciones de operación normales, el calor transportado por el fluido del circuito interno es transferido, a través de las paredes de los conductos, al agua del circuito externo, que se evapora parcialmente disipando el calor a la atmósfera.

El funcionamiento de un torre de refrigeración indirecta es, por lo tanto, muy similar al de un torre de refrigeración convencional. Con una única excepción: el fluido que se quiere refrigerar está contenido en un circuito cerrado y no está directamente expuesto a la atmósfera o a la recirculación (externa) de agua.

La correcta selección de la torre de enfriamiento es un aspecto de mucha importancia en el diseño de una instalación de climatización, ya que, este equipo ejerce una elevada influencia en la capacidad de enfriamiento y en el rendimiento del sistema del sistema de climatización.

Actualmente, la mayoría de los fabricantes de máquinas de absorción comercializan sus equipos en paquetes que incluyen todos los elementos auxiliares necesarios para su funcionamiento y un dispositivo de disipación de calor diseñado especialmente para la unidad enfriadora.

## **Conclusiones parciales del capítulo I**

- Los métodos de refrigeración por accionamiento térmico más utilizados para la climatización con energía solar térmica son: los de absorción, adsorción y desecación con enfriamiento evaporativo.
- En Cuba, es más conveniente la utilización de máquinas de absorción debido a que pueden funcionar a niveles de temperatura alcanzables por los colectores solares planos y de tubos al vacío disponibles en el mercado, tienen un amplio rango de capacidades de enfriamiento, se comercializan en paquetes que incluyen todos los elementos necesarios para su funcionamiento. Los sistemas DEC no responden en zonas con humedad relativa superior al 75% y las de adsorción, además de sufrir el mismo inconveniente, son más costosas y menos eficientes que sus similares de absorción.
- El sistema de energía solar térmica se puede diseñar con distintos tipos de colectores solares, entre estos, es preferible optar por los de placa plana o los de tubos al vacío debido a que tienen mayor presencia en el mercado y son los más económicos. Para elegir entre una u otra opción es necesario realizar una evaluación energética detallada que considere, además de las especificaciones técnicas de los colectores, la intensidad de la radiación solar incidente y los requerimientos de la máquina de absorción seleccionada.
- Para seleccionar adecuadamente la capacidad de enfriamiento de la máquina de absorción es necesario conocer, primeramente, los requerimientos de locales a climatizar. Por ello, el cálculo de cargas térmicas constituye el primer paso en el diseño de un sistema de climatización.

*Capítulo II*



## Capítulo 2. Perfil energético del hotel caso de estudio. Hotel Jagua.

### 2.1 Caracterización Energética del hotel Jagua.

Los gastos energéticos oscilan normalmente entre el 3 y 10 % de los gastos globales del hotel, este indicador varía en función del tipo y la categoría de hotel, así como del tipo de servicios que preste. En Cuba, los hoteles de las cadenas hoteleras Cubanacán, Gran Caribe, Islazul y Horizonte, este indicador alcanza valores que oscilan del 8 al 16 % del total, y pueden llegar hasta el 20 % dependiendo de su infraestructura y los niveles de comercialización (Cuza, 2010). Estos forman parte de las partidas de mayor peso en la estructura general de gastos del hotel por lo que constituye una estrategia importante para mejorar la competitividad. Es necesario trabajar en su reducción, tomando en consideración que los costos energéticos pueden incrementarse significativamente a partir del aumento de los precios del petróleo en el mercado mundial. Es una de las pocas partidas en la que la posibilidad de reducción está fundamentalmente en manos del hotel.

Tomando la caracterización energética realizada por (Cuza, 2010), se pueden valorar las características energéticas actuales del hotel. Tras este análisis se determinó que el consumo en portadores energéticos ascendió a 753.59 toneladas equivalentes de petróleo. Estos resultados por tipo de portadores se muestran en la tabla 1 de los anexos y en la figura 2.1.

Estructura de consumo de portadores energéticos.

■ Electricidad ■ Gas (GLP) ■ Diesel ■ Gasolina

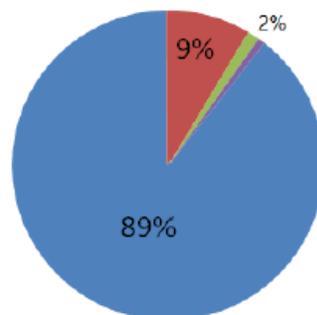


Figura 2.1. Representación esquemática de la estructura de consumo.

La electricidad tiene el peso fundamental en el consumo de la energía, representando el 89.4% del consumo total de portadores energéticos, por lo que es en la electricidad donde pueden existir las mayores oportunidades de ahorro.

Si analizamos el total de gastos del hotel hasta agosto de 2011, se obtuvo que los gastos de la energía son de los gastos operacionales más altos, figura 2.2, sobrepasando el rango promedio del sector hotelero.

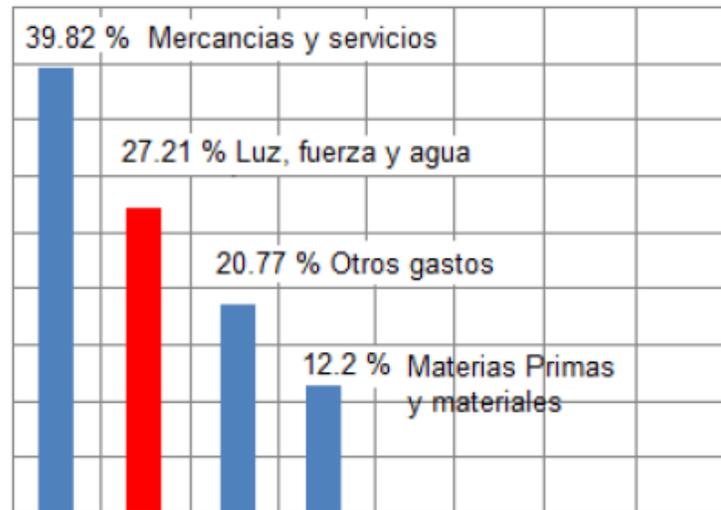


Figura 2.2. Relación de los gastos totales en los que incurre el hotel, 2011.

### 2.1.1 Determinación del consumo histórico de electricidad, hotel Jagua.

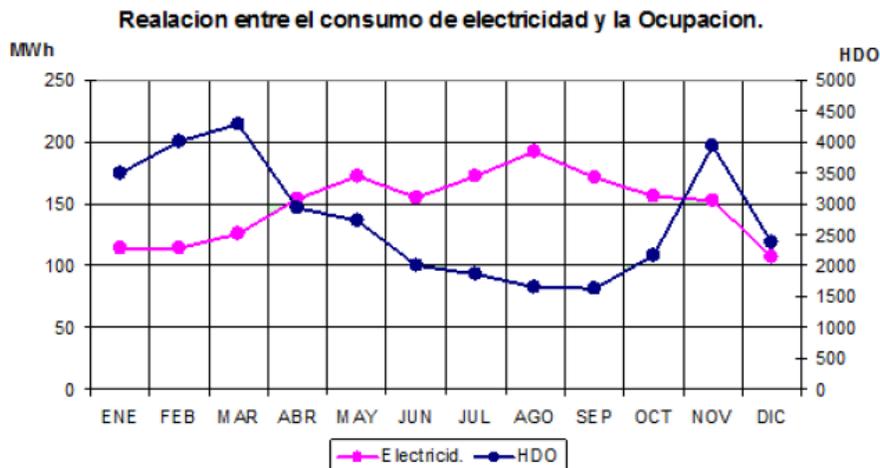
El gráfico que se muestra en la figura 2.4 recoge el consumo histórico promedio de electricidad del hotel por meses, desde 2002 hasta el 2010. Los valores puntuales pueden verse en la tabla 2 de los anexos.



Figura 2.4. Comportamiento histórico del consumo promedio de electricidad, hotel Jagua.

Como se puede apreciar el consumo de electricidad varía todo el año incrementándose en los meses que corresponde con la temporada baja en el hotel. Esto está dado a que la temporada baja coincide con la llegada del verano en nuestro país, incrementándose la temperatura ambiente y radiación solar. Estas variables fundamentales influyen directamente en la carga térmica del hotel, por tanto el sistema de clima tiene que trabajar más para vencerlas.

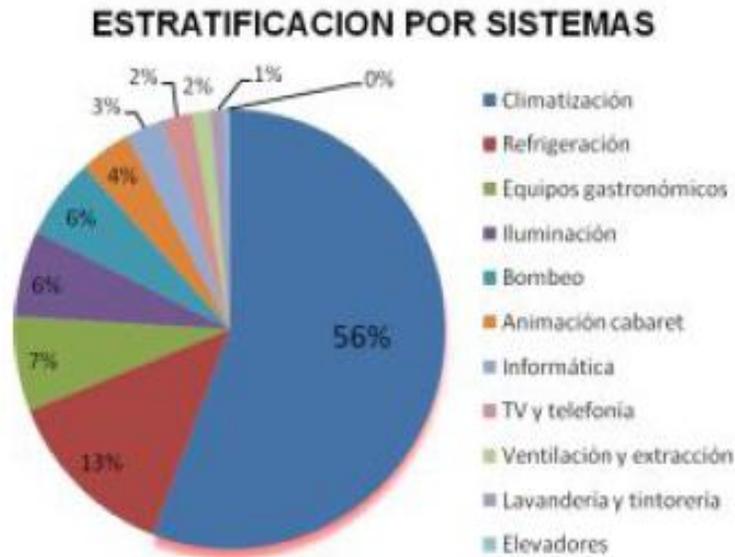
En el hotel se registran y analizan los consumos de portadores energéticos y se utilizan índices de consumos físicos establecidos por el Ministerio del Turismo y la cadena Gran Caribe en correlación con las habitaciones días ocupadas (HDO). La figura anterior muestra la relación existente entre el consumo de electricidad y los niveles de ocupación que promedian históricamente en todo el año.



**Figura 2.3. Diagrama de correlación HDO vs Consumo del hotel.**

La figura 2.3 refleja que los consumos eléctricos no guardan relación con el nivel de ocupación y se explica porque los consumos de electricidad dependen más del acondicionamiento de aire que del nivel de ocupación y esto determinado por el sistema de climatización que consume cerca del 60% de la energía eléctrica de la instalación.

**Desglose de cada sistema consumidor del hotel en función del consumo de electricidad.**



**Figura 2.5. Consumo eléctrico estratificado del hotel.**

Como se observa, los sistemas mayores consumidores de energía eléctrica son: Climatización con el 55,83 %, refrigeración con el 13,15 %, gastronomía con el 6,96 % y la iluminación con el 6,34 %, que entre los cuatros suman un 82,28 % del total, y es donde hay que trabajar más. Por lo tanto desarrollar un proyecto para con la climatización a partir de mejoras y cambios tecnológicos permitirá disminuir los consumos energéticos.

### **2.1.3 Estratificación de los consumos eléctricos del sistema de climatización.**

Los valores puntuales que reflejan los consumos de electricidad por elementos que intervienen en el sistema de climatización se muestran en la tabla 4 de los anexos, en la figura 2.6 se refleja cualitativamente la relación de estos valores. Según la estratificación de los consumos se evidencia que dentro de todos los equipos que componen el sistema de climatización las enfriadoras compuestas por los cuatro compresores y los ventiladores de los condensadores son la causa fundamental del elevado consumo de energía asociado a la instalación.

### ESTRATIFICACION SISTEMA DE CLIMATIZACION

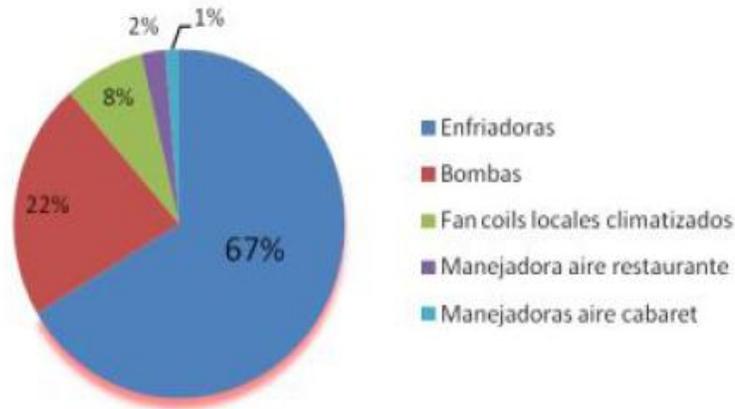


Figura 2.6. Consumos de electricidad para el sistema de climatización.

#### 2.2 Generalidades del cálculo de cargas térmicas.

El cálculo de la carga térmica de los locales a climatizar, constituye un paso fundamental en la selección y explotación de los sistemas de climatización. Es por esto, que al diseñar una instalación para climatización, lo primero que hay que hacer es determinar, del modo más preciso posible, la potencia frigorífica necesaria para cubrir la demanda motivo de la instalación.

El cálculo de cargas térmicas es básicamente un balance de pérdidas y ganancias de calor, tanto sensible como latente, y para realizarlo se necesitan conocer las condiciones de diseño exteriores, interiores y las características constructivas de la edificación (Figura 2.1).

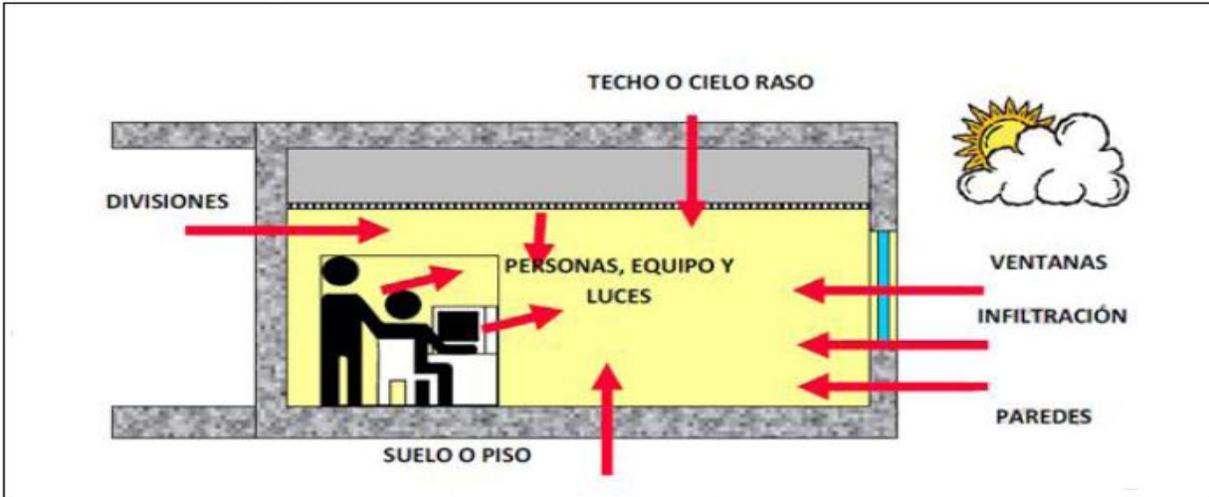


Figura 2. 1. Diferentes ganancias de calor de un espacio edificado.

### 2.2.1 Condiciones de diseño.

La selección de las condiciones de diseño del área a climatizar resulta de gran importancia en la realización de un proyecto, puesto que de esto dependen los resultados del cálculo de cargas térmicas de los locales; y consecuentemente, la selección más económica de los equipos y accesorios necesarios para vencer de un modo más eficiente dicha carga (Wang & Lavan, 1999).

#### 2.2.1.1 Condiciones de diseño exterior.

Se denominan condiciones de diseño exterior a los valores de:

- Temperatura de bulbo seco.
- Temperatura de bulbo húmedo.
- Humedad relativa.
- Variación diurna de temperatura.
- Velocidad y dirección de los vientos predominantes.

Todos estos valores están determinados por las condiciones climatológicas del lugar donde se encuentra ubicada la instalación a climatizar.

Dado que las condiciones ambientales del aire son variables en los días, meses y estaciones del año, resulta necesaria una investigación estadística de las mediciones

meteorológicas de la zona climática en cuestión, para poder establecer correctamente las condiciones de diseño exterior del proyecto.

La selección de dichas condiciones se debe realizar sobre la base de un estudio racional, técnico y económico que evite que la instalación proyectada resulte de capacidad excesiva, con un alto costo inicial y de operación, o por el contrario, una capacidad insuficiente con grandes intervalos de tiempo en que no se cumplan las condiciones deseadas en el interior de los locales a acondicionar.

Para realizar esta investigación se hace necesario el empleo de los conceptos siguientes (Wang & Lavan, 1999):

- Temperatura promedio máxima y mínima diaria: para obtener estos valores, se realizan mediciones diariamente, tabulándose los máximos y mínimos de temperatura; estos valores son promediados para cada mes del año y tabulados durante varios años. Al promediar estos valores se obtienen los valores de temperaturas promedio máxima diaria y temperatura promedio mínima diaria para cada mes del año y lugar particular.

- Temperatura promedio máxima y mínima mensual: los valores extremos de temperatura máximos y mínimos de cada mes son tabulados durante determinado número de años; del promedio de estos resulta la temperatura promedio máxima mensual y la temperatura promedio mínima mensual.

La diferencia entre las temperaturas promedio máximas y mínimas mensuales define la variación diurna de la temperatura para los meses de verano o de invierno según el caso.

Además, se determinan de forma similar, promedios de temperatura de bulbo seco, bulbo húmedo y humedad relativa.

Existen diferentes métodos a emplear para la determinación de las condiciones de diseño exterior. Entre estos métodos está el *método de la frecuencia de ocurrencia de las temperaturas horarias*, el cual permite la selección de una temperatura de diseño del aire del ambiente exterior, para una frecuencia de ocurrencia de la misma que satisfaga los factores técnicos y económicos de la instalación, de acuerdo con la importancia relativa de cada uno de ellos.

El método anterior está basado en la determinación de la frecuencia de ocurrencia de los valores de las lecturas horarias de las temperaturas de bulbo seco y humedad del aire ambiente exterior de una localidad, para las horas de los meses de verano (junio, julio, agosto y septiembre), o de los meses de invierno (diciembre, enero, febrero y marzo), según se deseen las temperaturas de diseño de verano o invierno.

La frecuencia de ocurrencia de un valor de temperatura a una hora dada se encontrará comparando dicho valor con el de la temperatura medida a la misma hora y serán considerados solo aquellos valores que coincidan o resulten superiores a la temperatura referida, por tanto si los cálculos de carga térmica se hacen sobre la base de una temperatura de diseño exterior para una frecuencia de ocurrencia de la misma del n%, los equipos seleccionados para la climatización según los resultados de dicho cálculo, serán incapaces de mantener las condiciones interiores de diseño en un n% de las horas de los meses de verano.

Para el uso de este método deben tenerse las siguientes consideraciones (Wang & Lavan, 1999):

- La frecuencia de ocurrencia del 1%, se debe emplear en aquellas instalaciones de climatización en las que se pida que el tiempo de incapacidad probable del equipo para mantener las condiciones interiores de diseño sea mínimo (29 horas de los meses de verano).

- El 2.5% de frecuencia de ocurrencia se utilizará en instalaciones de climatización de confort y de refrigeración. En este caso el tiempo probable de incapacidad del equipo para mantener las condiciones interiores es de 73 horas de verano.

- La frecuencia de ocurrencia del 5% (146 horas de verano) se usará en instalaciones de climatización y refrigeración donde por razones económicas sea posible tolerar un tiempo mayor de incapacidad del equipo.

Otro de los métodos empleados para la selección de las condiciones de diseño exterior es el de la *Air Conditioning and Refrigerating Machinery Association, Inc.* el cual

establece que las temperaturas exteriores de diseño para verano, sean los promedios de diez años de las más altas temperaturas de bulbo seco y húmedo que ocurran cada año, excluyendo, aquellas que tengan lugar diez o menos veces al año y las que tengan una duración de menos de tres horas.

El *Technical Advisory Committee on Weather Design Conditions* recomienda que la temperatura de bulbo seco exterior para diseño de verano, sea el promedio de cinco años de las más altas temperaturas de bulbo seco que ocurran el 21% o más de las horas de los meses de verano. Para la temperatura de diseño de bulbo húmedo, este comité recomienda que dicho porcentaje sea 5 en lugar de 21%.

Cuando no se posean los datos de temperatura de bulbo húmedo, se aconseja tomar como temperatura de bulbo húmedo de diseño de verano, la que ocurra simultáneamente con la temperatura de bulbo seco de diseño.

Todo lo que hasta aquí se ha expuesto tiene como objetivo determinar las condiciones de diseño exterior de una zona climática dada y luego de la selección, proyecto y operación de la instalación que garantice el ambiente interior de esta, bajo las condiciones exteriores más severas.

### 2.2.1.2 Condiciones de diseño interior.

Se denomina condiciones de diseño interior al conjunto de valores de:

- Temperatura de bulbo seco.
- Nivel de ruido.
- Temperatura de bulbo húmedo.
- Iluminación.
- Humedad.
- Velocidad y pureza del aire.

Estas condiciones deben mantenerse, independientemente de las variaciones en el exterior, y están en función del uso que se pretenda dar al espacio a climatizar, ya sea para el confort humano o para fines tecnológicos.

Cuando la climatización se realiza con el objetivo de lograr el confort humano, en el local deberán lograrse las condiciones micro-climáticas óptimas, que no provoquen variaciones del estado general y funcional del organismo, que hagan necesario el

esfuerzo que requiere la termorregulación; garantizándose de esta forma el confort térmico del hombre, y por tanto, condiciones óptimas para su rendimiento (Quadri, 2001).

El confort térmico se define, según la Norma Internacional ISO 7730, como: *esa condición de mente en la que se expresa la satisfacción con el ambiente térmico.*

No obstante lo anterior, no resulta fácil definir exactamente las condiciones ambientales bajo las cuales la mayoría de las personas se sienten satisfechas, puesto que sucede a menudo, que las reacciones de una o varias personas, son completamente diferentes a las reacciones de otras bajo idénticas condiciones micro-climáticas.

El bienestar de una persona dependerá de la rapidez con que se transfiere calor entre el cuerpo y el medio circundante.

El cuerpo humano trata de mantener el balance térmico, o sea, el equilibrio entre las ganancias y las pérdidas de calor, y con ello lograr el mantenimiento de la temperatura corporal (interna).

El intercambio de calor entre el hombre y el medio ambiente, se efectúa principalmente, mediante los mecanismos que se verán a continuación (Quadri, 2001):

➤ **Convección:** El aire en movimiento transporta el calor del cuerpo al medio o del medio al cuerpo. La cantidad de calor intercambiada dependerá de la diferencia de temperatura que exista entre el cuerpo y el aire, y de la velocidad del aire; si la temperatura del aire es mayor que la de la piel, el individuo gana calor por convección y si la temperatura del aire es menor que la de la piel, este pierde calor por convección. La velocidad relativa entre el aire y la piel determina esta pérdida o ganancia de calor, siendo mayor a medida que aumenta la velocidad.

➤ **Radiación:** La superficie del cuerpo transmite calor a las superficies del ambiente o absorbe calor de las mismas. La cantidad de calor intercambiado depende de la diferencia entre las temperaturas de la superficie que circundan al individuo, la temperatura de la piel y el valor del ángulo sólido que abarca dichas superficies en relación con el hombre.

Esta transmisión de calor está determinada por tres factores:

1. Vapor de agua exhalado por los pulmones.
2. Transpiración a través de la piel.
3. Sudoración.

El sudor que se encuentra sobre la superficie de la piel se evapora, con lo cual el cuerpo pierde una determinada cantidad de calor. Esta pérdida de calor no dependerá solamente de que el individuo sude, ya que si la humedad del aire es muy elevada el sudor no se evaporará. La velocidad del aire sobre la piel favorecerá dicha evaporación. Por lo tanto, la magnitud de la pérdida de calor por evaporación depende además, de la humedad y de la velocidad del aire, y tiene un máximo fisiológico que está en dependencia de la capacidad de sudoración del individuo.

En un ambiente de confort, el cuerpo humano no debe sudar, pero si aumenta la temperatura del aire ambiente, existirá una tendencia a incrementar la temperatura del cuerpo y su mecanismo de control actuará de modo tal, que se comenzará a ceder mayor cantidad de calor, y si los mecanismos de transferencia por convección y radiación son insuficientes, aparecerá la sudoración.

De modo general, se puede resumir que el intercambio de energía entre el hombre y el ambiente, en cuanto a magnitud y sentido, está en función de la temperatura, la humedad relativa, la velocidad del aire, la temperatura de las paredes y de los diferentes objetos que se encuentren en el local y además de la vestimenta.

Debe considerarse también, que aún en estado de reposo, el organismo humano genera calor continuamente producto del metabolismo que, en condiciones micro-climáticas favorables, resultará suficiente para mantener la temperatura interna del cuerpo a unos 37°C, equilibrando las pérdidas de calor por convección y radiación.

Con la realización de trabajo muscular, la generación de calor aumenta debido a lo ineficiente que resulta dicho trabajo, que puede variar desde cero en estado de reposo,

hasta un máximo de 25% en los ejercicios más eficientes, de manera que entre el 75 - 100% de la energía consumida por un individuo al trabajar se convierte en calor.

Existen otros factores que influyen en la selección de las condiciones de diseño interior para confort humano, algunos de estos factores son explicados a continuación (Quadri, 2001):

➤ **Aclimatación y diferencias de estaciones:** generalmente las personas que viven en zonas de clima más frío se sienten confortables a temperaturas efectivas más bajas que las personas de climas más cálidos. Las personas de clima más cálido, acostumbradas al uso de ventiladores prefieren un movimiento de aire más perceptible que las de clima más frío. Con la humedad relativa sucede algo similar; personas de climas más secos prefieren humedades más bajas que los de clima húmedo. También existen variaciones en cuanto a las estaciones, en invierno se prefiere un grado efectivo más bajo que en verano.

➤ **Tiempo de ocupación:** la experiencia indica que a medida que el tiempo de estancia es menor, las condiciones de confort (temperatura efectiva) tiende a alejarse de las correspondientes a un valor óptimo para estancias continuas en la dirección de la temperatura efectiva exterior. Esta diferencia, aunque no resulte demasiado grande, es suficiente como para tenerla en consideración en cuanto al costo por grado de temperatura de enfriamiento en grandes instalaciones. Lo antes señalado es un aspecto a considerar en la realización de proyectos de climatización en tiendas departamentales, edificios de oficinas, teatros, restaurantes y muchas otras instalaciones comerciales; donde la mayoría de las personas entran y salen varias veces al día, prefiriendo por lo tanto temperaturas efectivas más altas. En muchas instalaciones comerciales, las temperaturas efectivas que deben ser mantenidas en sus interiores, deben constituir un término medio entre las necesarias para asegurar el bienestar de los empleados, y las requeridas para evitar que los clientes sufran los efectos de un contraste demasiado grande entre la temperatura interior y la del exterior (a este fenómeno se le denomina efecto de choque).

➤ Efecto de choque: es el cambio de temperatura brusco que se percibe y ocurre con la entrada súbita al local acondicionado o viceversa y fundamentalmente durante los meses de verano, por ser estos los meses de mayor temperatura en el exterior, y por tanto, mayor diferencia de temperaturas entre el interior del local climatizado y el exterior. Para evitar este desagradable efecto se deben utilizar vestíbulos o corredores con temperaturas intermedias entre la interior y la exterior del local.

➤ Grado de abrigo o vestimenta: en la selección de las condiciones de diseño interior es preciso tener presente las características de las ropas utilizadas en cada país y el tipo de ropa usada de acuerdo al uso del local acondicionado. La diferencia entre el peso de la ropa usada por hombres y mujeres requiere un acomodo en la mayoría de las aplicaciones.

➤ Actividades: las personas que realizan trabajos que demandan esfuerzo físico, requieren una temperatura efectiva más baja para su bienestar, esta deberá ser menor a medida que mayor sea la actividad.

➤ Calor radiado: en locales con gran densidad de personas (cines, auditorios, etc.) el intercambio de calor radiante entre los ocupantes es lo suficientemente grande como para que se requiera una leve disminución en las temperaturas efectivas requeridas.

### **2.2.1.3 Características constructivas de la edificación.**

Para realizar el cálculo de cargas térmicas de una edificación es importante realizar un levantamiento detallado de las características constructivas de la misma. Los principales parámetros constructivos a considerar son (Montelíer Hernández, 2008):

- Forma y dimensiones.
- Número de muros exteriores.
- Orientación de los muros exteriores.
- Aislamiento y espesores.
- Color de los muros exteriores.

- Equipamiento eléctrico.
- Tipo de división interior.
- Tipo de techo y de piso.
- Área de cristales y su tipo.

### **2.3 Localización geográfica y características climatológicas.**

Cuba se ubica geográficamente en la zona central del continente americano, en el centro del Mar Caribe, es una isla caribeña bañada por un clima tropical donde las temperaturas, la humedad relativa y las precipitaciones son altas, variando indistintamente en todo el año. La ciudad de Cienfuegos está situada territorialmente al sur de la región central entre los 21°50', 22°30' de latitud norte y los 80°06', 80°55' de longitud oeste, delimitada al norte, este y oeste con las provincias Villa Clara, Sancti Spíritus y Matanzas respectivamente.

El comportamiento de la temperatura ambiente y la radiación global durante el año 2011 fueron obtenidas de datos reales medidos por el Centro Meteorológico Provincial de Cienfuegos.

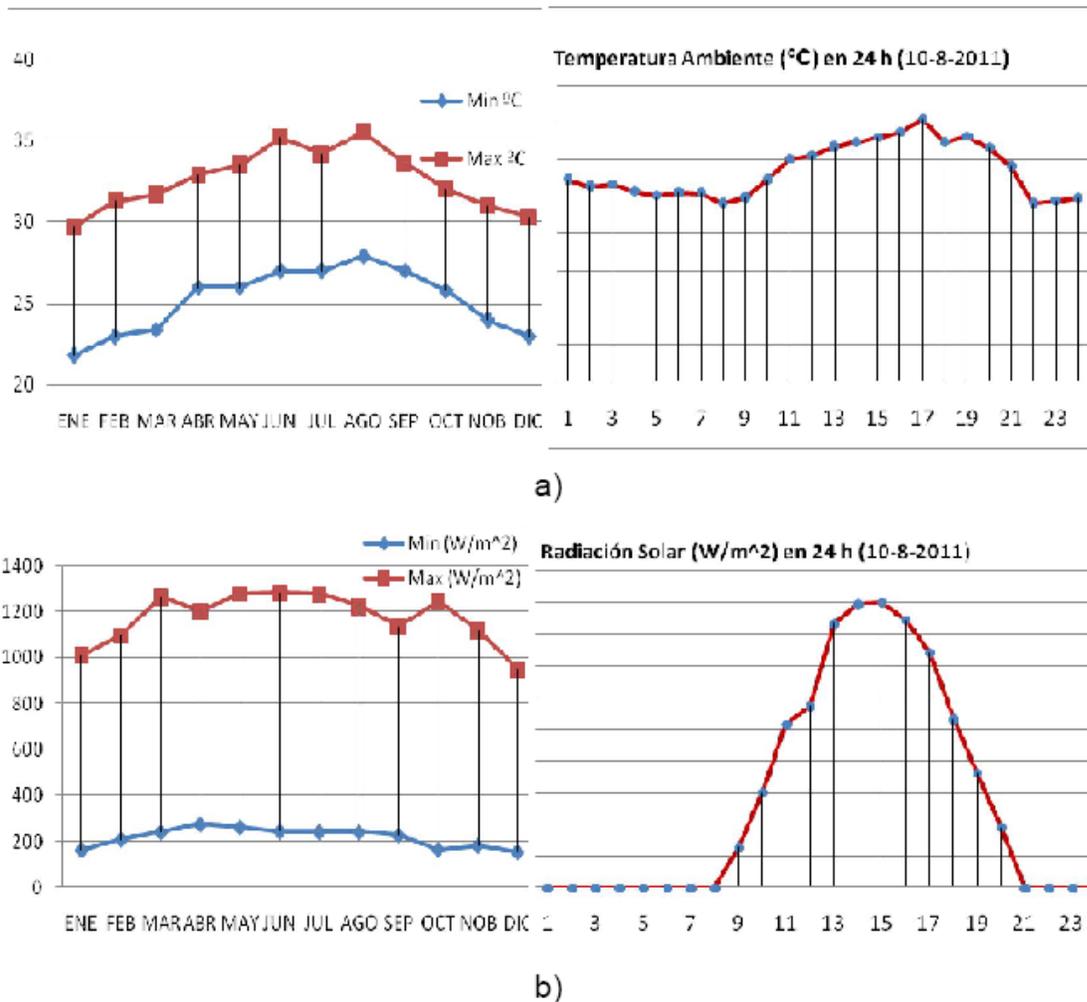


Figura 2.8. a) Comportamiento de la temperatura ambiente, b) Radiación global.

Las gráficas a y b de la figura evidencian claramente las características mensuales y diarias de los valores a los que puede llegar la temperatura ambiente y la radiación solar en Cienfuegos, evidenciándose la relación intrínseca de estas variables.

## 2.4 Cálculo de cargas térmicas del hotel caso de estudio.

La edificación escogida como caso de estudio corresponde a un hotel ubicado en una zona costera de la provincia de Cienfuegos, República de Cuba. La provincia de Cienfuegos, está ubicada a 23° latitud norte, -82° longitud oeste y a una altitud de 24 msnm (metros sobre el nivel del mar).

A partir de los datos climatológicos históricos de la provincia, suministrados por el CEEMA (Centro de Estudios de Energía y Medio Ambiente de la Universidad de Cienfuegos), se determinaron las condiciones de diseño exterior siguiendo el *método de la frecuencia de ocurrencia de las temperaturas horarias* para una frecuencia de ocurrencia del 2.5% (Tabla 2.1).

**Tabla 2. 1. Condiciones de diseño exterior del caso de estudio.**

Temperatura de bulbo seco	Temperatura de bulbo húmedo	Humedad Relativa
32.8 °C	31.2 °C	89 %

Para la climatización destinada al confort humano en hoteles, las normas ANSI/ASHRAE Standard 55 – 1981, ANSI/ASHRAE Standard 62 – 1989 y ASHRAE/IES Standard 90.1 – 1989, recomiendan las condiciones para el diseño interior que se muestran en la Tabla 2.2.

**Tabla 2. 2. Condiciones de diseño interior del caso de estudio.**

Temperatura de bulbo seco	Humedad Relativa	Velocidad del aire	Cambios de aire por persona	Nivel de ruido
24 °C	50%	< 0.25 m/s	34 m <sup>3</sup> /h	30 – 35 dB

La edificación está construida con una estructura de concreto con paredes exteriores de bloque doble de quince centímetros, con un espacio de aire en el centro para que estas paredes sean acústicas y paredes interiores de bloque sencillo, con ventanas de cristal sencillo en el edificio principal con vista a la parte norte y puertas de madera en el pasillo sur. Los coeficientes de transferencia de calor de estos elementos se encuentran en la base de datos del software utilizado.

Para realizar el cálculo de cargas térmicas de la edificación, primeramente, se agruparon las habitaciones del hotel en *habitaciones tipo*. Estas se caracterizan por poseer características similares en cuanto a dimensiones y ganancias de calor. Se muestran en detalle en el Anexo 1.

El cálculo de cargas térmicas se realizó con la ayuda del programa informático SAUNIER DUVAL. En la Figura 2.3 se muestra el perfil horario de cargas térmicas de la edificación.

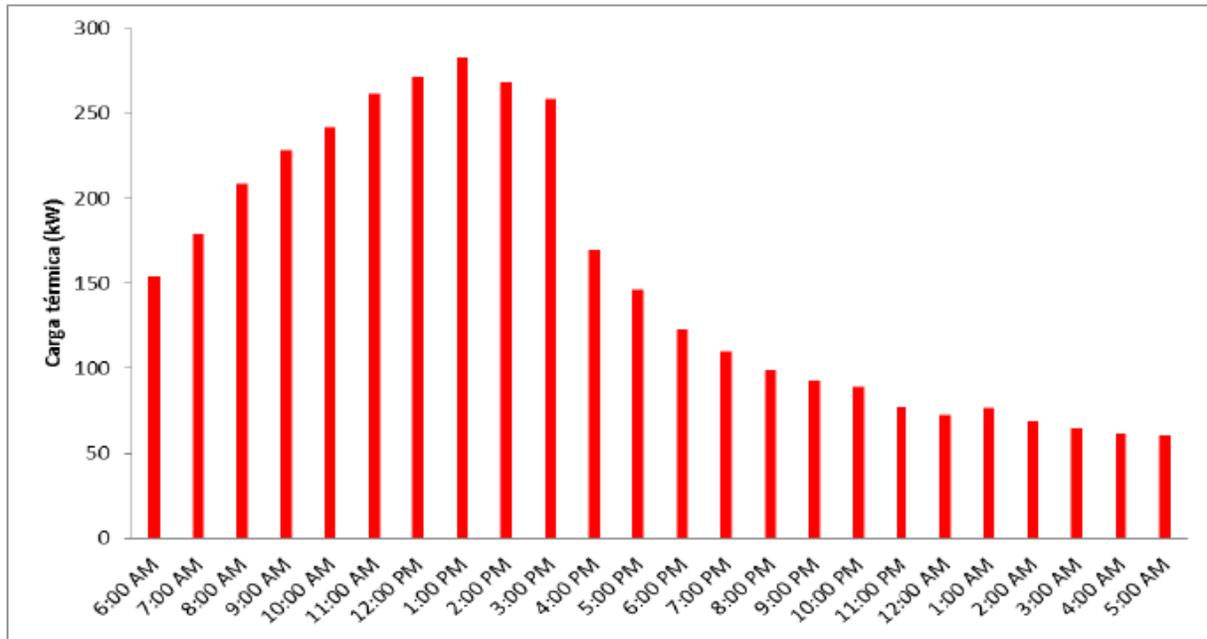


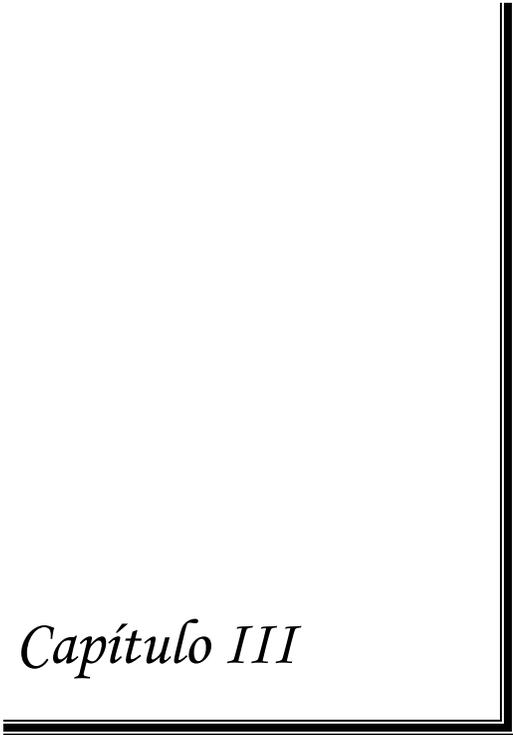
Figura 2. 3. Perfil de cargas térmicas del hotel caso de estudio.

El valor máximo de carga térmica del hotel caso de estudio es de 283 kW (80.6 TR) y se registra a la 1:00 pm. Se puede observar que el pico máximo de cargas térmicas se presenta entre las 11:00 am – 3:00 pm. En base a estos resultados se realizará el diseño preliminar del sistema de climatización con energía solar térmica en el próximo capítulo.

### **Conclusiones parciales del capítulo II**

- El cálculo de cargas térmicas es un paso fundamental en el proceso de selección y explotación de los sistemas de climatización. Para realizarlo, se deben conocer las características constructivas de la edificación y establecer las características de diseño exterior e interior del proyecto. En este trabajo, se realiza el cálculo de cargas térmicas a un hotel de la provincia de Cienfuegos, seleccionado como caso de estudio.
- Existen diferentes métodos para establecer las condiciones de diseño exterior. En este trabajo, se utilizó el método de la frecuencia de ocurrencia de las temperaturas horarias, considerando el 2.5% de frecuencia de ocurrencia, por ser un criterio razonable para la climatización de instalaciones destinadas al confort humano.
- Las condiciones de diseño interior dependen del propósito del local y se pueden establecer por distintas normas. En este trabajo, se utilizaron las normas ANSI/ASHRAE Standard 55 – 1981, ANSI/ASHRAE Standard 62 – 1989 y ASHRAE/IES Standard 90.1 – 1989.

*Capítulo III*



### Capítulo 3. Diseño del sistema de climatización centralizado, por absorción, con el empleo de energía solar térmica.

El sistema de climatización con energía solar térmica, diseñado para el hotel caso de estudio, está compuesto básicamente por: el sistema de energía solar térmica, el sistema de producción de frío y el sistema de disipación de calor. El esquema básico del diseño se muestra en la Figura 3.

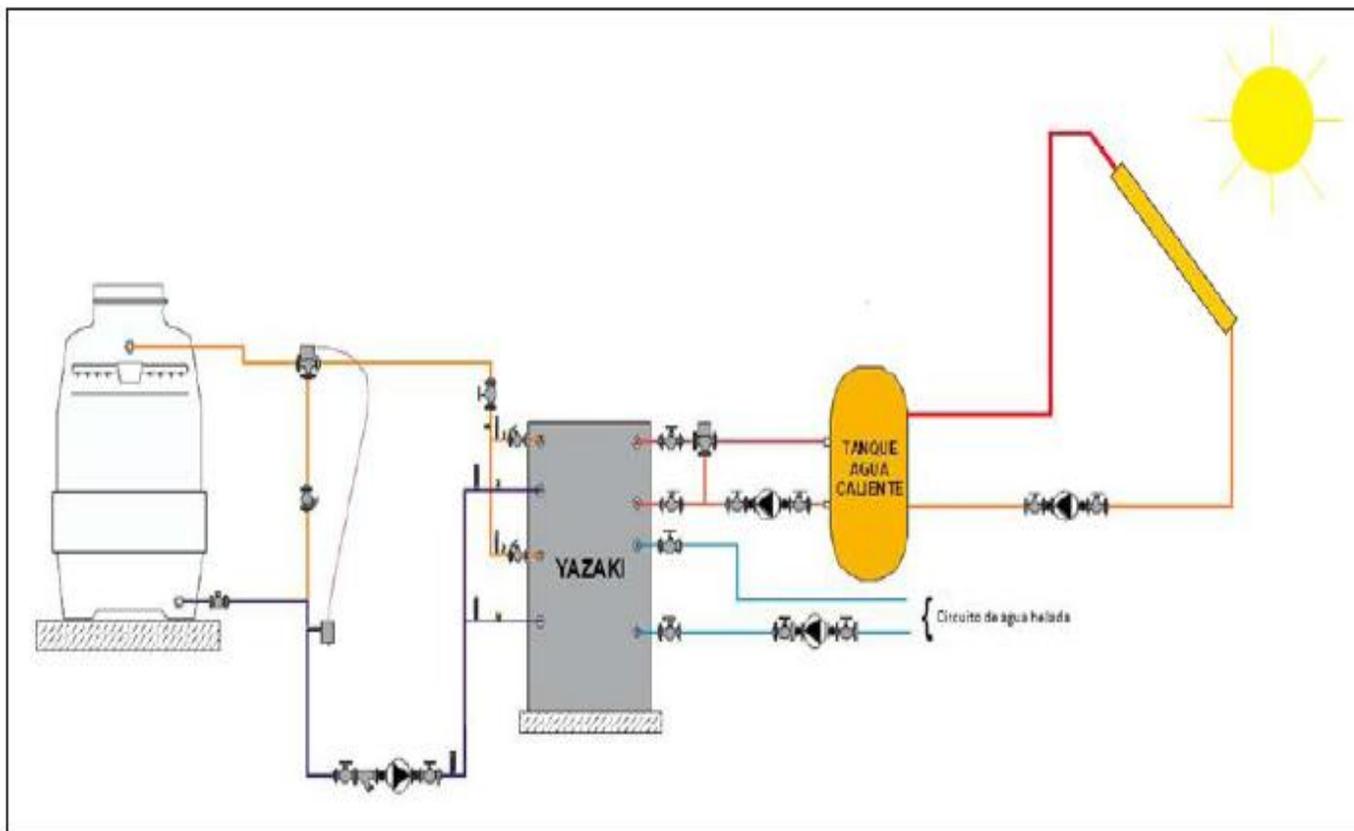


Figura 3. 1. Esquema del sistema de climatización con energía solar térmica.

El diseño del sistema se basó, principalmente, en aprovechar al máximo el área disponible, para la colocación de los colectores solares. Después de analizar varias alternativas, se decidió utilizar el 75% del área total de la azotea. De esta forma, es posible colocar una cantidad aceptable de colectores solares y, al mismo tiempo, garantizar el espacio necesario para la colocación de tuberías, el desplazamiento de los técnicos y que los colectores solares no se den sombra entre ellos.

### 3.1 Selección de los colectores solares.

Para seleccionar los colectores se evaluaron dos variantes. Una basada en la utilización de colectores solares de placa plana, de superficie selectiva (Termicol TS25S) y la otra, en la utilización de colectores solares al vacío tipo, Sydney (Tasol HPS-104).

Las consideraciones para la evaluación de la variante con colectores de placa plana, de superficie selectiva, fueron determinadas en base a las características técnicas de los colectores Termicol TS25S (Anexo 5).

**Tabla 3. 1. Consideraciones para los colectores Termicol TS25S.**

Fluido	Estado	Temperatura media	Flujo total	Caudal total	Tipo de conexión
Agua	Líquido	82 °C	2.66 kg/s	9.6 m <sup>3</sup> /h	Paralelo

En correspondencia con la estrategia adoptada para el diseño se determinó que, con un aprovechamiento del 75% del área total de la azotea, se pueden colocar un total de 183 colectores Termicol TS25S, lo que equivale a 439.2 m<sup>2</sup> de superficie de captación.

Para determinar la cantidad de energía que esta variante puede captar y entregar al fluido de trabajo se aplicaron las ecuaciones (1.2) y (1.3). En la Tabla 3.2 se muestran los resultados de estos cálculos.

**Tabla 3. 2. Resultados de la evaluación del sistema de captación con colectores Termicol TS25S.**

Hora	Energía aportada (kW)	Eficiencia del colector (%)	Temperatura de salida (°C)
9:00 am	13.60	10	-
<b>10:00 am</b>	<b>77.55</b>	<b>36</b>	<b>81,9</b>
11:00 am	128.86	46	86,5
12:00 pm	162.78	50	89,5
1:00 pm	166.97	51	89,9
2:00 pm	156.13	50	88,9
3:00 pm	121.14	45	85,8
4:00 pm	65.55	33	80,9
5:00 pm	10.80	9	-

A partir de los resultados obtenidos (Tabla 3.2), se determinó que el tiempo de funcionamiento efectivo de esta variante debe ser de seis horas (10:00 am – 4:00 pm), con una eficiencia entre 33 y 51%.

Las consideraciones para la evaluación de la variante con colectores solares de tubos al vacío, fueron determinadas en base a las características técnicas de los colectores Tasol HPS-104 (Anexo 4).

**Tabla 3. 3. Consideraciones para los colectores Tasol HPS-104.**

Fluido	Estado	Temperatura media	Flujo total	Caudal total	Tipo de conexión
Agua	Líquido	85 °C	1.36 kg/s	4.9 m <sup>3</sup> /h	Paralelo

En correspondencia con la estrategia adoptada para el diseño se determinó que, con un aprovechamiento del 75% del área total de la azotea, se pueden colocar un total de 248 colectores HPS-104, lo que equivale a 210.8 m<sup>2</sup> de superficie de captación.

Al igual que en el análisis anterior se aplicaron las ecuaciones (1.2) y (1.3) para determinar la cantidad de energía que esta variante puede captar y entregar al fluido de trabajo. Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 3.4.

**Tabla 3. 4. Resultados de la evaluación del sistema de captación con colectores Tasol HPS-104.**

Hora	Energía aportada (kW)	Eficiencia del colector (%)	Temperatura de salida (°C)
9:00 am	18.69	28	-
<b>10:00 am</b>	<b>58.13</b>	<b>56</b>	<b>85.1</b>
<b>11:00 am</b>	<b>89.85</b>	<b>67</b>	<b>90.7</b>
<b>12:00 pm</b>	<b>110.80</b>	<b>71</b>	<b>94.3</b>
<b>1:00 pm</b>	<b>113.30</b>	<b>72</b>	<b>94.8</b>
<b>2:00 pm</b>	<b>106.50</b>	<b>71</b>	<b>93.6</b>
<b>3:00 pm</b>	<b>84.71</b>	<b>66</b>	<b>89.8</b>
<b>4:00 pm</b>	<b>50.17</b>	<b>53</b>	<b>83.8</b>
5:00 pm	16.18	27	-

Igualmente se determinó que el tiempo de operación de esta variante debe ser de seis horas (10:00 am – 4:00 pm), con una eficiencia entre 53 y 72%.

Los resultados más importantes del análisis de ambas variantes tecnológicas, se muestran en la Tabla 3.5.

**Tabla 3. 5. Características de las variantes analizadas para el sistema de captación de energía solar.**

Parámetro \ Variante	Termicol TS25S	Tasol HPS-104
Tipo de colector	Placa plana. (S. Selectiva)	Tubos al vacío. (Sydney)
Fluido térmico	Agua	Agua
Número de colectores	<b>183</b>	248
Filas de colectores	3	4
Colectores por fila	61	62
Superficie neta (m <sup>2</sup> )	457.50	466.24
Superficie útil (m <sup>2</sup> )	<b>439.20</b>	210.80
Flujo másico (kg/s)	2.66	1.36
Flujo volumétrico (m <sup>3</sup> /h)	<b>9.6</b>	4.9
Energía suministrada (kW)	<b>126</b>	88
Temperatura promedio (°C)	86	<b>90</b>
Horas de operación	6	6

Evidentemente, la mejor opción, para este caso de estudio, es la utilización de colectores solares de placa plana, de superficie selectiva.

### **3.2 Dimensionamiento del tanque de almacenamiento térmico.**

Una vez seleccionada la variante tecnológica para los colectores solares, se procede al dimensionamiento del tanque de almacenamiento térmico. El almacenamiento térmico, es necesario para mantener estable el funcionamiento del equipo de absorción, independientemente de las variaciones en la intensidad de la radiación solar. Desde el punto de vista técnico, el elemento más crítico de estos sistemas es la densidad energética del fluido térmico, interesando altos valores de cara a cumplir la función requerida con un volumen mínimo. En la Tabla 3.6 se muestran las propiedades térmicas de algunos de los fluidos utilizados en el almacenamiento térmico (Chen, 2011).

Tabla 3. 6. Propiedades térmicas de algunos fluidos utilizados para el almacenamiento de calor sensible.

Materials	Density $\rho$ $10^3\text{kg/m}^3$	Heat capacity $c_p$ $10^3\text{J/kg}\cdot\text{K}$	Product $\rho c_p$ $10^6\text{J/m}^3\cdot\text{K}$	Temperature range $\Delta T$ $^{\circ}\text{C}$
Water	1.00	4.19	4.19	0 to 100
Ethonal	0.78	2.46	1.92	-117 to 79
Glycerine	1.26	2.42	3.05	17 to 290
Canola Oil	0.91	1.80	1.64	-10 to 204
Synthetic Oil	0.91	1.80	1.64	-10 to 400

De todos los fluidos térmicos que se muestran en la Tabla 3.6, el más conveniente para el almacenamiento térmico, para este caso de estudio, es el agua debido a su alta disponibilidad, elevada capacidad calorífica y bajo costo.

El volumen del tanque de almacenamiento térmico se calcula mediante la siguiente expresión (Chen, 2011):

$$V = \frac{E}{\rho \cdot C_P \cdot \Delta T} \quad 3.1$$

**E** Energía térmica almacenada.

**$\rho$**  Densidad del fluido.

**$C_P$**  Capacidad calorífica del fluido.

**$\Delta T$**  Variación de temperatura en el tanque de almacenamiento.

En este punto del diseño, no se tienen criterios para establecer una cantidad determinada de energía a almacenar, por lo tanto, el dimensionamiento del tanque de almacenamiento térmico se realiza en función del espacio disponible y a partir de allí se determina qué cantidad de calor este es capaz de almacenar.

Siguiendo el criterio para minimizar las pérdidas de calor;  $L \approx D$  (Chen, 2011), y atendiendo a las limitaciones de espacio, en el hotel caso de estudio, se determinó que las dimensiones del tanque deben ser:

Diámetro = 1.5 m.

Altura = 1.8 m.

Por lo tanto, volumen = 3.3 m<sup>3</sup>.

La variación de temperaturas, en este caso, se estableció a partir de la revisión de catálogos de tanques de almacenamiento térmico,  $\Delta T = 10^{\circ}\text{C}$ .

Utilizando la ecuación (3.1) se obtiene la cantidad de energía térmica almacenada:

$$E = 138.3 \text{ MJ}$$

En la Figura 3.2 se muestra un esquema del tanque de almacenamiento térmico.

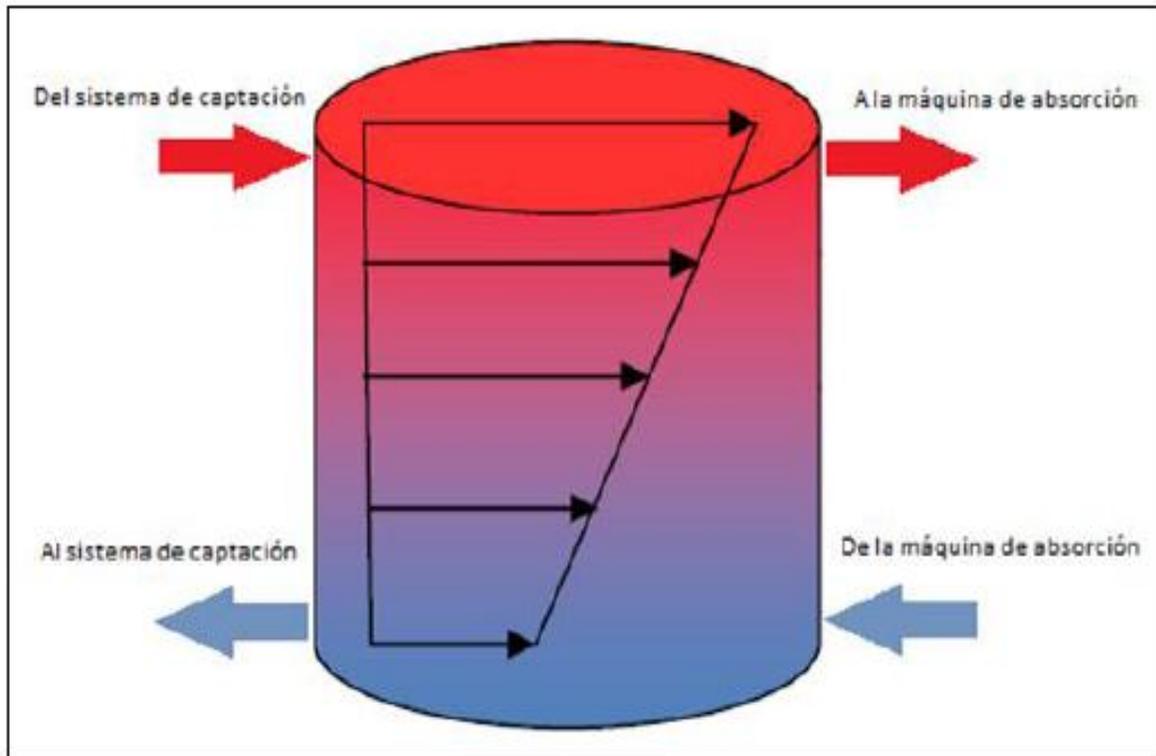


Figura 3. 2. Representación esquemática del tanque de almacenamiento térmico.

### 3.3 Selección de la unidad enfriadora.

La selección de la unidad enfriadora, partió de estimar qué potencia frigorífica ( $Q_E$ ) podía entregar una máquina de absorción, de simple efecto, con un COP de 0.7, a partir de la energía promedio suministrada por el sistema de energía solar térmica.

Utilizando la ecuación (1.1) y el valor promedio de energía entregado por la variante con colectores solares de placa plana (Tabla 3.5), se obtiene:

$$Q_E = 88.2 \text{ kW.}$$

Esta estimación condujo a la selección de la máquina de absorción YAZAKI CS 30. Esta máquina tiene una potencia frigorífica nominal de 105.4 kW. En la Figura 3.3 se muestra el aspecto real de la máquina YAZAKI CS 30.



Figura 3. 3. Máquina de absorción de simple efecto YAZAKI SC 30.

La potencia frigorífica ( $Q_E$ ) de esta máquina varía en función de sus curvas de operación (Figura 3.4) y la ecuación 3.2, tal como se muestra a continuación.

$$Q_E = \text{Cooling Capacity Factor} \cdot \text{Flow Correction} \cdot \text{Cooling Capacity}$$

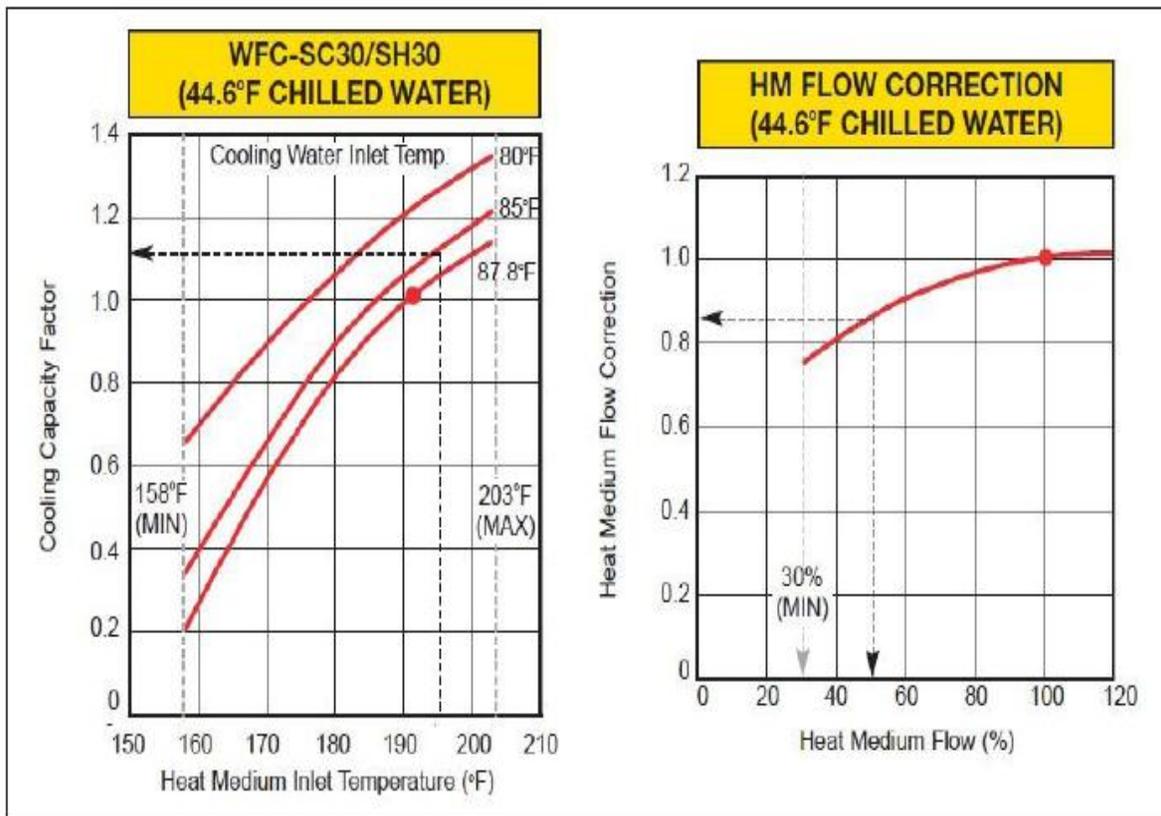


Figura 3. 4. Curvas de operación de la máquina de absorción YAZAKI SC-30.

En la Figura 3.4 se puede observar que el caudal y la temperatura del agua caliente, así como la temperatura del agua enfriamiento, suministradas a la máquina de absorción, influyen significativamente en la potencia frigorífica del sistema.

### 3.4 Selección del sistema de disipación de calor.

En este caso, no es necesario realizar una selección especial del sistema de disipación de calor, ya que, la máquina de absorción YAZAKI CS 30, viene de fábrica con una torre de enfriamiento de 256 kW de capacidad de disipación de calor. En la Figura 3.5 se muestra un esquema del sistema de disipación de calor de la máquina YAZAKI CS 30.

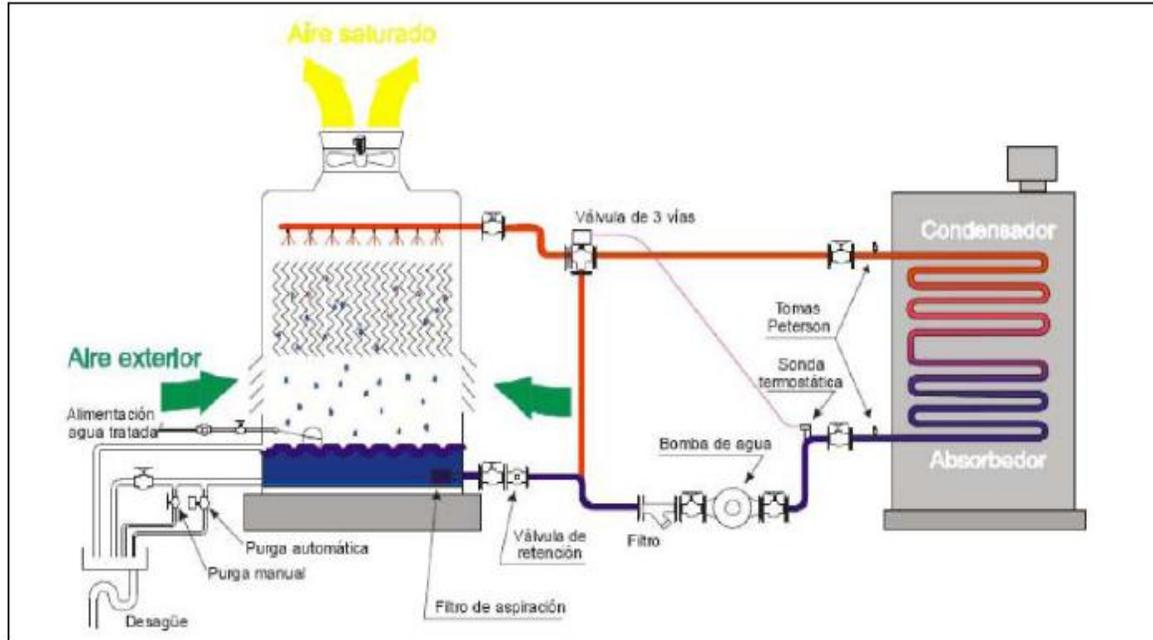


Figura 3. 5. Esquema del sistema de disipación de calor YAZAKI CS 30.

### 3.5 Análisis general.

En la Figura 3.6, se muestra la potencia frigorífica promedio horaria que se espera que entregue el sistema de climatización con energía solar térmica.

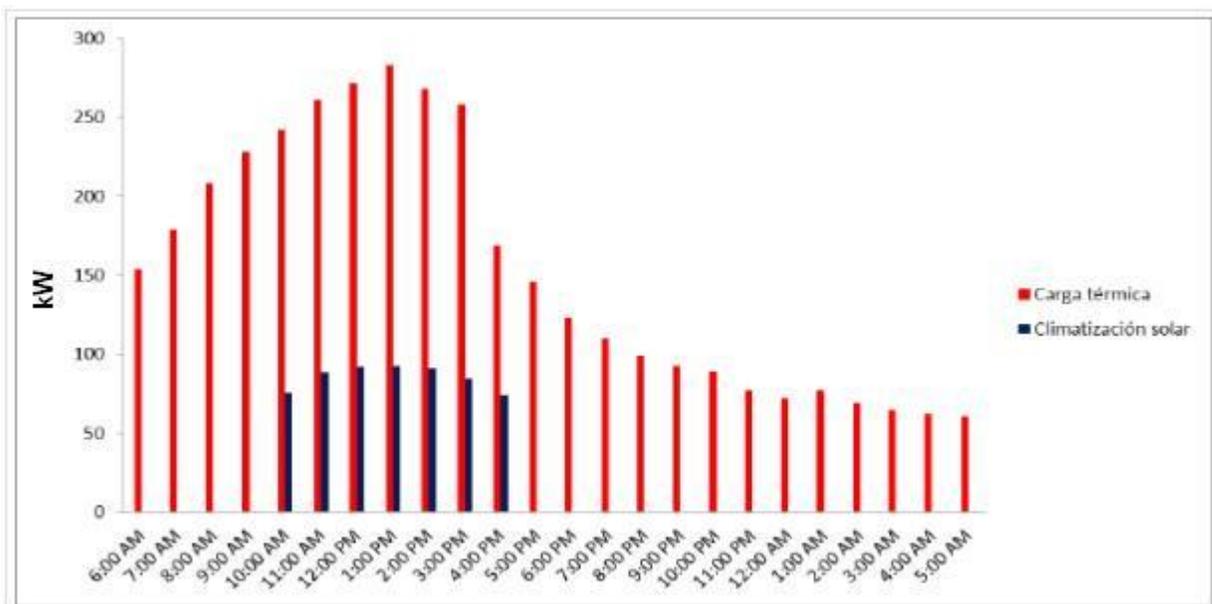
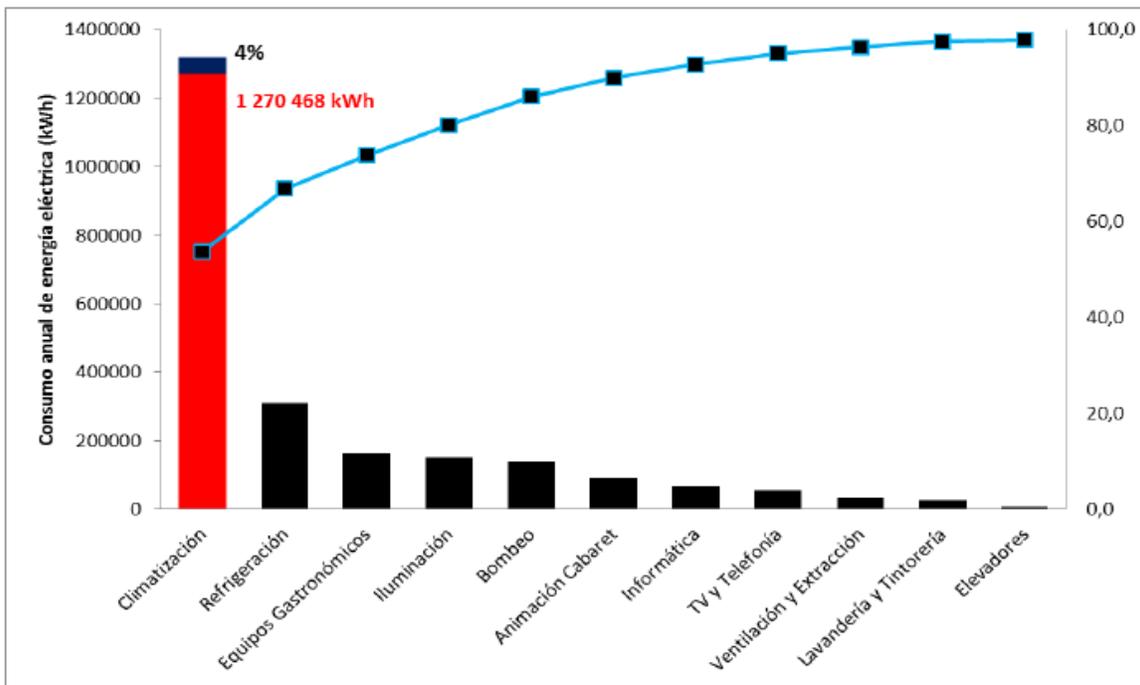


Figura 3. 6. Aporte estimado del sistema de climatización con energía solar térmica y perfil de carga térmica del hotel.

En la Figura 3.6 se puede observar que el aporte del sistema de climatización con energía solar térmica sería pequeño en comparación a la carga térmica del hotel caso de estudio.

Si se considera que el sistema de climatización solar, sustituiría la utilización de una máquina convencional<sup>1</sup>, se pudiera obtener una disminución en el consumo de energía eléctrica de aproximadamente 50 000 kWh/año, cifra que equivale al consumo promedio de más de 15 viviendas cubanas en igual período. Sin embargo, para el hotel caso de estudio, esto solamente representa el 4% de la energía eléctrica que consume en concepto de climatización. (Figura 3.7).

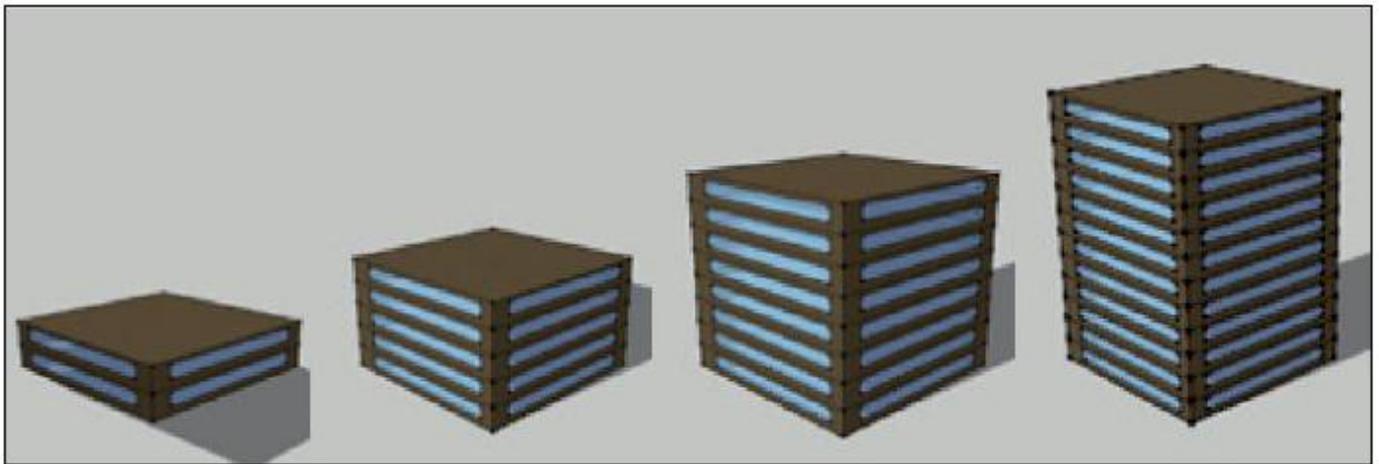


**Figura 3. 7. Estructura de consumo de electricidad del hotel caso de estudio.**

Esto no significa que la utilización de la energía solar térmica en la climatización de hoteles en Cuba no es conveniente. Todo lo contrario. La utilización de sistemas de climatización con energía solar térmica es una buena alternativa para reducir el consumo de energía eléctrica y el posible impacto ambiental asociados al funcionamiento de los sistemas convencionales.

<sup>1</sup> Considerando una máquina de compresión mecánica con un índice de consumo de potencia igual a 0,75 kW/Tonelada de refrigeración.

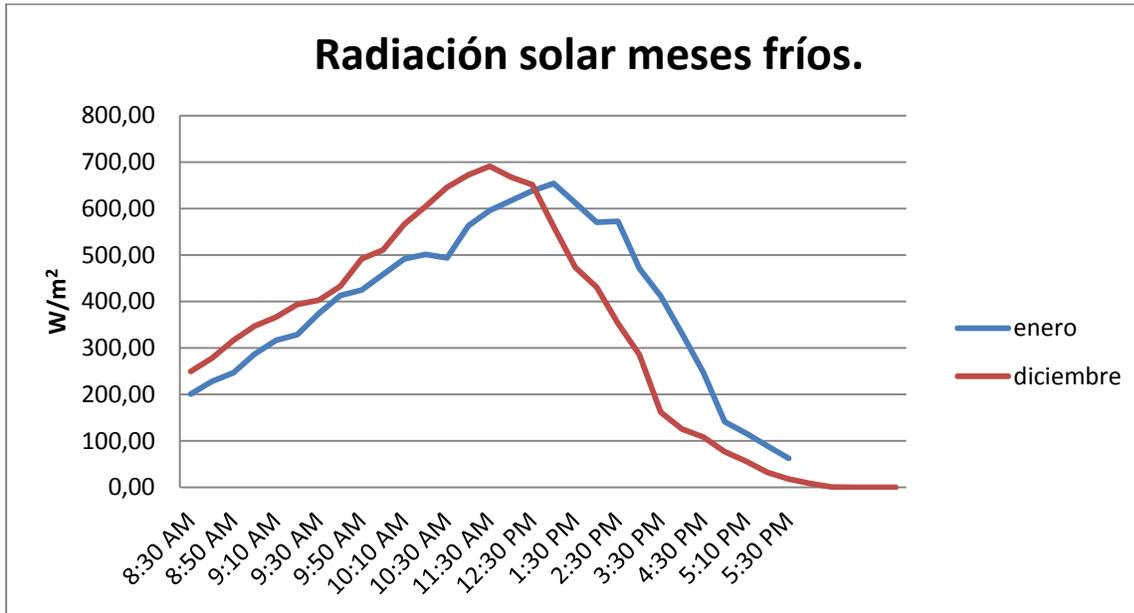
Sin embargo, la magnitud de estos beneficios depende grandemente de la tipología constructiva de la edificación (Figura 3.8). Por ejemplo, en edificaciones tipo torre, como la de este caso de estudio, las ganancias de calor son elevadas y la superficie disponible para la colocación de los colectores solares es muy limitada, por tal razón la contribución solar a la climatización no es muy representativa. Sin embargo, en tipologías constructivas de menor número de plantas e igual o mayor superficie horizontal disponible para la colocación de colectores solares los beneficios de la utilización de sistemas de climatización con energía solar térmica podrían ser más significativos.



**Figura 3. 8. Diferentes tipologías constructivas.**

### 3.6 Comportamiento de la máquina de absorción durante los meses más críticos.

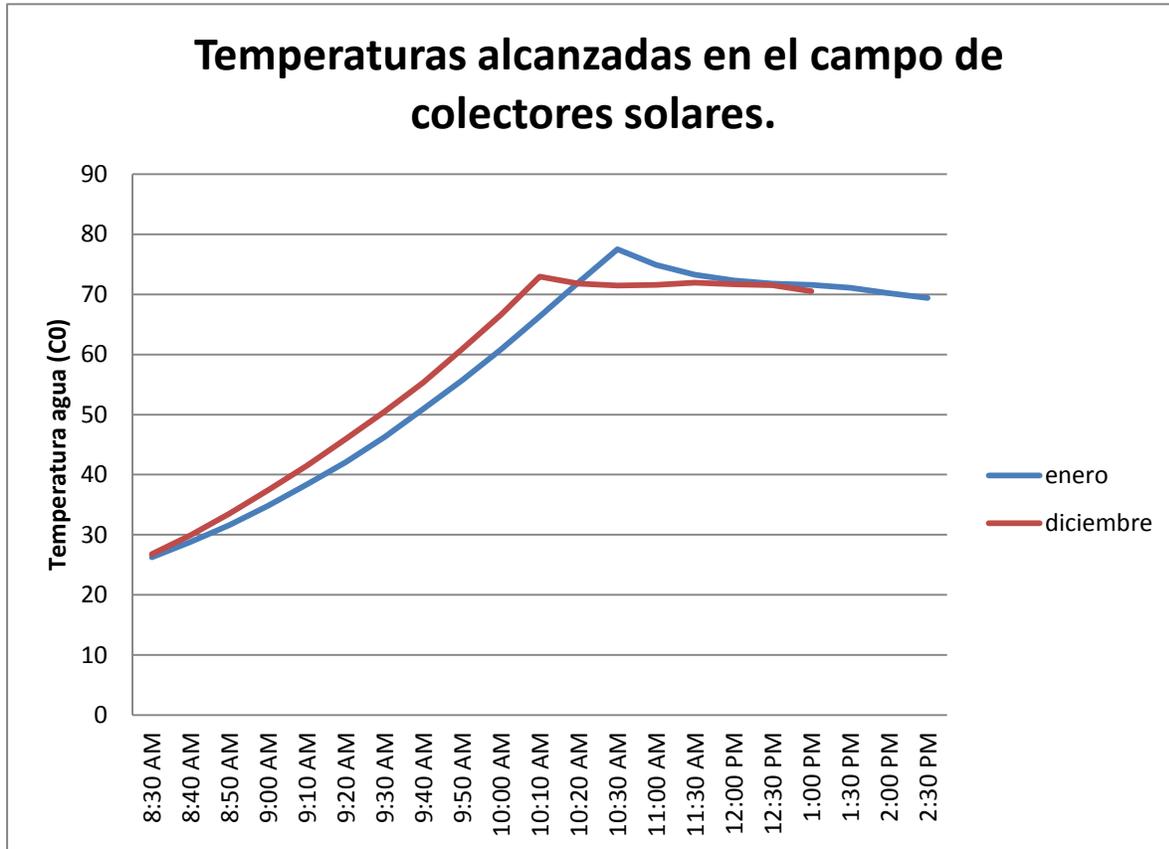
En el presente grafico se muestra la radiación de los meses enero y diciembre, durante los horarios comprendido 8:30 am hasta las 5:30 pm. Como puede observarse durante estos meses invernales la radiación no supera los 700 W/m<sup>2</sup>.



**Figura 3.9 .Incidencia de la radiación en los meses de enero y diciembre.**

Por lo que teniendo en cuenta las condiciones meteorológicas, el sistema comienza a captar calor del medio a partir de las 8:30 am, calentándose gradualmente el fluido de trabajo ver figura 3.10, hasta alcanzar la temperatura de activación que se requiere para separar la mezcla Agua-Bromuro de Litio en el generador de la máquina de absorción.

**3.6.1 Temperatura del agua en el campo de colectores solares en los meses de enero y diciembre.**



**Figura 3.10 .Temperaturas que toma el agua en el campo colectores solares en los meses de enero y diciembre.**

Para estas temperaturas de trabajo en el generador, se puede lograr un efecto frigorífico en el evaporador como se presenta en la figura 3.11, necesario para vencer la carga térmica del local a climatizar.

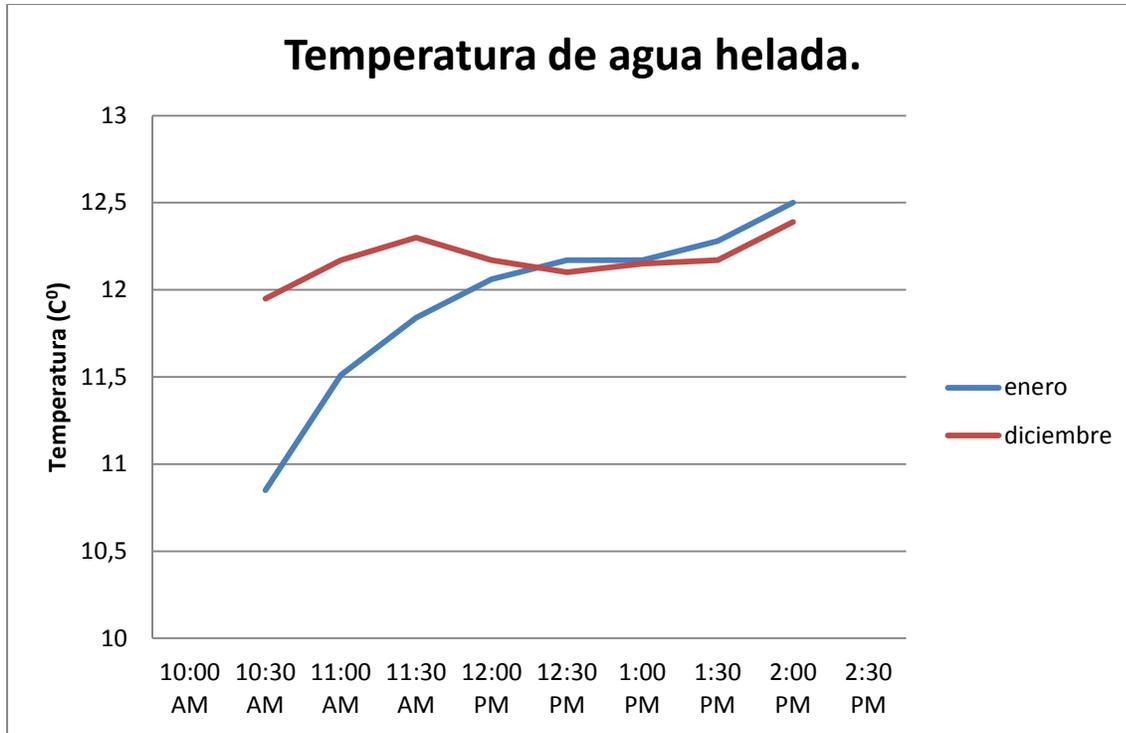
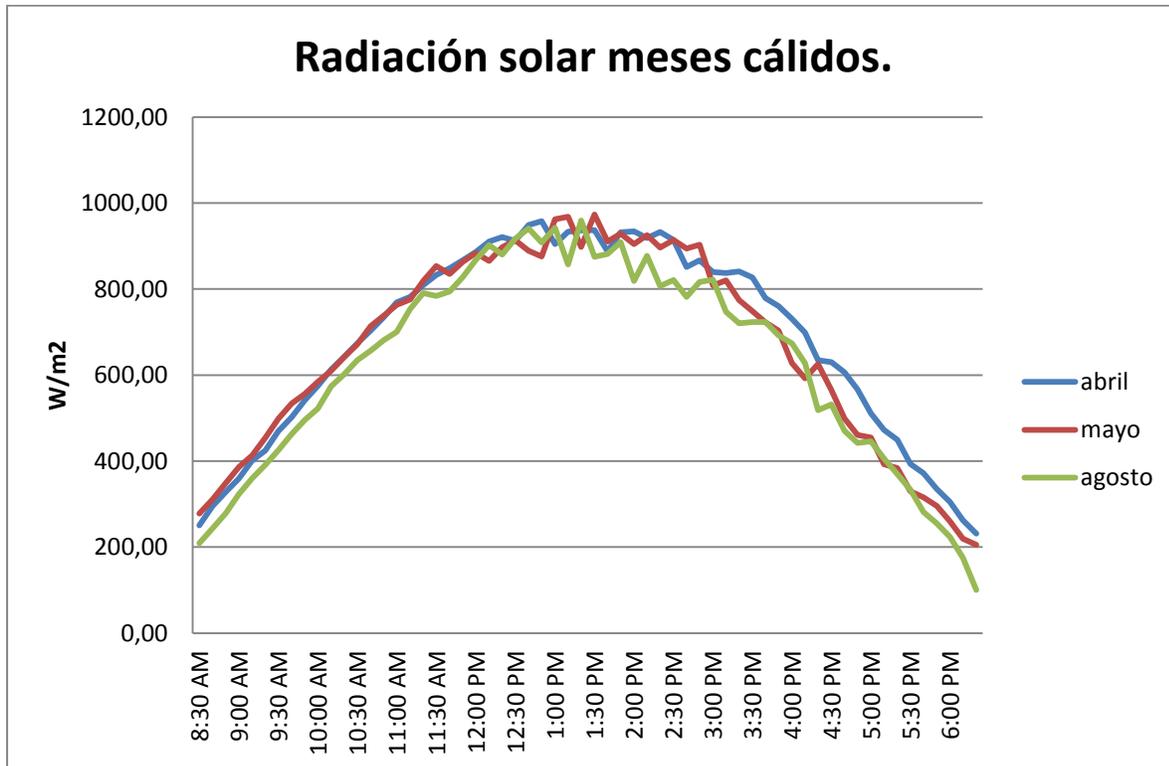


Figura 3.11 .Temperatura del agua en el evaporador en los meses de enero y diciembre.

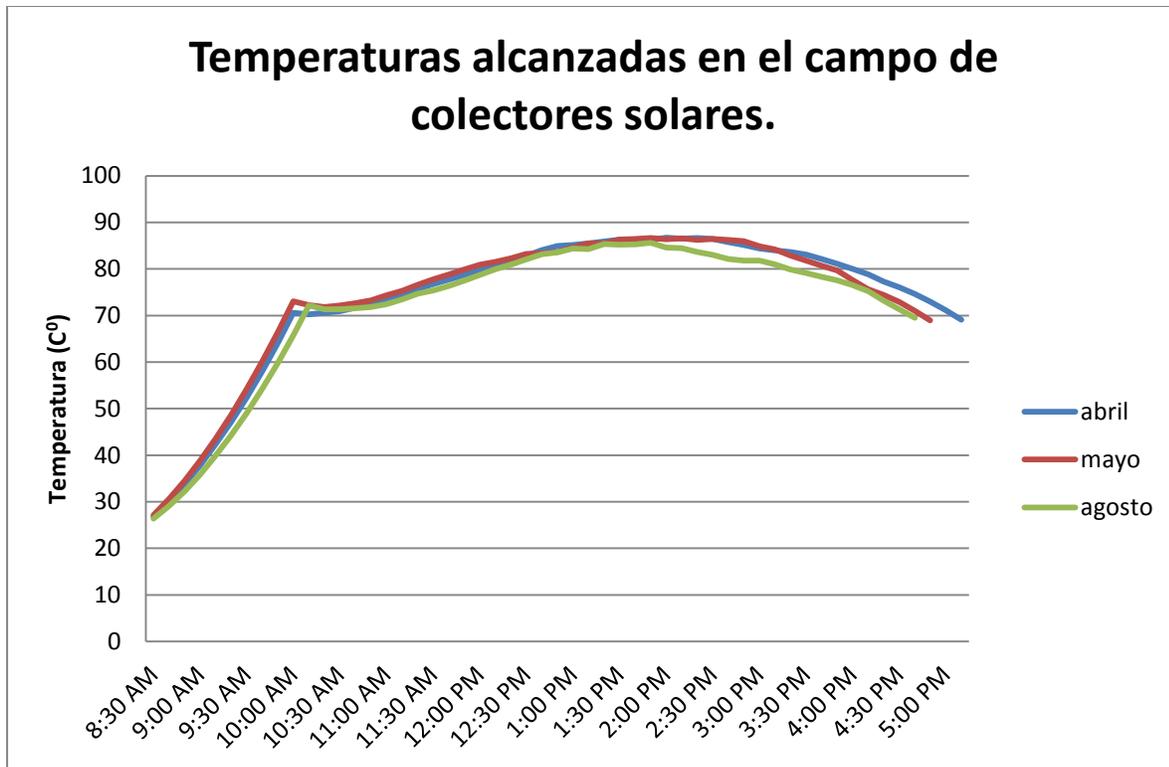
### 3.6.1.2 Temperatura del agua en el campo de colectores solares en los meses de abril, mayo y agosto.

En el presente grafico se muestra la radiación de los meses enero y diciembre, durante los horarios comprendido 8:30 am hasta las 5:30 pm. Como puede observarse durante estos más cálidos la radiación alcanza hasta los 959 W/m<sup>2</sup>.



**Figura 3.12 .Incidencia de la radiación en los meses de abril, mayo y agosto.**

Para estos meses las condiciones meteorológicas mantienen otro comportamiento en comparación con los meses de enero y diciembre, el sistema comienza a captar calor del medio a partir de las 8:30 am, calentándose gradualmente el fluido de trabajo ver figura 3.13, hasta alcanzar la temperatura de activación que se requiere para separar la mezcla Agua-Bromuro de Litio en el generador de la máquina de absorción.



**Figura 3.13 .Incidencia de la radiación en los meses de enero y diciembre.**

Para estas temperaturas de trabajo en el generador, se puede lograr un efecto frigorífico en el evaporador como se presenta en la figura 3.14, necesario para vencer la carga térmica del local a climatizar.

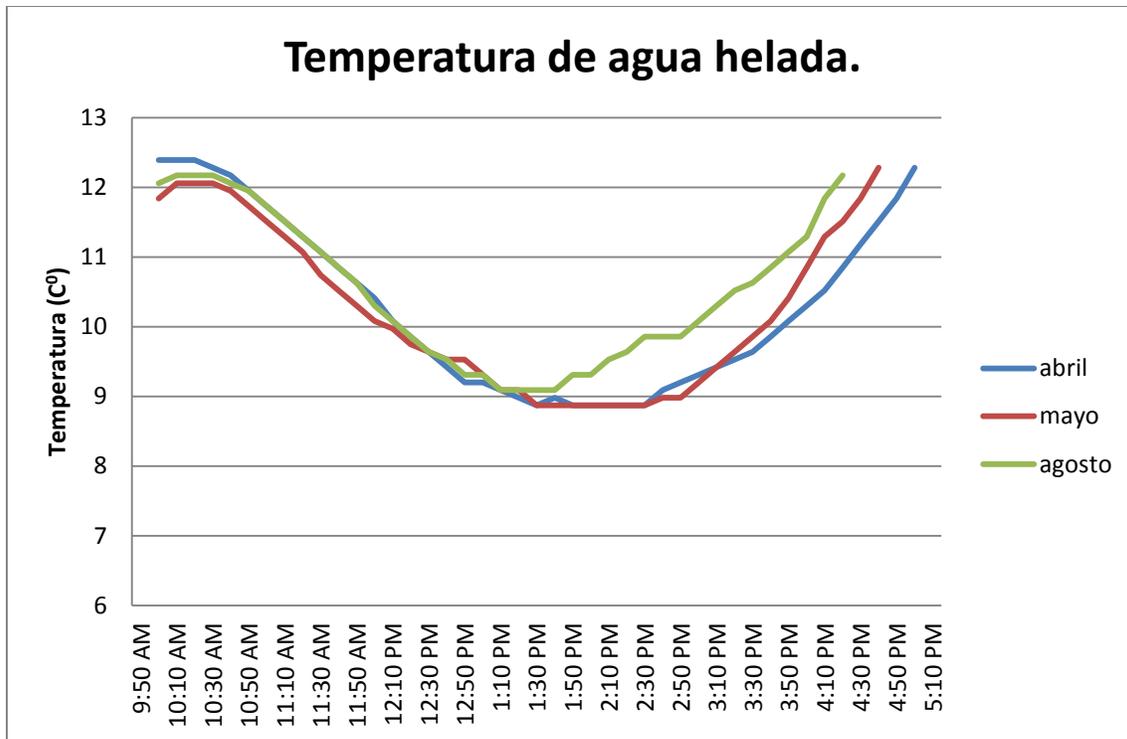


Figura 3.14 .Comportamiento de la temperatura de agua helada de los meses más cálidos.

### 3.7 Análisis económico del sistema de climatización basado en el uso de energía solar térmica.

En este epígrafe se realiza un análisis energético y económico para considerar las oportunidades de ahorro que nos representa el empleo de las enfriadoras por absorción accionada con energía solar térmica.

Ahorro propiciado por este sistema de absorción utilizando energía solar.

$$G = CE * S \quad 3.2$$

Donde:

G : Ahorro propiciado por el sistema; *CUC* .

S : Tarifa eléctrica en el período de trabajo de la máquina de absorción;  $\frac{CUC}{kW}$  .

CE : Energía que se ahorra con la utilización del Chiller de absorción.

Datos:

$$S = 0.235 \frac{CUC}{kW}$$

Considerándose el sistema de climatización solar, se notaría una disminución en el consumo de energía eléctrica de aproximadamente 50 000 kWh/año. Por eso:

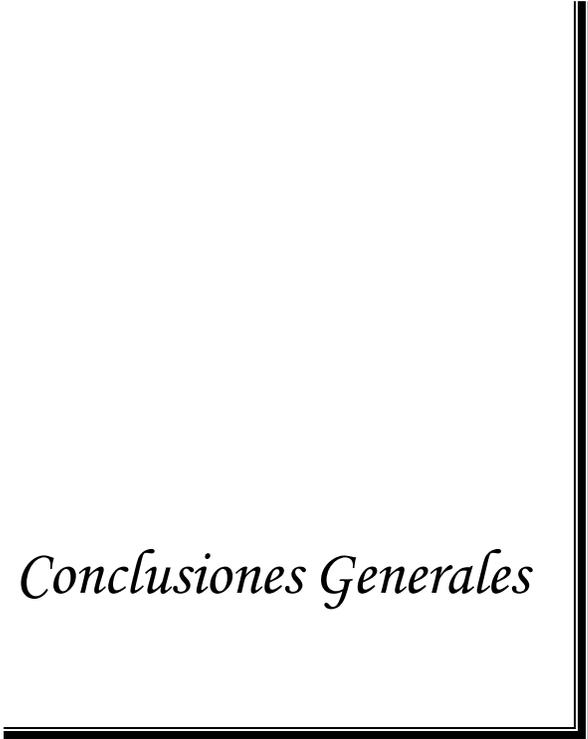
$$G = CE * S = 50\,000 \frac{\text{kWh}}{\text{año}} * 0.235 \frac{\text{CUC}}{\text{kWh}} = 11750 \frac{\text{CUC}}{\text{año}} \quad 3.3$$

Obtenemos como resultado que con la incorporación de este sistema de climatización solar podemos ahorrar aproximadamente  $11750 \frac{\text{CUC}}{\text{año}}$ .

### **Conclusiones parciales del capítulo.**

- La superficie disponible para la colocación de los colectores solares, limita considerablemente la potencia frigorífica de un sistema de climatización con energía solar térmica. Por tal razón, la selección del tipo de colectores solares requiere de una cuidadosa evaluación. En el hotel caso de estudio, los colectores de placa plana, demostraron ser una mejor opción que los colectores de tubos al vacío.
- La implementación, en el hotel caso de estudio, del sistema de climatización con energía solar térmica diseñado, traería consigo una disminución en el consumo de energía eléctrica de aproximadamente 50 000 kWh al año. Esta cifra equivale al consumo promedio de más de 15 viviendas cubanas en igual período. Además, evitaría la emisión anual de aproximadamente 38 t de CO<sub>2</sub> y 200 kg de SO<sub>2</sub> a la atmósfera.

*Conclusiones Generales*



### *Conclusiones Generales*

- En la actualidad, el incremento del precio de las fuentes energéticas convencionales y las restricciones ambientales, han despertado interés en el uso de la energía solar térmica en la climatización de edificaciones del sector residencial y terciario, a nivel mundial.
- Existen diversos métodos de climatización por accionamiento térmico que se pueden acoplar a un sistema de energía solar térmica. En Cuba resulta más conveniente la utilización de máquinas de absorción, de simple efecto, debido a que su funcionamiento no está limitado por las condiciones ambientales exteriores, pueden funcionar a niveles de temperatura relativamente bajas, tienen un amplio rango de capacidades de enfriamiento y se comercializan en paquetes que incluyen todos los elementos necesarios para su funcionamiento.
- El sistema de energía solar térmica se puede diseñar con distintos tipos de colectores solares, entre estos, es preferible optar por los de placa plana, de superficie selectiva, debido a que aprovechan al máximo su superficie neta, sus temperaturas de funcionamiento están en el rango de los requerimientos de las máquinas de absorción, de simple efecto, son los de mayor presencia en el mercado y también los más baratos.
- Para valorar la utilización de la energía solar en la climatización de edificaciones del sector hotelero cubano, se realizó el diseño preliminar de un sistema de climatización con energía solar térmica a un hotel de la provincia de Cienfuegos, como caso de estudio. El sistema diseñado posibilitaría una disminución en el consumo de energía eléctrica de aproximadamente 50 000 kWh al año. Aunque es una cifra importante, para el hotel caso de estudio, esto solamente representa el 4% de la energía eléctrica que consume en concepto de climatización.

- La utilización de sistemas de climatización con energía solar térmica es una buena alternativa para reducir el consumo de energía eléctrica y el posible impacto ambiental asociados al funcionamiento de los sistemas convencionales. Sin embargo, la magnitud de estos beneficios depende considerablemente de la tipología constructiva de la edificación. En edificaciones tipo torre, como en este caso de estudio, los beneficios de la utilización de energía solar térmica para la climatización, están limitados por la poca superficie disponible para la colocación de los colectores solares. Sin embargo, en tipologías constructivas de menor número de plantas e igual o mayor superficie horizontal disponible para la colocación de colectores solares los beneficios de la utilización de sistemas de climatización con energía solar térmica podrían ser más significativos.

*Recomendaciones*

## *Recomendaciones*

Desarrollar un modelo computacional que permita optimizar el diseño de los sistemas de climatización con energía solar térmica y cuantificar la influencia de las distintas tipologías constructivas en la factibilidad económica de estos proyectos.

*Referencias*  
*Bibliográficas*

---

---

## *Referencias Bibliográficas*

Abadie, L., & Chamorro, J. M. (2011). Valuing efficiency gains in EU coal-based power generation. *Handbook of sustainable energy*. USA: Edward Elgar Publishing.

Akenio Reid, M. D. (2009). *Evaluación de estrategias físico-estructurales de sistemas de climatización centralizada*. Universidad de Cienfuegos, Cienfuegos, Cuba.

Amigo Vásquez, J. (Septiembre, 2006). Ahorro energético en viviendas de países con climas tropicales. *Universidad, ciencia y tecnología*, 10.

Bérriz, L., & Madruga, E. (2000). *Cuba y las fuentes renovables de energía* (Cuarta edición.). La Habana, Cuba: Cubasolar.

Bravo Hidalgo, D. (2012). Estudio comparativo del cálculo de cargas térmicas de climatización en edificaciones turísticas utilizando herramientas computacionales. Presentado en el 7mo Taller Internacional de Energía y Medio Ambiente, Cienfuegos, Cuba: Centro de Estudios de Energía y Medio Ambiente.

Cano Marcos, J. M. (2002). *Refrigeración por absorción. Interés energético e impacto ambiental*. Madrid, España: ATECYR.

Carrera, Á. (2011). *Evaluación del potencial de climatización con energía solar térmica en edificios*. Madrid, España: IDAE.

Chen, C. J. (2011). *Physics of Solar Energy*. USA: John Wiley & Sons, Inc.

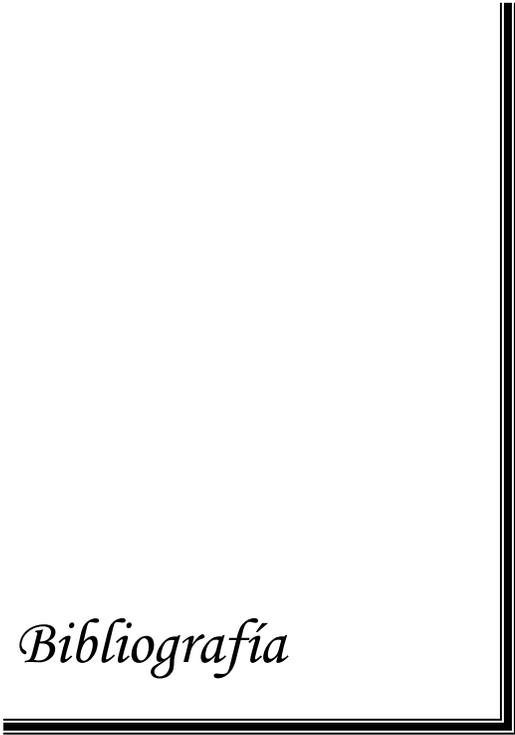
García Domínguez, J. (2009). *Diseño de una instalación solar térmica multipropósito para un edificio de viviendas en Zaragoza*. Universidad Carlos III de Madrid, Madrid, España.

- Goswami, D. Y., & Vijayaraghavan, S. (2007). *Solar Cooling. Handbook of Energy Efficiency and Renewable Energy*. USA: CRC Press.
- Hundy, G. F., Trott, A. R., & Welch, T. C. (2008). *Refrigeration and air conditioning*. United Kingdom: BH Publishing.
- Kim, M. (2011). *Energy conservation potential of an indirect and direct evaporative cooling assisted 100% outdoor air system*. Seoul, Korea: Sage.
- Lavandeira, J. C. (2011). *Consideraciones sobre tecnologías de frío solar*. Madrid, España: Gráficas Arias Montano S.A.
- Lorenzini, G. (2010). *Solar thermal and biomass energy*. United Kingdom: WIT Press.
- Montelíer Hernández, S. (2008). *Reducción del consumo de energía en instalaciones con sistemas de climatización centralizados todo-agua a flujo constante*. Universidad de Cienfuegos, Cienfuegos, Cuba.
- Montero Laurencio, R. (2012). *Climatización centralizada a flujo variable: optimización energética de la operación*. Holguín, Cuba: Centro de Estudios de Energía y Tecnología Avanzada de Moa.
- Office of Energy Efficiency. (2003). *Saving Energy Dollars in Hotels, Motels and Restaurants*. Ottawa, Canada: Energy Publications.
- Quadri, N. (2001). *Sistemas de aire acondicionado. Calidad del aire interior*. Buenos Aires, Argentina: Editorial ALSINA.
- Sane, H. S., Haugstetter, C., & Bortoff, A. (2006). *Building HVAC control systems - role of controls and optimization*. Minnesota, USA.

Vidal, H., & Mansilla, P. (2008). *Optimización de un sistema de refrigeración por absorción asistido por energía solar utilizando TRNSYS*. Punta Arenas, Chile: Cámara Chilena de Refrigeración y Climatización A. G.

Wang, S., & Lavan, Z. (1999). Air-conditioning and refrigeration. *Mechanical engineering handbook*. USA: CRC Press.

*Bibliografía*



## *Bibliografía*

- A. L. (2003). EDIFICACIÓN Y DESARROLLO SOSTENIBLE. GBC: UN MÉTODO PARA LA EVALUACIÓN AMBIENTAL DE EDIFICIOS. *Infonnes de la Construcción*, 55, 8.
- A. M. C. (2000). Urbanismo, Energía y Medio Ambiente. *Observatorio Medioambiental*, 15.
- A. M. M. (2010). Savings Potential with Thermo-Active Ceilings & Free Cooling. *International High Performance Buildings Conference*, 6.
- A. V. J. R. (2006). Ahorro energético en viviendas de Países con climas tropicales. *Universidad, Ciencia y tecnología*, 10, 9.
- Aste, N., A. R., & Del Pero, C., M. M. (2011). Net Zero Energy Buildings: Expense or Investment?, 6.
- B. C. J. (2009, Diciembre). *Estudio comparativo entre una instalación de refrigeración por compresión y una instalación de refrigeración solar para la climatización en verano de una vivienda unifamiliar situada en Cunit(Tarragona)* (PROYECTO FINAL DE CARRERA DE INGENIERIA TÉCNICA INDUSTRIAL ESPECIALIDAD MECÁNICA). Universidad Politécnica de Catalunya.
- Badia, F., A. F., & , I. J. (2005). Exergetic optimization of solar collector and thermal energy storage system, 9.
- Biserni, C., L. G., & , F. G. (2010). *Solar Thermal and Biomass Energy*. WIT Press. Retrieved from <http://library.witpress.com>
- Boletín IIE Gestión del uso eficiente de la energía eléctrica. (2011, October). , 35, 54.
- Boxem, Gert, Z. W. (2012). Net-zero energy building schools. *Renewable Energy*, 5.
- C. A. C. M. D. L. E. (2004). Tecnologías de uso final de la energía para el siglo XXI (Informe del Consejo Mundial de la Energía).
- C. C. M. (2006). *Determinación de las cargas de enfriamiento del Hotel Jagua en función de variables climatológicas y constructivas*. Universidad de Cienfuegos, Cuba.
- C. D. A. (2011). *EFICIENCIA ENERGÉTICA EN EDIFICIOS*. Cuba: CUBAENERGÍA.
- Chan, K.T., Y. F. (2005). Economic benefits of improved condenser features for air-cooled chillers serving an air-conditioned hotel, 11.

- Chan, K.T., Y. F. (2009). Economic benefits of optimal control for water-cooled chiller systems serving hotels in a subtropical climate, 7.
- Corredera, Cecilia, C. J. D. (2006). AHORRO DE ENERGÍA EN REFRIGERACIÓN DE EDIFICIOS PARA VIVIENDAS Y PROPUESTA DE INDICADORES DE EFICIENCIA Y VALORES ADMISIBLES. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, 10, 8.
- D. B. M. (2011). Energy analysis of a solar-assisted ejector cycle air conditioning system with low temperature thermal energy storage, 11.
- D. I. (2001). On thermal energy storage systems and applications in buildings, 12.
- Dalibard, A., D. S., Dai, Y.J., M. M., &Wanga, R.Z., E. U. (2011). Energy supply concepts for zero energy residential buildings in humid and dry climate, 6.
- Dincer, Ibrahim, K. O. (2012). Exergy analysis of borehole thermal energy storage system for building cooling applications. *Energy and Buildings*, 7.
- Energía solar térmica para grandes edificios. (n.d.). *SOLARGE*, 72.
- G. D. (n.d.). HACIA EDIFICIOS DE CONSUMO ENERGÉTICO CERO: Control dinámico del flujo de energía en la envolvente del edificio. *II CONGRESO NACIONAL DE AISLAMIENTO Y ACÚSTICA*, 6.
- G. D. J. (2009, March). *DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA MULTIPROPÓSITO PARA UN EDIFICIO DE VIVIENDAS EN ZARAGOZA (ÁREA DE INGENIERÍA TÉRMICA)*. Universidad Carlos III Madrid, España.
- García, C., D. M., & , A. J. (2011). Los materiales de cambio de fase en la climatización de hoteles, 18.
- GARCÍA-ALEGRE, M. C., G. D. (n.d.). Energía cero para los edificios, 17.
- Gestión y economía energética — Biblioteca Virtual de la UCF. (n.d.). . Retrieved March 30, 2012, from [http://biblioteca.ucf.edu.cu/biblioteca/libros\\_digitales/eficiencia-energetica/Gestion%20y%20Economia%20Energetica%20MAA.pdf/view](http://biblioteca.ucf.edu.cu/biblioteca/libros_digitales/eficiencia-energetica/Gestion%20y%20Economia%20Energetica%20MAA.pdf/view)
- Goswami, D. Yodi, K. F. (2007). *Handbook of Energy Efficiency and Renewable Energy*. CRC Press. Retrieved from [www.taylorandfrancis.com](http://www.taylorandfrancis.com)
- H. C. M. D. R. (1987). *Analisis de las variaciones anuales de consumo de energía eléctrica de una central de aire acondicionado de un edificio publico de acuerdo a los diferentes sistemas*. Escuela Superior Politecnica del Litoral, Guayaquil, Ecuador.

- Haugstetter, C., S. H. S., & , B. S. A. (2006). Building HVAC Control Systems - Role of Controls and Optimization. *Proceedings of the 2006 American Control Conference Minneapolis, Minnesota, USA*, 6.
- Heiselberg, P., M. A., Musall, E., B. J., Sartori, I., V. K., & , N. A. (2010). Zero Energy Building – A review of definitions and calculation methodologies, 9.
- Heiselberg, Per, J. M. A., & Nørgaard, Jesper, L. J. R. (2012). On-site or off-site renewable energy supply options? Life cycle cost analysis of a Net Zero Energy Building in Denmark, 12.
- Hernández, O., G. D., Peña, P., G. D., Martín, D., I. L., & Villanueva, E., G. M. (n.d.). Gestión integral de energía en la acumulación geotérmica: datos, comunicaciones, decisiones. *II CONGRESO DE ENERGÍA GEOTÉRMICA EN LA EDIFICACIÓN Y LA INDUSTRIA*, 9.
- Hurt, R., Z. L., & Boehm R., C. D. (2009). Comprehensive energy and economic analyses on a zero energy house versus a conventional house, 11.
- I. P. L. D. Y. A. D. L. E. (. J. D. E. (. D. F. A. E. D. L. E. (. U. D. E. D. D. B. C. D. I. E. M. Y. T. (. U. D. É. I. Y. A. D. D. R. D. A. (. (n.d.). Las energías renovables a ambos lados de la raya/As energias renováveis em ambos os lados da fronteira, 156.
- J. D. C. (2000). DESARROLLO DE UN MODELO DE AHORRO DE ENERGÍA EN EDIFICIOS DE VIVIENDA Y DETERMINACIÓN DE VALORES LÍMITE DE CALIDAD TÉRMICA PARA LA REPUBLICA ARGENTINA. *REVISTA AVANCES EN ENERGÍAS RENOVABLES Y AMBIENTE*, 4.
- Jilani, G., V. N. (2007). Numerical analysis of latent heat thermal energy storage system, 8.
- Kumar, S., W. A. (2011). Thermal performance of latent heat storage for free cooling of buildings in a dry and hot climate: An experimental study. *Energy Field of Study, School of Environment, Resources, and Development, Asian Institute of Technology, P.O. Box 4, KlongLuang, Pathumthani 12120, Thailand*, 10.
- Lin, Kunping, Z. Y., & Di, Hongfa, Z. Q. (2006). Ideal thermophysical properties for free-cooling (or heating) buildings with constant thermal physical property material, 7.
- Lucía Polanía, Olga, E. V. F. (2011). Las locomotoras del desarrollo: Minas, energía e innovación. *Revista de Ingeniería. Universidad de los Andes. Bogotá D.C., Colombia.*, 5.

- Luxán García de Diego, Margarita, V. E. M., & Gómez Muñoz, Gloria, H. A. A. (2006). Sobre la evaluación ecológica de las instalaciones en los edificios., 13.
- M. B. P. J. (2005). Diseño y dimensionado de instalaciones de climatización con energía solar. *Energía Solar Térmica*, 6.
- M. C. J. C. (2009). *Calentamiento de agua por energía solar en el Hotel Pasacaballo*. (Ingeniería Mecánica). Universidad de Cienfuegos, Cuba.
- Ma, Yudong, B. F., Packard, Andrew, H. B., & , B. S. (n.d.). Model Predictive Control of Thermal Energy Storage in Building Cooling Systems, 8.
- Medved, Sašo, D. K. (2011). Weather-predicted control of building free cooling system. *Faculty of Mechanical Engineering, University of Ljubljana, Slovenia*, 9.
- Mozafari, A., E. M., Esmaili, P., A. A., Sarkhosh, M., S. M., & , D. I. (2010). Potential use of cold thermal energy storage systems for better efficiency and cost effectiveness, 8.
- N. S. S. (2005). ENERGIA SOLAR CONCEPTOS BASICOS Y SU UTILIZACION., 26.
- Napolitano, Assunta, S. I., & , V. K. (2012). Net zero energy buildings: A consistent definition framework, 13.
- Ozdogana, Muhammet, A. E. M., Ereka, Aytunc, G. H., & , H. A. (2010). Energetic and exergetic analysis and assessment of a thermal energy storage (TES) unit for building applications, 6.
- P. C. M. (n.d.). *El potencial de la refrigeración evaporativa como estrategia bioclimática pasiva*. Universidad Internacional de Andalucía.
- Panwar, N.L., T. V., & Kotharic, Richa, R. N. (2012). Review on solar air heating system with and without thermal energy storage system, 15.
- Peña, P., G. D., & Hernández, O., G. D. (n.d.). Energía solar en el subsuelo. *II Congreso de energía geotérmica en la edificación y la industria*, 9.
- Pérez Rebolledo, Hugo, G. M. G., & Acoltzi Acoltzi, Higinio. (2011). Avances tecnológicos en edificios de energía cero. *Boletín IIE Tendencias Tecnológicas*, 7.
- Qiu, Guoquan, R. S. (2004). Comparative investigation of thermoelectric air-conditioners versus vapour compression and absorption air-conditioners. *Applied Thermal Engineering*, 15.
- R.S.A. (2008). *Sustainable Development Handbook*. The Fairmont Press, Inc.

- Rainieri, Sara, P. G. (2010). Modeling of a thermal energy storage system coupled with combined heat and power generation for the heating requirements of a University Campus, 7.
- Rosen, Marc A., D. I. (2000). Energetic, environmental and economic aspects of thermal energy storage systems for cooling capacity, 13.
- Sanquistb, Thomas F., R. E. M. (2011). Validation of building energy modeling tools under idealized and realistic conditions. *Energy and Buildings*, 8.
- ScienceDirect - Export Documents. (n.d.). Retrieved April 4, 2012, from [http://hinari-gw.who.int/whalecomwww.sciencedirect.com/whalecom0/science?\\_ob=DownloadURL&method=confirm&searchtype=a&refSource=search&pdfDownloadSort=r&PDF\\_DDM\\_M\\_AX=20&st=13&count=1000&sort=r&chunk=0&NEXT\\_LIST=1&view=c&ArticleListID=1940198398&sisr\\_search=&TOTAL\\_PAGES=2996&topPaginationBoxChanged=&pageNumberTop=1&sisrterm=&export=Export+citations&pdfDownload=&bottomPaginationBoxChanged=&pageNumberBottom=1&displayPerPageFlag=f&resultsPerPage=50&subId=18256192&acct=C000049744&version=1&userid=2778716&md5=7a45b9df11fdc91da7ac25f08755b6d4](http://hinari-gw.who.int/whalecomwww.sciencedirect.com/whalecom0/science?_ob=DownloadURL&method=confirm&searchtype=a&refSource=search&pdfDownloadSort=r&PDF_DDM_M_AX=20&st=13&count=1000&sort=r&chunk=0&NEXT_LIST=1&view=c&ArticleListID=1940198398&sisr_search=&TOTAL_PAGES=2996&topPaginationBoxChanged=&pageNumberTop=1&sisrterm=&export=Export+citations&pdfDownload=&bottomPaginationBoxChanged=&pageNumberBottom=1&displayPerPageFlag=f&resultsPerPage=50&subId=18256192&acct=C000049744&version=1&userid=2778716&md5=7a45b9df11fdc91da7ac25f08755b6d4)
- Sefair, Jorge A., C. D., & Medaglia, Andrés L., F. L. (2008). Optimization model for the selection of materials using a LEED-based green building rating system in Colombia. *Building and Environment*, 9.
- Sisó, Laura, C. À., & Herena, Antoni, V. M. (2011). *Evaluación del potencial de climatización con energía solar térmica en edificios*. Madrid, España.
- Soto, V., M. P. J., & Pinazo, J. M. (1997). Aplicaciones de la energía solar a la climatización mediante el uso de la tecnología de absorción, 8.
- Spitler, J.D., U. C. (2007). Analysis of vertical ground loop heat exchangers applied to buildings in the UK, 28.
- Swee, M.L., T. L., & , M. J. J. (2012). Modeling seasonal solar thermal energy storage in a large urban residential building using TRNSYS 16. *Energy and Buildings*, 45, 4.
- Sweet, M.L., T. L., & , M. J. J. (2011). Modeling seasonal solar thermal energy storage in a large urban residential building using TRNSYS 16, 4.
- T. E. (n.d.). *El camino del sol*. CUBASOALR.

- T. M. S. (2012). BPS, energy efficiency and renewable energy sources for buildings greening and zero energy cities planning Harmony and ethics of sustainability, 10.
- TEN/299 La eficiencia energética de los edificios – Contribución de los usuarios finales. (2008). *Comité Económico y Social Europeo*, 22.
- Trott, A. R, H. G. F., & , W. T. C. (n.d.). *Refrigeration and Air Conditioning*.
- Vidrih, B., A. C., & , M. S. (2006). Efficiency of free cooling using latent heat storage integrated into the ventilation system of a low energy building. *International Journal of Refrigeration*, 10.
- W. C. X. (2007, September). *GESTIÓN TÉRMICA DE UNA VIVIENDA CON MÍNIMO CONSUMO DE ENERGÍA*. UNIVERSIDAD PONTIFICIA COMILLAS, ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA (ICAI) INGENIERO INDUSTRIAL, MADRID, ESPAÑA.
- Yang, Yongping, Z. G., & , X. H. (2011). Energy performance of a hybrid space-cooling system in an office building using SSPCM thermal storage and nightventilation. *School of Energy Power and Mechanical Engineering, North China Electric Power University*, 9.

*Anexos*

## *Anexos*

*Anexo I:* Cargas térmicas por habitaciones tipo del hotel caso de estudio.

Habitación tipo	Dimensiones	Características	Carga térmica
<b>Este planta alta</b>	4 m x 9 m x 3 m	Recibe soleamiento directo por el techo durante todo el día y en el muro este por la mañana.	6 kW (1.7 TR)
<b>Oeste planta alta</b>	8 m x 9 m x 3m	Recibe soleamiento directo por el techo durante todo el día y en el muro oeste por la tarde.	12 kW (3.4 TR)
<b>Intermedias del último piso</b>	4 m x 9 m x 3 m	La ganancia de calor principal la representa el techo ya que no reciben sol por las paredes laterales. En total son 20 habitaciones.	5 kW (1.4 TR)
<b>Oeste sexto piso</b>	8 m x 9 m x 3m.	No recibe sol por el techo, la principal ganancia de calor es por el muro oeste por la tarde.	5.6 kW (1.6 TR)
<b>Esquinas de los pisos intermedios</b>	4 m x 9 m x 3 m	No reciben sol por el techo, la principal ganancia de calor es por su pared exterior (Este u oeste). En total son nueve habitaciones.	5 kW (1.4 TR)
<b>Interiores de los pisos intermedios</b>	4 m x 9 m x 3 m	No reciben ganancia de calor por ninguna pared ni por el techo, las ganancias de calor son las personas, equipos, puertas y ventanas. En total son 104 habitaciones.	3.4 kW (1 TR)

*Anexo II:* Características técnicas de las máquinas de absorción YAZAKI.

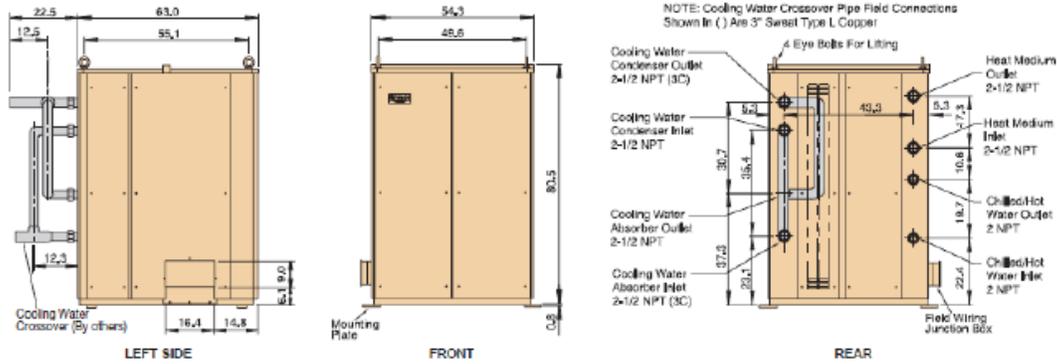
Model		WFC	SC10	SH10	SC20	SH20	SC30	SH30
Cooling	Capacity (Btu/hr x 1000)	120.0		240.0		360.0		
	Chilled Water Temp. (°F)	44.6 Outlet, 54.5 Inlet						
Heating	Capacity (Btu/hr x 1000)	—	166.3	—	332.6	—	498.9	
	Hot Water Temp. (°F)	131.0 Outlet, 117.3 Inlet						
Chilled/Hot Water	Rated Water Flow (gpm)	24.2		48.4		72.6		
	Evap. Press Drop (psi)	8.1		9.6		10.1		
	Water Retention Volume (gal)	4.5		12.4		19.3		
Cooling Water	Heat Rejection (Btu/hr x 1000)	291.4		582.8		874.2		
	Inlet Temperature (°F)	87.8 (Standard)						
	*Rated Water Flow (gpm)	80.8		161.7		242.5		
	Cond./Abs. Press. Drop (psi)	12.3		6.6		6.7		
	Water Retention Volume (gal)	17.4		33.0		51.3		
Heat Medium	Input (Btu/hr x 1000)	171.4		342.8		514.2		
	Inlet Temperature (°F)	190.4 (Standard)						
		Temperature Range 158 (min.) - 203 (max.)						
	Rated Water Flow (gpm)	38.0		76.1		114.1		
	Generator Press. Drop (psi)	13.1		6.7		8.8		
	Water Retention Volume (gal)	5.5		14.3		22.2		
Electrical	Power Supply	208V, 60Hz, 3 ph						
	Consumption (W)	210		260		310		
Capacity Control		On - Off						
Noise Level	Sound Pressure dB(A)	49		49		46		
Piping	Chilled/Hot Water (in)	1-1/2 NPT		2 NPT		2 NPT		
	Cooling Water (in)	2 NPT		2 NPT		2-1/2 NPT		
	Heat Medium (in)	1-1/2 NPT		2 NPT		2-1/2 NPT		
Weight	Dry (lb)	1,100		2,050		3,200		
	Operating (lb)	1,329		2,548		3,975		

\* Minimum cooling water flow

Anexo III: Dimensiones y esquemas de conexión de la máquina de absorción YAZAKI SC

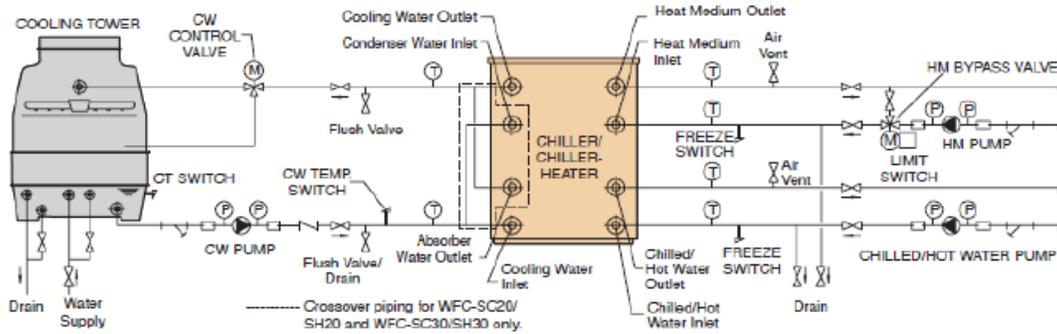
- 30.

WFC-SC30/SH30

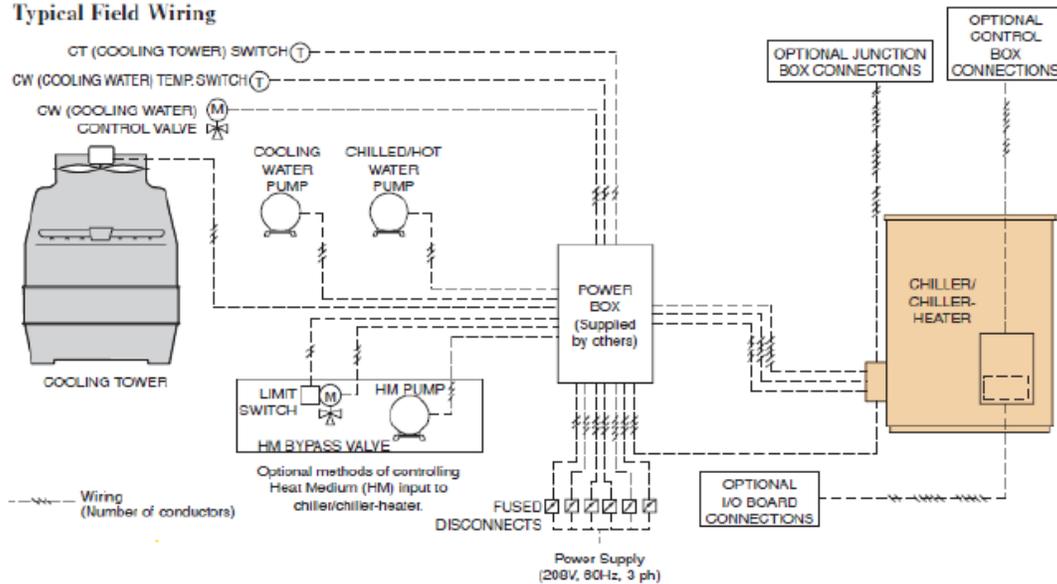


All Dimensions In Inches

Typical Piping



Typical Field Wiring



*Anexo IV:* Características técnicas de los colectores Tasol HPS-104.

Tipo:	Colector de tubos vacío (Sydney)
Número de tubos de vacío:	16
Superficie bruta:	1,873 m <sup>2</sup>
Superficie de absorción:	0,849 m <sup>2</sup>
Superficie de apertura:	1,603 m <sup>2</sup>
Dimensiones (anchura, altura, profundidad):	1156 / 1620 / 120 mm.
Rendimiento óptico referido a (Sup. absorción):	1
Coefficiente lineal de pérdida térmica:	3,73 W/ m <sup>2</sup> . K
Coefficiente cuadrático de pérdida térmica:	0,0071 W/ m <sup>2</sup> . K <sup>2</sup>
Peso del Colector:	38,6 kg.
Volumen de fluido en el colector:	2,58 l.
Caudal de trabajo recomendado:	60-80 Kg/ m <sup>2</sup> h.
Tipo de fluido recomendado:	Tyfocor LS
Capacidad calorífica del colector:	43,6 kj/ m <sup>2</sup> K
Constante de tiempo del colector:	244 seg.
Presión máxima de servicio recomendable:	6 bar.
Temperatura máxima de inactividad:	254 °C
Diámetro de conexión:	¾ pulgada.
Superficie de instalación sobre cubierta plana:	2.667 m <sup>2</sup>

*Anexo V:* Características técnicas de los colectores Termicol.

	T20C	T25C	T20S	T25S	T20SH	T25SH
Largo (mm)	2.105				950	1180
Ancho (mm)	950	1180	950	1180	2.105	2.105
Espesor (mm)	82					
Superficie bruta (m <sup>2</sup> )	2,0	2,5	2,0	2,5	2,0	2,5
Superficie útil (m <sup>2</sup> )	1,9	2,4	1,9	2,4	1,9	2,4
Rendimiento Óptico	0,739	0,741	0,770	0,770	0,728	0,731
Factor de pérdidas K <sub>1</sub> (W/ K·m <sup>2</sup> )	6,341	6,191	4,086	3,663	4,989	4,308
Factor de pérdidas K <sub>2</sub> (W/ K <sup>2</sup> ·m <sup>2</sup> )	0,017	0,016	0,013	0,016	0,014	0,016
Peso en vacío (kg)	30	37	30	37	30	37
Capacidad de fluido (lit.)	1,02	1,27	1,02	1,27	0,95	1,05
Caudal recomendado (lit/h·m <sup>2</sup> )	30-40					
Material del absorbedor	cobre					
Tratamiento del absorbedor	Pintura negra de Cromo		Selectivo			
Espesor aleta de cobre (mm)	0,2					
Nº canales	8	10	8	10	18	18
Diámetro de canales (mm)	8					
Diámetro tubo colector (mm)	18					
Carcasa	Aluminio					
Material cubierta	Vidrio templado 3,2 mm					
Aislamiento	40 mm, lana de roca semirígida					

*Anexo VI:* Hoja de cálculo correspondiente al mes de enero.

total					temperatura entrada colector C	temperatura entrada colector K					
Hora	Temp Máx	Máx. Rad. Solar	temperatura ambiente K	temperatura salida colector K	temperatura salida colector C	24	297,15	temperatura evaporador	dif temp	dif temp cuadrado	rendimiento
8:30 AM	19,74	200,65	292,89	299,4084687	26,2584687	26,2584687	299,4084687		6,5229848	42,549331	64,75226744
8:40 AM	20,05	227,81	293,20	301,971882	28,82188199	28,821882	301,971882		8,7670433	76,861048	62,36325198
8:50 AM	20,40	246,94	293,55	304,7495516	31,59955165	31,5995516	304,7495516		11,202777	125,50222	59,56880352
9:00 AM	20,78	287,03	293,93	307,9776047	34,82760474	34,8276047	307,9776047		14,043734	197,22646	57,97850726
9:10 AM	21,15	316,68	294,30	311,5379578	38,38795784	38,3879578	311,5379578		17,242797	297,31403	55,55313194
9:20 AM	21,50	328,84	294,65	315,2333592	42,0833592	42,0833592	315,2333592		20,586585	423,80748	52,00611145
9:30 AM	21,89	373,65	295,04	319,4315159	46,28151588	46,2815159	319,4315159		24,394419	595,08768	50,53688195
9:40 AM	22,16	413,26	295,31	324,0734451	50,92344506	50,9234451	324,0734451		28,762155	827,26155	48,30317162
9:50 AM	22,45	424,65	295,60	328,8407544	55,69075444	55,6907544	328,8407544		33,242367	1105,055	44,16136575
10:00 AM	22,73	458,19	295,88	333,9829499	60,83294992	60,8329499	333,9829499		38,100692	1451,6627	41,4714688
10:10 AM	23,01	491,81	296,16	339,5003774	66,35037739	66,3503774	339,5003774		43,343926	1878,6959	38,60523435
10:20 AM	23,23	501,35	296,38	345,1214751	71,97147505	71,9714751	345,1214751		48,739217	2375,5113	33,80904711
10:30 AM	23,37	494,06	296,52	350,6562468	77,50624678	68,6	341,75	10,85	49,685381	2468,6371	32,16865933
11:00 AM	23,82	562,65	296,97	348,0603679	74,91036795	66,6	339,75	11,51	46,939055	2203,2749	40,17569748
11:30 AM	24,28	595,81	297,43	346,4358416	73,28584161	65,4	338,55	11,84	45,062276	2030,6087	43,84278022
12:00 PM	24,65	617,19	297,80	345,4779712	72,32797118	64,6	337,75	12,06	43,815598	1919,8067	46,01888483
12:30 PM	25,10	638,52	298,25	344,9191311	71,76913111	64,2	337,35	12,17	42,884566	1839,086	47,78984687
1:00 PM	25,40	654,06	298,55	344,6948269	71,54482691	64,2	337,35	12,17	42,469188	1803,6319	48,80358509
1:30 PM	25,55	611,94	298,70	344,2202804	71,07028036	63,8	336,95	12,28	41,886753	1754,5001	47,33949123
2:00 PM	25,71	570,48	298,86	343,3536716	70,20367163	63	336,15	12,5	40,888933	1671,9048	46,05668223
2:30 PM	25,71	572,16	298,86	342,5731479	69,42314786						

Anexo VII: Hoja de cálculo correspondiente al mes de mayo.

total					temperatura entrada colector C	temperatura entrada colector K					
Hora	Temp Máx	Máx. Rad. Solar	temperatura ambiente K	temperatura salida colector K	temperatura salida colector C	24	297,15	temperatura evaporador	dif temp	dif temp cuadrado	rendimiento
8:30 AM	24,56	277,90	257,71	300,281647	27,13164699	27,13164699	300,281647		2,57035667	6,60673339	73,6
8:40 AM	24,95	310,16	258,10	303,7752654	30,52526535	30,62526535	303,7752654		5,67687825	32,2269467	70,1
8:50 AM	25,38	343,77	258,53	307,7022403	34,55224026	34,55224026	307,7022403		9,16836929	84,0589954	67,0
9:00 AM	25,74	385,55	258,89	312,0415025	38,39150252	38,85150252	312,0415025		13,1527928	172,99596	63,8
9:10 AM	26,08	413,16	259,23	316,689502	43,53950201	43,53950201	316,689502		17,4620827	304,924331	60,3
9:20 AM	26,41	454,10	259,56	321,796067	48,54506703	48,64606703	321,796067		22,2396154	494,600494	57,3
9:30 AM	26,72	493,03	259,87	327,3945953	54,24459534	54,24459534	327,3945953		27,5220147	757,461293	54,3
9:40 AM	27,05	533,48	300,20	333,3890544	60,23905441	60,23905441	333,3890544		33,1906673	1101,6204	50,9
9:50 AM	27,28	556,19	300,43	335,6353962	66,43539617	66,48539617	335,6353962		39,2079768	1537,26545	46,8
10:00 AM	27,47	584,42	300,62	340,1953961	73,04339809	55,4	338,55	11,84	41,7485055	1742,93771	46,1
10:10 AM	27,65	610,32	300,80	345,4027708	72,25277083	54,6	337,75	12,06	40,7715467	1552,31902	48,2
10:20 AM	27,86	642,00	301,01	344,9603957	71,31039968	54,6	337,75	12,06	40,3471353	1527,89133	49,9
10:30 AM	28,07	671,39	301,22	345,291652	72,14165199	54,6	337,75	12,06	40,2966324	1523,81859	51,1
10:40 AM	28,23	713,87	301,38	345,7704157	72,52041967	65	338,15	11,95	40,5779518	1545,57017	52,5
10:50 AM	28,46	733,16	301,61	346,4439645	73,29396494	55,8	338,95	11,73	41,088918	1533,29918	53,0
11:00 AM	28,65	763,19	301,80	347,5255451	74,3755491	56,6	339,75	11,51	41,8426133	1750,80428	53,2
11:10 AM	28,80	775,68	301,95	348,4657262	75,31572624	57,4	340,55	11,29	42,5610889	1311,44629	53,2
11:20 AM	29,00	813,55	302,15	349,7482953	76,59329529	58,2	341,35	11,07	43,3991496	1333,48619	53,9
11:30 AM	29,24	853,68	302,39	350,94367	77,79366996	59,4	342,55	10,74	44,3581253	1957,64328	54,3
11:40 AM	29,42	835,16	302,57	351,9343012	78,73430118	70,2	343,35	10,52	45,0695699	2031,26613	53,3
11:50 AM	29,56	863,19	302,71	353,0496348	79,39963476	71	344,15	10,3	45,8885271	2105,75692	53,6
12:00 PM	29,73	883,77	302,88	354,0810367	80,39103668	71,8	344,95	10,08	45,6397089	2175,26245	53,7
12:10 PM	29,85	865,19	303,00	354,6711854	81,52118536	72,2	345,35	9,57	47,005754	2209,54091	53,0
12:20 PM	29,95	897,23	303,10	355,4318463	82,23184827	73	346,15	9,75	47,6893112	2274,27041	53,5
12:30 PM	30,00	913,68	303,15	356,4166322	83,2566322	73,4	346,55	9,64	48,3300903	2335,79763	53,5
12:40 PM	30,06	889,23	303,21	356,5408962	83,39089624	73,8	346,95	9,53	48,530929	2355,25107	52,8
12:50 PM	30,02	875,52	303,17	356,7860966	83,53096604	73,8	346,95	9,53	48,6986905	2371,56245	52,3
1:00 PM	30,11	962,58	303,26	357,7670675	84,51706754	74,6	347,75	9,31	49,5020822	2450,45614	54,1
1:10 PM	30,20	963,06	303,35	358,6283066	85,47330661	75,4	348,55	9,05	50,2423791	2524,29666	53,8
1:20 PM	30,19	897,58	303,34	358,6335862	85,43358621	75,4	348,55	9,05	50,2546933	2525,5342	52,0
1:30 PM	30,17	973,58	303,32	359,4898153	86,33981926	76,2	349,35	8,67	51,0957161	2510,7722	53,5
1:40 PM	30,15	910,65	303,30	359,5801245	86,43012449	76,2	349,35	8,67	51,1634493	2517,69855	51,8
1:50 PM	30,14	929,03	303,29	359,7872736	86,53727364	76,2	349,35	8,67	51,2767013	2529,3001	52,3
2:00 PM	30,09	904,39	303,24	359,5095685	86,3395685	76,2	349,35	8,67	51,1926875	2520,69125	51,6
2:10 PM	30,01	925,39	303,16	359,7461056	86,59510559	76,2	349,35	8,67	51,3851496	2540,4336	52,1
2:20 PM	29,95	895,58	303,10	359,4215152	86,27151517	76,2	349,35	8,67	51,2809189	2523,73264	51,4
2:30 PM	29,95	913,84	303,10	359,6159516	86,46595163	76,2	349,35	8,67	51,3781371	2539,71297	51,8
2:40 PM	29,99	893,87	303,14	359,3910144	86,24101435	75,8	348,95	8,56	51,0301846	2504,07974	51,4
2:50 PM	29,89	903,13	303,04	359,0955496	85,34554965	75,8	348,95	8,56	50,9856781	2539,53937	51,7
3:00 PM	29,89	803,00	303,04	358,0237962	84,37379624	75	348,15	9,2	50,0433467	2504,33655	49,4
3:10 PM	29,81	820,48	302,96	357,3649965	84,21499694	74,2	347,35	9,42	49,3978181	2440,14443	50,2
3:20 PM	29,65	774,42	302,80	356,0464951	82,39549909	73,4	346,55	9,64	48,4966366	2351,92377	49,2
3:30 PM	29,57	743,77	302,72	354,9581145	81,39311454	72,6	345,75	9,66	47,6363153	2259,21854	48,8
3:40 PM	29,42	722,81	302,57	353,8660433	80,71504331	71,8	344,95	10,08	45,8386668	2193,86071	48,4
3:50 PM	29,32	703,16	302,47	352,8452367	79,59523675	70,6	343,75	10,41	45,8314893	2100,52542	48,3
4:00 PM	29,18	627,84	302,33	350,7974062	77,54740618	69	342,15	10,85	44,1462837	1943,89437	46,3
4:10 PM	29,03	591,97	302,18	348,7943378	75,54433777	57,4	340,55	11,29	42,4963624	1305,94082	45,8
4:20 PM	28,87	625,71	302,02	347,5755617	74,42556167	56,6	339,75	11,51	41,6385873	1733,77195	48,2
4:30 PM	28,87	564,77	302,02	346,0896033	72,93960332	55,4	338,55	11,84	40,2988339	1523,99601	46,3
4:40 PM	28,85	493,71	302,00	344,146126	70,99612601	53,8	336,95	12,28	33,5496759	1435,07751	43,9

Anexo VII: Hoja de cálculo correspondiente al mes de abril.

total					temperatura entrada colector C	temperatura entrada colector K					
Hora	Temp Máx	Máx. Rad. Solar	temperatura ambiente K	temperatura salida colector K	temperatura salida colector C	24	297,15	temperatura evaporador	dif temp	dif temp cuadrado	rendimiento
8:30 AM	23,96	250,50	297,11	299,9725508	25,82255079	26,32255079	299,9725508		2,35921746	8,175124466	72,3
8:40 AM	24,39	294,57	297,54	303,2903178	30,14031778	30,14031778	303,2903178		5,74698445	33,02783021	65,7
8:50 AM	24,34	328,20	297,99	306,9854378	33,83543782	33,83543782	306,9854378		8,99543782	80,91790157	66,6
9:00 AM	25,31	358,67	298,45	311,0242352	37,87423517	37,87423517	311,0242352		12,5609018	157,776255	63,5
9:10 AM	25,75	401,17	298,90	315,5375022	42,38750215	42,38750215	315,5375022		16,5408355	276,9174056	66,7
9:20 AM	26,12	424,53	299,27	320,3115098	47,16150982	47,16150982	320,3115098		21,0415098	442,7451356	57,2
9:30 AM	26,49	469,63	299,54	325,5931311	52,44313111	52,44313111	325,5931311		25,9497978	673,3920049	54,5
9:40 AM	26,32	502,07	299,97	331,2346696	53,08466965	53,08466965	331,2346696		31,268003	977,8880106	51,1
9:50 AM	27,07	541,27	300,22	337,3141982	64,16419817	64,16419817	337,3141982		37,9908648	1375,732254	47,3
10:00 AM	27,28	574,27	300,43	343,7613609	70,61136092	63,4	336,55	12,35	39,7290138	1578,394537	47,3
10:10 AM	27,48	613,30	300,53	343,4370339	70,28763889	63,4	336,55	12,35	39,3638194	1549,510281	45,4
10:20 AM	27,73	642,57	300,33	343,7675535	70,6175585	63,4	336,55	12,35	39,2787793	1542,8225	50,3
10:30 AM	28,00	673,50	301,15	344,1207747	70,97077465	63,8	336,95	12,26	39,3887207	1551,471315	51,9
10:40 AM	28,19	703,00	301,34	344,34349	71,69848995	64,2	337,35	12,17	39,7559116	1580,53251	52,7
10:50 AM	28,38	734,13	301,53	345,5991054	72,44910637	65	338,15	11,95	40,3445532	1627,682972	53,3
11:00 AM	28,51	769,03	301,55	346,7913235	73,64182845	65,8	338,95	11,73	41,2109142	1698,339451	53,3
11:10 AM	28,72	782,03	301,37	347,7373079	74,58786785	66,6	339,75	11,51	41,3706006	1753,147194	53,3
11:20 AM	28,90	809,27	302,05	348,8442428	75,69424279	67,4	340,55	11,25	42,5437881	1818,49266	54,1
11:30 AM	29,03	832,47	302,13	349,9051311	75,75513107	68,2	341,35	11,07	43,4508989	1867,980612	54,3
11:40 AM	29,16	848,53	302,31	350,8855552	77,73565522	69	342,15	10,85	44,2078276	1954,332022	54,2
11:50 AM	29,35	867,03	302,50	351,8935318	73,74363178	69,8	342,95	10,63	44,9251492	2018,269033	54,3
12:00 PM	29,50	885,63	302,55	352,9049535	79,75495847	70,6	343,75	10,41	45,3808126	2066,736637	54,3
12:10 PM	29,67	910,13	302,32	353,9732561	80,82826605	71,8	344,95	10,08	46,644133	2175,675146	54,4
12:20 PM	29,75	920,53	302,90	355,2945907	82,14459067	72,6	345,75	9,86	47,5256287	2268,200506	54,1
12:30 PM	29,84	911,73	302,99	355,9949057	82,84490675	73,4	346,55	9,64	48,2857867	2331,517198	53,5
12:40 PM	29,87	948,57	303,02	357,2133137	84,06381372	74,2	347,35	9,42	49,2585735	2426,407066	53,9
12:50 PM	29,89	957,60	303,04	358,112731	84,96673104	75	348,15	9,2	50,0946989	2505,478853	53,6
1:00 PM	29,77	904,77	302,92	358,3145305	85,16453047	75	348,15	9,2	50,3089319	2530,988629	52,2
1:10 PM	29,72	933,53	302,37	358,6385371	35,4885871	75,4	348,55	9,09	50,7242936	2572,953956	52,7
1:20 PM	29,74	936,07	302,39	359,0668374	85,91683739	75,8	348,95	8,98	51,1150854	2612,751952	52,5
1:30 PM	29,59	937,07	302,34	359,4777549	85,32775487	76,2	349,35	8,87	51,5705441	2655,521019	52,3
1:40 PM	29,50	887,03	302,75	359,3204355	85,17043546	75,8	348,95	8,98	51,3852177	2640,446001	51,0
1:50 PM	29,59	931,00	302,74	359,4160323	85,26608232	76,2	349,35	8,87	51,5463745	2667,347998	52,1
2:00 PM	29,59	934,43	302,74	359,8476979	85,69769787	76,2	349,35	8,87	51,3555156	2688,994498	52,1
2:10 PM	29,56	918,63	302,31	359,6719939	85,52199392	76,2	349,35	8,87	51,700997	2672,993087	51,7
2:20 PM	29,52	932,77	302,77	359,8239337	35,6789387	76,2	349,35	8,87	51,3228027	2685,602878	52,0
2:30 PM	29,56	914,23	302,71	359,6209907	85,47009665	76,2	349,35	8,87	51,7750453	2686,655319	51,6
2:40 PM	29,52	851,47	302,57	358,9129075	35,7629075	75,4	348,55	9,09	51,0581204	2666,93166	50,1
2:50 PM	29,49	866,57	302,54	358,2831339	85,13813394	75	348,15	9,2	50,5757336	2557,904833	50,9
3:00 PM	29,51	839,20	302,55	357,5756244	84,42562444	74,6	347,75	9,31	50,0028122	2500,28123	50,4
3:10 PM	29,48	837,13	302,53	357,152528	84,00262796	74,2	347,35	9,42	49,6179806	2461,944004	50,6
3:20 PM	29,44	841,10	302,59	356,7975949	83,64759487	73,8	346,95	9,53	49,2804641	2428,564142	50,9
3:30 PM	29,41	826,67	302,55	356,2352633	83,08526329	73,4	346,55	9,64	48,3326316	2384,625913	50,7
3:40 PM	29,33	778,53	302,43	355,2977136	82,14771862	72,6	345,75	9,86	48,0471926	2366,532721	49,7
3:50 PM	29,30	760,40	302,45	354,2894936	81,13949861	71,8	344,95	10,08	47,1730826	2225,299726	49,6
4:00 PM	29,22	730,37	302,37	353,1516722	80,00167216	71	344,15	10,3	46,2841694	2142,224338	49,1
4:10 PM	29,18	698,63	302,33	351,9959747	73,84697467	70,2	343,35	10,52	45,3434873	2056,031844	48,5
4:20 PM	29,12	634,73	302,27	350,475338	77,32533802	69	342,15	10,85	44,0460023	1940,050322	46,7
4:30 PM	29,10	630,13	302,25	349,2243374	75,07438742	67,8	340,95	11,18	42,840527	1835,310757	47,4
4:40 PM	29,01	606,03	302,15	347,7536338	74,60368384	66,6	339,75	11,51	41,3885086	1725,604046	47,3
4:50 PM	29,03	566,50	302,13	346,1091531	72,95916308	65,4	338,55	11,84	40,1495815	1611,988898	46,5

Anexo VIII: Hoja de cálculo correspondiente al mes de agosto.

total						temperatura entrada colector C	temperatura entrada colector K				
Hora	Temp Máx	Máx. Rad. Solar	temperatura ambiente K	temperatura salida colector K	temperatura salida colector C	24	297,15	temperatura evaporador	dif temp	dif temp cuadrado	rendimiento
8:30 AM	25,9	209,3	259,06	255,50925674	26,35925674	26,35925674	299,50925674		0,44957932	0,20212157	76,2
8:40 AM	25,2	242,8	259,38	302,2447045	29,09470446	29,09470446	302,2447045		2,8656722	8,21207716	72,6
8:50 AM	25,6	278,5	259,77	305,3808669	32,23086692	32,23086692	305,3808669		5,01151208	31,48906678	59,4
9:00 AM	27,0	322,9	300,15	305,0163447	35,86634467	35,86634467	309,0153447		8,66634467	78,0120679	56,6
9:10 AM	27,4	360,1	300,57	313,0690462	39,91904621	39,91904621	313,0690462		12,4996914	156,242284	53,6
9:20 AM	27,8	351,2	300,95	317,4695819	44,31958193	44,31958193	317,4695819		16,5228077	273,003175	50,4
9:30 AM	23,2	425,3	301,33	322,2525624	49,10256237	49,10256237	322,2525624		20,9219172	437,72662	57,3
9:40 AM	23,5	462,6	301,66	327,4532395	54,30323991	54,30323991	327,4532399		25,7967883	665,474286	54,3
9:50 AM	23,8	455,4	301,98	333,0199827	59,86998273	59,86998273	333,0199827		31,0441763	963,740881	50,9
10:00 AM	23,2	521,7	302,36	336,3790454	65,72904541	65,72904541	338,8790454		36,519368	1333,66424	47,3
10:10 AM	23,5	573,7	302,61	345,3203827	72,17038273	54,6	337,75	12,06	38,9206752	1514,81896	47,9
10:20 AM	23,7	601,7	302,87	344,5077997	71,35779966	64,2	337,35	12,17	38,059545	1448,52897	50,0
10:30 AM	23,9	634,2	303,00	344,4741679	71,32416787	64,2	337,35	12,17	37,910471	1437,20381	51,5
10:40 AM	30,0	656,7	303,12	344,7275712	71,57757124	64,2	337,35	12,17	37,9210437	1438,00555	52,3
10:50 AM	30,2	661,3	303,30	345,0050102	71,85501024	64,6	337,75	12,06	38,0758922	1449,77357	53,1
11:00 AM	30,4	700,2	303,51	345,0182136	72,46821365	65	338,15	11,95	38,3760423	1472,72062	53,6
11:10 AM	30,6	753,6	303,77	346,0196136	73,4696136	65,8	338,95	11,73	39,015452	1522,20549	54,8
11:20 AM	30,8	750,9	303,92	347,3389243	74,68392432	66,6	339,75	11,51	39,8734944	1589,89556	55,3
11:30 AM	30,9	784,0	304,07	346,5614039	75,4114039	67,4	340,55	11,29	40,4863471	1639,1443	54,7
11:40 AM	31,0	754,1	304,11	345,4738843	76,32338428	68,2	341,35	11,07	41,3006518	1705,74384	54,5
11:50 AM	31,2	827,9	304,32	350,655067	77,505067	69	342,15	10,85	42,0815658	1770,85818	55,0
12:00 PM	31,4	867,9	304,54	351,9045831	78,75458309	69,8	342,95	10,63	42,8837432	1839,01543	55,5
12:10 PM	31,6	902,1	304,73	353,0901022	79,94010223	71	344,15	10,3	43,8926318	1926,56312	55,8
12:20 PM	31,7	879,9	304,84	354,0385238	80,88352382	71,8	344,95	10,08	44,6539393	1993,9743	54,8
12:30 PM	31,8	917,1	304,97	355,2570705	82,10707054	72,6	345,75	9,86	45,5309546	2073,06783	55,2
12:40 PM	31,9	940,6	305,05	356,321841	83,17134096	73,4	346,55	9,64	46,3826947	2151,35437	55,3
12:50 PM	31,9	908,0	305,09	356,7534698	83,60346982	73,8	346,95	9,53	46,7597994	2186,47884	54,3
1:00 PM	32,0	941,9	305,16	357,5355541	84,38555407	74,6	347,75	9,31	47,4830996	2254,64475	54,7
1:10 PM	32,1	857,5	305,22	357,388519	84,23351902	74,6	347,75	9,31	47,3457918	2241,624	52,6
1:20 PM	32,2	859,0	305,36	358,5277228	85,37772275	75,4	348,55	9,09	48,1759582	2320,92294	54,7
1:30 PM	32,3	875,0	305,42	358,3811384	85,23113838	75,4	348,55	9,09	48,0413756	2307,97377	52,7
1:40 PM	32,4	881,3	305,57	358,4521163	85,30211627	75,4	348,55	9,09	47,9349291	2297,75743	52,9
1:50 PM	32,4	909,2	305,56	358,7657586	85,61575862	75,4	348,55	9,09	48,0949761	2313,12672	53,6
2:00 PM	32,3	818,8	305,45	357,7480557	84,59805566	74,6	347,75	9,31	47,295802	2236,89289	51,5
2:10 PM	32,2	877,4	305,36	357,5085935	84,45359346	74,6	347,75	9,31	47,3163935	2238,84109	53,2
2:20 PM	32,2	867,0	305,35	356,814835	83,554835	73,8	346,95	9,53	46,5324195	2165,26606	51,6
2:30 PM	32,1	821,1	305,30	356,1745887	83,02453805	73,4	346,55	9,64	46,0639072	2121,88355	52,3
2:40 PM	32,1	781,5	305,24	355,3292691	82,17926912	72,6	345,75	9,86	45,3025378	2052,31993	51,6
2:50 PM	32,1	816,5	305,20	354,9241737	81,77417374	72,6	345,75	9,86	45,1322482	2036,91982	52,8
3:00 PM	32,0	821,4	305,15	354,9790095	81,82900946	72,6	345,75	9,86	45,2177305	2044,64315	52,9
3:10 PM	32,0	746,9	305,11	354,1398046	80,9398046	71,8	344,95	10,08	44,433612	1974,34587	51,0
3:20 PM	31,9	720,5	305,03	353,0419591	79,89195905	71	344,15	10,3	43,5621086	1897,6573	50,6
3:30 PM	31,8	723,2	304,95	352,2737445	79,12374488	70,2	343,35	10,52	42,8618724	1837,14011	51,2
3:40 PM	31,8	723,5	305,00	351,4769138	78,32591384	69,8	342,95	10,63	42,2150698	1782,11212	51,7
3:50 PM	31,8	652,5	304,99	350,7279338	77,57793376	69	342,15	10,85	41,4502572	1718,12382	51,1
4:00 PM	31,8	673,4	304,96	349,7140662	76,56406623	68,2	341,35	11,07	40,5723557	1646,11605	51,0
4:10 PM	31,7	627,5	304,85	348,397387	75,24738702	67,4	340,55	11,29	39,6269193	1570,29273	49,9
4:20 PM	31,6	518,0	304,76	346,363651	73,213651	65,4	338,55	11,84	37,6939223	1420,83178	46,0
4:30 PM	31,4	531,7	304,56	344,5193938	71,36939379	64,2	337,35	12,17	36,3782453	1323,37673	48,0

*Anexo VIV:* Hoja de cálculo correspondiente al mes de diciembre.

tctal					temperatura entrada colector C	temperatura entrada colector K							
Hora	Temp Máx	Máx. Rad. Solar	temperatura ambiente K	temperatura salida colector K	temperatura salida colector C	24	297,15	temperatura evaporador	dif temp	dif temp cuadrado	rendimiento	rendimiento	tm-ta/l
8:30 AM	22,17	249.04	295,32	299,9551556	26,80515558	26,80515558	299,9551556		4,63993819	21,5290264	70,0	0,700371363	0,01853104
8:40 AM	22,46	278.35	295,61	303,0891033	29,93910327	29,93910327	303,0891033		7,4782337	55,5239793	66,8	0,663373362	0,02536651
8:50 AM	22,79	316.22	295,94	306,5481488	33,49314881	33,49314881	306,6431488		10,7068445	114,636518	64,0	0,640173632	0,03335913
9:00 AM	23,11	347.17	296,26	310,5540975	37,40409752	37,40409752	310,5540975		14,2954019	204,358514	61,0	0,60975238	0,04117649
9:10 AM	23,44	366.65	296,59	314,5773614	41,52735144	41,52736144	314,6773514		18,088231	327,184101	57,5	0,575013741	0,04933349
9:20 AM	23,76	393.91	296,91	319,1054234	45,95542341	45,95542341	319,1054234		22,1945538	492,59822	54,4	0,543504292	0,05534379
9:30 AM	24,05	402.65	297,20	323,5293031	50,47930311	50,47930311	323,6293031		26,431477	698,622977	50,2	0,501737198	0,05554345
9:40 AM	24,28	432.87	297,43	328,4908122	55,34081225	55,34081225	328,4908122		31,0625514	964,882098	47,1	0,471479962	0,07175961
9:50 AM	24,51	491.39	297,66	334,0085258	60,8535258	60,8535258	334,0085258		36,3498301	1321,31015	45,6	0,455013186	0,07337329
10:00 AM	24,80	510.70	297,95	339,7400461	66,59004611	66,59004611	339,7400461		41,7943939	1746,77136	41,6	0,415500787	0,08133816
10:30 AM	25,50	566.61	298,65	346,0978466	72,94734656	65	338,15	11,95	43,4739233	1889,98201	43,6	0,435531036	0,07572654
11:00 AM	26,03	604.35	299,18	344,3345628	71,78455278	54,2	337,35	12,17	41,5574988	1760,4317	46,9	0,469035167	0,05942608
11:30 AM	26,43	645.57	299,58	344,5998173	71,44931726	64	337,15	12,3	41,2988217	1705,59267	49,3	0,493394226	0,05337312
12:00 PM	27,00	672.13	300,15	344,5996796	71,54957964	54,2	337,35	12,17	40,8791876	1671,10798	50,7	0,507434607	0,05032032
12:30 PM	27,24	691.09	300,39	345,1132917	71,96329165	54,2	337,35	12,1	40,8381676	1667,75593	51,5	0,514931805	0,05909266
1:00 PM	27,49	667.70	300,64	344,3499258	71,69992583	54,2	337,35	12,15	40,4630064	1637,25489	50,9	0,503735074	0,05050097
1:30 PM	27,70	650.91	300,85	344,5609924	71,51099242	54,2	337,35	12,17	40,159844	1612,81307	50,4	0,504356963	0,05159771
2:00 PM	27,67	561.13	300,82	343,5494218	70,49942183	53,3	336,45	12,39	39,2257979	1538,66322	47,0	0,470054907	0,05930496