

**MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR**  
**UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS “CARLOS RAFAEL RODRÍGUEZ”**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA**



**Título:**

**Diseño de un sistema de climatización con energía solar por el método de absorción de doble en la biblioteca de la Universidad de Cienfuegos**

**Autor: Alejandro de Paula Pérez**

**Tutores: Dr. C. José R. Fuentes Vega**

**Dado en Cienfuegos a los 15 de junio de 2017**

**“Año 59 de la Revolución”.**

# DECLARACIÓN DE AUTORIDAD

## UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS



Sistema de Documentación y Proyecto. Hago constar que el presente trabajo constituye la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica en la Universidad de Cienfuegos, autorizando a que el mismo sea utilizado por el Centro de Estudio Superior para los fines que estime conveniente, ya sea parcial o totalmente, que además no podrá ser presentado sin la aprobación de dicha institución.

---

**Firma del autor.**

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

---

**Información Científico Técnico**  
**Nombre y Apellidos. Firma.**

---

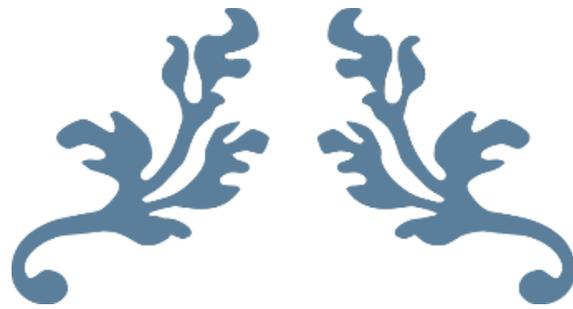
**Firma del Vice Decano.**  
**Nombre y Apellido. Firma.**

---

**Firma del Tutor.**  
**Nombre y Apellido. Firma.**

---

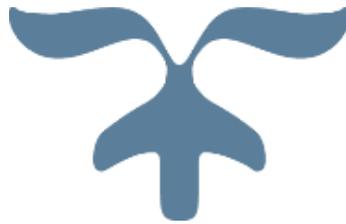
**Sistema de Documentación y Proyecto.**  
**Nombre y Apellido. Firma**



---

# PENSAMIENTO

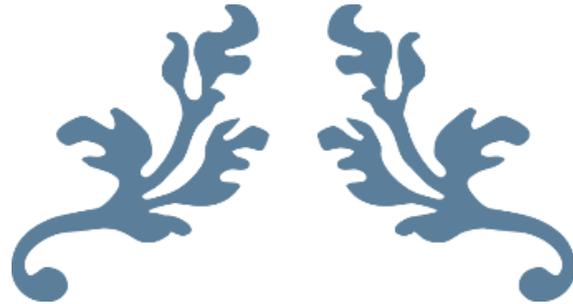
---



“No hay nada que nos evite el estrés del camino hacia nuestros sueños. No es una alfombra roja, sino un camino lleno de hoyos, piedras y lodo, pero sé que al final podremos lograr lo que tanto anhelamos, si soportamos lo suficiente y podamos decir:

¡Ha valido la pena!”

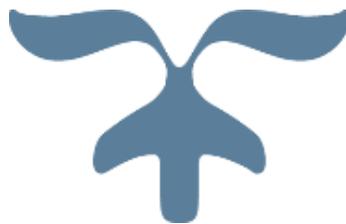
Edgar Martínez.



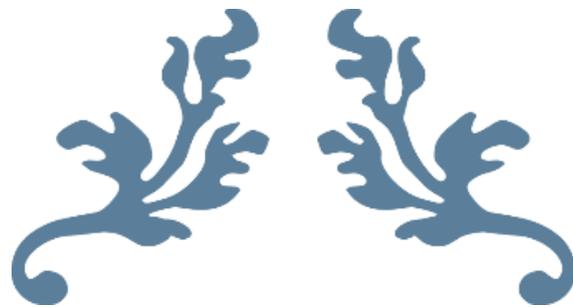
---

# DEDICATORIA

---



Dedico este trabajo a mi hermano por ser esa persona que me ha acompañado desde que nacimos en los momentos más felices de mi vida y por ser el guía en los momentos difíciles.



---

# AGRADECIMIENTOS

---



## AGRADECIMIENTOS

A mis padres José Enrique de Paula Benítez y Lisette Pérez Velázquez a quienes les dedico cada uno de mis triunfos, por haber estado conmigo en todo momento brindándome su amor, enseñanzas y apoyo incondicional y nunca permitirme darme por vencido y siempre estar pendientes de mi formación humanística y académica.

A mi hermano Raúl de Paula Pérez por su comprensión y estar en las buenas y malas experiencias.

A mi mejor amigo Yairo Sosa Díaz de Villegas por estar ahí siempre en las buenas y las malas.

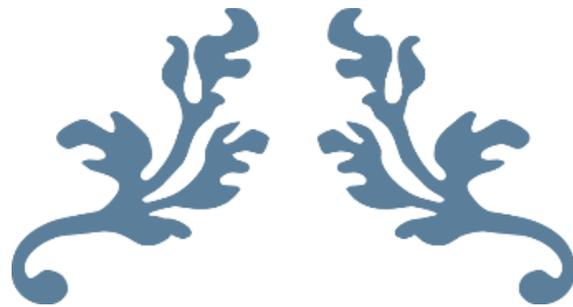
A todos mis familiares y amigos (Lourdes, Gines, Carlos, Laurita y otros) por haber compartir mis tristezas y celebraciones a lo largo de mi carrera, por haber estado pendientes de mi desarrollo académico y siempre desearme lo mejor.

A mi grupo de estos cinco años; si no fuéramos tan unidos quizás hubiéramos sido menos los que llegaríamos al final de esta etapa tan hermosa.

A todos los profesores que han contribuido a mi formación como profesional y me han brindado sus conocimientos y sabiduría

A mi tutora Ing. Yamile Díaz Torres que por haber confiado en mí y brindarme su apoyo incansable para que esta tarea llegara a su fin satisfactoriamente.

A todos los mencionados y a los que quizá olvidé MUCHAS GRACIAS.



---

# RESUMEN

---



### Resumen:

El presente trabajo de diploma de desarrolló en la biblioteca de la Universidad de Cienfuegos en la sede Carlos Rafael Rodríguez con el objetivo de diseñar un sistema de climatización solar por el método de absorción de doble efecto. La misma se efectuará bajo los principios termodinámicos que rigen esta tecnología y con la ayuda de herramientas matemáticas como es el caso del software Derive 6 y Hojas de cálculo Excel y metodologías de cálculo para determinar la carga térmica del local y de la demanda energética del sistema. Se resalta además, que la puesta en práctica de este proyecto requerirá del apoyo de gubernamental debido a los altos costos que acarrea esta tecnología, pero necesaria desde un punto de vista de sostenibilidad ambiental.

### Palabras Claves:

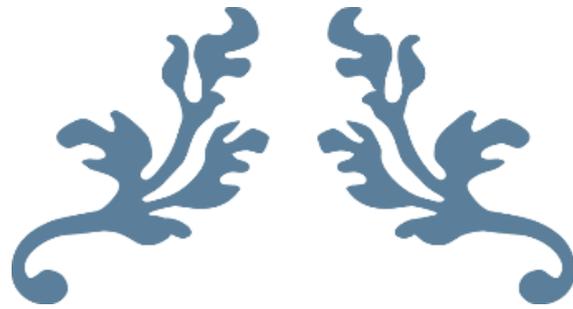
- climatización
- absorción
- termodinámicos
- metodologías
- tecnología

## Summary

The present diploma work was developed in the library of the University of Cienfuegos at the headquarters Carlos Rafael Rodríguez with the objective of designing a solar air conditioning system by the double effect absorption method. The same will be done under the thermodynamic principles that govern this technology and with the help of mathematical tools such as Derive 6 software and Excel spreadsheets and calculation methodologies to determine the thermal load of the premises and the energy demand of the system. It is also highlighted that the implementation of this project will require government support due to the high costs of this technology, but necessary from an environmental sustainability point of view.

### Keywords:

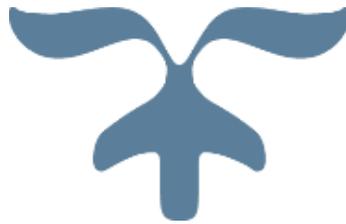
- air conditioning
- absorption
- thermodynamics
- methodologies
- technology



---

# ÍNDICE

---



## Índice

Índice de Tablas .....	I
Índice de Figuras .....	I
Introducción .....	1
Problema científico:.....	3
Hipótesis: .....	3
Objetivos generales:.....	4
Objetivos específicos: .....	4
Capítulo 1: Estado del Arte de la Máquina de Absorción .....	5
1.1. Introducción al Capítulo .....	6
1.2. Clasificación .....	6
1.2.1. Baja temperatura .....	6
1.2.2. Tecnologías de media y alta temperatura .....	7
1.3. Estado del arte .....	7
1.3.1. Historia de la máquina de absorción .....	7
1.3.2. Caracterización de los sistemas de absorción .....	8
1.3.3. Clasificación.....	8
1.3.4. El Coeficiente Térmico de Funcionamiento (COP) .....	19
1.4. Sistemas de captación .....	21
1.4.1. Colectores solares de alta temperatura.....	21
1.4.2. Fluido caloportador .....	26
1.5. Beneficios medioambientales.....	28
1.6. Costos tecnológicos .....	29
1.7. Barreras .....	30
1.7.1. Barreras técnicas .....	30
1.7.2. Barreras normativas.....	31
1.7.3. Barreras económicas .....	31
1.8. Ejemplos prácticos .....	31
1.8.1. Tecnología solar para la climatización del Colegio Mundo Unido (UWC) en Singapur .....	31
1.8.2. Sistema de refrigeración solar para el hospital Moot en Sudafrica .....	32
1.8.3. Instalación de refrigeración solar, en las oficinas de ESAB en Dubai.....	33
1.9. Conclusiones parciales del Capítulo .....	34
Capítulo 2: Metodología de trabajo .....	36
2.1. Introducción al Capítulo .....	37
2.2. Metodología para el cálculo de la carga térmica del local.....	37

2.2.1. La carga térmica .....	37
2.2.2. Consideraciones iniciales de diseño .....	38
2.2.3. Condiciones de diseño interior .....	39
2.2.4. Condiciones de diseño exterior .....	41
2.2.5. Método CARRIER para determinar la carga térmica en un local. ....	42
2.3. Cálculo y elección de sistema de captación solar .....	49
2.3.1. Metodología para determinar la necesidad de colectores solares .....	50
2.3.2. Metodología de cálculo de la demanda horaria. ....	51
2.4. Conclusiones parciales del Capítulo .....	54
Capítulo 3: Análisis de los Resultados y selección de equipos .....	55
3.1. Introducción al Capítulo .....	56
3.2. Datos para el cálculo de la carga térmica .....	56
3.3. Resultados del cálculo de la carga térmica.....	57
3.4. La máquina de absorción .....	59
3.5. Diseño del sistema de energía solar térmica .....	61
3.5.1. Campo solar: colectores solares, estructura y emplazamiento.....	62
3.5.2. Fluido caloportador .....	63
3.5.3. Demanda horaria .....	63
3.5.4. Sistema Hidráulico: Bombas, tuberías, válvulas, conexiones y accesorios del circuito primario y secundario. ....	65
3.5.5. Aislante térmico en el sistema hidráulico.....	66
3.5.6. Bombas .....	67
3.5.7. Almacenamiento de energía térmica. ....	68
3.5.8. Sistema de control .....	68
3.6. Consumo de energía eléctrica del sistema propuesto .....	69
3.7. Impacto ambiental asociado. ....	70
3.8. Coste de la instalación .....	71
3.9. Comparación con un sistema convencional.....	72
3.9. Conclusiones parciales del Capítulo .....	72
Conclusiones .....	75
Recomendaciones .....	77
Bibliografía.....	79
ANEXOS.....	84

## Índice de Tablas

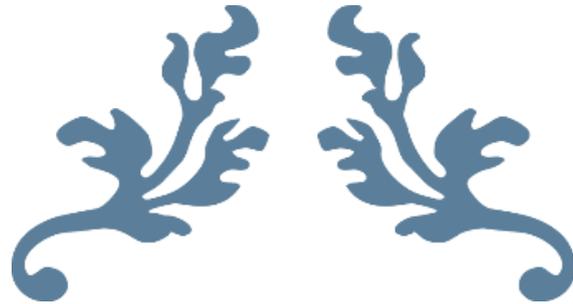
Tabla 1: Condiciones de Confort.....	41
Tabla 2: Tabla recomendada para el cálculo total de la carga variable de calor.....	42
Tabla 3: Tabla recomendada para el cálculo de la radiación por ventanas de vidrio ...	43
Tabla 4 Tabla recomendada para el cálculo del flujo de calor a través de paredes y techo .....	44
Tabla 5 Tabla recomendada para el cálculo total de la carga variable de calor .....	45
Tabla 6 Condiciones de diseño exterior .....	57
Tabla 7 Condiciones de diseño interior: .....	57
Tabla 8 Cargas constantes (sensibles y latentes) del local .....	58
Tabla 9 Cargas variables .....	58
Tabla 3.10 Parámetros de la Máquina de Absorción de doble efecto BCT 23.....	60
Tabla 11 Parámetros nominales del enfriador de absorción de doble efecto BCT 23..	61
Tabla 12: Características del colector XCPC Norte-Sur con tubo en U y reflectores...	64
Tabla 13 Potencias eléctricas admitidas de la bomba hidráulica.....	67
Tabla 14: Consumo eléctrico de las máquinas.....	70
Tabla 15 Estimado de la inversión sistema en serie chiller absorción –chiller eléctrico. ....	72

## Índice de Figuras

Fig. 1 Niveles de temperatura de trabajo de una máquina de absorción .....	8
Fig. 2 Intercambio de calor con los focos de calor .....	12
Fig. 3 Máquina de absorción simple efecto H <sub>2</sub> O – BrLi con intercambiador de calor. .	12
Fig. 4 Esquema de funcionamiento de una máquina de absorción simple efecto.....	13
Fig. 5 Descripción de una máquina de absorción de doble efecto .....	15
Fig. 6 Posibilidades de funcionamiento de una máquina de doble efecto.....	17
Fig. 7 Máquina de absorción doble efecto con flujo paralelo .....	17
Fig. 8 Máquina de absorción doble efecto con flujo en serie .....	18
Fig. 9 Máquina de absorción doble efecto con flujo invertido .....	19
Fig. 10 Evolución de las máquinas de absorción a través del tiempo.....	20
Fig. 11 Comparación de las máquinas de absorción según su COP y su temperatura de activación.....	21
Fig. 12 Sistemas de concentración solar: A-Lineal Fresnel, B-Receptor Central, C-Disco Parabólico y D-Cilindro Parabólicos.....	22
Fig. 13 Captador Fresnel. ....	22
Fig. 14 Captador cilindro parabólico.....	23
Fig. 15 Orientaciones de los colectores cilíndricos parabólicos, norte sur y este – oeste. ....	25
Fig. 16 Tubo receptor absorbedor para los colectores cilíndricos parabólicos.....	26
Fig. 17 Seguimiento solar de un colector cilíndrico parabólico. ....	26
Fig. 18 Toneladas de CO <sub>2</sub> evitadas en el sector de la energía solar térmica (escenario de máximo desarrollo). ....	29
Fig. 19 Distribución de los costos en sistemas de refrigeración por absorción asistidos por energía solar.....	30
Fig. 20 Colegio mundo unido .....	32
Fig. 21 Hospital Moot.....	33
Fig. 22 Oficinas de ESAB .....	34
Fig. 23 Esquema de instalación solar térmica para climatización.....	51

## ÍNDICE

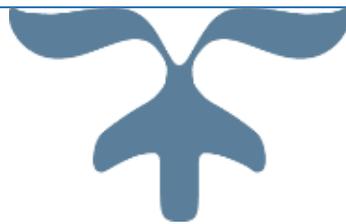
Fig. 24 Dimensiones de la Biblioteca de la UCF .....	56
Fig. 25 Enfriadores / calentadores de absorción directa BCT.....	59
Fig. 26 Esquema de los componentes del sistema térmico solar. ....	62
Fig. 27 Colector solar.....	64
Fig. 28 Comportamiento térmico del campo de colectores solares durante el mes de enero y abril.....	65



---

# Introducción

---



## Introducción

En el siglo XX, la gran disponibilidad de combustibles fósiles permitió la creación y propagación de grandes centrales eléctricas, lo que conllevó a un rápido crecimiento del bienestar y progreso económico de los países desarrollados. El consecuente crecimiento de la demanda mundial de energía, ha generado un fuerte aumento de la producción y un consumo de fuentes fósiles superior a su generación. Debido a ello se desencadenaron muchos problemas medioambientales asociados con la producción masiva de estas fuentes.

El acondicionamiento del aire consume grandes cantidades de energía eléctrica, especialmente en áreas con climas cálidos y húmedos. El Laboratorio de Energía Renovable de Estados Unidos reportó que en 1990 alrededor de 4.1EJ de energía primaria fue usada en el acondicionamiento de aire en edificios, este consumo de energía va en aumento y se espera que se incremente en el futuro. Los problemas ambientales como el debilitamiento de la capa de ozono, y el efecto invernadero, asociados con el uso de las sustancias fluorocarbonados, sustancias usadas como refrigerantes en los sistemas convencionales de enfriamiento y acondicionamiento de aire son un argumento adicional para la minimización del uso de estas tecnologías.

En hospitales, centros de investigación, industria farmacéutica, calidades específicas del aire y un control estricto de la humedad relativa son requeridos sobre todo cuando se manipulan materiales higroscópicos. También en la industria turística en la cual es necesario estabilizar los parámetros de confort es de vital importancia el tratamiento del aire.

Las condiciones del clima tropical de la isla de Cuba con temperaturas promedio de 26°C y temperaturas sostenidas en períodos prolongados de tiempo durante el verano por encima de los 32 °C exigen el uso de sistemas de aire acondicionado para alcanzar las condiciones de confort y requerimientos tecnológicos en muchos procesos de la sociedad moderna. A su vez posee además las condiciones idóneas para el uso de la energía solar térmica.

La invención del ciclo de refrigeración por absorción se remonta a los 1700's, para los años de 1859 y 1950 fueron utilizados por primera vez las mezclas de trabajo Amoniaco/Agua y Agua/Bromuro de Litio respectivamente. Recientemente, el incremento en el costo de la electricidad y los problemas medioambientales han hecho que el calor proveniente de fuentes de energías renovables para los sistemas de refrigeración por absorción sea una opción atractiva para aplicar en el sector residencial, comercial e industrial. (Instituto para la diversificación de la energía, 2011)

Los sistemas de compresión de vapor han sido utilizados en muchas aplicaciones de refrigeración y equipos de aire acondicionado. Sin embargo el aumento del calentamiento global y el efecto ambiental de los clorofluorocarbonos ha estimulado el interés en el desarrollo de los sistemas de absorción. La investigación y desarrollo de nuevas tecnologías eficientes tienen como base fundamental el ser medio ambientalmente amigables. Los sistemas de refrigeración por absorción son atractivos

debido a que pueden emplear refrigerantes naturales (agua, amoníaco, etc.) los cuales satisfacen las normativas de los protocolos de Kioto y Montreal, aunado a esto pueden ser impulsados por energía solar, biogás, calor residual o energía geotérmica, por lo tanto evitando el consumo de combustibles fósiles.

Por esta razón, los sistemas de absorción alimentados por energías renovables son vistos como una de las formas más convenientes para reducir las emisiones de gases de efecto invernadero como el CO<sub>2</sub>. Las fuentes de energía disponibles para la operación de los sistemas de absorción se pueden clasificar en dos Revista Iberoamericana de Ciencias.

Los grupos se separan en: no renovables y renovables. La energía no renovable es la que almacenan los combustibles fósiles: como el carbón, el petróleo y el gas natural. En términos más específicos el sistema propuesto puede utilizar electricidad, combustóleo, diesel, gas LP y gas natural, algunos son derivados del petróleo y otros se obtienen a partir del mismo y están disponibles comercialmente. Las fuentes renovables de energía tienen una larga vida en términos de la existencia humana, y por lo tanto se les considera eternas. Como ejemplos tenemos a la biomasa, solar, eólica, hidráulica y geotérmica, sin dejar de lado el hidrógeno renovable, ya que el sistema de absorción puede ser acoplado a una celda de combustible.

Los sistemas de refrigeración de la actualidad utilizan dos pares de Refrigerantes/Absorbentes; Agua/Bromuro de Litio y Amoníaco/Agua. Mientras que el sistema de absorción de Agua/Bromuro de Litio es utilizada comúnmente para aplicaciones de aire acondicionado, el sistema con Amoníaco/Agua puede ser utilizado para aplicaciones donde las temperaturas requieren ser inferiores a los cero grados centígrados, sin embargo tiene la desventaja de la gran miscibilidad del amoníaco y el agua lo que significa que grandes columnas de rectificación se requieren para generar el amoníaco, que se suma a la complejidad del sistema. (García, 2008)

Aún con los pocos resultados que Cuba posee en esta materia son innegables las potencialidades que tiene esta tecnología para las condiciones climáticas. Así mismo complementa la necesidad de alcanzar elevados índices de eficiencia energética en una de las principales ramas de su economía, el turismo, por lo que se plantea la existencia del siguiente problema de investigación.

### **Problema científico:**

La biblioteca de la Universidad de Cienfuegos presenta problemas de confort, los estudiantes y profesores se sienten insatisfechos cuando realizan investigaciones en los días cálidos, debido al problema de climatización.

### **Hipótesis:**

Si se instala en la biblioteca un sistema de climatización con energía solar que funcione por el método de absorción se logra proporcionar el confort necesario a los estudiantes y profesores en el horario de la biblioteca, con tal de que se mejore la calidad del ambiente y no hayan insatisfacciones.

### Objetivos generales:

Determinar los parametros fundamentales para el diseño de un sistema de climatizacion con energía solar por el método de absorcion en la biblioteca de la universidad de cienfuegos.

### Objetivos específicos:

1. Analizar las tendencias en la tecnología de los sistemas de climatización por absorción
2. Definir una metodología de evaluación energética y selección de los sistemas de climatización por absorción.
3. Definir las variables o criterios de evaluación de la selección de los sistemas de climatización por absorción
4. Hacer un análisis económico de la propuesta.



# Capítulo 1: Estado del Arte de la Máquina de Absorción

# CAPÍTULO 1: ESTADO DEL ARTE DE LA MÁQUINA DE ABSORCIÓN

## 1.1. Introducción al Capítulo

La tecnología del frío solar parte de una idea aparentemente contradictoria: aprovechar el calor para generar frío y minimizar las emisiones de gases a la atmósfera ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{SO}_2$  y  $\text{NO}_x$ ). Teniendo en cuenta que el consumo eléctrico sube considerablemente durante los meses de verano por el uso de los aparatos de aire acondicionado, la generalización de esta tecnología puede suponer un desarrollo muy positivo en la implantación de nuevas aplicaciones de las energías renovables y en la reducción de dichas puntas de consumo eléctrico a partir de estrategias de captación solar, acumulación energética, bajo consumo y gestión eficaz de los mecanismos. (Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid, 2011)

Este consiste básicamente en transformar la energía solar para climatizar en verano, obteniendo agua caliente sanitaria durante todo el año y reforzando la calefacción en invierno. Este sistema garantiza un ahorro de hasta un 70% ya que, por un lado, se utiliza una fuente de energía renovable, y por otro, se reduce el consumo de electricidad. (Klein & Reindl, 2005, p. 26-30)

El proceso es muy similar al de la generación de calor a través de las energías renovables. En primer lugar, se capta la energía solar mediante el sistema elegido, como paneles solares o calderas de biomasa. A continuación, se almacena la energía, la cual sirve como fuente de alimentación para el sistema encargado de producir frío. El siguiente paso es la distribución de la energía en forma de frío; generalmente se utiliza un circuito radiante instalado en el suelo o el techo. Y, por último, la máquina que produce el frío realiza lo que se conoce como circuito de disipación; esto es, capta el calor de dentro del edificio para emitir frío.

La capacidad de almacenar energía solar térmica es clave para poder proporcionar de forma continua una energía que se almacena de forma fluctuante, como es la solar. Aunque es necesario recalcar que lo que se almacena no es energía térmica exactamente, pues no se conserva en forma de calor, sino que se transforma en energía química. (CanalEmpresaSostenible / Europa Press, 2006)

## 1.2. Clasificación

La energía solar térmica, según su utilización, se puede clasificar en baja temperatura (hasta los  $900^\circ\text{C}$ ), media (hasta  $2000^\circ\text{C}$ ) o alta temperatura (arriba de los  $2000^\circ\text{C}$ ), sólo ésta última es válida para la producción de energía eléctrica. (Biomass Users Network (BUN-CA), 2002)

### 1.2.1. Baja temperatura

La energía solar denominada de baja temperatura es la que acostumbramos a utilizar en el ámbito doméstico y suele instalarse en azoteas de vivienda o edificios comerciales. El procedimiento en el que se basan estos sistemas de captación solar es

muy simple, pero a la vez de gran utilidad para el hombre por los servicios que ofrece en multitud de aplicaciones.

Por aprovechamiento de baja temperatura se entiende todos aquellos sistemas de energía solar en los que el fluido calentado no sobrepasa los 900°C. Estas instalaciones se caracterizan por emplear como elemento receptor de energía un captador fijo de placa plana o un captador solar de vacío. Entre las utilizaciones más extendidas basadas en esta fuente de energía de baja temperatura figuran la producción de agua caliente sanitaria, la calefacción de edificios, la climatización de piscinas, etc. (Almanza & Muños, 1994)

### 1.2.2. Tecnologías de media y alta temperatura

La tecnología de media temperatura va destinada a aquellas aplicaciones que requieren temperaturas más elevadas de trabajo. A partir de los 80°C los captadores planos convencionales presentan rendimientos bajos y cuando se pretende generar vapor entre 100°C y 250°C debe acudir a otro tipo de elementos de captación.

Para llegar a estos niveles de temperatura resulta indispensable utilizar sistemas que concentren la radiación solar mediante lentes o espejos parabólicos. Los más desarrollados en la actualidad son los captadores cilindro-parabólicos, que se valen de espejos para calentar un fluido hasta producir el vapor que nos permita mover una turbina. De esta forma, la energía térmica se convierte en energía mecánica.

En las tecnologías de alta temperatura, la radiación solar puede servir para la generación de electricidad a gran escala. Mediante un proceso que convierte el calor en energía mecánica y posteriormente en energía eléctrica, se consiguen altas capacidades en la producción de electricidad.

Las instalaciones solares de alta temperatura, también conocidas como termoeléctricas, se basan en procesos tecnológicos parecidos a los utilizados en instalaciones de media temperatura, pero eso sí, con una mayor capacidad para concentrar los rayos del Sol, así como para alcanzar temperaturas más elevadas. (García, 2008)

## 1.3. Estado del arte

### 1.3.1. Historia de la máquina de absorción

Los principios de la máquina de absorción podrían remontarse a 1774 con el inglés Joseph Priestly que aisló los gases de amoníaco, oxígeno y dióxido de carbono, este hecho puede considerarse el comienzo del desarrollo científico en el campo de la refrigeración por absorción, posteriormente Faraday utilizó un tubo en forma de U, donde en un extremo se aplicaba calor para aumentar la presión, mientras que en el otro se enfriaba. Demostró que se producía frío al evaporar amoníaco en un extremo del tubo y absorberse en cloruro de plata en el otro extremo. En los años posteriores aparecerían varios estudios relacionados con el principio de refrigeración por absorción, pero fue

Edmond Carré el que inventó la primera máquina de absorción en 1850, utilizando agua/ácido sulfúrico como par absorbente/refrigerante, y en 1859 Ferdinand Carré perfeccionó la máquina siendo patentada en 1860 en Estados Unidos, comenzando su comercialización en 1886.

El refrigerador de absorción entró en el mercado norteamericano con más de 4 millones de aparatos vendidos en 1926. En 1950 se dejaron prácticamente de utilizar por los equipos de compresión mecánica. No obstante, a finales de los años 70 del siglo XX volvieron a utilizarse, debido a las ventajas que ofrecían en aprovechar las energías alternativas, como la solar, la energía calorífica residual, que suele desecharse pero son reutilizadas por estas máquinas para producir frío y climatizar. (Díaz, 2013)

### 1.3.2. Caracterización de los sistemas de absorción

Los equipos de absorción pueden ser caracterizados por tres niveles de temperatura:

1. Un nivel de alta temperatura, que es la temperatura a la que se absorbe el calor cedido por el foco a alta temperatura (la energía procedente de la radiación solar en el caso de sistemas de frío solar).
2. Un nivel de baja temperatura al que se produce el proceso de enfriamiento.
3. Un nivel de media temperatura al que se evacua tanto el calor extraído del sistema a enfriar como del foco caliente.

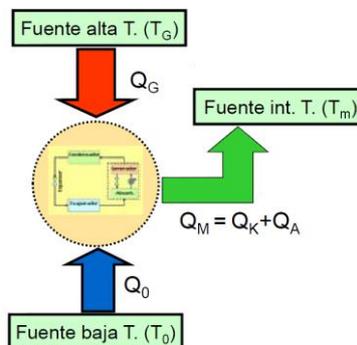


Fig. 1 Niveles de temperatura de trabajo de una máquina de absorción  
Fuente: (Carrera et al., 2011)

### 1.3.3. Clasificación

Se desarrolla en este apartado una clasificación de los sistemas de absorción siguiendo diferentes criterios (Balado, 2011):

- Aplicación
- Fuente de energía
- Tamaño
- Fluido de trabajo
- Número de etapas
- Sistema de condensación

### 1.3.3.1. Aplicación

Las máquinas de absorción además de utilizarse para producir frío, se pueden utilizar para obtener calor funcionando bien como bombas de calor.

Las bombas de calor y enfriadoras por absorción son muy utilizadas en proyectos de calefacción y refrigeración en Europa como por ejemplo en los países escandinavos como Suecia o Dinamarca. En este tipo de instalaciones se aprovechan diferentes energías, ya sea energía residual, gases de escape a baja temperatura o calor geotérmico, para cubrir las necesidades de calefacción y refrigeración mediante bombas de calor, refrigeradoras de amoníaco o enfriadoras de absorción. Además, es comúnmente utilizada el agua de mar para disipar el calor generado por los equipos de absorción. (Sánchez, 2007)

### 1.3.3.2. Fuente de energía

La fuente de calor que alimenta la máquina de absorción puede tener diferente origen y distintos niveles de temperatura. Puede ser agua caliente procedente de captadores solares, calderas de biomasa, o procesos industriales con excedentes de agua caliente. Se puede obtener de gas natural, o de gases licuados del petróleo contenidos en depósitos. De procesos industriales con excedentes de vapor de agua o agua sobrecalentada, y también de gases de escape procedentes de motores, o procesos industriales. Dependiendo de si existe o no un intercambiador de calor entre la fuente y el generador, el modo de alimentación se dice que es indirecto y directo respectivamente. (Syed, Maidment, Tozer & Missenden, 2002)

### 1.3.3.3. Tamaño

Si la capacidad frigorífica de la maquina es inferior a 30 kW se consideran máquinas de pequeña potencia. Si se encuentran entre 30 kW y 100 kW, son máquinas de mediana potencia, y superiores a 100 kW se consideran máquinas de alta potencia. (Díaz Torres & Monteagudo, 2014)

### 1.3.3.4. Fluido de trabajo

Los dos pares refrigerante/absorbente más empleados en las máquinas de absorción son  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  y  $\text{H}_2\text{O}/\text{BrLi}$ ; el primero de ellos, en aplicaciones preferentemente de refrigeración, y el segundo, en climatización y bombas de calor por lo general.

La eficiencia de la maquina ideal de absorción solo es función de las temperaturas absolutas de las fuentes térmicas de intercambio, independientemente de las propiedades de las sustancias absorbente y refrigerante que circulan por los órganos de la planta. En la práctica esto no sucede así, existiendo una clara dependencia entre las prestaciones logradas y la mezcla frigorífera escogida. (Díaz Torres & Monteagudo, 2014)

### 1.3.3.4.1. El refrigerante

Propiedades que se requiere para el refrigerante (Sarbu, 2013, p. 286-297):

- Su presión de vapor deberá ser lo suficientemente baja, en alta temperatura, para impedir un grosor elevado en los equipos de trabajo en esta zona. Por el contrario a bajas temperaturas, deberá poseer una presión relativamente alta para favorecer la detección de fugas, en otras palabras, bajo punto normal de ebullición, lo que está asociado con bajos pesos moleculares según la regla de Trouton.
- Su temperatura de congelación será significativamente menor que la mínima del ciclo.
- La conductividad térmica lo mayor posible para favorecer los procesos de transferencia.
- Térmicamente estables.

### 1.3.3.4.2. El absorbente

Propiedades que se requieren del absorbente (Sarbu, 2013, p. 286-297):

- La presión de vapor deberá ser lo más baja posible a la temperatura de generador, con el fin de evitar la rectificación, lo que va a requerir en estas sustancias un alto punto normal de ebullición.
- Estables químicamente y no corrosivos.
- En funcionamiento continuo, debe encontrarse en fase líquida para las condiciones de operación.
- Mínima viscosidad, para reducir la energía de circulación y asegurar altas tasas de absorción y transferencia de calor.
- Bajo punto de congelación.

### 1.3.3.4.3. Para la solución Refrigerante/Absorbente

Propiedades que se requieren para la solución refrigerante/absorbente (Sarbu, 2013, p. 286-297):

- Alta desviación negativa respecto a la ley de Raoult, cuanto mayor sea esta menor será la tasa de caudal en el circuito de la solución por unidad de caudal de refrigerante.
- Gran solubilidad del refrigerante en la solución para las condiciones de trabajo del absorbente para la separación en el generador.
- Proceso rápido de absorción de vapores y de aproximación de la solución al estado de equilibrio.
- No inflamable, no tóxica y no corrosiva.

### 1.3.3.5. Número de etapas

Toda clasificación sobre un grupo determinado de elementos se efectúa en función de un criterio definido. Sobre las máquinas de absorción, no existe una clasificación unificada, ni siquiera unos criterios que coincidan de forma general. Entre los fabricantes

de máquinas de absorción es corriente utilizar indistintamente conceptos como “efecto” y “etapa”, lo que Carrier y Yazaki denominan efecto, Trane y York lo denominan etapa.

Efecto: hace referencia al generador de la máquina; dispositivo donde se produce el vapor refrigerante mediante ebullición. Ejemplo: simple efecto = 1 generador; doble efecto = 2 generadores; etc.

Etapas: hace referencia al absorbedor de la máquina; elemento donde se produce la absorción del vapor refrigerante. Ejemplo: simple etapa = 1 absorbedor; doble etapa = 2 absorbedores; etc. (International Energy Agency, 2010)

En función del número de efectos (o generadores) los sistemas de absorción se pueden clasificar en:

- De simple efecto: máquina de absorción con un solo generador.
- De efecto mitad.
- De doble efecto: máquina de absorción con dos generadores.
- De triple efecto: máquina de absorción con tres generadores.

### 1.3.3.5.1. Ciclo de simple efecto

El ciclo de absorción de simple efecto tiene una gran importancia en el campo de la refrigeración solar ya que es el más adecuado para unirse a un campo de captadores planos o de vacío. La concepción habitual de una máquina de absorción es la de aquella que desarrolla un ciclo frigorífico aprovechando la capacidad que tienen algunas sustancias, tales como el agua y algunas sales como el Bromuro de Litio, para absorber en fase líquida vapores de otras sustancias tales como el amoníaco y el agua, respectivamente.

El funcionamiento de una máquina de absorción es posible mediante el intercambio de calor con cuatro focos. Esto se puede apreciar en la Fig. 2 donde los cuatro componentes que intercambian calor con el exterior: generador, absorbedor, condensador y evaporador; siendo sus cuatro focos respectivos. (Instituto para la diversificación de la energía, 2011)

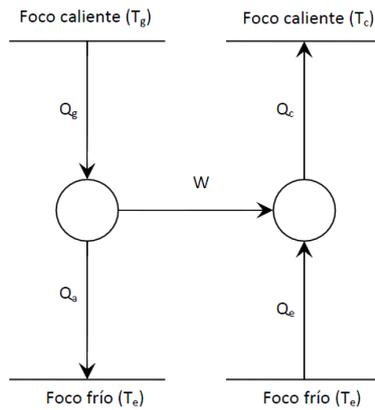


Fig. 2 Intercambio de calor con los focos de calor  
Fuente: (Díaz Torres & Monteagudo, 2014)

La mayoría de las máquinas de absorción comerciales disponibles requieren de una bomba para el transporte de la solución diluida desde el absorbedor hasta el generador. El consumo eléctrico de esta bomba es aproximadamente de un 1-5% de la potencia de refrigeración total.

Como se muestra en la Fig. 3 existe un intercambiador entre la solución diluida y la solución concentrada, que permite precalentar el fluido que se dirige hacia el generador. Gracias al recuperador de calor introducido entre el absorbedor y el generador, la eficiencia del ciclo aumenta.

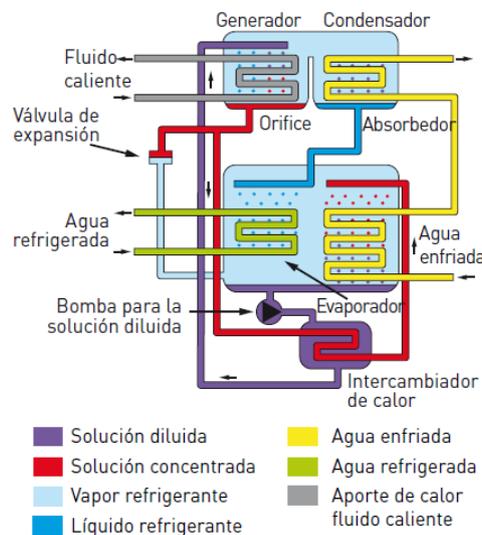


Fig. 3 Máquina de absorción simple efecto H2O – BrLi con intercambiador de calor.  
Fuente: (Navarro, 2012)

Los equipos de absorción, al igual que los de compresión de vapor, se basan en el principio de condensación y evaporación de un refrigerante para la obtención de frío o calor. La principal diferencia entre estos ciclos está en cómo se trasvasa el refrigerante de la zona de baja presión a la de alta presión. En los ciclos de compresión mecánica, el trasvase se realiza por medio de un compresor, pero en el caso de una máquina de absorción, el proceso es más complejo. El refrigerante vaporizado en la zona de baja

presión es captado por una solución (absorbente) que tiene afinidad fisicoquímica hacia él. La mezcla se bombea a la zona de alta presión, y la separación absorbente-refrigerante se produce mediante la aportación de calor.

La clave está en que el trabajo de bombeo es mucho menor que el necesario para mover el compresor en un ciclo de compresión mecánica, con el consiguiente ahorro de energía eléctrica

El funcionamiento del equipo se describe con la Fig. 4 que representa el proceso de una máquina de absorción de simple efecto.

Mediante el aporte de energía térmica (independientemente del método empleado) se produce la evaporación de parte del agua de la solución de BrLi-H<sub>2</sub>O, concentrándose dicha solución. El vapor de agua (el refrigerante) se dirige al condensador, mientras que la solución concentrada se dirige al absorbedor. Dado que el bromuro de litio (el absorbente) no es muy volátil, en condiciones normales de funcionamiento no debe producirse el arrastre de gotas de solución en el proceso de evaporación, o si se produce será en cantidades inapreciables. (Instituto para la diversificación de la energía, 2011)

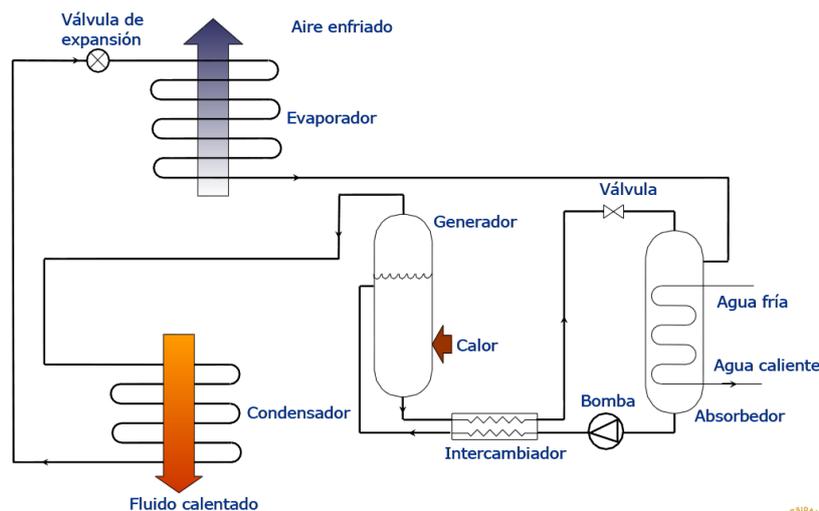


Fig. 4 Esquema de funcionamiento de una máquina de absorción simple efecto  
Fuente: (Climasol, 2005)

Una vez ha llegado al condensador, el vapor de agua cede su calor latente y se condensa. Normalmente la condensación del vapor de agua se realiza mediante otra corriente de agua, que circula por el lado de los tubos, por lo que es necesario enviar esta corriente de agua a una torre de refrigeración para evacuar dicha energía, se tendrá en cuenta que pueden haber equipos que condensan con aire

Tras abandonar el condensador, el refrigerante se dirige al evaporador, pero antes debe pasar por la válvula de expansión para reducir su presión lo necesario para que se produzca la evaporación a la temperatura correcta

Tras disminuir su presión, el refrigerante llega al evaporador. En él, el refrigerante se evapora tomando la energía necesaria de otra corriente (normalmente agua) que circula

por el lado de los tubos, produciéndose en dicha corriente el efecto frigorífico. Es importante indicar la necesidad de que no se produzca arrastre de absorbente, ya que modificaría la presión de trabajo en el evaporador y porque además se podría producir cristalización de la sal de bromuro de litio.

Una vez abandonado el evaporador, el refrigerante se dirige hacia el absorbedor para cerrar el ciclo. Para ello se ponen en contacto el refrigerante (vapor de agua) y la solución concentrada que proviene del generador. La solución concentrada absorbe el vapor de agua diluyéndose la solución, volviendo a las condiciones de partida. Dicho proceso de mezcla es exotérmico, por lo que es necesario evacuar el calor generado para que dicho calor no eleve la temperatura del absorbedor y se ralentice el proceso de mezcla. Para ello se emplea una corriente auxiliar de agua que evacua dicha energía y posteriormente la disipa en la torre de refrigeración. Normalmente, es la misma corriente de agua la que se usa para refrigerar el absorbedor y el condensador, primero pasa por el absorbedor, y luego pasa por el condensador.

Una vez se ha producido la mezcla, la bomba se encarga de elevar la presión de la solución hasta la presión de trabajo (recordemos que hemos producido una pérdida de carga en el paso del condensador al evaporador) e impulsarla hacia el generador.

Por último, antes de llegar al generador, la solución pasa por un intercambiador de calor donde entra en contacto (indirecto, claro está) con la solución concentrada que proviene del generador y se dirige al absorbedor, disminuyendo la temperatura de ésta, y aumentando la suya. Con esto se consigue disminuir las necesidades de refrigeración del absorbedor (ya que al ingresar en él la corriente de solución concentrada a menor temperatura hay que evacuar menos energía) y también disminuye el aporte energético necesario a realizar en el generador (ya que la solución de partida ingresa en el generador a mayor temperatura).

Actualmente las máquinas de absorción de simple efecto tienen un COP en condiciones nominales de 0.65-0.77 aproximadamente. (Fong, Chow, Lee, Lin & Chan, 2010, p. 227-244)

### 1.3.3.5.2. Ciclo de doble efecto

Una máquina de absorción de doble efecto surge de la adición de equipos al ciclo de simple efecto, para poder mejorar su rendimiento, se compone de dos generadores de vapor (el de alta y el de baja temperatura), dos recuperadores de calor de la disolución, dos condensadores, dos válvulas de expansión, el evaporador y el absorbedor. Esto es posible en las máquinas con el par BrLi-H<sub>2</sub>O, ya que trabajan con niveles de presión muy bajos, mientras que no es posible en el caso de trabajar con la mezcla NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, ya que introducir una nueva etapa incrementaría la temperatura de trabajo, y el incremento de presión que esto originaría una estructura muy robusta lo que lo haría inviable.

Los ciclos de doble efecto, como poseen dos generadores, realizan dos separaciones de vapor a partir de un aporte inicial de calor externo, de manera que se consigue un aumento notable en el COP de la máquina respecto a las de simple efecto. Pero ello implica un nivel térmico superior a las de simple efecto en el generador de alta

temperatura, con el fin de que el vapor producido en este generador sea a su vez capaz de producir vapor refrigerante en el generador de baja temperatura.

El rango de temperaturas con el que trabaja el generador de alta temperatura en el ciclo de doble efecto se encuentra entre 130 y 180°C. Su valor dependerá de la temperatura ambiente, de la carga térmica a cubrir y del tipo de condensación con el que opere. (Refrigeration Handbook ASHRAE, 1994)

En la Fig. 5 se representa un esquema de una máquina de doble efecto con todos los componentes del sistema. En el generador de alta temperatura la solución acuosa (gráfica solución diluida) será calentado por la fuente de energía térmica que para el caso de refrigeración solar será proveniente del campo de captadores, en la que parte del agua de la solución se evapora del resto, obteniéndose una solución intermedia a la que llamaremos solución semi concentrada, el vapor de agua va directamente al generador de baja.

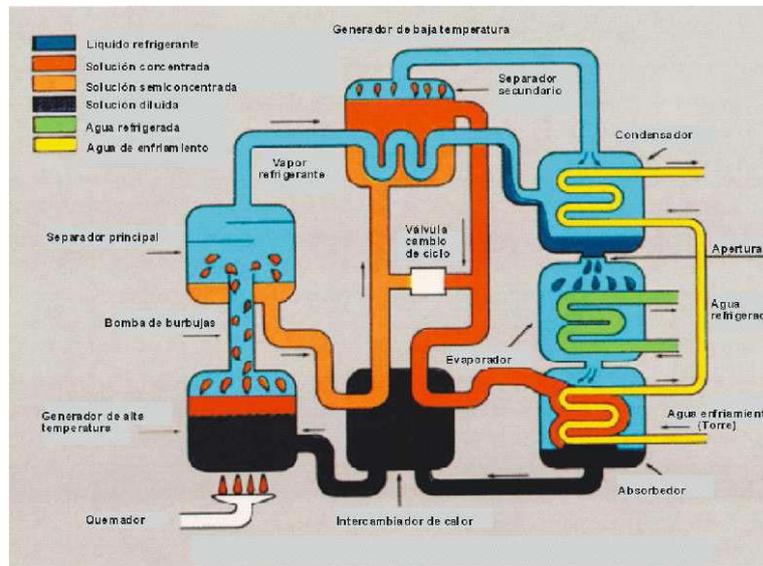


Fig. 5 Descripción de una máquina de absorción de doble efecto  
Fuente: (Bukoski, Gheewala, Smead, & Chirarattananon, 2014)

La solución semi concentrada, pasa por el intercambiador de alta temperatura antes de pasar al generador de baja temperatura lo que hace es precalentar la solución que entrara en el generador de alta temperatura solución diluida y enfriar la solución semi concentrada.

En el generador de baja temperatura, el vapor de agua cede energía a la solución intermedia (que se encuentra a menor temperatura tras pasar por el intercambiador de calor de alta temperatura) como consecuencia de este intercambio de calor, parte del agua de la solución semi concentrada hierve liberando vapor refrigerante adicional esta segunda separación de vapor de la solución permite aumentar el rendimiento de la máquina y es la razón por la que esta variante del ciclo se denomine de doble efecto.

El vapor separado en el generador de baja temperatura, atraviesa el separador secundario y alcanza el condensador donde se reúne con parte del vapor generado en la primera etapa, o sea, en el generador de alta temperatura.

En el condensador, el circuito por el que circula el agua de enfriamiento procedente generalmente de una torre evaporativa, enfría el vapor condensándolo y formando el agua que es el líquido refrigerante. Éste líquido entra en el evaporador debido a la diferencia de presión y al encontrarse en un espacio donde la presión absoluta muy pequeña se evapora a una temperatura de 3,3°C adquiriendo el calor necesario para ello del agua a refrigerar que está circulando por un serpentín situado dentro del evaporador. Gracias a ello el agua del circuito de refrigeración desciende a la temperatura de 7°C.

Mientras, la solución semiconcentrada al reducir su contenido de agua por efecto de la evaporación en el generador de baja temperatura, concentra aún más su contenido de BrLi por lo que pasamos a denominarla solución concentrada. En estas condiciones fluye a través del intercambiador de calor de baja temperatura donde cede calor a la solución diluida que circula por su circuito secundario reduciendo su temperatura hasta 40°C. A continuación la solución concentrada entra en el absorbedor que es un espacio compartido con el evaporador y en el que se encuentra un serpentín por el que circula agua de enfriamiento a una temperatura máxima de 29,5°C procedente de una torre evaporativa externa a la máquina. Dentro del absorbedor el BrLi de la solución concentrada, gracias a su alta afinidad con el agua, absorbe el vapor producido en el evaporador lo que permite mantener constante la presión en éste. Al mismo tiempo, el agua de enfriamiento que circula por el serpentín del absorbedor elimina durante el proceso de absorción el calor aportado al vapor de agua en el evaporador.

Como toda el agua separada de la solución en los dos generadores, el de alta y el de baja temperatura, ha llegado finalmente al absorbedor, en este espacio la solución se diluye de nuevo hasta el 54% inicial, o sea, vuelve a ser solución diluida. Desde el absorbedor, dicha solución es aspirada por la bomba de solución haciéndola pasar primero por el intercambiador de baja temperatura calentándose como hemos visto antes con el calor cedido por la solución concentrada y a continuación por el intercambiador de calor de alta temperatura donde, como también hemos visto, adquiere el calor cedido por la solución semi concentrada, entrando finalmente en el generador de alta temperatura donde de nuevo se inicia el ciclo. (Herold, Radermacher & Klein, 1996)

Las temperaturas y los niveles de concentración del BrLi pueden sufrir algunas variaciones según el fabricante e incluso el modelo del equipo. El ciclo descrito es el denominado de circuito en serie ya que los fluidos circulan en serie a través de los distintos dispositivos. Algunos fabricantes han introducido variaciones a este circuito, especialmente en unidades de gran potencia, con el propósito de disminuir la cantidad de fluido a circular y el volumen de la máquina.

Las máquinas de absorción de doble efecto se pueden clasificar según la distribución del caudal de la disolución hacia los dos generadores Fig. 6.

- Flujo Paralelo
- Flujo Serie
- Invertido.

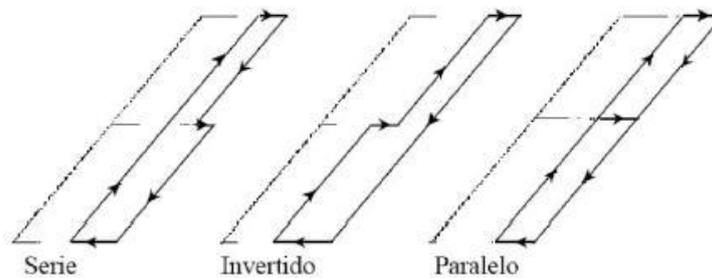


Fig. 6 Posibilidades de funcionamiento de una máquina de doble efecto  
Fuente: (Millán, 2004)

### 1.3.3.5.2.1. Flujo paralelo

Una de las más importantes decisiones a tomar cuando se trata de diseñar una máquina de absorción de doble efecto es el modo de distribuir la disolución que circula desde el absorbedor hacia los dos generadores. En este tipo de configuración la disolución procedente del absorbedor se divide en dos circuitos; uno hacia el generador de alta temperatura y otro hacia el de baja para poder alimentarlos de forma independiente.

Las máquinas de doble efecto con distribución de flujo paralelo desarrollan un COP mayor que las de flujo en serie. Este tipo de configuración presenta mayores beneficios desde el punto de vista termodinámico y de transferencia de calor que la configuración serie ya que esta distribución disminuye las caídas de presión y mejora el proceso de separación del vapor refrigerante, si bien necesita mayor complejidad en el sistema de control. (Bukoski, Gheewala, Smead, & Chirarattananon, 2014)

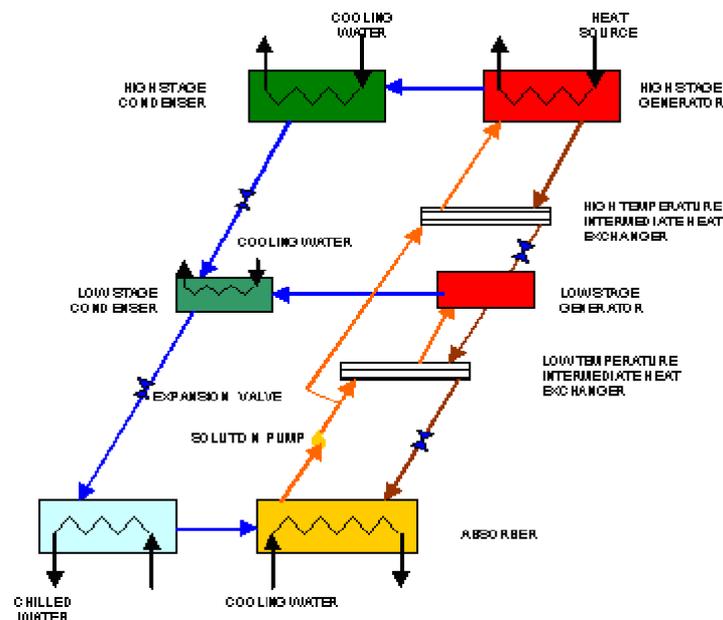


Fig. 7 Máquina de absorción doble efecto con flujo paralelo  
Fuente: (Quiroga, 2015)

**1.3.3.5.2.2. Flujo serie**

En la configuración serie todo el caudal de disolución es conducido, en primer lugar, al generador de alta temperatura y, posteriormente, al de baja temperatura. Por otro lado el generador de alta temperatura debe alcanzar una temperatura lo suficientemente elevada para proporcionar el calor necesario al generador de baja el cual haga hervir la disolución.

Por otra parte, tanto las máquinas de doble efecto paralelo como las de distribución en serie se pueden dividir en dos tipos según el sistema de condensación: condensadas por agua y condensadas por aire. (González, Velázquez, Saucedo, Pando & Cervantes, 2014)

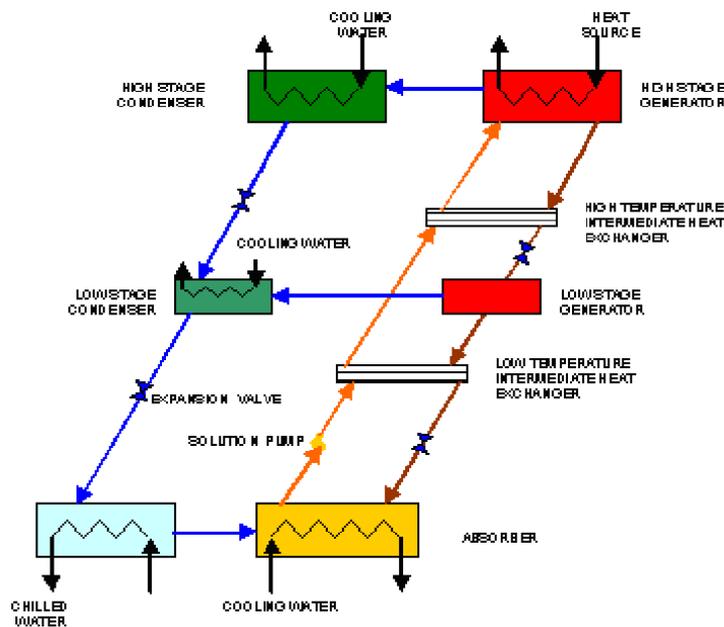


Fig. 8 Máquina de absorción doble efecto con flujo en serie  
Fuente: (Izquierdo & Martín, 1995)

**1.3.3.5.2.3. Flujo invertido**

La configuración invertida es muy similar a la configuración en serie, pero con dos bombas de caudal, una para llevar la mezcla del absorbedor (AB) al generador de baja presión (G2), y otra para llevar la mezcla al de alta presión (G1). Con esto se consigue un mejor control de la presión en cada generador al tener dos equipos reguladores independientes, lo que conlleva una mejor operación del equipo. Sin embargo, está perdiendo terreno frente a la configuración en serie debido a que se necesita una bomba de caudal más y a que las técnicas de control actuales están consiguiendo mejorar la respuesta de las maquinas con configuración serie. (González, Velázquez, Saucedo, Pando & Cervantes, 2014)

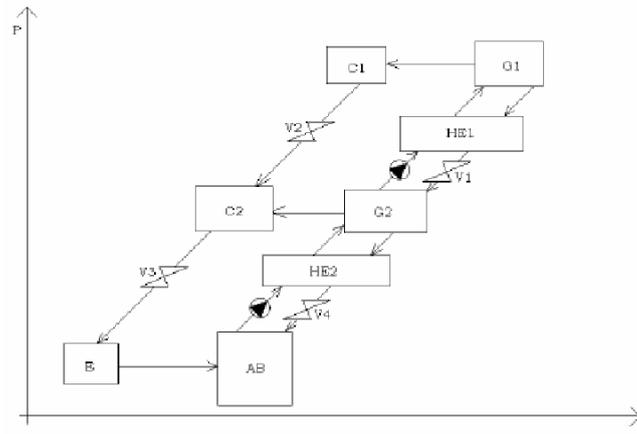


Fig. 9 Máquina de absorción doble efecto con flujo invertido  
Fuente: (Eicker & Pietruschka, 2009, p. 45-81)

### 1.3.4. El Coeficiente Térmico de Funcionamiento (COP)

Un dato clave para describir la eficacia de un refrigerador activado térmicamente es el coeficiente térmico de funcionamiento “COP”, definido como el cociente entre el calor extraído en el proceso de refrigeración del agua y el calor de activación del sistema, como se observa en Fig. 2.

$$COP = \frac{Q_0}{Q_c} \quad 1.1$$

Este cociente no es el mismo que el COP de una máquina de refrigeración por compresión eléctrica convencional, ya que para ese caso tendríamos:

$$COP = \frac{Q_0}{W} \quad 1.2$$

En la ecuación 1.2 el ( $Q_0$ ) representa el trabajo de refrigeración que obtenemos y ( $W$ ) representa el trabajo que necesita aportarse al compresor; en esta definición para el compresor térmico no incluye ningún consumo. Para hacer una comparación de las tecnologías se debe de considerar que la energía aportada a todos los componentes del sistema sea térmica, ya sea para bombas, ventiladores, etc. Se puede observar que cuanto más pequeño es el COP, más aportación de calor se requiere y más calor tiene que ser expulsado del sistema en la torre de refrigeración. Por el contrario, un alto valor del COP tiene la ventaja de poder reducir la aportación de calor y de energía eléctrica para las bombas en los ciclos de calefacción y refrigeración.

Las máquinas de absorción pueden ser de simple efecto, doble efecto y triple efecto, se encuentran en el mercado en el rango desde 4,5 kW de potencia frigorífica llegando a grandes cantidades de kW y con coeficiente de operación COP de entre 0.6 y 0.75 en máquinas de simple efecto que son las más utilizadas. Las temperaturas de las fuentes de calor para la activación de estas máquinas están en el rango de entre 90 y 120° C en simple efecto, donde tenemos las máquinas de BrLi–H<sub>2</sub>O y NH<sub>3</sub>–H<sub>2</sub>O.

También existen máquinas de doble efecto, con una temperatura de activación mayor, entre 130 y 185° C lo que se traduce en una mejora del rendimiento del equipo, encontrándose el coeficiente de operación en un rango de entre 0.9 y 1.33. Estas

máquinas están disponibles en potencias de refrigeración superiores a 100 kW. (Velázquez, 2002).

Las enfriadoras de triple efecto se encuentran todavía en etapa experimental aunque ya existen instalaciones, que pueden alcanzar un COP de hasta 1.7 operando con temperaturas de activación en el rango de 170 a 200°C. En la Fig. 10 se muestra un esquema de la evolución del COP en los diferentes tipos de máquinas de absorción estas últimas décadas.

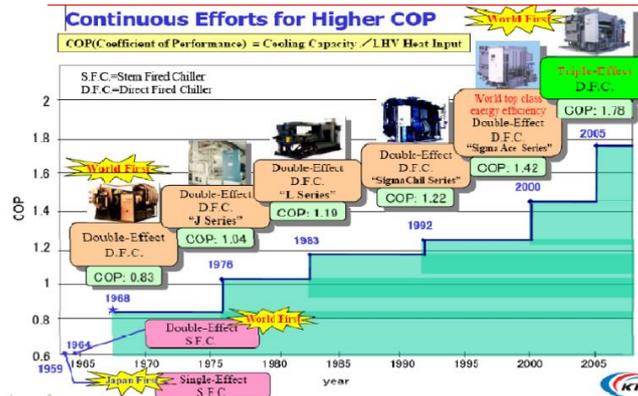


Fig. 10 Evolución de las máquinas de absorción a través del tiempo  
 Fuente: (Lorenzini, 2010)

En la Fig. 11 se muestra la relación entre el COP y la temperatura de trabajo del generador de varias enfriadoras multi-efecto con un mismo dimensionado y bajo idénticas condiciones de operación (temperatura del agua de refrigeración a 30°C y temperatura de consigna del agua a enfriar de 7°C).

Hay que destacar que, para cada ciclo de absorción, existe un valor mínimo de la temperatura a suministrar al generador, por debajo de la cual no funciona. Por ello se deben de implementar adecuados sistemas de control donde la condición para poner en marcha la máquina de absorción y sus respectivas bombas sea que la temperatura disponible en la parte superior del tanque de acumulación de calor sea de 85°C (simple efecto) o 180°C (doble efecto) y, para detener los equipos, sea de 75°C (simple efecto) o 170°C (doble efecto); para el caso de obtención de energía térmica por un sistema solar de captación. (Ehyaei et al., 2010, p. 2296-2303)

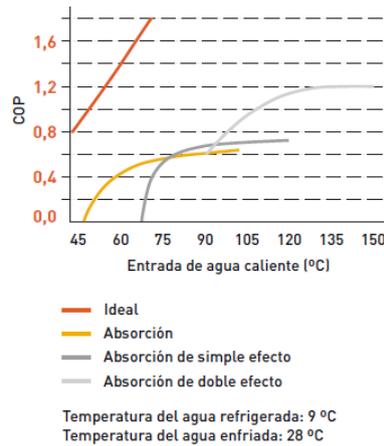


Fig. 11 Comparación de las máquinas de absorción según su COP y su temperatura de activación  
Fuente: (CanalEmpresaSostenible / Europa Press, 2006)v

## 1.4. Sistemas de captación

Un colector es un dispositivo capaz de absorber el calor proporcionado por el sol con un mínimo de pérdidas para comunicárselo a un fluido para su posterior aprovechamiento. (Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid & Consejería de Economía y Hacienda, 2011)

Con respecto al almacenamiento tenemos que distinguir dos tipos de sistemas:

- Sistemas de almacenamiento en medio único. El medio utilizado para almacenar la energía térmica es el mismo fluido que circula por los colectores solares. La eficacia de este tipo de sistemas es superior al 90%.
- Sistemas de almacenamiento en medio dual. El almacenamiento de calor tiene lugar en un medio diferente al fluido de trabajo que se calienta en los colectores solares. La eficacia que demuestran sistemas es aproximadamente un 70%.

### 1.4.1. Colectores solares de alta temperatura

El aprovechamiento de energía solar, a alta temperatura, para producir electricidad mediante vía termodinámica se basa en principios análogos a los que pueden contemplarse en una central eléctrica convencional que quema carbón o petróleo.

Se consigue que la radiación solar caliente a alta temperatura un fluido primario (el fluido calor portador). Este fluido transmite el calor a un circuito secundario por el que circula un segundo fluido que, tras transformarse en vapor por la acción del calor, pone en marcha una turbina acoplada a un alternador. En algunos casos, es el propio fluido primario el que, convertido en vapor, acciona la turbina. Generalmente, todas estas instalaciones solares tienen incorporado un dispositivo que permite almacenar una cierta cantidad de energía en forma de calor para paliar en lo posible las fluctuaciones que puede presentar la radiación solar.

Se incorporan mecanismos de seguimiento en sistemas solares que deben alcanzar temperaturas elevadas en el fluido caloportador (> 150°C), este tipo de instalaciones se suelen emplear para obtener energía eléctrica en aplicaciones termoeléctricas, aunque

también pueden generar, únicamente, energía calorífica de alta calidad. (International Solar Energy Society, s.f.)

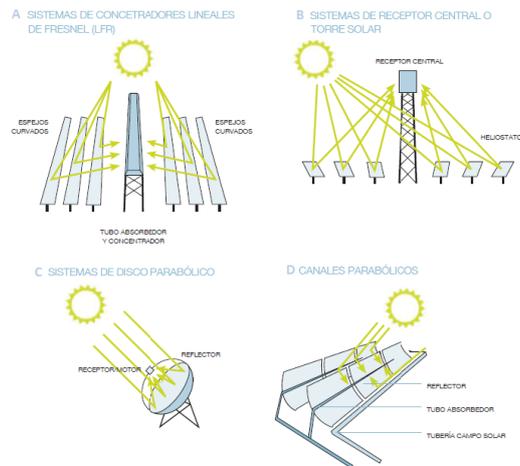


Fig. 12 Sistemas de concentración solar: A-Lineal Fresnel, B-Receptor Central, C-Disco Parabólico y D-Cilindro Parabólicos  
Fuente: (Balado, 2011)

#### 1.4.1.1. Concentrador lineal tipo Fresnel

La tecnología Fresnel utiliza reflectores planos, simulando un espejo curvo por variación del ángulo ajustable de cada fila individual de espejos, en relación con el absorbedor. Los espejos paralelos enfocan la energía irradiada por el sol en un tubo, colocado por encima de los espejos. Se utiliza agua como fluido caloportador en estado vapor. Los niveles de concentración solar son inferiores respecto a los captadores cilindro-parabólicos y, por tanto, las temperaturas de trabajo son más bajas.

Esta tecnología destaca por su sencillez y bajo coste. Los reflectores se construyen con espejos de vidrio normales, por lo tanto su materia prima es muy barata, por otro lado, la forma curvada de los espejos cilindro parabólicos, y su mayor calidad, hace que sean un 15% más eficiente que los espejos Fresnel. (Colector lineal Fresnel, s.f.)



Fig. 13 Captador Fresnel.  
Fuente: (Colector lineal Fresnel, s.f.)

## 1.4.1.4. Captadores cilindro-parabólicos (CCP)

El captador lineal cilindro-parabólico es actualmente la tecnología de generación de calor a temperaturas superiores a 400°C más madura, y se utiliza principalmente en plantas termoeléctricas o en procesos industriales que requieran calor a alta temperatura. Los reflectores, que tienen una forma parabólica, concentran la radiación solar directa en el receptor situado a lo largo del foco. El receptor consiste en un tubo absorbente con un área, que es normalmente de 25 a 35 veces más pequeña que la abertura. El fluido a calentar circula por el interior del tubo absorbente. Los fluidos de trabajo más habituales son aceites térmicos.

El tubo absorbente o receptor es uno de los elementos fundamentales de todo CCP, ya que de él depende en gran medida el rendimiento global del captador. El receptor suele estar formado por dos tubos concéntricos. El tubo metálico interno lleva un recubrimiento selectivo que posee una elevada absorptividad (>90%) y una baja emisividad en el espectro infrarrojo, lo que le proporciona un elevado rendimiento térmico. (Colector cilíndrico parabólico, s.f.)



Fig. 14 Captador cilindro parabólico.  
Fuente: (Colector cilíndrico parabólico, s.f.)

Estos equipos cuentan con un sistema de seguimiento de un solo eje, la orientación de las líneas de captadores (norte-sur o este-oeste) dependerá del uso final de la energía producida.

### 1.4.1.4.1. Descripción del funcionamiento del colector cilindro-parabólico (CCP)

Los colectores solares de energía son intercambiadores de calor que transforman la energía de la radiación solar en energía térmica que es transportada mediante un fluido de trabajo. En los concentradores solares, la energía proveniente del sol se concentra en un dispositivo receptor donde dicha energía se absorbe en la superficie y se transforma en calor por conducción. Este calor es removido por un fluido (normalmente aire, agua, o aceite) que fluye a través del receptor. Dependiendo de la óptica utilizada para llevar a cabo la concentración de la energía solar, los colectores concentradores se pueden clasificar en concentradores de imagen o de no-imagen, dependiendo de si se forma una imagen bien definida del Sol en el receptor o no, respectivamente.

La energía solar colectada se puede almacenar como energía interna del fluido en un tanque de almacenamiento y que se puede utilizar posteriormente durante la noche o en días nublados.

La clasificación de colectores solares también puede realizarse en dos categorías: los que tienen sistema de concentración y los que carecen de éste. En un colector no concentrador con seguimiento aparente del Sol el área de abertura del colector es igual al área de recepción, mientras que en un colector concentrador con seguidor solar el área de abertura es más grande que el área de recepción. En los colectores concentradores se usan dispositivos que reflejan o refractan la luz hacia el área de receptor más pequeña, es decir, la energía solar se concentra teniendo una mayor densidad de flujo radiactivo por unidad de área. (García, 2008)

Los colectores concentradores tienen ventajas comparados con los colectores planos convencionales:

- Se obtienen mayores temperaturas de un colector concentrador para la misma superficie de colección. Esto significa que se puede lograr una mejor eficiencia termodinámica.
- La eficiencia térmica es mayor debido a que el área de pérdida de calor es pequeña comparada con el área de recepción.
- Es económicamente viable el tratamiento de superficies selectivas y la instalación de tubos de vacío para reducir pérdidas de calor.

Las desventajas son:

- Los sistemas de concentración prácticamente no colectan la radiación difusa y sólo aprovechan la radiación solar directa. Por lo tanto, no pueden funcionar en días nublados.
- Se requiere de un sistema de seguimiento del movimiento aparente del Sol, de forma que se intercepte la radiación directa y mejore su eficiencia.
- Las superficies reflectivas pueden perder su reflectancia con el tiempo, además requieren limpieza y mantenimiento periódicos.

Este tipo de sistemas de concentración pueden ser rotados para seguir al Sol de manera que intercepten la mayor cantidad de radiación directa posible. Pueden tener uno o dos ejes, y pueden estar orientados norte-sur o este-oeste. Hay diferencias significativas en la cantidad de radiación incidente, su dependencia del tiempo y la calidad de imagen obtenida por estos sistemas.

Para los sistemas de baja concentración es posible ajustar su posición intermitentemente, ya sea semanal o mensualmente, dependiendo del diseño. La ventaja de los sistemas de orientación este-oeste es que se pueden alinear cada semana sin que esto afecte en gran medida a su rendimiento, lo cual elimina la necesidad de acoplar un sistema electromecánico de seguimiento automático del sol.

El colector puede ser orientado de dos formas: este-oeste, de tal modo que sigue al Sol de norte a sur o bien el otro modo de orientación es norte-sur (Fig. 15) donde el colector presenta la latitud del lugar y sigue al Sol de este a oeste. El primer modo de seguimiento

requiere un menor ajuste durante el día y la abertura siempre está frente al Sol a mediodía pero el rendimiento del colector durante la mañana y la tarde es ve reducido significativamente debido a los ángulos de incidencia pronunciados. El segundo modo de seguimiento tiene su mayor pérdida al medio día solar. (Herold, Radermacher & Klein, 1996)

En el periodo de un año, los colectores orientado de norte-sur colectan más energía que los orientado este-oeste. Sin embargo, el sistema norte-sur colecta mucha energía en el verano y muy poca en el invierno, contrario a lo que sucede con un sistema de este-oeste. Además, la orientación norte-sur requiere de sistemas de seguimiento continuo lo que resulta en sistemas más complicados que los empleados en los sistemas orientados este-oeste.

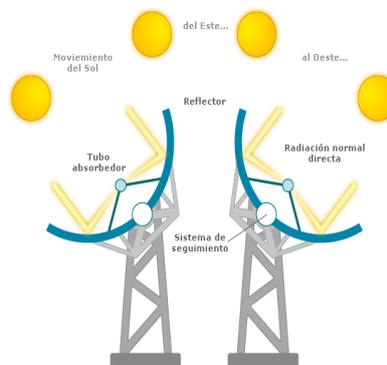


Fig. 15 Orientaciones de los colectores cilindricos parabólicos, norte sur y este – oeste.  
Fuente: (Isofoton, s.f.)

Es la tecnología más madura para generar calor a temperaturas que superan los 200°C, ya sea para generación de electricidad o para aplicaciones de calor de proceso.

Es común que se coloque un tubo de vidrio alrededor del receptor (Fig. 16) para reducir las pérdidas convectivas de calor, reduciendo así el coeficiente de pérdidas de calor ya que el espacio entre el tubo de vidrio y el tubo receptor tiene vacío. La desventaja es que dicha cubierta funciona como filtro de la luz reflejada desde el concentrador, lo que añade una pérdida por transmitancia de alrededor de 5 a 10%, a pesar de que el vidrio esté limpio.

La envoltura de vidrio a veces tiene una capa antirreflexiva para mejorar la transmitancia. Para poder disminuir los costos y hacerlos competitivos ante otras tecnologías, los CCP deben tener una buena relación de rigidez y peso, así como una adecuada disponibilidad termodinámica respecto a su aplicación, de tal forma que sea fácilmente manufacturable y cuente con una vida útil lo suficientemente larga para su amortización.

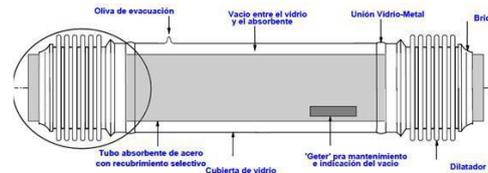


Fig. 16 Tubo receptor absorbedor para los colectores cilíndricos parabólicos.  
Fuente: (Herold, Radermacher & Klein, 1996)

Un mecanismo de seguimiento (Fig. 17) debe ser confiable y capaz de seguir al Sol con cierto grado de exactitud, regresar al colector a su posición original al fin del día o durante la noche y también de seguirlo en periodos de nubosidad intermitente. Estos mecanismos también deben de servir para protección de los colectores, por ejemplo, pueden girar el colector fuera de foco para protegerlo de condiciones peligrosas de trabajo o ambiente como ráfagas de viento, sobrecalentamiento y falla del mecanismo del flujo de fluido térmico.

La exactitud requerida del mecanismo de seguimiento depende del ángulo de aceptación del colector. Estos mecanismos de seguimiento pueden ser puramente mecánicos o eléctricos y electrónicos. (Laboratorio de energía solar térmica de la Universidad de South Wales, Australia, s.f.)

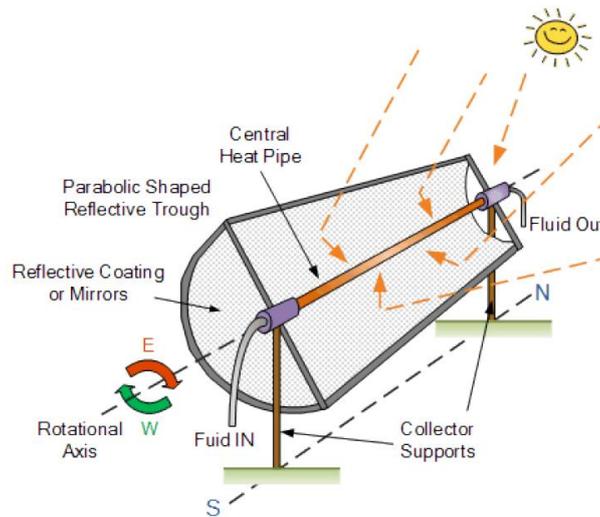


Fig. 17 Seguimiento solar de un colector cilíndrico parabólico.  
Fuente: (Laboratorio de energía solar térmica de la Universidad de South Wales, Australia, s.f.)

### 1.4.2. Fluido caloportador

El fluido de transferencia de calor tiene la tarea de acumular la energía térmica en los colectores y transportarla al generador de vapor. Existen dos requisitos fundamentales a la hora de elegir un fluido caloportador u otro.

En primer lugar debe ser líquido, lo cual significa que debe tener una temperatura de evaporación suficientemente alta (bajo presiones manejables) de modo que no se evapora al estar sometido a condiciones de altas temperaturas que tienen lugar en el colector solar.

Además, es importante que tenga una estabilidad térmica suficiente para soportar los grandes cambios de las temperaturas de operación. Tanto la temperatura de evaporación como la estabilidad térmica determinan el funcionamiento máximo de un fluido caloportador.

A continuación se describen tres tipos de fluidos caloportadores: el aceite térmico (utilizado actualmente), el aceite mineral (utilizado en los primeros colectores solares) y las sales minerales (que serán utilizadas en un futuro cercano). (Balado, 2010)

### 1.4.2.1. Aceite térmico

Es una mezcla eutéctica de óxido de bifenilo/difenilo. Este producto lleva utilizándose en plantas de colectores cilindro-parabólicos desde hace más de 25 años. Se ha demostrado que la tecnología es fiable, lo cual es un importante argumento para inversores y operadores que continúan usándolo.

Este fluido satisface los requisitos que debe tener un producto caloportador. Es líquido hasta los 12 °C, lo que significa que la protección contra la congelación es bastante fácil e incluso innecesaria. Tiene alta capacidad de calor específico y puede ser adquirido en grandes cantidades. (Balado, 2010)

Sin embargo posee ciertas limitaciones:

- La temperatura de funcionamiento máxima es aproximadamente 400 °C. Más allá de esta temperatura, tiene lugar el craqueo térmico que destruye el aceite. Es resistente a temperaturas más altas que el aceite mineral. Sin embargo, la temperatura del vapor vivo se limita aproximadamente a 370 °C, lo que limita su eficiencia.
- Tiene que ser reemplazado periódicamente debido al proceso de envejecimiento (es decir, la estructura química cambia con el tiempo).
- Su precio es relativamente alto.
- Los altos costes y las altas presiones de vapor a las temperaturas de operación impiden que el aceite térmico se utilice como medio de almacenamiento.
- Las fugas son un problema para el medio ambiente, ya que es más agresivo que otros productos utilizados.

### Aceite mineral

Se empezó a utilizar en la primera planta de colectores cilindro-parabólicos en 1985. Tenía la ventaja de que se podía implementar un sistema de almacenamiento directo. Sin embargo, la principal desventaja del aceite mineral, lo que motivó su sustitución por el aceite térmico, fue su límite de temperatura de funcionamiento. A temperaturas superiores a 300 °C se vuelve inestable. (Balado, 2010)

### Sales fundidas

Hoy en día, el uso de sales fundidas como fluido caloportador está aún bajo investigación. La mezcla de sal fundida utilizada es la mezcla eutéctica de 60% de  $\text{NaNO}_3$  y 40 % de  $\text{KNO}_3$ .

La ventaja más importante de estas sales es que la temperatura de salida del campo solar se puede aumentar hasta 450-550 °C, lo que permite una mayor eficiencia del ciclo Rankine.

Además permite la integración de un almacenamiento directo en la planta de energía. También es utilizada como medio almacenamiento en plantas de colectores cilindro-parabólicos que utilizan aceite térmico como fluido caloportador.

Las sales fundidas son más baratas que el aceite térmico. Son usadas en la agricultura como fertilizante y están disponibles en grandes cantidades. Además son menos agresivas con el medio ambiente que el aceite. No son tóxicas ni inflamables.

Sin embargo, tienen una desventaja importante, su alto punto de congelación, el cual se encuentra entre 120 y 220 °C para sales fundidas binarias y ternarias. Eso significa que se debe investigar en ese aspecto para conseguir evitar la congelación de las sales. Una solución puede ser calentar el sistema de tuberías o almacenar las sales en un tanque completamente aislado durante la noche.

Su alta temperatura y demás características agresivas pueden implicar que otros materiales más caros tengan que ser usados. (Balado, 2010)

### 1.5. Beneficios medioambientales

Los sistemas frigoríficos contaminan por tres vías principalmente: destrucción del ozono estratosférico; incremento del efecto invernadero directo como consecuencia de la naturaleza del refrigerante y aumento del efecto invernadero indirecto como consecuencia del dióxido de carbono emitido al generar frío.

Los sistemas de compresión mecánica producen los tres efectos contaminantes. Aunque se están introduciendo refrigerantes que no destruyen el ozono (HFCs), éstos tienen un importante potencial de efecto invernadero directo, y hasta ahora los sustitutos casi siempre trabajan con una eficiencia energética inferior a la del refrigerante (CFC) sustituido, por lo que el potencial de efecto invernadero indirecto suele ser mayor.

Los sistemas de absorción alimentados con combustibles fósiles sólo generan un efecto contaminante: el potencial de efecto invernadero indirecto. Pero como su eficiencia en refrigeración y en climatización con máquinas de simple efecto es inferior a la eficiencia de los ciclos de compresión mecánica, la producción de dióxido de carbono es mayor en todos los casos, excepto para las máquinas alimentadas por calor residual o por calor de energía renovables. Si el calor que acciona las máquinas de absorción proviene de la conversión térmica de la energía solar, entonces la emisión de dióxido de carbono se reduce notablemente, ya que sólo se produce el generado por la maquinaria de la planta solar. La energía solar nos ahorraría la emisión del  $\text{CO}_2$  que genera la combustión. Esta solución es óptima desde el punto de vista ambiental, ya que se evita

la destrucción del ozono, el potencial de efecto invernadero directo y se reduce al mínimo el potencial de efecto invernadero indirecto.

Cada metro cuadrado de superficie de un campo solar es, por ejemplo, suficiente para evitar una emisión anual de 200 kilos (kg) de dióxido de carbono. Se amortiza la energía de los sistemas de concentración eléctrica solar en el plazo de tan sólo cinco meses. Esto se compara muy favorablemente con una vida útil de 25 a 30 años. La mayoría de los materiales usados en los campos solares TCS, acero y cristal se pueden reciclar y reutilizar en otras centrales. (Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid & Consejería de Economía y Hacienda, 2011)

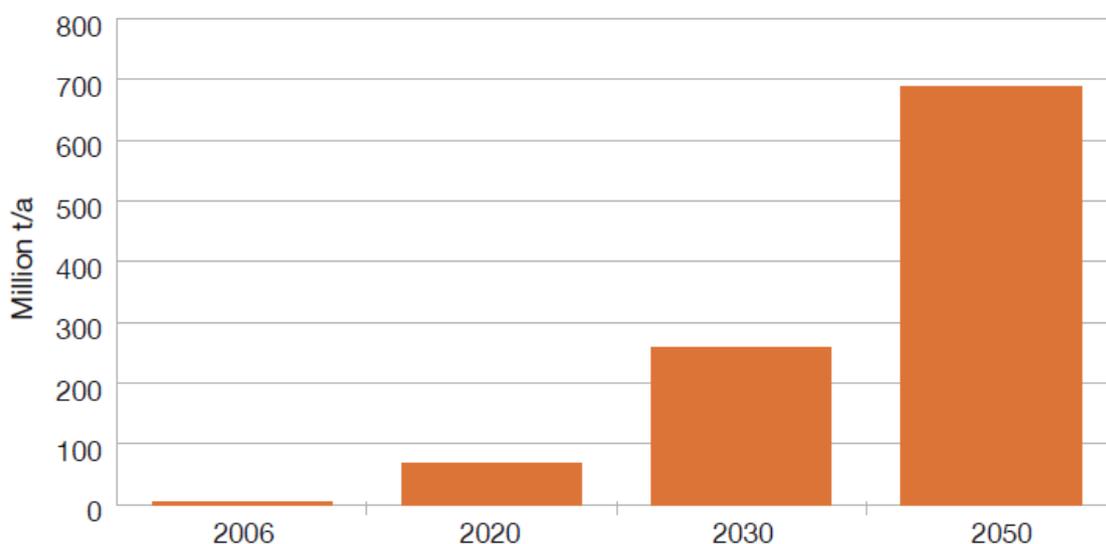


Fig. 18 Toneladas de CO2 evitadas en el sector de la energía solar térmica (escenario de máximo desarrollo).

Fuente: (Biomass Users Network (BUN-CA), 2002)

### 1.6. Costos tecnológicos

El costo de una instalación de absorción está en función directa del diseño de todo el sistema y en la elección de la tecnología. (Labus, 2011)

Una de las principales tareas del proyecto ROCOCO fue identificar los principales costos del sistema de frío solar y tratar de reducirlos (Rococo, 2008). La distribución de los costos de inversión fue determinada por estudios de diversos casos para instalaciones tanto en pequeña escala como a gran escala. La Fig. 19 ilustra el promedio de costos de estos sistemas:

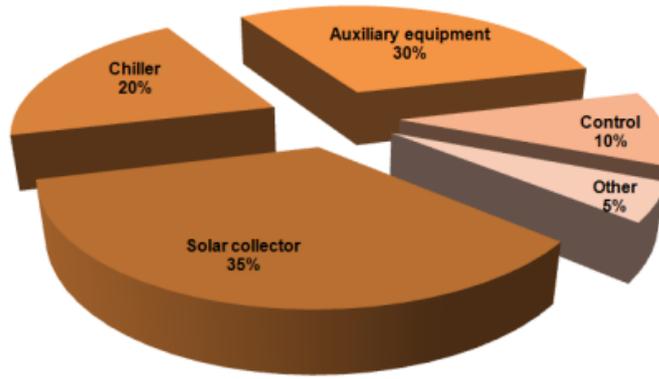


Fig. 19 Distribución de los costos en sistemas de refrigeración por absorción asistidos por energía solar.

Fuente: (Labus, 2011)

El 30% se va para las bombas, ventiladores, tanques de almacenamiento y otros equipos auxiliares. El Chiller de absorción puede aportar hasta el 20 % del costo total; los colectores solares hacen el 35 % y el sistema de control el 10 %.

## 1.7. Barreras

Se han detectado 3 tipos de barreras que dificultan el desarrollo de la energía solar térmica, muchas de las cuales son comunes a otras tecnologías renovables.

### 1.7.1. Barreras técnicas

A nivel general, la gente desconoce muchas de las aplicaciones solares como la climatización, la refrigeración o la desalación, entre otras. Además, no se tiene mucha información sobre el potencial ahorro económico a lo largo de la vida útil de la instalación frente a otros sistemas convencionales.

Existe una falta de formación específica, tanto teórica como práctica, en muchos de los principales agentes de los sectores de la construcción y urbanismo (promotores, constructores, organismos de control, diseñadores, arquitectos, etc). Asimismo existe un gran desconocimiento en cuanto a las líneas de ayuda económicas existentes.

Se están desarrollando captadores innovadores, cuyos beneficios no han sido probados a escala comercial y podrían permitir reducciones de costes importantes en aplicaciones tales como la climatización o los procesos industriales (sistemas solares de concentración); pero existe cierto recelo a introducir equipos innovadores, a escala comercial, no probados en otros mercados.

En lo referente a frío solar, es necesario avanzar en máquinas de absorción de pequeña potencia y adaptadas a las especiales características de la energía solar (rango de temperatura y fluctuación de la misma). Por otro lado, dichos equipos aún tienen margen de mejora en sus prestaciones, como optimizar los ciclos de frío, aumentar los coeficientes de rendimiento o disminuir sus niveles de ruido.

Actualmente existe un desacoplamiento entre los fabricantes de sistemas de absorción, las instalaciones y los suministradores de captadores o de equipos convencionales de refrigeración, que han provocado hasta ahora desajustes entre las características de funcionamiento de los sistemas de absorción y el resto de la instalación hidráulica, incluidos los captadores. Se debe hacer un esfuerzo para lograr la integración de todos los equipos que componen el sistema evitando el actual desacoplamiento.

Escasa experiencia en sistemas de climatización centralizada que incorporen instalaciones solares térmicas, a pesar del gran potencial existente. Sólo en el norte de Europa existen instalaciones de este tipo. (Marcos, 2008)

### 1.7.2. Barreras normativas

En muchos casos, aparecen dificultades a la hora de implementar y definir los sistemas que incorporan instalaciones solares en las herramientas existentes para obtener la calificación energética de los edificios, de manera que quede reflejado de forma coherente el impacto que estas producen sobre la calificación final del edificio. (Marcos, 2008)

### 1.7.3. Barreras económicas

Las instalaciones de generación de calor y frío renovable tienen unos costes iniciales superiores a los sistemas convencionales, por lo que en algunos es necesario la aplicación de incentivos en forma de subvenciones. (Marcos, 2008)

## 1.8. Ejemplos prácticos

El uso de enfriadoras térmicas activadas por energía solar ha sido analizado en el marco de varios proyectos durante los últimos 20 años tanto para refrigeración de edificios como para procesos industriales. Este es un mercado joven pero creciente. Actualmente en diferentes configuraciones y en una gran variedad de condiciones climáticas se pueden encontrar en todo el mundo. (Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía, 2005)

### 1.8.1. Tecnología solar para la climatización del Colegio Mundo Unido (UWC) en Singapur

Singapur es uno de los países líderes en cuanto al uso de las nuevas tecnologías. Para atender la demanda creciente de alumnado, se diseñó para el Colegio del Mundo Unido del Sudeste de Asia, un segundo campus con un sistema de energía solar térmica. Este nuevo campus, fue diseñado con la ayuda del sistema de LST SÓLIDOS empresa austriaca, está diseñado para satisfacer las normas construcción de Singapur la Autoridad de Construcción (BCA).

Con fecha de inauguración en abril del 2011 este campus tiene la superficie de captación de 3.900 m<sup>2</sup> con los que es capaz de generar una superficie a lo largo de su vida funcional (más de 25 años) aproximadamente de unos 2200 MWh / año. El campus tiene la mayor planta de refrigeración solar en el mundo en superficie de captación y

probablemente también la primera y única escuela en el mundo utilizando una combinación de (AC + agua caliente) del sistema alimentado por energía renovable.

El diseño del sistema pudo alcanzar hasta el 100% de la demanda de ACS de la escuela y completar el sistema de enfriamiento convencional de hasta 450 toneladas (1575 kW) en carga de refrigeración. Este sistema garantiza tanto el aire acondicionado y calefacción de agua para el campus. Los 76 000 m<sup>2</sup> en el 2500 estudiantes disfrutaron de un mejor confort, se inauguró en abril del 2011. El colegio dispondrá de una amplia gama de servicios tales como estudios, talleres, salas de teatro, bibliotecas, laboratorios, instalaciones deportivas, comedores, condominios, etc y por supuesto una variedad de espacios verdes. (Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía, 2005)



Fig. 20 Colegio mundo unido  
Fuente: (Geyer, 2002)

Características:

- Superficie de captación es de 3900 m<sup>2</sup>, con captadores de alta eficiencia "Gluatmugl".
- Máquina de absorción: Phoenix de 1 500 kW.
- Una inversión de alrededor de 4 millones de euros financiados por Raiffeisen-Landesbank de Steiermark (RLB-Stmk).

### 1.8.2. Sistema de refrigeración solar para el hospital Moot en Sudafrica

En Johannesburgo empresa solar Tecnologías Voltas finalizó junto con el fabricante japonés Yazaki un acuerdo de importación y distribución de su gama WFC máquina de absorción para una instalación de refrigeración solar en Sudáfrica.

La planta en el hospital Moot se instaló el 18 de septiembre del 2009 en Pretoria lo hizo como un proyecto piloto del primer sistema impulsado por agua fría que usa como fuente de energía térmica la energía solar de Sudáfrica con una capacidad de enfriamiento de 35 kW.

El aire acondicionado cumple una función imprescindible para el hospital, no sólo en las salas para mantener cómodos a los pacientes, sino también para el caso de los quirófanos, donde el aire acondicionado es vital para el éxito de las cirugías.

La energía producida por la planta solar está entre los 35 kW y 48 kW, y la ambición es ampliar el proyecto para llegar a alrededor de 170 kW a 200 kW. (Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía, 2005)



Fig. 21 Hospital Moot  
Fuente: (González, 2015)

Características:

- 50 captadores y temperaturas del agua de hasta 120° C.
- Dos grandes tanques de almacenamiento 6 000 L.
- La máquina de absorción de simple efecto Yazaki de 35 kW de potencia frigorífica.

### 1.8.3. Instalación de refrigeración solar, en las oficinas de ESAB en Dubai

ESAB, proveedor mundial líder de productos de soldadura con sede en Dubai, ESAB impulsó la inversión, el cual ha sido financiado en su totalidad de fuentes privadas de una instalación de 161 m<sup>2</sup> de captadores de tubos de vacío proporcionar el calor suficiente para 6 máquinas de absorción de pequeño tamaño de la empresa sueca ClimateWell bajo el ardiente sol de Dubai, Emiratos Árabes Unidos.

El nuevo edificio finalizó en verano del 2010, es una estructura de escaparate de un sistema de refrigeración solar eficiente. La instalación ha recibido los Premio Best Green de ConstructionWeek Online a la mejor construcción sostenible, la certificación LEED Platinum de Green Building Council de EEUU y fue galardonado con el premio al "Mejor edificio verde en el Oriente Medio" por Construction Weekly en agosto de 2010.

La energía que aporta el sistema ClimateWell es distribuida a todo el edificio mediante un sistema de distribución innovador denominado sistema Hollow Core Slab. Este sistema distribuye el aire enfriado previamente por los sistemas ClimateWell a través de los conductos alojados en las losas de hormigón, siendo esta energía aportada directamente al edificio. Como consecuencia al reducir el consumo energético del edificio. Las máquinas de refrigeración deben de cubrir la mitad de la demanda de refrigeración de 6 000 m<sup>2</sup> de la construcción del edificio de oficinas y almacén de ESAB. La cuota anual del sistema solar se estima en un 50% de la demanda ya reducida de enfriamiento. "Dependiendo de la temporada, la participación de refrigeración solar va a variar entre un 30 y un 100% de la carga total de enfriamiento". (Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía, 2005)



Fig. 22 Oficinas de ESAB  
Fuente: (Instituto para la diversificación de la energía, 2011)

### Características:

- Una superficie de captadores de 161 m<sup>2</sup> de captadores de tubos de vacío.
- Requiere 6 máquinas de absorción ClimateWell con una capacidad de 10 kW.
- Reducción de emisiones de CO<sub>2</sub> de 1050 toneladas de CO<sub>2</sub> al año
- El sistema de ventilación reduce la demanda de frío en 961 000 kWh al año.

### 1.9. Conclusiones parciales del Capítulo

- En el capítulo se han explicado los fundamentos básicos de la generación de frío a partir del calor o frío solar.
- En el capítulo se han explicado los fundamentos básicos del ciclo de absorción y clasificado las máquinas de absorción de acuerdo a su aplicación, la fuente de energía, tamaño, los fluidos de trabajo, el número de efectos o etapas, el modo de condensación.
- Se han explicado las principales tecnologías a utilizar en los sistemas de frío solar y se ha dejado explícito su funcionamiento y descripción de los mismos.
- El sistema de energía solar térmica se puede diseñar con distintos tipos de colectores solares. 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.
- Esta tecnología puede por tanto contribuir sustancialmente a los compromisos internacionales de reducción del constante aumento en el nivel de los gases de efecto invernadero y su contribución al cambio climático
- Es cierto que la adopción de esta tecnología requiere una inversión inicial mayor que en el caso de los sistemas tradicionales, pero al reducir drásticamente la factura energética del edificio o la vivienda, se obtiene un retorno de dicha inversión muy bueno, sobre todo teniendo en cuenta los altos precios de los combustibles, cosa que no sucede con una instalación convencional, la cual

además del coste fijo inicial tiene un alto coste variable (combustible) que sigue una tendencia de precios al alza.

- La climatización por absorción tiene potencialidades y barreras, las fundamentales son el incremento del COP y la disminución de los costos de instalación.



# Capítulo 2: Metodología de trabajo

## CAPÍTULO 2: METODOLOGÍA DE TRABAJO

### 2.1. Introducción al Capítulo

Antes de realizar una instalación solar, hay una serie de parámetros que se deben conocer, entre estos factores se encuentran:

- La demanda de energía térmica del usuario: Agua caliente sanitaria, calefacción, refrigeración, calentamiento de piscinas, procesos industriales, etc.
- Disponibilidad de espacios para la instalación solar en cuanto a superficie disponible, orientación e inclinación, etc., ya que podría limitar la potencia térmica instalada.
- Datos climáticos de diseño, temperatura ambiente, temperatura de agua de red y niveles de radiación disponibles a lo largo del año, (en caso de usar captadores con sistemas de seguimiento, sería necesario contar con los datos de radiación solar directa).

Una vez conocidas estas variables, se diseña la instalación y se eligen los equipos. (Balado, 2011)

### 2.2. Metodología para el cálculo de la carga térmica del local

#### 2.2.1. La carga térmica

La ganancia y la carga térmica real rara vez serán igual debido a la inercia térmica o efecto de acumulación de calor en las estructuras constructivas que rodean el local.

La acumulación de calor se establece como resultado del tiempo que demora la superficie interior de las paredes de los locales en incrementar su temperatura o disminuirla con respecto al exterior, esto hace que en horas de la mañana la temperatura interior de la pared sea menor que la del exterior incluso en horas que pueden alcanzar las 11:00 A.M., en el horario de la noche ocurre lo contrario la temperatura de la pared interior es superior al exterior, experimentándose en este caso un proceso de intercambio térmico pared medio exterior. (Climayoreo S.A., 2014)

##### 2.2.1.1. Clasificación.

- 1) Por su origen estas pueden ser:
  - a. **Exteriores.** Aportaciones de calor originadas en el exterior del local acondicionado, estas pueden ser debido a:
    - Radiación solar. Es la aportación que se efectúa desde el sol a través de los cristales que conforman la habitación.
    - Radiación y transmisión de calor a través de las paredes, techo y ventanas, debido a la diferencia de temperatura entre la superficie interior y la exterior.

- Transmisión de calor a través de infiltraciones de aire desde fuera del local analizado, ocurre por la diferencia de temperatura entre el aire que entra como infiltración y la existente en el local.
- Transmisión de calor a través de tabiques, esto ocurre por la diferencia de temperaturas entre las superficies exterior e interior del tabique.
- Aire exterior necesario para la ventilación, es necesario para renovar el interior y suprimir los olores.

Llamaremos tabique a las paredes que dan a otro local y que no reciben sol.

- b. **Interiores.** Son aportaciones de calor que se originan en el interior de los locales acondicionados, pueden ser originadas por:
    - Calor emitido por los ocupantes del local, este calor está originado por el metabolismo del cuerpo humano.
    - Iluminación eléctrica, es originada por el calor desprendido por la iluminación dispuesta en el local.
    - Equipos y motores, es el calor desprendido durante el funcionamiento de estos dispositivos dentro del local.
    - Procesos.
- 2) Por su naturaleza estas pueden ser:
- a. **Sensibles.** Es una aportación de calor o aumento de la temperatura del local, todas las fuentes son emisoras de calor sensible.
  - b. **Latentes.** Provocan un aumento del contenido de humedad del aire o provoca un aporte de vapor al aire; las fuentes de aporte de calor latente en los locales son: por infiltraciones, por las personas que ocupan el local, por el aire exterior empleado como ventilación y por algunos procesos que pueden originarse en el local.
- 3) Por su comportamiento estas pueden ser:
- a. **Constantes.** Son aquellas en la que su magnitud es constante durante todo el tiempo como por ejemplo las producidas por la iluminación, los motores o determinados procesos.
  - b. **Variables.** Son aquellas cargas térmicas que varían en el tiempo entre las que podemos encontrar la radiación solar, la ganancia de calor a través de paredes y techos, etc. (Ingemecánica, 2015)

### 2.2.2. Consideraciones iniciales de diseño

Para calcular la carga de enfriamiento de un espacio, se requiere información de diseño detallada de la edificación e información climática para las condiciones de diseño seleccionados. Generalmente, los siguientes pasos deben ser seguidos:

- Características de la Edificación: El Ingeniero o técnico debe obtener las particularidades y todos los rasgos del edificio como: materiales de construcción,

tamaño de los componentes, colores externos de fuentes y formas, que son normalmente determinados a partir de los planos de la edificación y especificaciones.

- **Configuración:** Se debe determinar la ubicación, orientación y sombra externa de la edificación a partir de los planos y especificaciones. La sombra de edificaciones adyacentes pueden ser determinadas por un plano del sitio o visitando el sitio propuesto. Su permanencia probable debe ser cuidadosamente evaluada de ser incluida en los cálculos.
- **Condiciones Exteriores de Diseño:** Hay que precisar la información climática apropiada y seleccionar el contexto de diseño exterior. La condición climática puede ser obtenida de estudios o estadísticas de alguna estación meteorológica.
- **Condiciones de Diseño Interior:** Se deben determinar los parámetros de diseño interior tales como temperatura de bulbo seco interior, temperatura interior de bulbo húmedo y tasa de ventilación; incluyendo variaciones permisibles y límites de control.
- **Rutina de Operación:** El diseñador también se basará en la rutina de iluminación, ocupantes, equipo interno, aplicaciones y procesos que contribuyan a incrementar la carga térmica interna. Determinando la probabilidad de que el equipo de refrigeración sea operado continuamente o apagado durante períodos de no ocupación (ejemplo: noches y/o fines de semana).
- **Fecha y Tiempo:** Se selecciona el tiempo del día y el mes para realizar los cálculos de la carga de enfriamiento. Frecuentemente varias horas del día y varios meses son requeridos.
- **Consideraciones Adicionales:** El diseño y el tamaño de los sistemas de aire acondicionado central requieren más que el cálculo de la carga de enfriamiento en el espacio a ser acondicionado.

El tipo de sistema de acondicionamiento de aire, energía de ventilación, ubicación del ventilador, pérdida de calor de los ductos y ganancia, filtración de los ductos, sistemas de iluminación por extracción de calor y tipo de sistema de retorno de aire, todos afectan la carga del sistema y el tamaño de los componentes. (Revista Mundo HVACR, 2016)

### 2.2.3. Condiciones de diseño interior

Hasta este momento no existe ninguna regla para la selección de estas condiciones, pero existen algunos factores que las definen:

1. **Los ocupantes del local:** esta viene marcada por varios aspectos que debe tenerse en cuenta a la hora de cualquier diseño entre las que están:
  - **Clima del lugar:** Generalmente las personas que viven en zonas climáticas más frías se sienten confortables a temperaturas efectivas más bajas que personas que viven en zonas cálidas. De ahí que sí se utilizan normas o valores fijados para zonas frías deberá, para nuestras condiciones, tomarse estos valores con uno o dos grados por encima. También existen algunas variaciones en cuantos a las estaciones, en invierno se prefiere temperaturas más bajas que en verano.

Las personas de climas cálidos acostumbrados al uso de ventiladores prefieren un movimiento de aire más perceptible dentro de los locales acondicionados que las personas de zonas frías.

- **Tiempo de utilización del local o tiempo de ocupación:** La experiencia indica que a medida que el tiempo de estancia es menor, las condiciones de confort (temperatura específica) tiendan a alejarse de las correspondientes a un óptimo para estancias por largo tiempo. Cuanto el tiempo de ocupación es corto se prefieren temperaturas más elevadas, algo cercanas al exterior; esta desviación aunque no es grande es lo suficiente como para considerarla en cuanto al costo por grado de temperatura de enfriamiento en grandes instalaciones por ejemplo: grandes almacenes de venta, grandes oficinas de atención al público, grandes tiendas por departamentos, etc.
- **Ropa que utilizan los ocupantes normalmente (vestuario):** En este caso influye la costumbre que tengan las personas de vestirse, lo cual depende mucho del clima; por ejemplo en Cuba las personas por lo general gustan de usar ropas ligeras, producto de las altas temperaturas. Depende también del uso que tenga el lugar a climatizar, por ejemplo a un restaurante las personas acostumbran a ir elegantemente vestidas, a un teatro, etc.; Todo esto debe tenerse en cuenta durante el estimado de la carga térmica. Por tanto la ropa que se utiliza afecta la emisión de calor desde el cuerpo al medio circundante.
- **Actividad que se desarrolla:** La actividad influye decisivamente en la temperatura efectiva que se desea en el local. Las fábricas donde se realizan trabajos fuertes requieren temperaturas más bajas que un auditorio donde los ocupantes están cómodamente sentados. Las personas que bailan desean una temperatura más baja del aire que aquellos sentados alrededor de la pista. Es difícil mantener el confort para ambos grupos.

Cuando tenemos locales con gran densidad de personas como en cines o auditorios, el efecto del calor por radiación, es suficiente como para que se requiera una leve disminución de la temperatura que se requiere para otra situación. En Cuba generalmente usamos las siguientes condiciones de diseño interior en locales de uso común para el confort humano:

- $t_{bs} = 23,9 \text{ }^\circ\text{C}$
  - Humedad relativa = 60 %
  - Velocidad del aire = 1 a 2 m/s
- **Edad y sexo:** Experimentalmente se ha demostrado que las mujeres prefieren un grado de temperatura por encima de los hombres, así mismo hombres y mujeres de más de 40 años prefieren un grado más que los menores de esa edad.
  - **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 en los meses de verano por ser estos los meses de mayor temperatura en el exterior y por tanto mayor diferencia de temperatura entre el interior y el exterior. Para disminuir este efecto desagradable se deben utilizar vestíbulos o salones de espera con temperaturas intermedias entre la interior y la exterior. Cuando el tiempo de ocupación es corto las condiciones interiores están determinadas por la minimización de este efecto. (Ingemecánica, 2015)

2. **Estudio económico del confort a obtener:** este término está relacionado con las condiciones de confort que se desean y su costo económico de esta forma se distinguen tres grandes grupos: máximo confort, confort normal y mínimo confort.

El costo de la instalación disminuye de arriba hacia abajo ligadas a las temperaturas que definen cada uno de los rangos así como la humedad relativa a mantener en cada uno de los locales. A continuación se muestra una Tabla1 que ofrece los valores de temperatura y humedad relativa con respecto al tipo de local y el nivel de confort deseado para climatización de dichos locales. (Ingemecánica, 2015)

Tabla 1: Condiciones de Confort  
FUENTE: (Quiroga, 2015)

<b>TIPO DE LOCAL</b>	<b>Máximo confort</b>	<b>Confort normal</b>	<b>Mínimo confort</b>
<b>Viviendas, locales</b>	23°C; 60%	25°C; 60%	26°C; 65%
<b>Oficinas y despachos</b>	23°C; 60%	25°C; 60%	26°C; 65%
<b>Bailes, salas de fiestas</b>	23°C; 60%	24°C; 60%	25°C; 60%
<b>Tiendas, bancos, bares, previstos para estancia de 15 a 40 minutos</b>	25°C; 60%	26°C; 50-60%	27°C; 50-60%
<b>Cines y teatros</b>	24°C; 60%	25°C; 60%	27°C; 60%
<b>Restaurantes</b>	24°C; 60%	25°C; 60%	26°C; 65%
<b>Temperaturas interiores nocturnas</b>	22°C; 60%	23°C; 60%	23,5°C; 60%

#### 2.2.4. Condiciones de diseño exterior

La selección de las condiciones de diseño exterior al igual que las del interior analizadas anteriormente del local a climatizar resultan de gran importancia en la realización de un proyecto, puesto que de ellas dependen fundamentalmente los resultados de la estimación de la carga térmica y consecuentemente de la selección más económica de los equipos y accesorios para vencer de un modo más eficiente dicha carga. (Ingemecánica, 2015)

Se denominan condiciones de diseño exterior a los valores de:

- Temperatura de bulbo seco.
- Humedad relativa.
- Temperatura de del punto de rocío.
- Variación diurna de temperatura.
- Velocidad y dirección de los vientos predominantes.
- Contenido de humedad del aire exterior
- Densidad del aire
- Calor específico del aire
- Entalpía del aire

### 2.2.5. Método CARRIER para determinar la carga térmica en un local.

#### 2.2.5.1. Cálculo de cargas variables

En estas se incluyen las ganancias de calor producto a la radiación solar a través de vidrio y las ganancias producto de la transmisión por estructuras constructivas.

$$Q_v = Q_{rc} + Q_{pyt} \tag{2.1}$$

Siendo:

Qv - Carga variable (kW)

Qrc - Ganancia por radiación solar a través de vidrio corregida (kW)

Qpyt - Ganancia a través de paredes y techo (kW)

Para seleccionar la carga variable que se tendrá en cuenta a la hora de calcular la ganancia de calor a absorber en la batería de enfriamiento se debe:

Tabla 2: Tabla recomendada para el cálculo total de la carga variable de calor.

Q/horas	8:00	9:00	10:00	11:00	12:00
Qrc mayor					
Qpyt mayor					
Qv=ΣQrc+Qpyt mayor					

La carga variable será el valor mayor de la sumatoria anterior

#### 2.2.5.1.1. Ganancia producto de la radiación solar a través de vidrio.

En la práctica suelen utilizarse tablas con los valores de las ganancias por insolación en vidrios, dadas por la unidad de área de ventana en función de la latitud, mes del año, hora del día y orientación de la superficie.

Al determinar las ganancias por insolación a través de vidrios es necesario tener en cuenta los siguientes factores:

- La niebla o contaminación atmosférica (f1): Esta puede reducir el valor de la radiación solar.
- El tipo de marco de ventana (f2): Esta puede provocar un aumento o disminución de las ganancias
- La altura sobre el nivel del mar (f3) Por cada aumento de 300 metros sobre el nivel del mar se considera un aumento promedio de 0,7 %.

$$f_3 = 1 + \frac{H + 0,007}{300} \tag{2.2}$$

- La variación del punto de rocío (f4): Una variación del punto de rocío significa una variación en el contenido de vapor de agua en el aire, lo que implica un cambio en la capacidad de absorción de rayos solares por el aire atmosférico.

$$f_4 = 1 - (t_{pr} - 19,5) \cdot 0,14$$

2.3

- El hemisferio terrestre (f5): La tierra se acerca un 3 % más al sol en el mes de enero, que en julio, lo que provoca que los valores de la intensidad de la radiación solar que incide en la atmósfera terrestre en enero sea un 7 % mayor que en julio.
- Coeficiente para las ganancias por radiación solar en vidrios con o sin dispositivos de sombra (f6): Presencia de dispositivos de sombra en las superficies acristaladas

Por lo que la expresión de cálculo para las ganancias por radiación solar a través de ventanas de vidrio es:

$$Q_{rc} = I_t \cdot A \cdot f_c$$

2.4

$$f_c = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \cdot f_5 \cdot f_6$$

2.5

Siendo:

$I_t$  - Valor de la intensidad de radiación solar total ( $w/m^2$ )

$A$  - Área soleada de la ventana ( $m^2$ )

$f_c$  - Factores de corrección a la tabla

Para facilitar el cálculo de  $Q_{rc}$  se recomienda guiarse por la siguiente tabla donde se tendrán en cuenta los meses, orientaciones de las paredes y horario que se tengan de dato del plano del local. Una vez que se tenga calculado el  $Q_{rc}$  para cada orientación se hará la sumatoria de éstos para cada hora en cada mes uno de los meses, posteriormente se selecciona al mayor  $Q_{rc}$  de cada hora.

Tabla 3: Tabla recomendada para el cálculo de la radiación por ventanas de vidrio

Meses	Parámetros	Orientación	Horas				
			8:00	9:00	10:00	11:00	12:00
Julio	$I_t$ ( $w/m^2$ )	N					
		E					
		S					
		O					
	$Q_{rc}=I_t \cdot A$ (W)	N					
		E					
		S					
		O					
	$\Sigma Q_{rc}$	SUMA					
	<b>Qrc mayor</b>						

**2.2.5.1.2. Ganancia de calor a través de las paredes y techo.**

Para la ganancia de calor a través de paredes y techos el método CARRIER usa las ecuaciones de transferencia de calor que modela el flujo de calor a través de las paredes por la conducción. Pero como la temperatura del aire está variando continuamente a igual que la radiación solar la transferencia de calor no se produce con régimen estacionario y por lo tanto hay que hacer modificaciones a las expresiones de cálculo. La ganancia de calor por muros y paredes según el método CARRIER se cuantifica por la ecuación siguiente:

$$Q_{pyt} = K \cdot F \cdot (T_0 - T_1) \tag{2.6}$$

Siendo:

- Q<sub>pyt</sub> - es el flujo de calor a través de paredes y techo (kW)
- K - es el coeficiente global de transferencia de calor (W/m<sup>2</sup>·°C)
- F - es el área de transferencia de calor de la pared (m<sup>2</sup>)
- T<sub>0</sub> - es la temperatura exterior del local (°C)
- T<sub>1</sub> - es la temperatura interior del local (°C)

Para facilitar el cálculo de Q<sub>pyt</sub> se recomienda guiarse por la siguiente tabla donde se tendrán en cuenta los meses, orientaciones de las paredes y horario que se tengan de dato del plano del local. Una vez que se tenga calculado el Q<sub>pyt</sub> para cada orientación se hará la sumatoria de éstos para cada hora en cada mes uno de los meses, posteriormente se selecciona al mayor Q<sub>pyt</sub> de cada hora.

Tabla 4 Tabla recomendada para el cálculo del flujo de calor a través de paredes y techo

Meses	Parámetros	Orientación	Horas				
			8:00	9:00	10:00	11:00	12:00
Julio	ΔT (°C)						
	Q <sub>rc</sub> =K•F (W)	N					
		E					
		S					
		O					
	ΣQ <sub>rc</sub>	SUMA					
Q <sub>rc</sub> mayor							

**2.2.6.2. Cálculo de cargas constantes.**

Estas son las cargas térmicas en la que su magnitud es constante durante todo el tiempo.

$$Q_c = Q_s + Q_l$$

2.7

Siendo:

Qc - Carga térmica constante (kW)

Ql - Cargas latentes (kW)

Qs – Cargas sensibles (kW)

Para facilitar el análisis de los resultados deberá construirse una tabla que tenga las características resumen

Tabla 5 Tabla recomendada para el cálculo total de la carga variable de calor

Fuentes	Sensible	Latente
Trasmisión por tabiques	X	
Trasmisión por cristales	X	
infiltración	X	X
ocupantes	X	X
iluminación	X	
Motores y otros	X	X
Suma de los calores	1,1 · ΣQs	1,05 · ΣQl

**2.2.6.2.1. Carga sensible total**

Para el cálculo de la carga térmica sensible se emplea la siguiente expresión:

$$Q_s = Q_c + Q_{tab} + Q_{sl} + Q_{si} + Q_{so} + Q_{se}$$

2.8

Siendo:

Qc - es el valor de la carga sensible debida a la radiación solar a través de las superficies acristaladas (kW)

Qtab - es la carga sensible por aportada por tabiques (kW)

Qsl - es la carga sensible por iluminación eléctrica (kW)

Qsi - es la carga sensible por infiltraciones (kW)

Qso - es la carga sensible por ocupantes (kW)

Qse - es la carga sensible debida a los equipos eléctricos (kW)

Por lo tanto, el cálculo de la carga sensible se basa en calcular cada una de las diferentes cargas anteriores y sumaras, obteniéndose así el valor de la carga sensible total.

#### 2.2.6.2.2. Carga latente total

Para el cálculo de la carga térmica latente se emplea la siguiente expresión:

$$Q_l = Q_{li} + Q_{lo} + Q_{le} \quad 2.9$$

Siendo:

$Q_{le}$  - es la carga latente aportada por equipos eléctricos (kW)

$Q_{li}$  - es la carga latente transmitida por infiltraciones de aire exterior (kW)

$Q_{lp}$  - es la carga latente debida a la ocupación del local (kW)

Por lo tanto, el cálculo de la carga latente se basa en calcular cada una de las diferentes cargas anteriores y sumaras, obteniéndose así el valor de la carga latente total.

#### 2.2.6.2.3. Ganancia de calor a través de tabiques

Carga térmica que llega al local por tabiques (paredes interiores), se calcula como:

$$Q_{tab} = K \cdot F \cdot (t_o - t_l - 3^\circ\text{C}) \quad 2.10$$

Siendo:

$Q_{tab}$  - es la carga térmica que llega al local por tabiques (kW)

$K$  - es el coeficiente global de trasmisión de calor del tabique (kW/m<sup>2</sup>·°C)

$F$  - es el área de transferencia de calor del tabique (m<sup>2</sup>)

$t_o$  - es la temperatura del bulbo seco exterior (°C)

$t_l$  - es la temperatura del bulbo seco interior (°C)

Esta ecuación se utiliza de la misma forma para cristales interiores a un local no climatizado; cuando el tabique da a un local con gran generación de calor, casa de calderas, cocinas, etc, entonces el calor que se aporta se deberá calcular como:

$$Q_{tab} = K \cdot F \cdot [(t_o - t_l) + (8 - 14^\circ\text{C})] \quad 2.11$$

Cuando un tabique separa el local de otro ya climatizado con iguales condiciones de diseño se puede decir que para este  $Q_{tab}=0$ .

#### 2.2.6.2.4. Ganancias de calor por cristales.

La ganancia de calor por cristales sólo es debido al calor sensible y su expresión de cálculo es la siguiente:

$$Q_c = \sum Q_c$$

$$Q_c = K \cdot A \cdot \Delta t$$

2.12  
2.13

Siendo:

$\Sigma Q_c$  - Sumatoria de las ganancias por cristales (W)

$Q_c$  - Ganancia de transmisión por cristales (W)

$K$  - Coeficiente de transmisión global de calor ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )

$A$  - Área de la superficie acristalada ( $m^2$ )

$\Delta t$  - Diferencia térmica de temperatura en los cristales ( $^\circ C$ )

#### 2.2.6.2.5. Ganancias de calor por Infiltraciones

Cuando se abre una puerta o ventana en un local acondicionado cierto volumen de aire caliente y húmedo se introduce desplazando un volumen igual de aire húmedo frío. Esto también sucede al incidir el viento sobre las puertas y ventanas.

Las infiltraciones de aire exterior en los ambientes acondicionados originan en verano un aumento de las cargas latentes y sensibles de los mismos y que deben, en consecuencias, ser consideradas.

En los altos edificios (+35 m) se busca el efecto chimenea que consiste en la entrada de aire por la parte superior y salida del mismo por la parte baja neutralizando las infiltraciones.

Para calcular la infiltración de aire por ventanas existen dos métodos:

- *Método de rendija:* Se obtiene un estimado del caudal de aire por m lineal de rendija. En este caso se calculará toda la longitud de posible rendija y obtener el flujo multiplicando esta por el índice correspondiente.
- *Método del área de ventana.* Se obtiene un estimado del caudal por  $m^2$  de ventana entonces:

$$V_i = \text{Índice} \left( \frac{m^3/hr}{m^2} \right) \cdot \text{Área}_{ventana} (m^2) \quad 2.14$$

Se toman las áreas de dos fachadas consecutivas considerando el mayor número de ventanas y si el aire tiene esa dirección, ya que el viento no actúa simultáneamente sobre todas las fachadas, cuidando de que este valor no sea menor que la mitad del total de rendijas en el local

Para las puertas se toma un índice de  $m^3/hr$ , Según el tipo de puerta y la aplicación del local y un factor de uso.

Para calcular la carga térmica aportada por la infiltración en sensible y latente se emplearán las ecuaciones siguientes:

$$Q_{sl} = 1.121 \cdot V_i \cdot (t_o - t_i) \quad 2.15$$

Siendo:

$Q_{sl}$  - carga térmica aportada por la infiltración en sensible (kW)

$V_i$  - Volumen de infiltración para ventanas o puertas según corresponda ( $m^3/hr$ )

$t_o$  - es la temperatura del bulbo seco exterior ( $^\circ C$ )

$t_i$  - es la temperatura del bulbo seco interior ( $^\circ C$ )

$$Q_{II} = 3 \cdot V_i \cdot (w_o - w_L)$$

2.16

Siendo:

QII - carga térmica aportada por la infiltración en latente (kW)

Vi - Volumen de infiltración para ventanas o puertas según corresponda (m<sup>3</sup>/hr)

w<sub>o</sub> - Humedad absoluta aire exterior (kg agua/Kgas)

w<sub>L</sub> - Humedad absoluta del local (kg agua/Kgas)

El valor w<sub>o</sub> se determinará con la temperatura de bulbo seco exterior y la humedad relativa del aire exterior; mientras que el valor w<sub>L</sub> se halla con la temperatura del aire seco interior y la humedad relativa del interior del local, todos en la carta psicométrica.

#### 2.2.6.2.6. Ganancias de calor por Iluminación Eléctrica

El alumbrado constituye una fuente de calor sensible. La transferencia de calor es fundamentalmente por radiación (80% en incandescentes y 25 % en fluorescente) y convección, y muy poco por conducción.

La lámpara fluorescente disipa mayor cantidad de energía porque posee una reactancia que disipa una cantidad de energía en forma de calor de un 25 % por encima de la energía de la consumida por la lámpara incandescente.

El calor emitido se calcula por las siguientes expresiones:

- Lámparas fluorescentes:

$$Q_{sil} = 1.25 \cdot 0.86 \cdot P \cdot N \quad 2.17$$

- Lámparas incandescentes:

$$Q_{sil} = 0.86 \cdot P \cdot N \quad 2.18$$

Siendo:

Q<sub>sil</sub> - carga térmica aportada por la iluminación en sensible (kW)

N - es el número de lámparas existentes

P<sub>util</sub> - Potencia útil (kW)

Por lo general en los locales se utilizan todas las lámparas al mismo tiempo, esta varía y por lo general nunca llega a ser la máxima, por lo tanto a la hora de realizar el diseño se debe considerar un factor de uso de la iluminación.

#### 2.2.6.2.7. Ganancias de calor por Ocupantes

Los seres humanos y demás criaturas vivientes desprenden constantemente calor. Un tosco pero sensible mecanismo controla la temperatura del cuerpo, regulando la cantidad de calor que desprende. El cuerpo pierde calor sensible por radiación, convección y conducción.

Si la cantidad de calor es insuficiente, se añade a la capacidad de transmisión de calor el enfriamiento evaporativo, al permitir a las glándulas sudoríparas liberar humedad; el cuerpo humano libera además humedad por la respiración; por lo tanto constituyen una carga tanto de calor sensible como latente.

Cuando la actividad de una persona se hace mayor aumenta la cantidad de calor disipado, esta también influida por la temperatura del medio ambiente.

La carga térmica por personas se calcula por tablas donde aparece un valor de carga térmica latente y sensible por persona según el tipo de actividad que desarrolla y la temperatura del local acondicionado. Por tanto el calor desprendido por ambos mecanismos se calculará como:

$$Q_{so} = I_{so} \cdot N_{oc} \quad 2.19$$

$$Q_{lo} = I_{lo} \cdot N_{oc} \quad 2.20$$

Siendo:

$Q_{so}$  - Carga térmica sensible aportada por los ocupantes (kW)

$Q_{lo}$  - Carga térmica latente aportada por los ocupantes (kW)

$N_{oc}$  - Número de ocupantes.

$I_{so}$ ,  $I_{lo}$  - Índices de carga térmica latente y sensible por persona, según el tipo de actividad que desarrolla y la temperatura del local acondicionado (kW)

A altas temperaturas se manifiesta en mayor medida el calor latente al igual que cuando aumente la actividad física del ocupante, o sea a medida que el individuo suda más. Se dice que las mujeres liberan un 85 % del calor, mientras que los niños el 75 %

### 2.2.6.2.8. Carga sensible por aparatos eléctricos

Para el cálculo de la carga térmica aportada por la maquinaria, equipos y demás electrodomésticos presentes en el espacio climatizado del local se considerará que la potencia integral de funcionamiento de las máquinas y equipos presente en ese recinto se transformará en calor sensible.

Por otro lado, todos los equipos y electrodomésticos se considera que no funcionarán todos a la vez, por lo que se le afectará de un coeficiente de simultaneidad del 0,75 a la suma obtenida de todas las potencias.

$$Q_{se} = Q_{le} = \sum P \cdot 0,75 \quad 2.21$$

Siendo:

$Q_{le}$  - Carga térmica latente aportada por aparatos eléctricos (kW)

$Q_{se}$  - Carga térmica sensible aportada por aparatos eléctricos (kW)

$\sum P$  - Sumatoria de las potencias de los equipos eléctricos (kW)

## 2.3. Cálculo y elección de sistema de captación solar

De entre los diversos métodos de cálculo existentes, se deberán elegir aquellos que procedan de entidades de reconocida solvencia y estén suficientemente avalados por la

experiencia práctica. El tamaño y complejidad de la misma será determinante para considerar un método simplificado que no requiere gran nivel de detalle para la definición de las bases de cálculo, y que en consecuencia sea relativamente fácil de usar, o bien un método más detallado en el que se realice el estudio de un modelo de la instalación con todos sus componentes y se simule el comportamiento energético de la misma con amplios detalles. (Díaz Torres, 2011)

### 2.3.1. Metodología para determinar la necesidad de colectores solares

El siguiente método de cálculo es descrito en el Manual para el cálculo y diseño de calentadores solares por Luis Bértiz Pérez y Manuel Álvarez González y utilizado en diversos estudios de instalaciones solares (Matamoros, 2009)

#### 2.3.1.1. Demanda energética

Es la energía necesaria para elevar la temperatura de un volumen determinado de agua, desde una temperatura inicial  $T_i$  hasta una temperatura de consumo  $T_f$ .

$$Q = M * C_p * (T_f - T_i) \quad 2.22$$

Siendo:

Q: Demanda energética (KJ/día)

M: Masa a calentar en un día Kg/día

$T_i$ : Temperatura inicial del agua (°C)

$T_f$ : Temperatura de trabajo del agua (°C)

#### 2.3.1.2. Área de captación

Es el área necesaria para captar la energía solar que pueda satisfacer la demanda energética. El área depende de la radiación global y de la eficiencia total del sistema de calentamiento de agua

$$A_{cap} = \frac{Q}{H_p * \eta_g} \quad 2.23$$

Siendo:

$A_{cap}$ : Área de captación. (m<sup>2</sup>)

$H_p$ : Radiación solar de los meses más desfavorables (kWh/m<sup>2</sup>·día)

$\eta_g$ : Eficiencia global diaria del sistema (%)

#### 2.3.1.3. Número de colectores

La cantidad de colectores necesarios para satisfacer la demanda energética está determinada por la relación:

$$N_c = \frac{(A_{cap} * F_S)}{A_c} \quad 2.24$$

Siendo:

$N_c$ : Número de colectores

$FS$ : Factor de seguridad o proyección de demanda (1-1.5)

$A_c$ : Área de un colector ( $m^2$ )

### 2.3.1.4. Volumen del depósito de almacenamiento

$$V_{dep} = 1,5 \cdot M$$

2.25

Siendo:

$V_{dep}$ : Volumen del depósito de almacenamiento (Lt.)

### 2.3.2. Metodología de cálculo de la demanda horaria.

Las tecnologías de refrigeración que se pueden acoplar a un sistema solar son las máquinas enfriadoras térmicas, tanto las de absorción como las de adsorción, y los procesos de desecación y enfriamiento evaporativo. El esquema básico de una instalación solar térmica para producción de refrigeración se representa en la Fig. 23, y se compone del conjunto de captación, el conjunto de intercambio y acumulación, y el equipo de refrigeración por absorción, que puede contar con un sistema complementario convencional de apoyo o no.

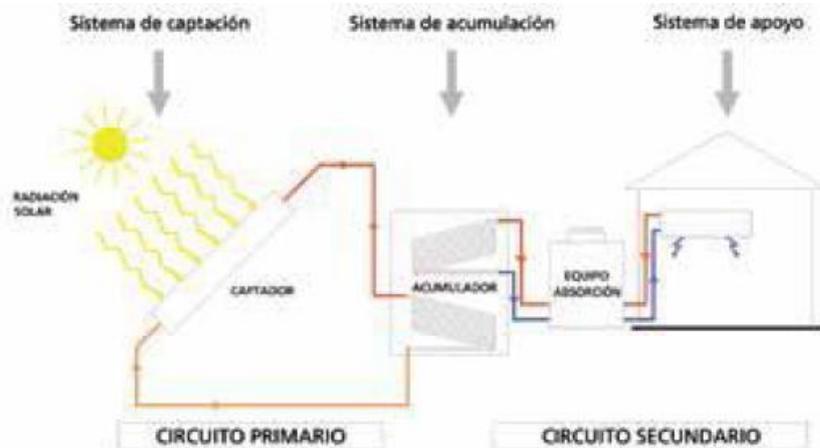


Fig. 23 Esquema de instalación solar térmica para climatización  
Fuente: (Agencia Valenciana de la Energía, 2009)

Estas instalaciones ofrecen numerosas variantes y se puede considerar como hechas a medida, ya que se puede contar con apoyo térmico complementario, o apoyo de otro sistema independiente de climatización y otras numerosas combinaciones.

### 2.3.2.1. Análisis termo energético del captador solar.

Un captador solar expuesto al sol durante un periodo largo de tiempo (régimen estacionario), llega a un punto de equilibrio caracterizado por el balance entre la energía solar incidente ( $E_i$ ), la energía absorbida por el captador o energía útil ( $E_{abs}$ ) y las pérdidas térmicas ( $E_p$ ) por los fenómenos de radiación, convección y conducción. (Matamoros, 2011).

$$E_i = E_{abs} - E_p \quad 2.26$$

La energía térmica perdida por conducción, por convección y por radiación se agrupa en un coeficiente global de pérdidas,  $U_L$  en  $W/m^2\text{C}$ , relacionado con la diferencia entre la temperatura media de la placa  $T_m$ , y la temperatura ambiente ( $T_{amb}$ ). La irradiación,  $G$  en  $W/m^2$ , es la radiación incidente por unidad de superficie. El absorbedor recibe la energía una vez descontadas las pérdidas sufridas en la cubierta, o pérdidas ópticas, que vienen definidas por el producto de la transmitancia  $\tau$  y la absorptancia  $\alpha$  de la cubierta transparente, y constituyen una característica de la misma, cuyo valor debe estar incluido en la documentación. La expresión, en régimen estacionario, del calor útil por la unidad de tiempo o potencia calorífica útil, es:

$$Q_u = Gt * A_c * \eta \quad 2.27$$

Siendo:

GT: Radiación solar incidente en el colector ( $W/m^2$ )

AC: Superficie de captación ( $m^2$ )

$\eta$ : Rendimiento instantáneo (%)

La superficie de captación se determina anteriormente con la premisa de satisfacer la demanda de energía en el sistema de absorción. 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:

$$\eta = c_0 - c_1 - c_2 * \Delta T * \frac{\Delta T}{Gt} \quad 2.28$$

Siendo:

$c_0$ : Rendimiento óptico del colector.

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

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

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

El calor útil transmitido al agua que circula por los colectores puede calcularse también de la siguiente forma:

$$Qu = m_c * Cp * \Delta T_c$$

2.29

Siendo:

$m_c$ : Caudal másico de los colectores [kg/h]

$$m_c = V_c * \rho$$

2.30

$V_c$ : Caudal de volumétrico de agua que circula por los colectores (m<sup>3</sup>/h)

$\rho$ : Densidad del agua (kg/m<sup>3</sup>)

$C_p$ : Calor específico a presión constante del agua (kJ/kg)

$\Delta T_c$ : Diferencia de temperatura entre la salida y la entrada del colector (K)

Nota: El caudal volumétrico depende del diseño del sistema que debe satisfacer la demanda del generador en el Chiller de absorción

Por lo que el comportamiento del calor útil por unidad de tiempo es de la siguiente forma:

$$\int_{t_1}^{t_2} Qu = A * \int_{t_1}^{t_2} Gt * \int_{t_1}^{t_2} \eta$$

2.31

De esta ecuación, los parámetros que se determinan son: la temperatura de entrada del agua al campo de colectores, y la temperatura de salida del mismo. En caso de fuese una instalación de agua caliente sanitaria, la temperatura de entrada del agua fuera considerada constante.

Si se sustituye la ecuación (2.26) y (2.27) en la ecuación (2.28) se obtiene lo siguiente:

$$m_c * Cp * \Delta T_c = Gt * Ac * \left[ c_0 - (c_1 - c_2 * \Delta T) * \frac{\Delta T}{Gt} \right]$$

2.32

Especificando los valores de las temperaturas:

$$m_c * Cp * Ts - Te = Gt * Ac * \left\{ c_0 - \left[ c_1 - c_2 * Tm - Tamb * \frac{(Tm - Tamb)}{Gt} \right] \right\}$$

2.33

La temperatura media del fluido es:

$$Tm = \frac{Te + Ts}{2}$$

2.34

La ecuación general del modelo es:

$$m_c * Cp * Ts - Te = Gt * Ac * \left\{ c_0 - \left[ \left( c_1 - c_2 * \left( \frac{Te + Ts}{2} - Tamb \right) \right) * \frac{\left( \frac{Te + Ts}{2} - Tamb \right)}{Gt} \right] \right\}$$

2.35

Hay que señalar que en caso de ser un sistema de recirculación del fluido de trabajo, como el que se utiliza en la climatización por absorción, la temperatura de entrada al colector es aproximadamente la temperatura de salida del generador del Chiller de

absorción. Esta diferencia en las temperaturas está dado por la entrega de calor que hace el fluido caliente a la mezcla de refrigerante y absorbente en el generador. El mismo se puede obtener por datos del fabricante o en caso de no tenerlo, y contar con valores de funcionamiento de la máquina, obtener un ponderado de la diferencia entre estas temperaturas que sería igual a:

$$T_r = T_e = (\alpha) T_s \quad 2.36$$

Si se sustituye todas las variables en la ecuación (2.34), incluyendo aquellas que están establecidas en un instante de tiempo t, se puede establecer, el valor de esta temperatura en este instante de tiempo t. Es muy importante especificar que para la correcta solución de la ecuación, los datos deben entrar en las siguientes unidades de medidas: W, m<sup>2</sup>, °K, el valor del rendimiento al ser valorado en por ciento, hay que dividir el mismo por 100, por lo que la solución final de las temperaturas se determina con el modelo:

$$0 = Gt * Ac * \left\{ \frac{c_0 - \left[ c_1 * \frac{\left( \frac{T_e + T_s}{2} \right) - T_{amb}}{Gt} \right] - \left[ c_2 * \frac{\left( \frac{T_e + T_s}{2} \right) - T_{amb}}{Gt} \right]^2}{100} \right\} - [m_c * C_p * (T_s - T_e)] \quad 2.37$$

Esta ecuación es de segundo orden, por lo que para su solución se utiliza la plataforma matemática Derive 6.

## 2.4. Conclusiones parciales del Capítulo

- Se determinó la metodología a utilizar para el cálculo de la carga térmica del local así como su clasificación y las consideraciones a tomar en cuenta a la hora de calcular el mismo
- El rendimiento de un equipo de absorción se determina a través del coeficiente de funcionamiento (COP), el cual se calcula mediante la relación entre la energía de interés por el usuario, ya sea calor o frío, y la energía requerida para el accionamiento del ciclo.
- En el cálculo del sistema de captación solar se utilizan métodos simplificados para la definición de las bases de cálculos que simulan los componentes de la instalación:
  - Metodología de cálculo para determinar total de colectores
  - Análisis termo energético del captador solar



# Capítulo 3: Análisis de los Resultados y selección de equipos

## CAPÍTULO 3: ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS Y SELECCIÓN DE EQUIPOS

### 3.1. Introducción al Capítulo

Siguiendo la metodología enmarcada en el capítulo anterior se realizó una búsqueda detallada de los datos necesarios para implementar la misma los cuales le serán expuestos en los siguientes apartados. También se seleccionó el chiller de absorción y el captador solar a utilizar para la instalación.

### 3.2. Datos para el cálculo de la carga térmica

Primero debemos determinar los parámetros de confort y diseño exterior así como de elementos constructivos del local

Local: Biblioteca de la UCF

Horario: 8:00 a.m. a 6:00 p.m.

Dimensiones:

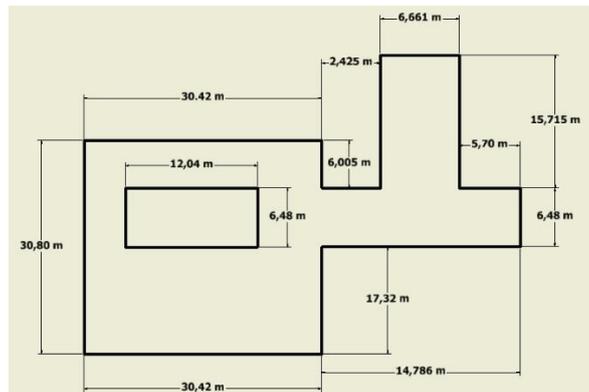


Fig. 24 Dimensiones de la Biblioteca de la UCF  
Fuente: Elaboración propia

Fachada Oeste: 11 ventanas (1,4x1,8m) de aluminio

Fachada Sur: 18 ventanas (1,4x1,8m) de aluminio

Fachada Este: 20 ventanas (1,4x1,8m) de aluminio

Fachada Norte: 14 ventanas (1,4x1,8m) de aluminio

Suelo: Interior

Suelo: Local con poca generación de calor

Paredes interiores y exteriores de bloque de 20 cm de espesor y revestimiento de 15 cm por ambas caras

Techo de hormigón de 15 cm de espesor y 20 mm de aislante

Cantidad de personas: 120

42 lámpara fluorescente: 30 W

Tabla 6 Condiciones de diseño exterior

Temperatura de bulbo seco	$t_{bs} = 32,2 \text{ } ^\circ\text{C}$
Humedad relativa	$\varphi = 60 \%$
Temperatura del punto de rocío	$t_{pr} = 25,2 \text{ } ^\circ\text{C}$
Velocidad del aire	$V_{aire} = 12 \text{ km/h}$
Contenido de humedad del aire exterior	$W_{exterior} = 0,0195 \text{ kgv/kgas}$
Densidad del aire	$\rho = 1,10 \text{ kg/m}^3$
Calor específico del aire	$C_p = 0,245 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$
Entalpía del aire	$l_{ext} = 24,4 \text{ kcal/kg}$

Tabla 7 Condiciones de diseño interior:

Temperatura de bulbo seco	$t_{bs} = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$
Humedad relativa	$\varphi = 60 \%$
Diferencia de temperatura	$\Delta t = 8,2 \text{ } ^\circ\text{C}$
Altura sobre el nivel del mar	$H_{nmar} = 15 \text{ m}$
Contenido de humedad del aire interior	$W_{interior} = 0,0112 \text{ kgv/kgas}$
Entalpía del aire	$l_{int} = 16,2 \text{ kcal/kg}$

Otros datos necesarios para el cálculo están en los Anexos del 2 al 6 como:

- La intensidad de radiación solar total
- Coeficiente de transmisión global de calor
- Valores de temperatura para el mes de agosto
- Ganancia debida a los ocupantes
- Correcciones a la intensidad de radiación solar a través de cristales

### 3.3. Resultados del cálculo de la carga térmica

Siguiendo la metodología descrita en el capítulo anterior y realizando el cálculo con las ecuaciones 2.1 a la 2.21 damos los siguientes resultados.

Tabla 8 Cargas constantes (sensibles y latentes) del local  
Fuente: Elaboración propia

<b>Fuentes</b>	<b>Sensible</b>	<b>Latente</b>
<b>Trasmisión por tabiques</b>	4830,91 W	0
<b>Trasmisión por cristales</b>	0	0
<b>infiltración</b>	1708,51 W	4,70
<b>ocupantes</b>	8040 W	7800 W
<b>iluminación</b>	1806 W	0
<b>Motores y otros</b>	1020 W	1020
<b>Suma de los calores</b>	19145 W	9265,93 W
<b>Total</b>	28411,89 W	

Tabla 9 Cargas variables  
Fuente: Elaboración propia

<b>Horas</b>	<b>Qpyt(w)</b>	<b>Qrc(w)</b>	<b>Qvariable (w)</b>
<b>6:00 AM</b>	336,89 W	0	336,89 W
<b>7:00 AM</b>	673,79 W	0	673,79 W
<b>8:00 AM</b>	2358,25 W	0	2358,25 W
<b>9:00 AM</b>	6737,85 W	0	6737,85 W
<b>10:00 AM</b>	14183,17 W	0	14183,17 W
<b>11:00 AM</b>	18057,44 W	0	18057,44 W
<b>12:00 PM</b>	21527,423 W	0	21527,423 W
<b>1:00 PM</b>	23616,16 W	0	23616,16 W
<b>2:00 PM</b>	24593,15 W	0	24593,15 W
<b>3:00 PM</b>	23582,47 W	0	23582,47 W
<b>4:00 PM</b>	22942,37 W	0	22942,37 W
<b>5:00 PM</b>	19236,56 W	0	19236,56 W
<b>6:00 PM</b>	17248,89 W	0	17248,89 W

La carga térmica total será la suma entre las cargas constantes y el mayor valor de carga variable

$$Q_{total} = Q_c + Mayor Q_v = 53,01 kW$$

### 3.4. La máquina de absorción

Broad Air Conditioning, una empresa china, creía que los enfriadores / calentadores de absorción serían los más importantes en el futuro, por lo que su misión hoy es participar activamente en el desarrollo de tecnología sostenible.

Su experiencia en la fabricación de grandes enfriadores / calentadores les permite producir ahora máquinas de embalaje de baja capacidad adecuadas para las industrias de servicios.

El enfriador / calentador de absorción directa de doble etapa BCT es capaz de suministrar no sólo la potencia de enfriamiento para el aire acondicionado de verano, sino también la energía térmica para la calefacción de invierno y agua caliente para cada época del año.

El combustible puede ser: gas natural, gas líquido (GLP), gas urbano o petróleo con bajo consumo de energía eléctrica y agua. Con una sola máquina es posible satisfacer cualquier necesidad de aire acondicionado: suministra calefacción, refrigeración y agua caliente durante todo el año con muy bajo consumo de energía eléctrica.



Fig. 25 Enfriadores / calentadores de absorción directa BCT

Fuente: (Broad, 2004)

Estamos hablando de un sistema de paquetes, incluyendo grupo de absorción, torre de enfriamiento, bombas de circuito de aire acondicionado y bombas de agua caliente. Por lo tanto, gracias a su experiencia con los grandes enfriadores de absorción y con la tecnología electrónica más avanzada, Broad desarrolló la máquina BCT, alcanzando un sistema "inteligente" que controla la producción de frío/calor de acuerdo con los

requerimientos térmicos y de refrigeración. Todo esto permite ahorros de energía eléctrica y una vida útil más larga del equipo, evitando daños en el rendimiento.

Tabla 3.10 Parámetros de la Máquina de Absorción de doble efecto BCT 23  
Fuente: (BROAD, 2008)

Parámetros		U/M	
Capacidad de refrigeración		kW	23
Capacidad de calefacción		kW	23
Capacidad de Agua caliente		kW	7,7
Agua de refrigeración / calefacción			
Agua refrigerada O/l temp.		°C	7/14
Agua caliente O/l temp.		°C	57/50
Caudal		m <sup>3</sup> /h	2,9
Cabeza		mH <sub>2</sub> O	8
Agua caliente			
Salida/Entrada temp.		°C	80/60
Flujo		m <sup>3</sup> /h	0,33
Consumo máximo de combustible			
Refrigeración	gas natural	m <sup>3</sup> /h	2,2
	diesel oil	kg/h	1,82
Calefacción	gas natural	m <sup>3</sup> /h	2,6
	diesel oil	kg/h	2,15
Agua caliente	gas natural	m <sup>3</sup> /h	0,9
	diesel oil	kg/h	NG, LPG and TG
Máximo consumo de electricidad y agua			
Enfriamiento		kW	1,45
Calefacción		kW	0,68
Agua caliente		kW	0,14
Agua (enfriamiento)		m <sup>3</sup> /h	0,06
Ruido		dB(A)	63
Peso del barco		kG	510
Agua de refrigeración/calefacción		L	10

Hasta la fecha, la mayoría de las instalaciones de los sistemas de refrigeración solar se encuentran a nivel experimental y de demostración. Entre ellos, la mayoría de ellos están dedicados a edificios de oficinas; Algunos de ellos están instalados para laboratorios, centros educativos y fábricas; Y el resto son para diversidad como hoteles, hospitales, centros deportivos, etc. La mayoría de los proyectos utilizados de un solo efecto de absorción de refrigeración, y algunos de doble efecto de absorción de sistemas de refrigeración solar se encuentran instalados. (BROAD, 2008)

El enfriador de absorción utiliza agua y LiBr como el refrigerante y el absorbedor, respectivamente. La capacidad nominal del enfriador es de 23 kW. Puede ser impulsado

por el gas natural o la energía solar. Un quemador de gas natural está incrustado en el enfriador de absorción. Cuando la temperatura del fluido de transferencia de calor es menor que el punto de ajuste, la enfriadora de absorción automáticamente elimina el fluido de transferencia de calor y el quemador de gas se encenderá. En este experimento, con el fin de examinar el rendimiento del sistema bajo el modelo puramente solar, el quemador de gas natural se deshabilitó. Los parámetros nominales de operación del enfriador se enumeran en la Tabla 11.

Tabla 11 Parámetros nominales del enfriador de absorción de doble efecto BCT 23  
Fuente: ( Hang et al. 2014)

Model		
Capacidad de refrigeración	kW	23
COP		1,2
Agua refrigerada O/l temp.	°C	7/14
Agua caliente O/l temp.	°C	155/165
Flujo	m <sup>3</sup> /h	2,9
Consumo máximo de combustible	m <sup>3</sup> /h	2,2
Máximo consumo de electricidad	kW	1,45

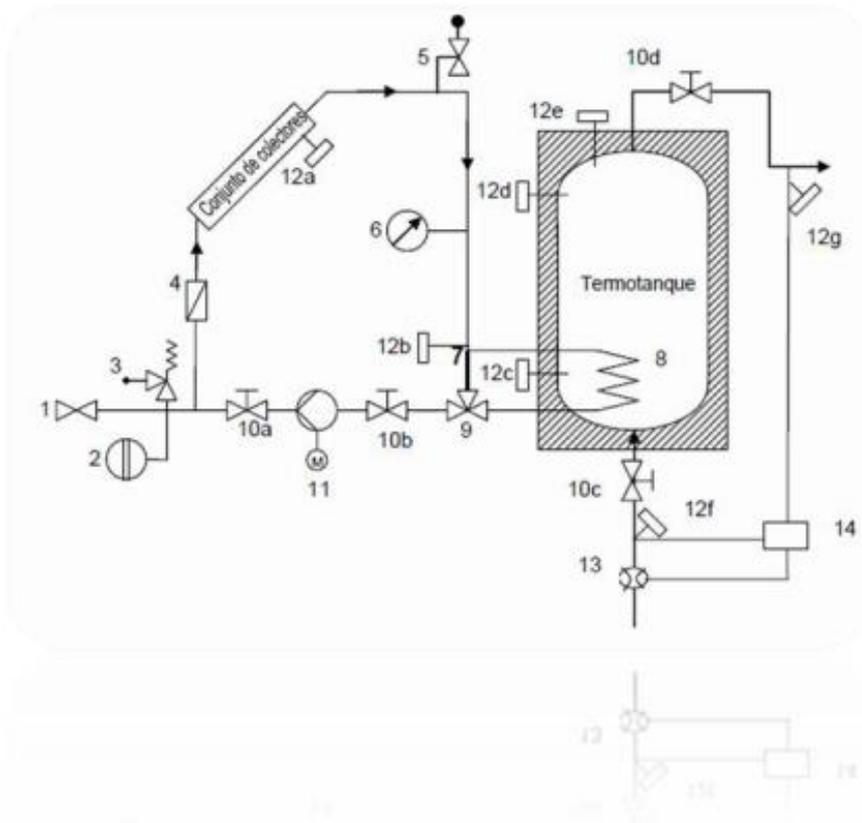
Se instalaran 3 chillers de absorción BROAD BCT 23 para suplir la carga térmica del local

### 3.5. Diseño del sistema de energía solar térmica

Para la aplicación de las especificaciones técnicas, los sistemas térmicos solares se dividen en cinco subsistemas, y uno virtual que está embebido en los otros 5 subsistemas:

- a) Campo solar: Colectores solares, estructuras y cimentación.
- b) Sistema Hidráulico: Bombas, tuberías, válvulas, conexiones y accesorios del circuito primario y secundario.
- c) Almacenamiento de energía térmica: Termo-tanque integrado o independiente.
- d) Sistema de control: Sistema de control diferencial de temperatura y cableado.
- e) Calentamiento de apoyo (opcional): Calentador de respaldo externo o integrado al termo-tanque.
- f) Sistema de seguridad: Sistema de protecciones, incluidas en los subsistemas mencionados anteriormente, usados para el buen funcionamiento del sistema en su totalidad, protegiéndolo frente a altas temperaturas, presiones máximas y contra heladas.

La Fig. 26 muestra un esquema simplificado de los componentes de un sistema de calentamiento solar. (Ehyaei et al., 2010, p. 2296-2303)



(1) Válvula de llenado / válvula de drene	(8) Intercambiador térmico
(2) Tanque de expansión	(9) Válvula de tres vías
(3) Válvula de seguridad	(10) Válvula de corte
(4) Válvula check	(11) Bomba de circulación
(5) Sistema de purga de aire	(12) Sensor de temperatura
(6) Manómetro	(13) Caudalímetro
(7) Conexión de puenteo (by-pass)	(14) Contador de energía

Fig. 26 Esquema de los componentes del sistema térmico solar.  
Fuente: (Fideicomiso de Riesgo Compartido, 2011)

### 3.5.1. Campo solar: colectores solares, estructura y emplazamiento

Para el diseño del campo solar se utiliza, primeramente la demanda térmica del generador de la máquina de absorción, deducida en (2.22) y el área disponible, para la colocación de los colectores solares.

Con la aplicación de las fórmulas (2.22), (2.23), (2.24) y (2.25), se determina que para alcanzar las temperaturas, y el COP nominal de la máquina de absorción se requiere de 384 m<sup>2</sup> de captación solar, un total 6 colectores solares y un volumen de 30 m<sup>3</sup> de agua, para cubrir la demanda térmica en el generador (53,01 kW).

### 3.5.2. Fluido caloportador

El fluido caloportador no será el agua ya que las propiedades térmicas de este no nos lo permiten ya que este demanda un área excesivamente grande para suplir la demanda térmica por lo que el fluido a utilizar será el Duratherm 600.

Duratherm 600 está diseñado para un control preciso y eficiente de la temperatura hasta 315 ° C (600 ° F). Con un alto punto de inflamación, baja presión de vapor y un punto de ebullición inicial por encima de la temperatura máxima de funcionamiento, Duratherm 600 ofrece seguridad y rendimiento para muchas aplicaciones diversas.

Duratherm 600 contiene la mezcla de aditivos más eficaz y resistente de la industria para garantizar un servicio duradero y sin problemas. Nuestro exclusivo sistema incluye un antioxidante patentado de doble etapa y una mezcla especial de desactivadores de metal, extendedores y otros agentes que prolongan la vida del fluido y ayudan a mantener los sistemas limpios. Eso también significa una vida más larga para las partes como las bombas y los sellos rotativos.

En el fluido de transferencia de calor el costo de la industria es siempre una preocupación, sin embargo la longevidad fluida y la resistencia a la contaminación nociva son de igual importancia. El contacto con el aire es normalmente perjudicial para un fluido. La oxidación puede paralizar su sistema y si no se controla, en última instancia, causará un fallo catastrófico. El tiempo de inactividad no programado debido a la falla del aceite tiene un alto costo y un efecto negativo en la producción. La mayoría de los otros fluidos quedan cortos en su protección contra la oxidación y rápidamente pueden ensuciar un sistema. Duratherm 600 está diseñado para proporcionar niveles de protección y vida útil insuperables.

Duratherm 600 ofrece una resistencia superior al lodo, un problema que afecta a la mayoría de los otros líquidos. Esto lo convierte en la mejor defensa contra la oxidación extrema que se encuentra en muchos de los ambientes exigentes de fabricación de hoy en día, incluyendo procesamiento de plásticos, moldeo, fundición, asfalto, pintura, productos químicos y una amplia variedad de otras aplicaciones.

Duratherm 600 es respetuoso con el medio ambiente, no es tóxico, no es peligroso y no se puede reportar. No afecta a la seguridad de los trabajadores y no requiere un manejo especial. Después de su larga vida útil, el aceite térmico Duratherm 600 puede eliminarse fácilmente con otros aceites usados.

Si su fluido existente le ha dejado abajo y lo dejó con un sistema lleno de lodo o carbono, hemos desarrollado una línea completa de limpiadores de sistemas de transferencia de calor para que su sistema vuelva a una nueva condición. (Duratherm, s.f.)

Las propiedades de este aceite se pueden encontrar en el Anexo 12

### 3.5.3. Demanda horaria

Para un análisis profundo del campo de colectores solares debemos conocer las características de este primero.

XCPC es un colector solar estacionario que consta de una serie de absorbedores solares térmicos evacuados emparejados con reflectores externos sin imágenes. Cada

absorbedor está conectado a un colector usando un tubo en U, y cada absorbente de vidrio metálico está rodeado por un reflector sin formación de imágenes, como se muestra en la Fig. 27. Los XCPCs están instalados en Norte-Sur (el absorbedor es paralelo al eje N-S). Las características de la XCPC se recuperan a partir de datos experimentales y se resumen en la Tabla 12



Fig. 27 Colector solar  
Fuente: (Hang, y otros, 2014)

El modificador del ángulo de incidencia (IAM) se midió colocando el colector hacia el sur e inclinándolo para ser normal al sol al mediodía solar y registrando la eficiencia instantánea del colector térmico a una temperatura de entrada del colector de 140°C a lo largo del día. La Tabla 12 muestra que la eficiencia relativa durante el día es sustancialmente constante ya que el ángulo solar varía entre -51 ° y + 59°.

Tabla 12: Características del colector XCPC Norte-Sur con tubo en U y reflectores  
Fuente: (Hang et al., 2014)

Superficie bruta	64 m <sup>2</sup>
Área de apertura	54 m <sup>2</sup>
Longitud del tubo del absorbedor	1700 mm
Concentration ratio	1.18
Reflectividad del espejo	92% a 100°C
Eficiencia óptica a <sub>0</sub>	71.3%
Coefficiente de pérdida a <sub>1</sub>	0.664 W/m <sup>2</sup> ·K
Coefficiente de pérdida a <sub>2</sub>	0.00780 W/m <sup>2</sup> ·K
Coefficiente de pérdida total de calor	2.068 W/m <sup>2</sup> ·K

Del campo de captación solar:

- Demanda energética: 42 kW
- Área de captación: 236 m<sup>2</sup>
- Flujo másico: 8,7 m<sup>3</sup>/h
- Capacidad calorífica del fluido de trabajo: 2.29 KJ/Kg·°C

De la ubicación geográfica

Valores de temperatura y radiación tomadas en un intervalo de 10 minutos en el horario comprendido de las 8:00 horas hasta las 18:00horas

De la máquina de absorción

Rango de temperaturas de trabajo en el generador y el evaporador El comportamiento térmico del campo de colectores solares en base a un día promedio de cada mes del año, se determina por la ecuación 2.37.

Ejemplo de su funcionamiento en los meses de octubre y diciembre se muestra en la figura 28:

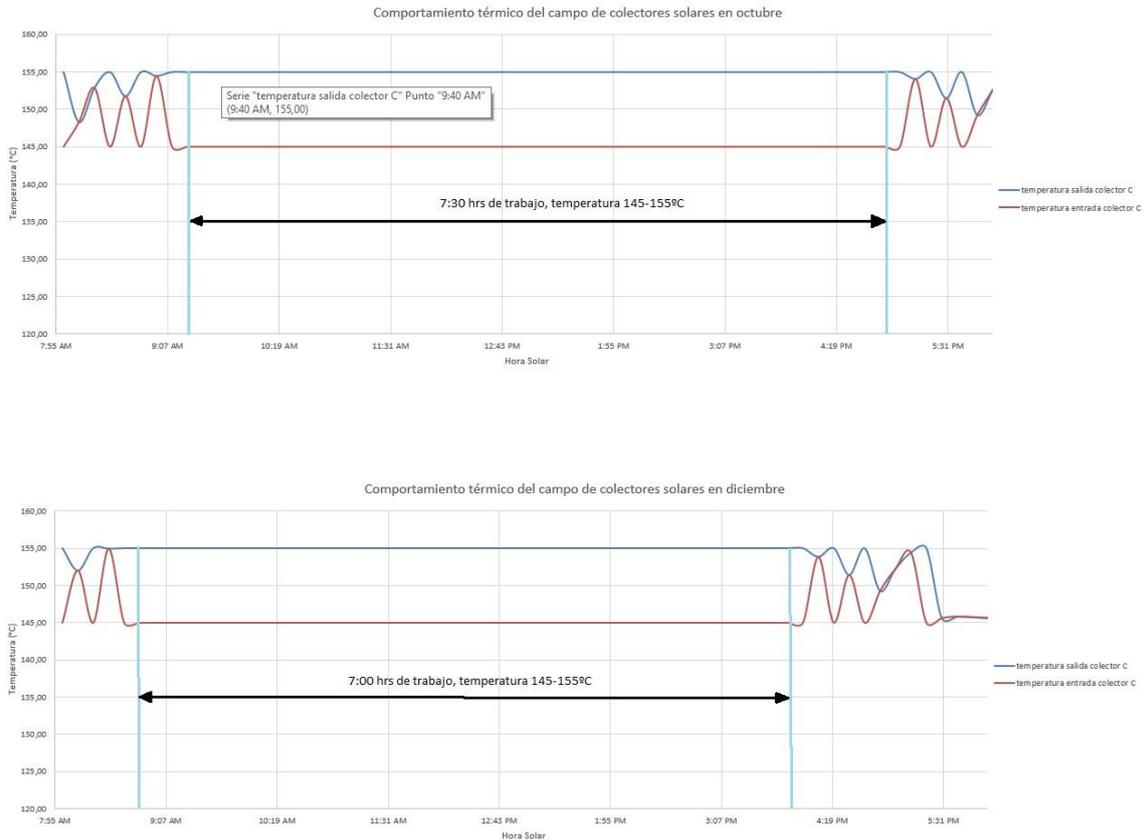


Fig. 28 Comportamiento térmico del campo de colectores solares durante el mes de enero y abril.  
Fuente: Elaboración propia

En el resultado de estos gráficos, y los mostrados en el Anexo 11 se valora la influencia que tiene las condiciones meteorológicas en el funcionamiento del sistema. Los valores de temperaturas más bajos se alcanzan durante los meses de invierno: Septiembre, Diciembre, Enero y Febrero. En los meses de Junio, Julio, Agosto y Septiembre, decrecerá el tiempo de trabajo, pues a pesar de las elevadas temperaturas y radiaciones solares de la temporada, son características las abundantes precipitaciones en la región.

### 3.5.4. Sistema Hidráulico: Bombas, tuberías, válvulas, conexiones y accesorios del circuito primario y secundario.

Para el diseño de este sistema se tendrá en cuenta lo siguiente: La energía térmica captada en el conjunto de colectores se transfiere indirectamente al resto del sistema por los diferentes circuitos del sistema hidráulico

Circuito primario: forman parte los colectores solares y las tuberías que los unen, en el cual el fluido recoge la energía solar y la transmite hacia el termo-tanque, que está conectado directa, o indirectamente por medio de un intercambiador de calor al circuito primario.

Circuito secundario: se recoge la energía transferida del circuito primario, a través del termo-tanque para ser distribuida a la máquina de absorción. En los circuitos, la circulación del fluido de transferencia térmica será por circulación forzada utilizando bombas de circulación. El diseño del sistema hidráulico deberá garantizar que el flujo inverso del fluido se impida en cualquier parte del circuito.

El flujo de agua será igual en cada colector solar del conjunto, tomando en cuenta los diámetros y bomba de recirculación seleccionadas. El sistema hidráulico deberá contar con medidas para la protección del sobrecalentamiento y la sobrepresión que evitará exceder la temperatura y presión máxima. (Díaz, 2011)

### 3.5.4.1. Tuberías y conexiones

El conjunto de tubería y conexiones deberá cumplir con las siguientes características: (Fideicomiso de Riesgo Compartido, 2011)

Las secciones transversales se dimensionan en función del caudal y la velocidad. El diseño deberá ser optimizado en cuanto a distancias entre las partes del sistema de tal forma que sean lo más corto posible, con el fin de reducir las pérdidas energéticas y abatir costos. En cada circuito cerrado, la tubería se instalará de tal forma que ascenderá continuamente y habrá un solo punto más alto donde se localizará el sistema de purga de aire

El diámetro será adaptado al área total del conjunto de colectores. El cálculo de los diámetros de las tuberías de toda la red hidráulica se determinan en base al flujo nominal especificado por el fabricante del colector solar.

En función de las condiciones climatológicas y salobres del sitio, el diseño de las tuberías deberá soportar el rango de temperatura, presión y flujo de operación, para garantizar la calidad del fluido del proceso.

Dependiendo del rango de temperaturas y presiones de operaciones deseadas, se recomienda tubería de:

- Cobre.
- Polipropileno copolímerorandom (PP-R).
- Acero inoxidable.
- Tubo ondulado.
- Tubo multicapa (Pex-Al-Pex).

### 3.5.5. Aislante térmico en el sistema hidráulico

Todo el sistema hidráulico deberá contar con un aislamiento térmico, para la conservación de la energía térmica y cumplir con las siguientes condiciones- (Fideicomiso de Riesgo Compartido, 2011):

Evitar que las pérdidas de calor en los ramales no superen el 10% de la energía captada por el campo de colectores solares. Se debe incluir en el dimensionamiento del sistema un análisis detallado de todos los ramales.

Los aislantes térmicos deben resistir sin sufrir degradación, la temperatura de estancamiento del colector solar considerando la irradiación solar y temperatura ambiente más alta del año.

**3.5.6. Bombas**

El sistema de bombas que se instalarán, deberán de cumplir con los siguientes requisitos recomendado por el fabricante. (artic solar inc, 2013)

- El funcionamiento de la bomba será con bajo caudal (low-flow)

Ventajas

- Se alcanza rápidamente un alto nivel de temperatura en el circuito de colectores.
- El bajo caudal volumétrico en el circuito de colectores da lugar a que las secciones transversales necesarias sean notablemente más pequeñas
- La capacidad de la bomba es menor

La potencia de eléctrica de la bomba no deberán exceder los valores dados en la Tabla 13

Tabla 13 Potencias eléctricas admitidas de la bomba hidráulica.  
Fuente: (Agencia Valenciana de la Energía, 2009)

Sistema	Potencia eléctrica de la bomba
Sistemas pequeños (<50 m2)	50 W o 2% de la mayor potencia calorífica que pueda suministrar el grupo de captadores
Sistemas grandes (>50 m2)	1 % de la potencia calorífica que pueda suministrar el grupo de captadores

Teniendo en cuenta que la potencia calorífica máxima del campo de colectores solares será aproximadamente la potencia térmica demandada por el generador calculada en la ecuación 2.22(42 kW) la potencia eléctrica de la bomba a elegir, cumpliendo con lo establecido en la tabla, correspondiente a grandes instalaciones no debe exceder los 0,42 kW.

En instalaciones con superficies de captación superiores a 50m<sup>2</sup>, se montan dos bombas idénticas en paralelo, dejando una de reserva tanto en el circuito primario como en el secundario. En este caso se establece el funcionamiento alternativo de las mismas, de forma manual o automática. Las tuberías conectadas a las bombas se soportarán en las inmediaciones de éstas, de forma que no provoquen esfuerzos recíprocos de torsión o flexión. El diámetro de las tuberías de acoplamiento nunca podrá ser inferior al diámetro de la boca de aspiración de la bomba.

Si es necesario, las bombas deberán de estar protegidas contra la intemperie, mediante una cubierta o gabinetes adecuados que garanticen su operación. [36] Debido a las altas temperaturas que se pueden alcanzar en una instalación solar, siempre que sea posible, las bombas en línea se montarán en las zonas más frías del circuito tubería de retorno a captadores en el circuito primario), teniendo en cuenta que no se produzca ningún tipo de cavitación y siempre con el eje de rotación en posición horizontal. (Agencia Valenciana de la Energía, 2009)

La bomba de circulación deberá compensar la pérdida de presión total de todo el sistema. En el dimensionamiento del cabezal de bombeo se deberán tomar en cuenta también las pérdidas de presión causadas por los accesorios y la tubería, por ejemplo por curvaturas, conexiones y/o la rugosidad de la pared del material.

### 3.5.7. Almacenamiento de energía térmica.

El Termo-tanque de este sistema tendrá una capacidad de 3,3 m<sup>3</sup>. Debido al fenómeno de estratificación del fluido dentro del termo-tanque y con el propósito de conservarlo, las posiciones de las conexiones del termo-tanque deberán cumplir con los siguientes requisitos (Agencia Valenciana de la Energía, 2009) :

Conexión con el circuito primario:

- Conexión directa: La alimentación del agua caliente se ubicará entre el 90% al 100% de la altura en la parte superior del tanque y la toma del agua fría se ubicará en la parte inferior entre el 5% y 10% de la altura del tanque.
- Conexión indirecta mediante un intercambiador térmico: La alimentación del agua caliente estará entre el 10 % y el 50 % de la altura en la parte superior y la toma del agua fría estará ubicada en la parte inferior entre el 5% y el 10% de la altura del tanque.

Conexión con el circuito secundario:

- Conexión directa: La toma del agua caliente se ubicará entre el 90% al 100% de la altura del termo-tanque, siendo la conexión más alta; y la alimentación con agua fría se realiza en el parte inferior.
- Conexión indirecta (vía intercambiador): La toma de agua caliente se realizará entre el 90% al 100% y la alimentación con agua fría entre el 50% al 75% de la altura en la parte superior.

Con el propósito de evitar la pérdida de la estratificación de temperatura, se deberá asegurar que el regreso de agua caliente proveniente de los colectores solares ingrese al termo-tanque en un punto localizado entre el 50% y 75% de la altura del tanque de almacenamiento, o bien incorporar difusores interiores en el termo-tanque.

### 3.5.8. Sistema de control

La dinámica del calentamiento solar está dirigida por el sistema de control que maneja a las bombas, así como los mecanismos de seguridad, con la finalidad de hacer más eficiente el proceso de captación solar. El sistema de control diferencial de

temperatura como factor de regulación se encarga de controlar el proceso de paro y encendido del sistema, esto se logra de la siguiente manera (Aguilar, González , Ruiz, & Tinetti Castro, 2012):

1. El paro y encendido de la bomba de circulación de un sistema de circulación forzada, dependerá de la diferencia entre la temperatura del líquido almacenado en el termo-tanque y la de la línea de descarga de los colectores solares. Esta se determinará, frecuentemente por sensores térmicos que mandan señales electrónicas al sistema de control diferencial de la bomba. Bajo ninguna circunstancia se deberá controlar manualmente la bomba de recirculación para arrancar y parar el sistema. Por lo anterior y para asegurar un funcionamiento automático, el sistema de control diferencial debe de contar por lo menos con dos sensores de temperatura, uno se coloca en la parte inferior del tanque de almacenamiento solar para detectar la temperatura del agua a calentar y el otro se coloca en la parte superior de los colectores solares.
2. Entre paro y encendido del sistema, se deberá considerar un rango de temperatura específico para dicho control. Para sistemas a temperaturas altas, se recomienda una diferencia mínima de 8 a 10°C para encender y de 2 a 3°C para parar el flujo en el sistema. En aplicaciones a temperaturas bajas, se considerará un rango menor de temperaturas.
3. Se controlará que la temperatura del fluido de transferencia térmica no exceda el límite en ninguna parte del sistema, especialmente en el termo-tanque, activando el paro de la bomba o accionando la conexión de puenteo.
4. El sistema deberán contar con una protección al sobrecalentamiento que no sea eléctrico en caso de un corte de electricidad

En el Anexo 13 se encuentra un esquema de la instalación.

### **3.6. Consumo de energía eléctrica del sistema propuesto**

Como anteriormente se ha descrito, el horario de análisis del sistema será el comprendido desde las 8:00 am hasta las 6:00 pm.

En la tabla 14 se muestra el consumo de energía eléctrica que tendría el sistema montado. En el mismo se incluye el consumo de dos bombas hidráulicas, del circuito primario y secundario del campo de colectores solares instalado. Este sistema trabajara un promedio de 8 horas diarias.

Tabla 14: Consumo eléctrico de las máquinas  
Fuente: Elaboración propia

Consumo eléctrico						
Día tipo/ mes	chiller de absorción		circuito solar bombeo (2)		total kWh/día	total kWh/mes
	hras de trabajo	kwh/día	hras de trabajo	kwh/día		
febrero	8,16	11,832	10	58,8	70,632	1977,696
marzo	9	13,05	10	58,8	71,85	2227,35
abril	9,16	13,282	10	58,8	72,082	2162,46
mayo	9,16	13,282	10	58,8	72,082	2234,542
junio	9	13,05	10	58,8	71,85	2155,5
julio	9	13,05	10	58,8	71,85	2227,35
agosto	8,66	12,557	10	58,8	71,357	2212,067
septiembre	8,16	11,832	10	58,8	70,632	2118,96
octubre	7,5	10,875	10	58,8	69,675	2159,925
noviembre	7,33	10,6285	10	58,8	69,4285	2082,855
diciembre	7	10,15	10	58,8	68,95	2137,45
<b>Total kWh/año</b>						25825,9635

### 3.7. Impacto ambiental asociado.

El calentamiento global del planeta, condicionado en su gran mayoría por la cantidad de gases contaminantes emitidos a la atmósfera durante el proceso de combustión, constituye un problema serio para la humanidad.

El efecto de contaminación indirecta derivado de la quema de combustibles fósiles queda expresado de la manera siguiente (Juan, 2004):

$$RI = EA \cdot \epsilon_{CO_2} \tag{3.38}$$

Siendo:

RI = Reducción del impacto ambiental asociado (kg CO<sub>2</sub>/año)

EA = Energía ahorrada (kWh/año)

$\epsilon_{CO_2}$  = Índice de emisiones (kg CO<sub>2</sub>/kWh)

Cálculo de la cantidad de kg CO<sub>2</sub> que se desprende durante el proceso de combustión.



De acuerdo al contenido de carbono que posee el petróleo crudo cubano: 0,81 kgC/kgPetróleo utilizado en las termoeléctricas de Cuba (D. o. E. Washington, 2000)

$$3,67 \frac{kgCO_2}{kgC} \cdot 0,81 \frac{kgC}{kgPetróleo} = 2,97 \frac{kgCO_2}{kgPetróleo} \quad 3.41$$

$$2,97 \frac{kgCO_2}{kgPetróleo} \cdot 0,31 \frac{kgPetróleo}{kWh} = 0,921 \frac{kgCO_2}{kWh} \quad 3.42$$

$\varepsilon_{CO_2} = 0.921 \text{ kgCO}_2/\text{kWh}$  según tipo de combustible quemado en las termoeléctricas de Cuba (Juan, 2004) y (D. o. E. Washington, 2000)

Por lo que el efecto ambiental indirecto es:

$$RI = 25825,9635 \cdot 0,921 \frac{kgCO_2}{kWh} \quad 3.43$$

$$RI = 23785,7124 \frac{kgCO_2}{año} \quad 3.44$$

### 3.8. Coste de la instalación

Para estimar el costo de una enfriadora de absorción se utiliza el Chilled Water Plant Costs Estimated (American Standard Inc, 2007) (Anexo 12). El chiller escogido (Broad BCT23), es una maquina enfriadora de simple efecto de 23 kW. Teniendo en cuenta que

$$1 \text{ kW} \rightarrow 3414,43 \frac{Btu}{h}$$

$$1 \text{ TR} \rightarrow 12000 \frac{Btu}{h}$$

Entonces

$$69 \text{ kW} \rightarrow 19.63 \text{ TR}$$

Por lo que el precio del chiller de absorción será 4300 U.S.D

El equipamiento auxiliar del mismo consistente en

- Torre de enfriamiento
- Set de bombas
- Equipos de control

Tiene un costo total de 1300 U.S.D.

Por lo que el chiller de absorción con equipamiento tiene un valor de 5600 U.S.D. El costo del colector solar con equipamiento auxiliar es de 9800 U.S.D. c/u

En la Tabla 15 se hace un resumen de los equipos y su costo.

Tabla 15 Costo de la instalación.  
Fuente: Elaboración propia

Denominación	Precio (U.S.D.)	Cantidad de equipos	Costo total (U.S.D.)
Chiller de absorción de doble efecto Broad BCT 23 (con equipo auxiliar) (BROAD, 2008)	5600	3	16800
<b>Colector</b> XCPC (External Concentrating Parabolic Collector) con equipo auxiliar	9800	6	58800
Costo total de la inversión			75600

### 3.9. Comparación con un sistema convencional

Ahora veremos el costo de instalación de un sistema de climatización convencional para comparar con el modelo propuesto. En la Tabla 16 veremos los principales parámetros de la máquina seleccionada (Anexo 14).

Tabla 16: Precio y consumo eléctrico del chiller convencional seleccionado  
Fuente: Elaboración propia y (Carrier, 2017)

Denominación	Precio (U.S.D.)	Cantidad de equipos	Costo total (U.S.D.)		
<b>Chiller de enfriadora Carrier 30RBS/RQS 080 (con equipo auxiliar) (BROAD, 2008)</b>	12560	1	20913		
	Consumo eléctrico (kW)	hrs de trabajo	kWh/día	kWh/mes	kWh/año
	11,2	10	2688	81177,6	974131,2

En el Anexo 15 se hace un análisis de estas dos tecnologías en un periodo de 20 años en cuanto a costo de la energía eléctrica y el ahorro de las emisiones de CO<sub>2</sub>.

De este análisis podemos deducir que anualmente tendremos un ahorro de 939577.31kWh lo que traducido a moneda según la tarifa eléctrica de la Universidad es un ahorro de 3382478.31CUP.

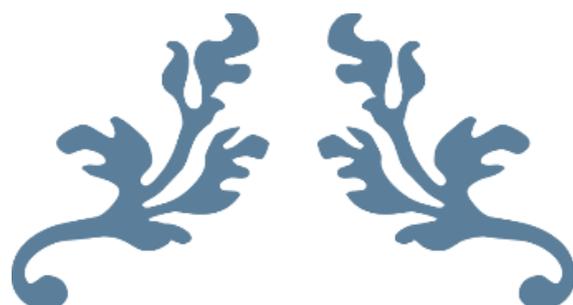
A las ganancias de este proyecto se le puede agregar el costo de una tonelada de CO<sub>2</sub> vendido en la bolsa española derechos de emisión de CO<sub>2</sub> donde en él se cotizaba la tonelada de CO<sub>2</sub> de 27.85 CUC/ton, en la actualidad este valor ha bajado a 4.872 CUC/ton CO<sub>2</sub> (International Energy Agency Technical Report, 2015). Esto incrementaría la ganancia a 4216 CUC anuales.

### 3.9. Conclusiones parciales del Capítulo

- La estrategia de operación del sistema del clima centralizado hace un análisis integral de los factores que afectan su comportamiento energético tales como: temperatura ambiente, por ciento de ocupación, temperatura de

salida del agua fría, época del año, tipo de local y circuitos que lo integran; para finalmente establecer y conllevar al uso eficiente de la instalación acorde con la carga térmica de los distintos circuitos, del nivel de ocupación y de las preferencias de los visitantes. La carga térmica a suplir será de 53,01kW de potencia frigorífica.

- Se hizo la selección del chiller de absorción, en este caso el BROAD BCT 23 y se definieron sus principales parámetros de trabajo.
- Se seleccionó el captador solar a utilizar en la instalación, el captador XCPC(External Concentrating Parabolic Collector) y se definieron sus parámetros de trabajo así como el área de captación necesaria para suplir las demandas térmicas del sistema siendo este de 384 m<sup>2</sup>.
- Para la implementación del proyecto se requiere una inversión de 75600 CUC. Para que el proyecto sea viable, tendrá que subvencionarse o estar beneficiado por políticas financieras gubernamentales.



---

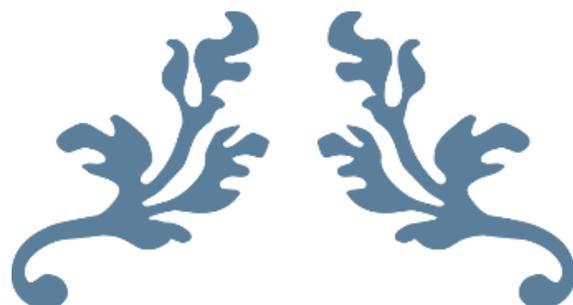
# CONCLUSIONES

---



### Conclusiones

- El desarrollo de la climatización solar se ha incrementado gracias al patrocinio de organizaciones gubernamentales e instituciones de investigación.
- Para la implementación del proyecto se requiere 3 Chiller de absorción de 23 kW de refrigeración, de doble efecto, accionado por H<sub>2</sub>O-BrLi marca BROAD BCT 23. Un campo de colectores de 236m<sup>2</sup> de captación solar, compuesto por 6 colectores solares marca XCPC, y un área de emplazamiento para los colectores de 384m<sup>2</sup>.
- Para la implementación del proyecto se requiere una inversión de 75600 CUC
- Para que el proyecto sea viable, tendrá que subvencionarse o estar beneficiado por políticas financieras gubernamentales que fomenten el uso de fuentes renovables de energía y las técnicas nobles con el medio ambiente.



---

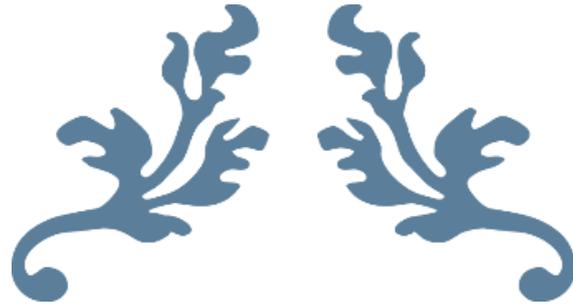
# RECOMENDACIONES

---



### Recomendaciones

- Considerar la utilización de fluidos de trabajo con mayor capacidad calorífica para disminuir el total de captadores solares necesario y así disminuir el área del campo solar.
- Optimizar el sistema para lograr mejores rendimientos y disminuir los costos.



---

# BIBLIOGRAFÍA

---



## Bibliografía

- Agencia Valenciana de la Energía. (2009). *Guía práctica de Energía Solar Térmica*, España: LA IMPRENTA CG.
- Aguilar, D. B., González, I., Ruiz, N. L., & Tinetti Castro, O. M. (2012). Propuesta de diseño de un sistema de refrigeración por absorción para mejorar la eficiencia de operación de planta en una central geotérmica. San Salvador, El Salvador.
- Almanza, R. & Muños, F. (1994). *Ingeniería de la Energía Solar*. México D.F., México: El Colegio Nacional.
- American Standard Inc. (2007). *Chilled Water Plant Costs Estimated*. En CTV-TRT001-EN., Washington D.C., U.S.A.
- artic solar inc. (2013). High Temperature Solar Thermal. Recuperado de <http://articsolarinc.com>
- Balado, E. (2010). Introducción a la conversión de la energía solar térmica mediante el uso de concentradores.
- Balado, E. (marzo de 2011). Prototipo de campo de colectores solares cilindro-parabólicos para generación de calor a alta temperatura (Tesis de maestría). Universidad Carlos III de Madrid, Madrid, España. Recuperado de <http://e-archivo.uc3m.es>
- Biomass Users Network (BUN-CA). (2002). Manuales sobre energía renovable: Solar Térmica. San José, Costa Rica: BUN-CA. Recuperado de <http://www.bun-ca.org>
- BROAD. (2008). BROAD Micro Gas Air Conditioning. Recuperado de <http://www.broad.com>
- Bukoski, J., Gheewala, S. H., Mui, A., Smead, M., & Chirarattananon, S. (2014). The life cycle assessment of a solar-assisted absorption chilling system in Bangkok, Thailand. *Energy and Buildings*, 72, 150-156.
- CanalEmpresaSostenible / Europa Press. (2006). El Frío Solar, una alternativa de refrigeración ecológica.
- Carrera, À., Valle, M., Casanova, M., González, D., Sisó, L., & Herena, A. (2011). *Evaluación del potencial de climatización con energía solar térmica en edificios. Estudio Técnico PER 2011-2020*. Madrid, España: IDAE. Recuperado de [www.idae.es](http://www.idae.es)
- Carrier. (2017). Sistemas de Aire Acondicionado. Recuperado de [www.carrier.es](http://www.carrier.es)
- Climasol. (2005). *Guideline for solar cooling feasibility studies*. Recuperado de <http://www.raee.org/climasol>
- Climayoreo S.A. (2014). *Cálculo de Cargas Térmicas*. Recuperado de [www.climayoreo.com](http://www.climayoreo.com)
- Colector cilíndrico parabólico. (s.f.). Recuperado de <http://www.psa.es/webesp/areas/cilindroparabolica/general.html>
- Colector lineal Fresnel. (s.f.). Recuperado de <http://www.renewables-made-in-germany.com/es/pagina-de-inicio/energia-solar/centrales-termicas-solares/general.html>

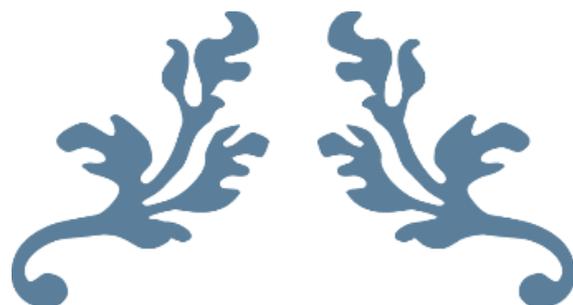
- Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid & Consejería de Economía y Hacienda. (2011). *Guía del Frío Solar. Ahorro y eficiencia energética con refrigeración solar*. Recuperado de <http://www.fenercom.com/pages/publicaciones/publicacion.php?id=159>
- D. o. E. Washington. (2000). *DC 20585 Environmental Protection Agency Washington DC 20460*, volumen 3, Washington D.C., U.S.A. : E. P. A. Washington.
- Díaz, R. (2013). Análisis de los sistemas de refrigeración solar por absorción.
- Díaz, Y. (2011). Integración de la climatización con energía solar térmica a los sistemas de compresión de vapor en las edificaciones del sector hotelero. Tesis de maestría, Universidad de Cienfuegos, Facultad de Ingeniería, Cienfuegos, Cuba.
- Díaz Torres, Y. & Monteagudo, J. P. (2014). Sistemas de climatización solar de absorción. *Energética*, volumen 43, 31-43. Recuperado de [www.revistas.unal.edu.co/energetica](http://www.revistas.unal.edu.co/energetica)
- Duratherm. (s.f.). *Duratherm 600*. Recuperado de <https://durathermfluids.com/pdf/productdata/heattransfer/duratherm-600.pdf>
- Ehyaeei, M. A., Mozafari, A., Ahmadi, A., Esmaili, P., Shayesteh, M., & Sarkhosh, M. (2010). Potential use of cold thermal energy storage systems for better efficiency and cost effectiveness. *Energy and Buildings*, volumen 42(12 ), 2296-2303.
- Eicker, Ú. & Pietruschka, D. (2009). Optimization and Economics of Solar Cooling Systems. *Advances in Building Energy Research*, volumen 3(1), 45-81.
- Fernández, P. (2014). *Cargas térmicas y dimensionado*. Madrid, España.
- Fernández, P. (2011). *Modelado y simulación*. Madrid, España.
- Fideicomiso de Riesgo Compartido. (2011). *Especificaciones Técnicas para sistemas de Calentamiento de agua con energía térmica solar*, volumen 1. Madrid, España: Agencia Promotora de Agro negocios.
- Fong, K. F., Chow, T. T., Lee, C. K., Lin, Z., & Chan, L. S. (2010). Comparative study of different solar cooling systems for buildings in subtropical city. *Solar Energy*, volumen 84(2), 227-244.
- Fundacion de la Energia de la Comunidad de Madrid. (2011). *Guía del frío solar. Ahorro y eficiencia energética con refrigeración solar*. Madrid, España: IDEA
- García, O. (2008). Energía solar térmica y sus aplicaciones. Recuperado de [www.cie.unam.mx](http://www.cie.unam.mx)
- Geyer, M. (2002). Eurotrough Parabolic Trough Collector; Developed for cost efficient solar power generation. Symposium on Concentrating Solar Power and Chemical Energy Technologies.
- González, A. M. (2015). Orientación y control de los cilindros parabólicos en plantas termosolares. (Tesis de pregrado). Universidad de Alcalá, Departamento de Ingeniería Electrónica y Automática Industrial. Alcalá de Henares, España.
- González, L., Velázquez, N., Ruelas, A., Pando, G., & Nakasima, M. (2014). Modelling and Simulation of a Double Effect Absorption System LiBr-H<sub>2</sub>O of Low Capacity

Activated with Solar Energy. *International Journal of Advanced Research in Computer Science and Software Engineering*, volumen 4(7), 13-17.

- González, L., Velázquez, N., Saucedo, D., Pando, G., & Cervantes, M. (2014). Modelado y simulación de un sistema de absorción LiBr-H<sub>2</sub>O de doble efecto activado con colectores solares de cilindro parabólico. *Revista Iberoamericana de Ciencias*. Recuperado de [www.reibci.org](http://www.reibci.org)
- Hang, Y., Qu, M., Winston, R., Jiang, L., Widyola, B., & Poiry, H. (2014). Experimental based energy performance analysis and life cycle assessment for solar absorption cooling system at University of Californian, Merced. Recuperado de <http://www.elsevier.com/locate/enbuild>
- Herold, K., Radermacher, R., & Klein, S. (1996). Absorption Chillers and Heat Pumps. *CRC Press*.------(Herold, Radermacher & Klein, 1996)
- Sarbu, C. S. (2013). Review of solar refrigeration and cooling systems. *Energy and Buildings*. Volumen 67, 286-297.
- Ingemecánica. (2015). Ventilación y Renovación de Aire Interior en los Edificios. Recuperado de [www.ingemecanica.com](http://www.ingemecanica.com)
- Ingemecánica. (2017). Guía para el Cálculo de las Cargas Térmicas en los Edificios. Recuperado de <http://www.ingemecanica.com>
- Instituto para la diversificación de la energía. (2011). Evaluación del potencial de climatización con energía solar térmica en edificios. *Estudio técnico 2011-2020*. Recuperado de [www.absorsistem.com](http://www.absorsistem.com)
- Instituto para la diversificación de la energía. (2011). Evolución tecnológica y prospectiva de costos de las energías renovables. Estudio técnico 2011-2020. Recuperado de [http://www.idae.es/index.php/mod.documentos/mem.descarga?file=/documentos\\_11227\\_e2\\_tecnologia\\_y\\_costes\\_7d24f737.pdf](http://www.idae.es/index.php/mod.documentos/mem.descarga?file=/documentos_11227_e2_tecnologia_y_costes_7d24f737.pdf)
- Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía. (2005). Plan de Energías Renovables. Ministerio de Industria, Turismo y Comercio de España.
- International Energy Agency. (2010). Technology Roadmap: Solar Heating and Cooling. Paris, Francia: IEA.
- International Energy Agency Technical Report. (2015). Sistema electrónico de negociación de derechos de emisiones de CO<sub>2</sub>. Recuperado de <http://www.w3c.org/TR/1999/REC-html401-19991224/loose.dtd>.Sistema electrónico de negociación de derechos de emisiones de CO<sub>2</sub>.pdf
- International Solar Energy Society. (s.f.). Recuperado de <http://www.ises.org/>
- Isofoton. (s.f.). Recuperado de <http://www.isofoton.es>
- Izquierdo, M. (1998). Curso "Sistemas de ciclos de absorción para climatización y refrigeración". En Universidad Carlos III de Madrid. Madrid, España.
- Izquierdo, M., & Martín, E. (1995). The engine exhaust gases as energy source of an air condensed mobile absorption machine. En 19th International Congress of Refrigeration. The Hague, Holanda.

- Juan, R. (2004). Estimadores Cuantitativos de la Emisión de Contaminantes Atmosféricos por Combustión del Petróleo Crudo Cubano y su Efecto Económico, volumen 2.
- Klein, S.A. & Reindl, D.T. (2005). Solar refrigeration. *ASHRAE Journal* (47), 26-30.
- Laboratorio de energía solar térmico de la Universidad de South Wales, Australia. (s.f.). Recuperado de [http://www.mech.unsw.edu.au/mech/laboratories/l\\_solar.html](http://www.mech.unsw.edu.au/mech/laboratories/l_solar.html)
- Labus, J. (2011). Modelling of small capacity absorption chillers driven by solar thermal energy or waste heat. Universitat Rovira I. Virgili, España.
- López, I. C. (2009). Diseño de un sistema de climatización para el Hotel Zeus. (Tesis de pregrado) Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Departamento de Ingeniería Mecánica, Chimborazo, Ecuador.
- Lorenzini, G. (2010). Solar thermal and biomass energy. Londres, Inglaterra: WIT Press.
- Marcos, J. (2008). Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr/H<sub>2</sub>O de doble efecto condensada por aire (Tesis doctoral) Universidad Carlos III de Madrid, Madrid, España.
- Matamoros, J. (2009). Calentamiento de agua por energía solar en el Hotel Pasacaballo. (Tesis de grado) Universidad de Cienfuegos, Cienfuegos, Cuba.
- Megasun. (s.f.). Recuperado de <http://www.megasun-solar.com/>
- Millán, M. I. (2004). Refrigeración solar en la edificación: Presente y futuro.
- Mokhtar, M., Ali, M., Bräuniger, S., Afshari, A., Sgouridis, S., Armstrong, P. & Chiesa, M. (2010). Systematic comprehensive techno-economic assessment of solar cooling technologies using location-specific climate data. *Applied Energy*, volumen 87(12), 37766-3778.
- Mugnier, D. (2011). IEA Task 48. Quality assurance and support measures for solar cooling. Recuperado de <http://task48.iea-shc.org/>
- Velázquez, N. (2002). Estudio de sistemas de absorción avanzados para operar con gas natural asistidos por energía solar. México, D.F, México.
- Navarro, P. (2012). Durability issues, maintenance and cost of solar cooling systems. Task report 5.3.2. Quality Assurance in Solar Heating and Cooling Technology. Recuperado de [http://www.estif.org/fileadmin/estif/content/projects/QAiST/QAiST\\_results/QAiST%20D5.3%20TR5.3.2%20Durability%20issues%20maintenance%20and%20costs%20of%20solar%20cooling%20systems.pdf](http://www.estif.org/fileadmin/estif/content/projects/QAiST/QAiST_results/QAiST%20D5.3%20TR5.3.2%20Durability%20issues%20maintenance%20and%20costs%20of%20solar%20cooling%20systems.pdf)
- Progresa. (2000). Energía solar térmica de baja temperatura. Técnicas de energía renovables No. 5. Sevilla, España: Promotora General de Estudios S.A.
- Quiroga, J. A. (2015). Modelado y caracterización de una máquina de absorción de doble efecto. Recuperado de <http://www.primopdf.com/>
- Refrigeration Handbook ASHRAE. (1994). Absorption Cooling, Heating and Refrigeration Equipment.

- Research Directorate General. (2016). Solar Air Conditioning in Europe. Research Directorate General. Recuperado de SACE: <http://www.ocp.tudelft.nl/ev/res/sace.html>
- Revista Mundo HVACR. (2016). *Criterios para Diseñar Sistemas de Aire Acondicionado*. Recuperado de [www.mundohvacr.com](http://www.mundohvacr.com)
- Rococo. (2008). Rococo project final report: Reduction of costs of Solar Cooling systems. Recuperado de [http://cordis.europa.eu/projects/rcn/85644\\_en.html](http://cordis.europa.eu/projects/rcn/85644_en.html)
- Salguero, V. (2011). Modelado y simulación de una máquina de absorción de doble efecto en una planta de refrigeración solar. Sevilla, España.
- Sánchez, R. M. (2007). Proyecto de dimensionamiento, montaje y análisis del funcionamiento de una instalación de climatización basado en un sistema solar térmico y una máquina de absorción de pequeña potencia (Tesis de postgrado) Universidad politécnica de Cartagena, Cartagena, España.
- Solcasa, P. (E. E. Instalador, Ed.) (2010). Instituto para la diversificación y ahorro de la energía. Recuperado de [www.idae.es](http://www.idae.es)
- SOLCO. (2009). Frío solar. Descripción y recomendaciones. Recuperado de [www.solcoproject.net](http://www.solcoproject.net)
- Syed, A., Maidment, G., Tozer, R., & Missenden, J. (2002). A study of the economic perspectives of solar cooling schemes. CIBSE national technical conference. London. Recuperado de [www.cibse.org](http://www.cibse.org).
- Torrella, E. (1996). La producción de frío. Valencia, España: Editorial de la Universidad Politécnica de Valencia.
- Tudare, G. J. (s.f.). Cálculo de Cargas Térmicas. Recuperado de [www.monografias.com](http://www.monografias.com)
- Váldez, A. (2015). Cálculo de una instalación solar térmica y fotovoltaica. (Tesis de grado) Universidad de Cienfuegos, Cienfuegos, Cuba. Recuperado de [http://biblioteca.ucf.edu.cu/biblioteca/tesis/tesis-de-grado/mecanica/curso-2009-2010/Tesis\\_G%20Cecilia%20Augustin.pdf/view](http://biblioteca.ucf.edu.cu/biblioteca/tesis/tesis-de-grado/mecanica/curso-2009-2010/Tesis_G%20Cecilia%20Augustin.pdf/view)



---

# ANEXOS

---



## Anexo 1: Principales productores de máquinas de absorción. Características generales

Firma	Serie	Rango de potencia	Cop nominal	Fluido refrigerante	¿Uso de energía solar?	Mezcla de W
		kW				
Broad	BDS	174-23 260	0.78	Agua	Si	LiBr-H <sub>2</sub> O
	BS	174-23 260	1.34	Agua	Si	LiBr-H <sub>2</sub> O
	BDH	151-20469	0.75	Agua	Si	LiBr-H <sub>2</sub> O
	BH doble efecto	174-23260	1.34	Agua	Si	LiBr-H <sub>2</sub> O
	BZS,BZH,BZE,BZHE	174-23260	1.34	Agua	No	LiBr-H <sub>2</sub> O
Carrier	16LJ	264-1846	0.7	Agua	Si	LiBr-H <sub>2</sub> O
	16TJ	352-2461	0.65	Agua	No	LiBr-H <sub>2</sub> O
	16NK	345-4652	n/d	Agua	Si/No	LiBr-H <sub>2</sub> O
Thermax	Congenie	35-4043	0.67-0.7	Agua	Si	LiBr-H <sub>2</sub> O
	ProChill	844-4044	0.67-0.7	Agua	Si	LiBr-H <sub>2</sub> O
	EcoChillNxt	387-3893	1,2	Agua	No	LiBr-H <sub>2</sub> O
	ProChill B4K (SE)	345-6492	0.7	Agua	Si	LiBr-H <sub>2</sub> O
	ProChill B4K (SE)	390-5926	1.2	Agua	Si	LiBr-H <sub>2</sub> O
Trane	ABSC	394-1635	0.63	Agua	Si	LiBr-H <sub>2</sub> O
	ABSD	2008-4821	0.7	Agua	Si	LiBr-H <sub>2</sub> O
	ABTF	1266-6053	1.2	Agua	Si	LiBr-H <sub>2</sub> O
	ABDL	338-3717	1	Agua	No	LiBr-H <sub>2</sub> O
York	YIA	420-4842	0.69	Agua	Si	LiBr-H <sub>2</sub> O
	YPC-ST	1050-2373	1.19	Agua	Si	LiBr-H <sub>2</sub> O
	YPC-DF	703-2372	1	Agua	Si	LiBr-H <sub>2</sub> O
Yazaki	K	105-352	1	Agua	No	LiBr-H <sub>2</sub> O
	WFC SC	35-105	0.7	Agua	Si	LiBr-H <sub>2</sub> O
Robur	ACF-60-00	17,5	0,74	Aire	No	H <sub>2</sub> O-NH <sub>3</sub>
	RTC	35-87,5	0,74	Aire	No	H <sub>2</sub> O-NH <sub>3</sub>
	AYF-119/2/4	17,5	0,74	Aire	No	H <sub>2</sub> O-NH <sub>3</sub>
	RTYF	35-70	0,74	Aire	No	H <sub>2</sub> O-NH <sub>3</sub>
Rotartica	Solar 045	4.5	0.67	Agua	Si	LiBr-H <sub>2</sub> O
Climatewell	ClimatewellTM10	20	0.68	Aire-Agua	Si	LiCl-H <sub>2</sub> O

## Anexo 2: Valor de radiación solar total para ventanas ( $w/m^2$ )

20 LATITUD NORTE				HORA SOLAR										
Epoca	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
agosto	N	0	19	34	41	44	44	44	44	44	29	34	19	0
	E	0	409	514	470	328	141	44	44	44	41	34	19	0
	S	0	29	69	120	164	198	205	200	164	120	69	24	0
	O	0	19	34	41	44	44	44	155	328	470	514	409	0

## Anexo 2: Valores de temperatura para el mes de agosto por hora solar ( $^{\circ}C$ )

Epoca	Temp	HORA SOLAR												
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Agosto	$^{\circ}C$	24,4	24,6	25,7	27	29,21	30,36	31,4	32	32,3	32	31,81	30,71	30,12

## Anexo 4: Coeficiente de transferencia global a través de paredes y techos ( $w/m^2 \cdot ^{\circ}$ )

Elemento constructivo	$W/m^2 \cdot ^{\circ}C$
<b>PARED</b>	
Ladrillo revestido por ambos lados con 100 mm de espesor	3,24
Ladrillo revestido por ambos lados 150 mm	2,5
Ladrillo revestido por ambos lados 200 mm	2,44
Bloque hueco de cerámica roja 150 mm	1,9
Hormigón armado denso 150 mm	3,58
Hormigón armado denso 200 mm	3,18
Bloque hueco de hormigón ligero 200 revestido por ambos lados	2,3
Dry wall	0,6
Plancha de asbestocemento y estructura metálica	6,53
Losa de hormigón armado 100 mm, membrana asfáltica y revestimiento yeso interior	2,5
Losa de hormigón armado 100 mm, relleno y soladura y revestimiento de yeso interior	1,16
Vigueta y Bovedilla de poliestireno, membrana asfáltica y revestimiento de yeso interior	0,59
Vigueta y Bovedilla de hormigón, membrana asfáltica y revestimiento de yeso interior	1,92
Láminas Acanaladas de asbesto cemento	7,95

### Anexo 5: Ganancia debido a los ocupantes (W)

Grado de actividad	Tipo de aplicación	Metabolismo hombre adulto (w)	Metabolism o medio (w)	Temperatura seca del local									
				28		27		26		24		21	
				(w)		(w)		(w)		(w)		(w)	
				Sens	Lat	Sens	Lat	Sens	Lat	Sens	Lat.	Sens	Lat.
Sentados, en reposo	Teatro, escuela primaria	113	102	51	51	57	42	61	41	67	35	75	27
Sentados, trabajo muy ligero	Escuela secundaria	131	116	52	64	56	60	63	53	70	47	79	37
Empleado de oficina	Oficina, hotel, apartamento, escuela superior.	139	131	52	79	58	73	63	69	71	61	82	49
De pie, marcha lenta	Almacenes, tiendas	161	131	52	79	58	73	63	69	71	61	82	49
Sentado, de pie	Farmacia	161	146	52	94	58	88	64	82	74	72	85	61
De pie, marcha lenta	Banco	161	146	52	94	58	88	64	82	74	72	85	61
Sentado	Restaurante ***	146	161	56	106	64	97	71	91	82	79	94	67
Trabajo ligero en el banco de taller	Fábrica, trabajo ligero	234	219	56	164	64	155	72	143	86	133	107	113
Baile o danza	Sala de baile	263	248	64	184	72	176	80	168	95	153	117	131
Marcha, 5Km	Fábrica, trabajo bastante penoso	292	292	79	213	88	204	92	196	111	181	135	158

### Anexo 6: Correcciones a la intensidad de radiación solar a través de cristales

Correcciones:	Marco metálico o ningún marco multiplicado por 1/0,85 o 1,17	Contaminación atmosférica  Max.-15%	Altura sobre el nivel del mar  + 0,7 % por cada 300 metros	Punto de rocío diferente a 19,5 C	
				-14 % por cada +10 C de diferencia a 19,5 C	+14 % por cada -10 C de diferencia a 19,5 C

### Anexo 7: Datos de la radiación solar y temperaturas medias mensuales en la localidad de Cienfuegos en el año 2016

Mes	E	F	M	A	M	J	J	A	S	O	N	D
Radiación solar kWh/m <sup>2</sup>	3.98	4.76	5.47	6.18	5.61	5.94	5.66	5.00	27.4	4.54	3.99	3.70

Mes	E	F	M	A	M	J	J	A	S	O	N	D
Temperatura media mensual (horas sol) °C	21.97	23.17	23.58	26.27	26.37	27.31	27.7	28.14	27.38	26	24.34	23.29

Anexo 8: Datos técnico-económico chiller de absorción BROAD BCT  
23

Micro Non-electric Chiller (villa air conditioning)



## Performance Data

Model		8CT23	8CT70	8CT115
cooling capacity	kW	23	70	115
	RT	6.6	20	33
heating capacity	kW	23	70	115
	MBH	78	239	392
hot W capacity	kW	7.7	39	39
	MBH	26	133	133
A/C water				
chilled water O/l temp	°F	44/56.7	44/56.7	44/56.7
heating water O/l temp	°F	135/122	135/122	135/122
flowrate	GPM	12.8	38	63
external head	psig	11.4	15.7	17.1
hot W				
primary heating water O/l temp	°F	176/140	176/140	176/140
flowrate	GPM	1.5	7.4	7.4
NG consumption				
cooling	MBH	71	217	357
heating	MBH	88	271	445
hot W	MBH	29.5	151	151
electricity and water consumption				
electricity for cooling	kW	1.8	5.2	7.2
electricity for heating	kW	0.7	1.7	2.3
water for cooling	lb/h	132	396	660
operating noise	dB(A)	63	65	65
ship. weight	lb	1211	3634	5462
A/C W hold-up volume	lb	22	70	105

## Others:

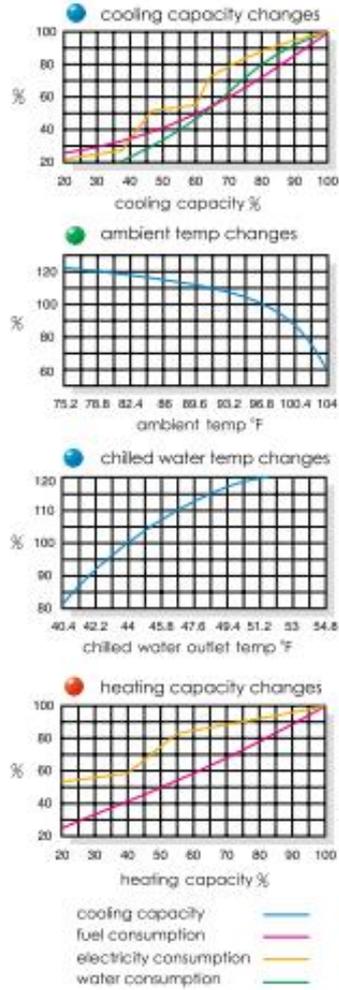
1. Fuel: NG, Town gas, LPG, Light oil, please specify it in purchase orders.
2. Natural gas consumption is calculated 900 Btu/ft<sup>3</sup> (8,051 kcal/m<sup>3</sup>).
3. Standard gas pressure: 7.9~25.2 inchH<sub>2</sub>O(0.28~0.88psig). Pressure release valve has to be installed if the pressure is higher than the standard.
4. Standard condition for cooling: 96.8°F, humidity 50%.
5. Permitted condition: summer ≤ 113°F, winter ≥ -22°F.
6. Lowest permitted outlet temp. for chilled W: 41°F. Pressure limit for chilled/ heating/ hot W: 134ftH<sub>2</sub>O(56psig).
7. Hot W can only be used after secondary heat exchange, otherwise it gets scaled.
8. Single phase power for 8CT23 and 3 phase for 8CT70/115.
9. Rated cooling COP: 110% Rated heating COP: 88%.

### Model Selection & Ordering

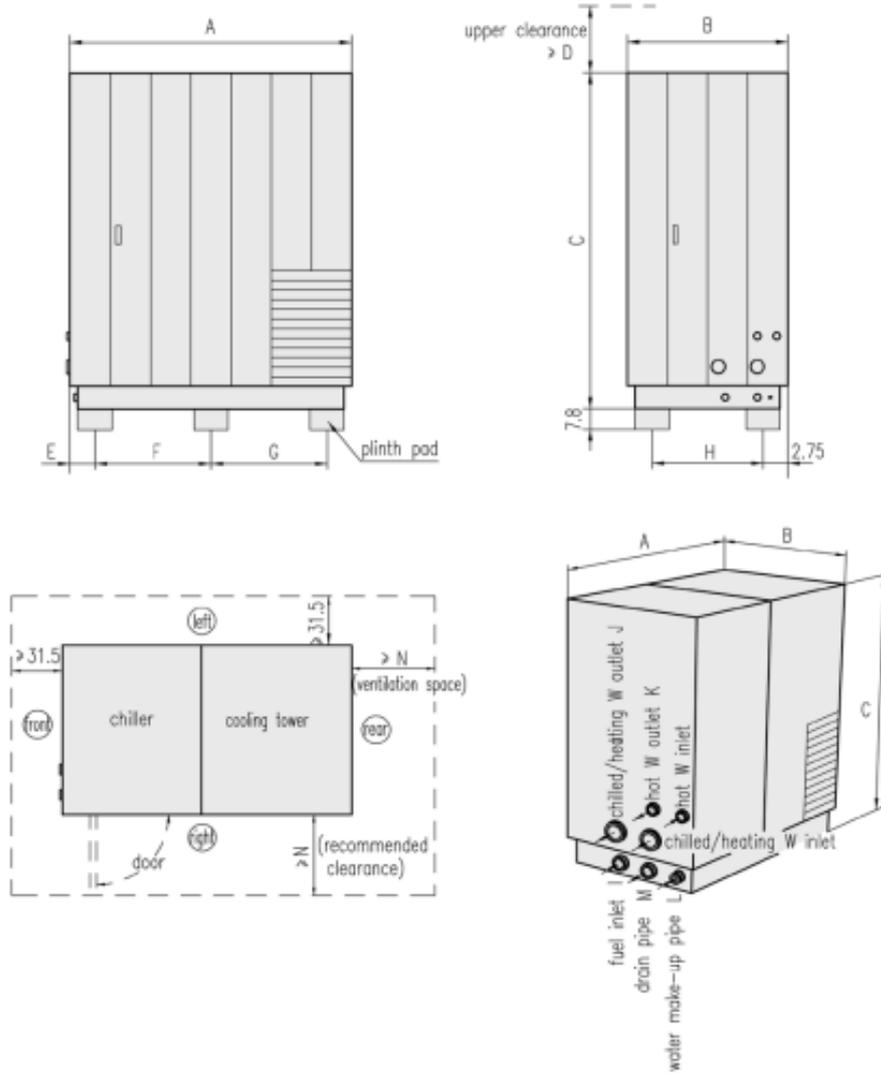
- BROAD recommendations are as follows:  
 1 unit for buildings  $\leq 3240 \text{ ft}^2$   
 1-2 units for buildings  $\leq 21600 \text{ ft}^2$   
 2-3 units for buildings  $> 21600 \text{ ft}^2$   
 For year-round non-stop operation, at least 2 units are recommended, but standby units are not recommended. Several units can be incorporated into an integrated system.
- Lead time: 2-4 months for small quantity orders.  
 Orders greater than 300 units, take at least 4 months



### Performance Curves



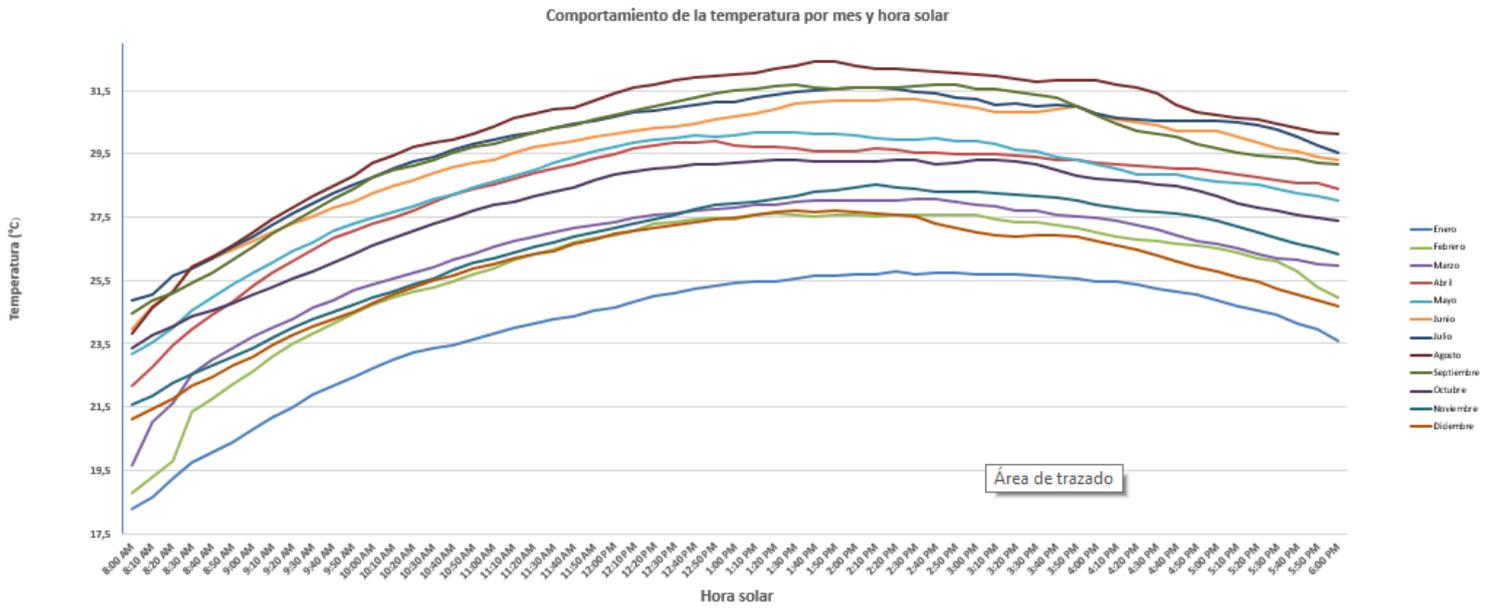
Micro Non-electric Chiller Dimensions



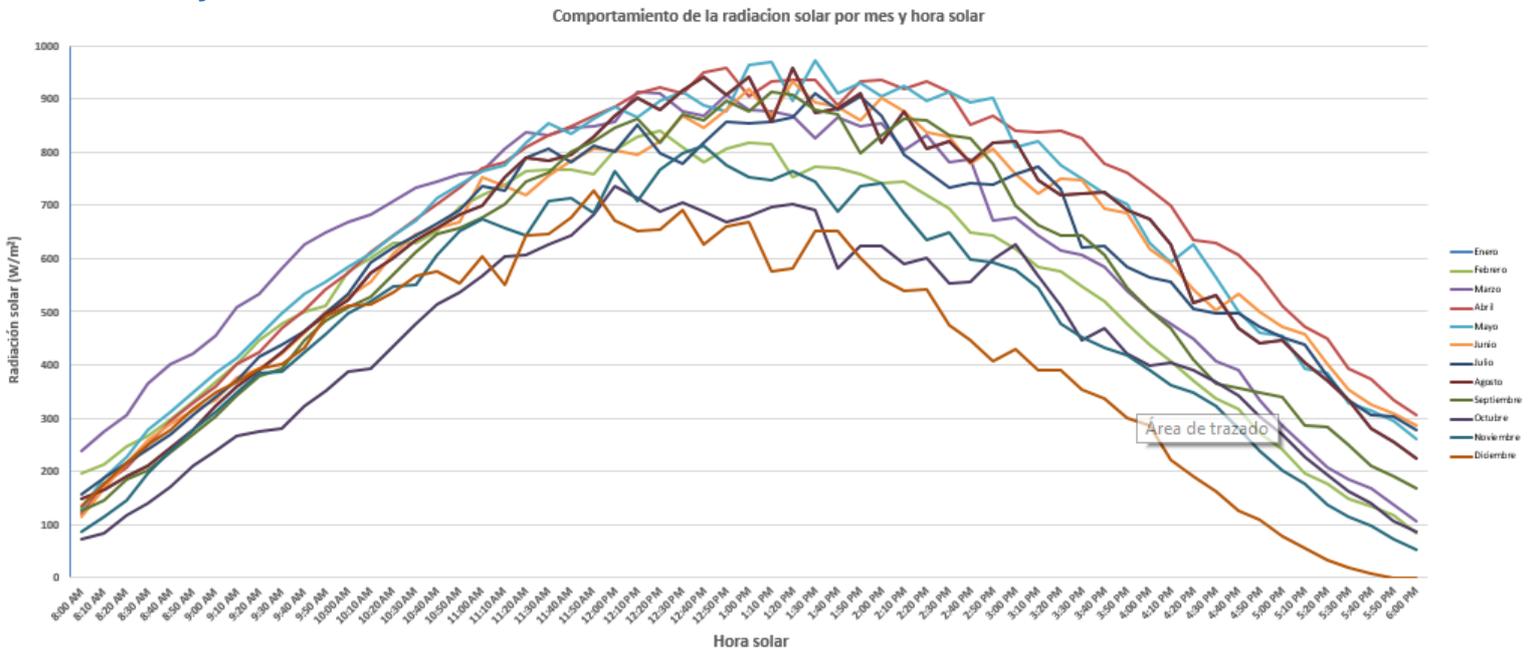
Mode	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	
BCT23	53	32.5	88	78.5	4.5	15.5	30.5	27		NPT ¼	NPT 1½	NPT ½	NPT ½	NPT ¾	31.5
BCT70	88.5	63.5	88	98.5	5.5	35.5	41.5	57.5		NPT 1½	NPT 2½	NPT 1½	NPT ½	NPT 1½	39.5
BCT115	109	63.5	88	98.5	5.5	40	57.5	57.5		NPT 1½	NPT 2½	NPT 1½	NPT ½	NPT 1½	39.5

Note: All units are in inch.

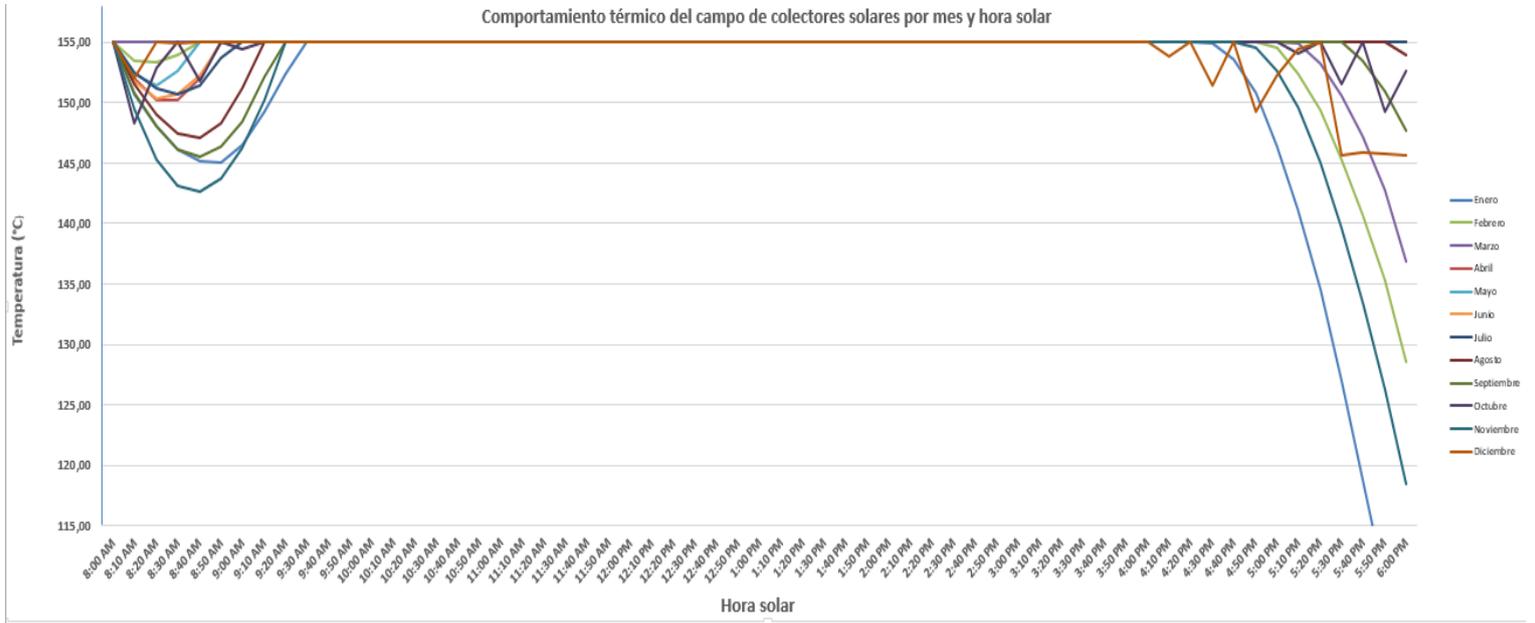
### Anexo 9: Gráfico del comportamiento de la temperatura por mes y hora solar



### Anexo 10: Gráfico del comportamiento de la radiación solar por mes y hora solar



## Anexo 11: Gráfico del comportamiento térmico del campo solar por mes y hora solar



## Anexo 12: Estimado de costo de enfriadoras de absorción

### Chilled Water Plant Costs Estimated

Water chillers (with starters)		Pumps (not including VFD or starter)		\$100/ton
Centrifugal:		Cooling Tower		
300 to 600 tons	\$255/ton	normal	\$80/ton - \$100/ton	
600 to 1400 tons	\$180/ton	permanent	\$130/ton - \$250/ton	
1500 to 2500 tons	\$165/ton	Piping (see chart)	\$150/ton - \$300/ton	
Absorption		Controls	\$60/ton - \$120/ton	
1 stage	500 to 1350 tons	Electrical	\$120/ton - \$250/ton	
2 stage	350 to 1650 tons	Plate and Frame Heat exchanger		
direct-fired	100 to 1100 tons	unit only	\$50/ton - \$100/ton	
Rotary Screw		complete installation with piping		
water cooled	70 to 130 tons	and simple auto control	\$100/ton - \$170/ton	
water cooled	150 to 450 tons			
air cooled	70 to 400 tons			
Setting, rigging, installation				
Add 4160 volt motor	\$20/ton - \$24/ton			
Add 0.035 tubes	\$15/ton			
Add Gas Engine	\$260/ton			
		Note: These prices are typical construction costs for normal access applications.		
		For total project cost, add fees, testing and contingencies.	\$315/ton	

## Anexo 12: Características del fluido caloportador Duratherm 600

# DURATHERM 600

- Maximum temperature: 315°C / 600°F
- Flash point 224°C / 435°F
- Non-toxic/non-hazardous
- Runs longer, keeps systems cleaner
- Extreme oxidation resistance
- Ideal for systems open to atmosphere
- Includes free fluid analysis and tech support



1 800 446 4910

[www.durathermfluids.com](http://www.durathermfluids.com)

### TEMPERATURE RATINGS

Maximum Bulk/Use Temp.	315°C	600°F
Maximum Film Temp.	343°C	650°F
Pour Point ASTM D97	-10°C	14°F

### SAFETY DATA

Flash Point ASTM D92	224°C	435°F
Fire Point ASTM D92	240°C	464°F
Autoignition ASTM E-659-78	360°C	680°F

### THERMAL PROPERTIES

Thermal Expansion Coefficient	0.1011 %/°C	0.0564 %/°F
Thermal Conductivity	W/m K	BTU/hr F ft
38°C / 100°F	0.138	0.080
260°C / 500°F	0.127	0.074
316°C / 600°F	0.124	0.072
Heat Capacity	kJ/kg K	BTU/lb F
38°C / 100°F	1.828	0.461
260°C / 500°F	2.626	0.631
316°C / 600°F	2.818	0.673

### PHYSICAL PROPERTIES

Appearance: colorless, clear and bright liquid		
Viscosity ASTM D445		
cSt at 40°C / 104°F	39.35	
cSt at 100°C / 212°F	8.34	
cSt at 316°C / 600°F	0.73	
Density ASTM D1529B	kg/m <sup>3</sup>	lb/ft <sup>3</sup>
38°C / 100°F	827.79	51.69
260°C / 500°F	681.38	42.54
316°C / 600°F	644.44	40.25
Vapor Pressure ASTM D2879	kPa	psi
38°C / 100°F	0.00	0.00
260°C / 500°F	2.33	0.34
316°C / 600°F	9.71	1.43
Distillation Range ASTM D2887	10%	373°C (705°F)
	90%	481°C (899°F)
Average Molecular Weight	372	

The values listed are typical of normal production. They do not constitute a specification.

# DURATHERM 600

## PROPERTY VS. TEMPERATURE CHART METRIC

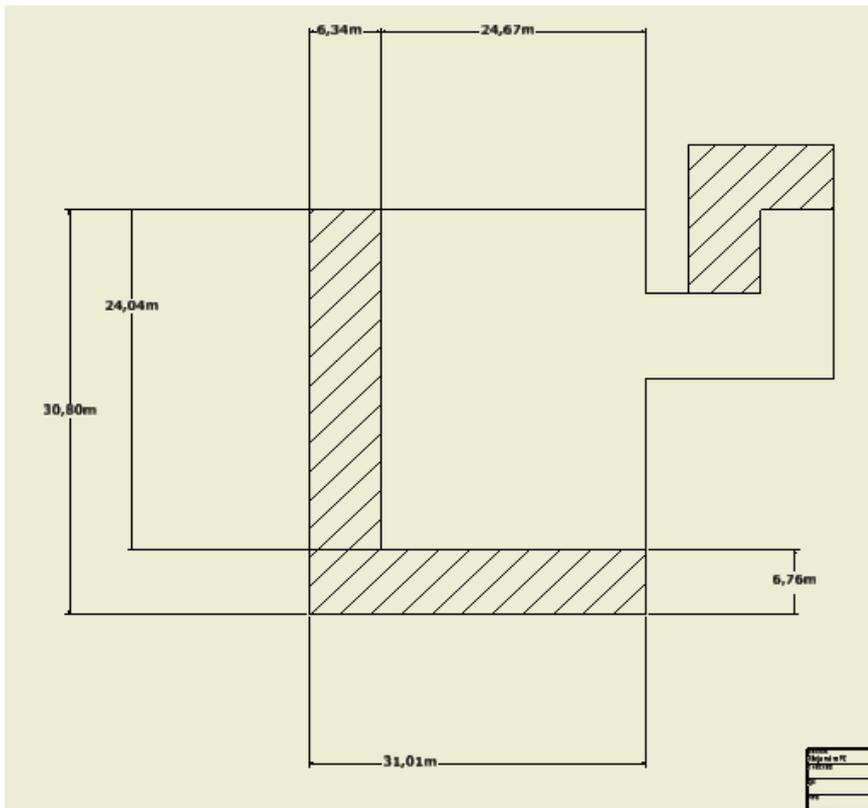
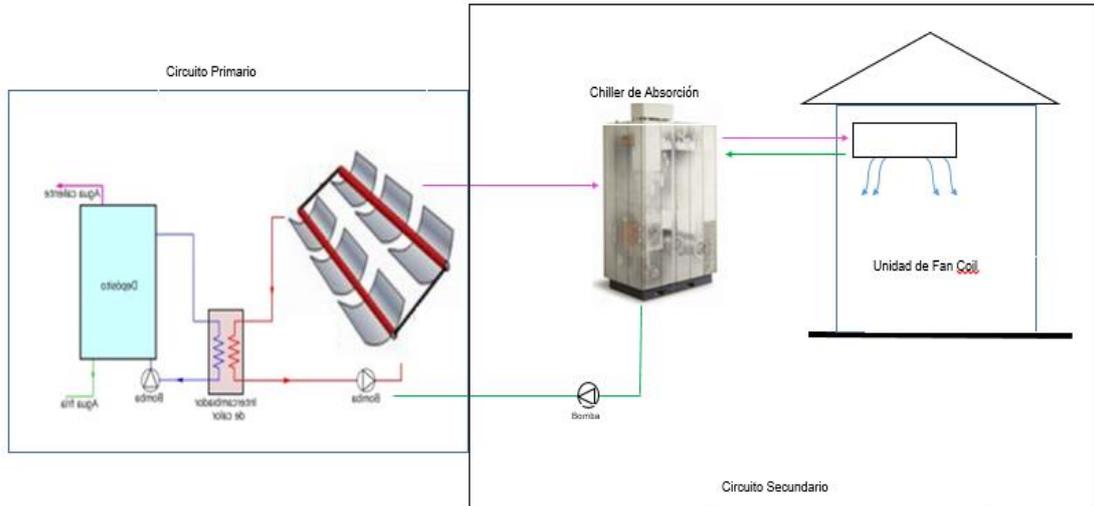
TEMPERATURE (Celsius)	DENSITY (kg/m <sup>3</sup> )	KINEMATIC VISCOSITY (Centistoke)	DYNAMIC VISCOSITY (Centipoise)	THERMAL CONDUCTIVITY (W/m-K)	HEAT CAPACITY (J/kg-K)	VAPOR PRESSURE (kPa)
-5	856.15	649.00	572.83	0.142	1.812	0
5	848.56	292.31	256.02	0.141	1.810	0.00
15	842.96	148.35	128.92	0.141	1.842	0.00
25	838.57	83.01	71.57	0.140	1.874	0.00
35	829.77	50.32	43.05	0.140	1.906	0.00
45	823.18	32.59	27.66	0.139	1.938	0.00
55	816.58	22.30	18.77	0.138	1.970	0.00
65	809.96	15.97	13.34	0.138	2.002	0.00
75	803.39	11.89	9.85	0.137	2.034	0.00
85	796.79	8.14	7.51	0.137	2.066	0.00
95	790.20	7.22	5.88	0.136	2.098	0.00
105	783.60	5.84	4.72	0.136	2.130	0.00
115	777.01	4.82	3.86	0.135	2.162	0.00
125	770.41	4.05	3.22	0.134	2.194	0.01
135	763.82	3.45	2.72	0.134	2.226	0.01
145	757.22	2.99	2.33	0.133	2.258	0.02
155	750.63	2.61	2.02	0.133	2.290	0.04
165	744.03	2.31	1.77	0.132	2.322	0.06
175	737.44	2.08	1.56	0.132	2.354	0.10
185	730.84	1.85	1.39	0.131	2.386	0.15
195	724.25	1.67	1.25	0.131	2.418	0.22
205	717.65	1.53	1.13	0.130	2.450	0.33
215	711.06	1.40	1.03	0.129	2.482	0.47
225	704.46	1.29	0.94	0.129	2.514	0.67
235	697.87	1.20	0.86	0.128	2.546	0.93
245	691.27	1.12	0.80	0.128	2.578	1.29
255	684.68	1.04	0.74	0.127	2.610	1.78
265	678.08	0.98	0.69	0.127	2.642	2.33
275	671.49	0.92	0.64	0.126	2.674	3.08
285	664.89	0.87	0.60	0.126	2.706	4.05
295	658.29	0.83	0.56	0.125	2.738	5.29
305	651.70	0.79	0.53	0.125	2.770	6.78
315	645.10	0.75	0.50	0.124	2.802	8.66

The values quoted are typical of normal production.  
They do not constitute a specification.

1 800 446 4910 | [www.durathermfluids.com](http://www.durathermfluids.com)

3 of 4

Anexo 13: Esquema de la instalación



Legenda:

□ Techo del 3er piso (instalación del circuito primario)

▨ Techo del 2do piso (instalación del circuito secundario)

## Anexo 14: Características de la enfriadora 30RBY/RQY 026

### 30RBY/RQY 017-033 DESCARGA CONDUcida

Nueva generación de enfriadoras y bombas de calor aire-agua Aquasnap con descarga conducida. 4 tamaños, con capacidades entre 15 y 33 Kw. Aplicaciones comerciales y residenciales que requieran instalar la unidad en el interior.

- **Clase energética A**
- **Ventiladores con presión para conexión a conductos (80Pa)**
- **Módulo hidrónico opcional integrado**
- **Reajuste automático del punto de consigna**



#### Tecnología:

- Compresor scroll con R410a, sin mantenimiento
- Control Pro-Dialog +: por microprocesador, auto-adaptativo, con funciones de diagnóstico e históricos de funcionamiento
- Producción de agua caliente hasta 50°C
- Nuevo interface LCD con menús intuitivos y amplia información de la máquina

#### Eficiencia:

- Clase energética A. ESEER, hasta 4, según modelos
- Reajuste del punto de consigna basado en la temperatura del aire exterior o en la temperatura del agua de retorno, para obtener un mayor ahorro energético
- Modo nocturno, con limitación de la capacidad y de la velocidad del ventilador, lo que permite reducir el consumo de energía y el nivel sonoro

#### Instalación:

- Presión estática disponible de 80Pa, para instalación en el interior
- Módulo hidrónico integrado opcional: reducción del espacio necesario y menor tiempo de instalación
- Muy compacta: menos de 1m<sup>2</sup> de superficie en planta
- Rápida puesta en servicio, con prueba de funcionamiento antes de salir de fábrica y prueba rápida de verificación en obra
- Conexiones eléctricas simplificadas
- Paneles fácilmente movibles para un rápido acceso a la unidad

#### Garantía:

Garantía Total: 2 años en piezas, mano de obra y desplazamiento



Incluida en el programa de certificación Eurovent



Refrigerante respetuoso con el ozono



**30RBS 039-160 Enfriadoras de condensación por aire**  
**30RQS 039-160 Bombas de calor aire-agua**

**30RBS/RQS 039-160 - UNIDADES AIRE-AGUA**

**Datos físicos**

		039	045	050	060	070	080	—	090	100	120	140	160
<b>Modelos sólo frío 30RBS</b>													
Capacidad frigorífica nominal (1)	Kw.	39,3	44,6	51,9	58,4	66,7	78,6	—	89,4	99,9	117,0	134,3	157,1
Peso en funcionamiento	Kg	458	466	489	515	502	533	—	835	845	876	982	1.046
<b>Modelos bomba de calor 30RQS</b>													
Capacidad frigorífica nominal (1)	Kw.	38,4	43,7	49,9	58,4	63,9	73,9	77,7	85,8	96,2	113,2	131,6	149,7
Capacidad calorífica nominal (1)	Kw.	41,6	46,4	53,0	61,0	69,1	77,0	79,2	92,3	100,3	116,2	136,9	157,0
Peso en funcionamiento	Kg	506	513	539	552	553	560	748	895	903	959	1.060	1.078
Refrigerante		R410a											
Compresores Scroll 48 r/s (Etapas)		2	2	2	2	2	2	2	3	3	3	4	4
Intercambiador de calor de aire		Tubos de cobre ranurados, aletas de aluminio											
Ventiladores		Flying Bird IV axiales con envolvente giratoria											
Caudal de aire		l/s	3.800	3.800	3.800	5.300	5.300	5.300	7.600	7.600	7.600	10.600	10.600
Intercambiador de calor de agua		De placas, soldado, de expansión directa											

		039	045	050	060	070	080	—	090	100	120	140	160
<b>Datos eléctricos 30RBS</b>													
Tensión de alimentación nominal	V-ph-Hz	400-3-50 +/- 10% (sin neutro)											
Alimentación del circuito de control		Mediante el transformador montado en la unidad											
Consumo máximo de la unidad *	Kw.	18,8	20,8	24,4	27,8	31,2	35,8	—	42,2	45,5	52,4	62,3	71,5
Corriente nominal de la unidad	A	25,7	30,6	34,9	38,3	45,6	55,8	—	57,8	67,1	82,7	91,2	112,2
Corriente máxima de arranque	A	112,7	130,9	141,0	143,4	170,4	209,4	—	168,8	195,8	239,8	226,2	275,2
<b>Datos eléctricos 30RQS</b>													
Tensión de alimentación nominal	V-ph-Hz	400-3-50 +/- 10% (sin neutro)											
Alimentación del circuito de control		Mediante el transformador montado en la unidad											
Consumo máximo de la unidad *	Kw.	18,8	20,8	24,4	29,0	31,2	35,8	35,5	42,2	45,5	52,4	62,3	71,5
Corriente nominal de la unidad **	A	25,7	30,6	34,9	40,8	45,6	55,8	55,8	57,8	67,1	82,7	91,2	112,2
Corriente máxima de arranque ***	A	112,7	130,9	141,0	145,9	170,4	209,4	209,4	168,8	195,8	239,8	226,2	275,2

(1) **Datos de funcionamiento según condiciones Eurovent:**  
 - Funcionamiento en frío: Entrada agua 12°C, salida a 7°C.T.S. Aire exterior a 39°C.T.S. y 34°C.T.H. / Funcionamiento en calor: Entrada/Salida condensado: 40/45°C. Temperatura exterior 316°C. (seco/húmedo).  
 - Caudales de agua y aire nominales funcionando en frío.  
 \* Consumo de los compresores y ventiladores en las condiciones máximas de funcionamiento de la unidad: temperatura de aspiración saturada 10°C, temperatura de condensación saturada 65°C y tensión de 400 V (volajes en la placa de características de la unidad).  
 \*\* Corriente nominal de la unidad en las condiciones siguientes: temperatura de entrada/salida del agua del evaporador 12°C / 7°C. Temperatura del aire exterior 35°C. Los valores de la corriente corresponden a la tensión nominal de 400 V.  
 \*\*\* Corriente máxima instantánea de arranque en los valores de los límites de funcionamiento (corriente operativa máxima de los compresores más pequeños + corriente ventilador + corriente del total inercial del compresor más grande).

**Dimensiones, mm**

	Largo	Ancho	Alto
30RBS 039-080	2.050	1.061	1.330
30RBS 090-160	2.050	2.258	1.330
30RQS 039-078	2.109	1.050	1.330
30RQS 080-160	2.136	2.273	1.330

**Accesorios**

Código	Descripción	Modelos
00PSG000119100B	Gateway CCN-Ibus	Todos
00PSG000119200A	Gateway CCN-Bacnet	Todos
00PSG000119300A	Gateway CCN-Lon	Todos
00PSG001022800A	Interface remota	Todos
00PSG000596400A	Acoplamiento unidad Maestro/Escavo	Todos
00PSG000120000A	Tarjeta de control Caldera/Calentador	Todos

**Precios € Unidades sin módulo hidrónico**

30RBS	039	045	050	060	070	080
	14.050	14.379	15.762	16.930	18.504	20.913

30RQS	039	045	050	060	070	078	080
	16.514	17.612	18.831	20.614	22.168	24.329	25.812

Consultar precios para unidades con módulo hidrónico.

**Opciones**

Opción N°	Descripción	Modelos
28/3A	Tratamiento en batería condensador	Todos
15L5	Bajo nivel sonoro	39-50 & 80-120
25	Arranque suave	39-80
28	Funcionamiento en frío (hasta -20°C de temperatura exterior)	Todos
42	Protección congelación hasta -20°C	Todos
116B	Módulo hidrónico con bomba de alta presión	Todos
116C	Módulo hidrónico con doble bomba de alta presión	Todos
116J	Módulo hidrónico con bomba de velocidad variable de alta presión	Todos
116K	Módulo hidrónico con doble bomba de velocidad variable de alta presión	Todos
116F	Módulo hidrónico con bomba de baja presión	Todos
116G	Módulo hidrónico con doble bomba de baja presión	Todos
148B	Gateway CCN-Ibus	Todos
148C	Gateway CCN-Bacnet	Todos
148D	Gateway CCN-Lon	Todos
204	Conexiones para rosacar	Todos
206	Conexiones para soldar	Todos
QM	Recuperación de calor parcial	Consultar

Puesta en marcha modelos 039-080:  
Consultar precio

### Anexo 15: Comparación entre los sistemas de climatización por el método de absorción y los convencionales

Años	Consumo eléctrico kWh/año			Costo eléctrico (CUP)		Emisiones de CO2 y costo de este		
	Tarifa (\$/kWh)	Chiller de absorción	Chiller convencional	Chiller de absorción	Chiller convencional	Ahorro	Tarifa (CUP/ton CO2)	Costo
1	3,6	3,46E+04	9,74E+05	1,24E+05	3,51E+06	8,65E+05	4,872	4,22E+06
2	3,6	6,91E+04	1,95E+06	2,49E+05	7,01E+06	1,73E+06	4,872	8,43E+06
3	3,6	2,07E+05	5,84E+06	7,46E+05	2,10E+07	5,19E+06	4,872	2,53E+07
4	3,6	8,29E+05	2,34E+07	2,99E+06	8,42E+07	2,08E+07	4,872	1,01E+08
5	3,6	4,15E+06	1,17E+08	1,49E+07	4,21E+08	1,04E+08	4,872	5,06E+08
6	3,6	2,49E+07	7,01E+08	8,96E+07	2,52E+09	6,23E+08	4,872	3,04E+09
7	3,6	1,74E+08	4,91E+09	6,27E+08	1,77E+10	4,36E+09	4,872	2,12E+10
8	3,6	1,39E+09	3,93E+10	5,02E+09	1,41E+11	3,49E+10	4,872	1,70E+11
9	3,6	1,25E+10	3,53E+11	4,51E+10	1,27E+12	3,14E+11	4,872	1,53E+12
10	3,6	1,25E+11	3,53E+12	4,51E+11	1,27E+13	3,14E+12	4,872	1,53E+13
11	3,6	1,38E+12	3,89E+13	4,97E+12	1,40E+14	3,45E+13	4,872	1,68E+14
12	3,6	1,66E+13	4,67E+14	5,96E+13	1,68E+15	4,15E+14	4,872	2,02E+15
13	3,6	2,15E+14	6,07E+15	7,75E+14	2,18E+16	5,39E+15	4,872	2,63E+16
14	3,6	3,01E+15	8,49E+16	1,08E+16	3,06E+17	7,54E+16	4,872	3,68E+17
15	3,6	4,52E+16	1,27E+18	1,63E+17	4,59E+18	1,13E+18	4,872	5,51E+18
16	3,6	7,23E+17	2,04E+19	2,60E+18	7,34E+19	1,81E+19	4,872	8,82E+19
17	3,6	1,23E+19	3,46E+20	4,42E+19	1,25E+21	3,08E+20	4,872	1,50E+21
18	3,6	2,21E+20	6,24E+21	7,96E+20	2,25E+22	5,54E+21	4,872	2,70E+22
19	3,6	4,20E+21	1,18E+23	1,51E+22	4,27E+23	1,05E+23	4,872	5,13E+23
20	3,6	8,41E+22	2,37E+24	3,03E+23	8,53E+24	2,11E+24	4,872	1,03E+25