

2007

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE
CARTAGENA**

Rafael Martínez Sánchez

Ingeniería Industrial



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

ÍNDICE

ÍNDICE	2
I.- MEMORIA	5
1. GENERALIDADES	5
1.1. INTRODUCCIÓN	5
1.2. ANTECEDENTES.....	11
1.3. OBJETO	11
1.4. EMPLAZAMIENTO Y UBICACIÓN.....	12
2. ANÁLISIS DE LA TECNOLOGÍA DISPONIBLE.....	13
2.1. COMPONENTES DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA DE BAJA TEMPERATURA.....	13
2.2. TECNOLOGÍA DE LAS MÁQUINAS DE ABSORCIÓN Y ADSORCIÓN	26
3. ANÁLISIS DE CARGAS	48
3.1. DESCRIPCIÓN DE LOS LOCALES A CLIMATIZAR.....	48
3.2. CÁLCULO DE LAS NECESIDADES ENERGÉTICAS DE LOS LOCALES A CLIMATIZAR	48
4. DEFINICIÓN DE LA INSTALACIÓN.....	60
4.1. SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR.....	60
4.2. SISTEMA DE ACUMULACIÓN.....	65
4.3. SISTEMA DE PRODUCCIÓN DE FRÍO	66
4.4. SISTEMA DE CALEFACCIÓN	67
4.5. UNIDADES DE TRATAMIENTO DE AIRE	67
4.6. UBICACIÓN DE LOS ELEMENTOS DE LA INSTALACIÓN	68
4.7. SISTEMA DE BOMBEO Y CIRCULACIÓN	68
4.8. ELEMENTOS DE SEGURIDAD HIDRÁULICOS.....	69
4.9. MATERIALES, DIÁMETRO, AISLAMIENTO TÉRMICO Y SOLDADURAS DE LAS TUBERÍAS	70
4.10. SISTEMA DE APOYO.....	71
4.11. SISTEMA DE REGULACIÓN Y CONTROL DE LA INSTALACIÓN	71

4.12. MONITORIZACIÓN Y COMUNICACIÓN CON LA INSTALACIÓN.....	72
4.13. INSTALACIÓN ELÉCTRICA.....	72
4.14. ESQUEMA DE LA INSTALACIÓN.....	73
5. DEFINICIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL Y MEDIDA.....	74
5.1. INTRODUCCIÓN	74
5.2. DISTRIBUCIÓN ENTRADAS Y SALIDAS	74
5.3. CONSIGNAS	75
5.4. PROGRAMACIÓN.....	76
6. PUESTA EN MARCHA DE LA INSTALACIÓN	86
6.1. OPERACIONES DE PUESTA EN MARCHA DE LA INSTALACIÓN	86
6.2. INCIDENCIAS DURANTE LA PUESTA EN MARCHA	89
7. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS.....	95
7.1. FUNCIONAMIENTO EN MODO REFRIGERACIÓN	95
7.2. FUNCIONAMIENTO EN MODO CALEFACCIÓN	103
7.3. ANÁLISIS ESTACIONALES.....	107
7.4. MEJORAS A REALIZAR EN INSTALACIONES FUTURAS.....	109
7.5. PUESTA EN PRÁCTICA DE LAS MEJORAS PROPUESTAS.....	118
8. CONCLUSIONES.....	119
8.1. NOVEDADES DE LA INSTALACIÓN.....	119
8.2. CONCLUSIONES GENERALES DEL SISTEMA DE ABSORCIÓN.....	119
8.3. BENEFICIOS PARA EL CENTRO DE DESARROLLO LOCAL DE PUERTO LUMBRERAS.....	120
8.4 POSIBLES MEJORAS EN INSTALACIONES FUTURAS.....	120
II.- ANEJOS	122
1. CÁLCULO DE LA CARGA DE LOS LOCALES A CLIMATIZAR	122
1.1. ESTIMACIÓN DE LA CARGA TÉRMICA DE REFRIGERACIÓN	122
1.2. ESTIMACIÓN DE LA CARGA TÉRMICA DE CALEFACCIÓN.....	142
2. CÁLCULO DE LA SUPERFICIE NECESARIA DE COLECTORES.....	162
2.1. SUPERFICIE NECESARIA DE COLECTORES PARA LOS MESES DE VERANO	162

2.2. SUPERFICIE NECESARIA DE COLECTORES PARA LOS MESES DE INVIERNO.....	166
3. DETERMINACIÓN DEL VOLUMEN DEL DEPÓSITO DE INERCIA.....	169
4. DETERMINACIÓN DEL VOLUMEN DEL VASO DE EXPANSIÓN	173
III.- PLANOS.....	174
IV.- BIBLIOGRAFÍA.....	175
V.- ANEXOS	176

I.- MEMORIA

1. GENERALIDADES

1.1. INTRODUCCIÓN

Durante los últimos tiempos, los precios del petróleo han registrado máximos históricos y, aunque no han alcanzado el valor registrado en las crisis energéticas de los años 70, se acercan a ese umbral y parecen dejar atrás dos décadas de precios energéticos relativamente bajos. La Agencia Internacional de la Energía, en sus últimos informes, alerta sobre el punto de equilibrio que se está alcanzando en el mundo entre producción y consumo de petróleo y señala que es urgente la aplicación de medidas de ahorro energético. Por su parte, la OPEP ha anunciado ya que en 2020 su producción no alcanzará a cubrir la demanda mundial.

Los crecimientos de los consumos energéticos durante estos últimos años están poniendo de manifiesto, por tanto, que estamos ante un problema de demanda energética que, de no moderarse, puede ser el preludio de una crisis energética a gran escala a medio plazo.

En este contexto, la economía española resulta especialmente vulnerable. Nuestra dependencia energética está muy por encima de la media europea. Las claves de esta vulnerabilidad se explican, no sólo por la mencionada dependencia exterior, sino también por el desmesurado crecimiento de la demanda y por los bajos niveles de eficiencia en producción y consumo. Esta situación genera además unas emisiones crecientes de gases de efecto invernadero, haciendo cada vez más difícil el cumplimiento del protocolo de Kioto.



Figura I. Grado de dependencia energética (%).

En España el crecimiento de los consumos energéticos está por encima del crecimiento económico, la corrección de esto pasa por implementar e impulsar tres políticas concretas: diversificación de las fuentes energéticas, impulso del

ahorro y la eficiencia energética y apoyo a la investigación, desarrollo e innovación de nuevas tecnologías energéticas.

La necesidad de racionalizar y moderar el consumo energético es, pues, un imperativo para la sociedad española. Consciente de ello, el Gobierno aprobó en julio de 2005 el Plan de Acción 2005-2007 de la Estrategia de Ahorro y Eficiencia Energética (E4) y, en agosto, el nuevo Plan de Energías Renovables 2005-2010.

Derivados del desarrollo del plan, se desprenden numerosos efectos positivos, entre los que cabe destacar:

- Limitación de nuestra elevada y creciente dependencia energética: en el año 2010, el plan puede reducir las importaciones energéticas en más de 3500 millones de euros anuales.
- Medioambientales: se evitará la emisión a la atmósfera de un total acumulado de 77 millones de toneladas de CO₂ en el periodo 2005-2010, y de multitud de compuestos contaminantes.
- Socioeconómicos: mejorará y ampliará un moderno tejido industrial con la creación de cerca de 100000 nuevos empleos netos

El sector Edificación de estos planes incluyen los consumos de las instalaciones fijas de climatización, agua caliente sanitaria e iluminación de todo el parque edificatorio existente, tanto de uso residencial como de uso terciario.

Los consumos de climatización, agua caliente sanitaria e iluminación representan más de las tres cuartas partes de los consumos energéticos de las viviendas, concretamente el 76.4% de los consumos totales del año 2002.

El porcentaje de estos consumos sobre la demanda del sector servicios es del orden del 70%: aproximadamente, el 40% del total de los consumos de energía del sector terciario corresponden al uso de energía no eléctrica para usos térmicos; el 9%, al uso de la electricidad para usos térmicos y el 21%, al aire acondicionado. El 30% restante de la demanda energética del sector terciario corresponde a usos específicos de la electricidad y alumbrado público.

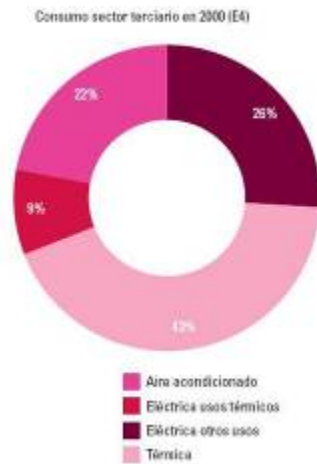


Gráfico I. Reparto de consumos en el sector terciario en el año 2000.

La intensidad eléctrica de los hogares españoles ha crecido por encima de los consumos de energía por hogar para usos térmicos durante la década de los noventa: a una tasa media anual del 2% frente al 1.2% de crecimiento de los consumos energéticos totales por hogar. Esta divergencia se manifiesta, especialmente, durante la segunda mitad de la década, cuando la intensidad eléctrica crece a una tasa media anual del 3.1%.

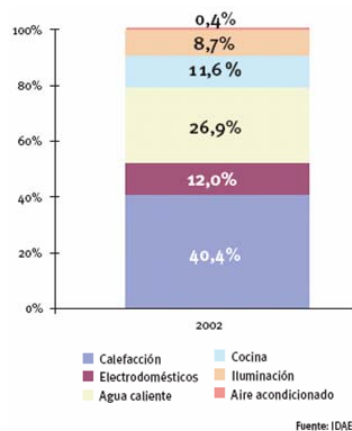
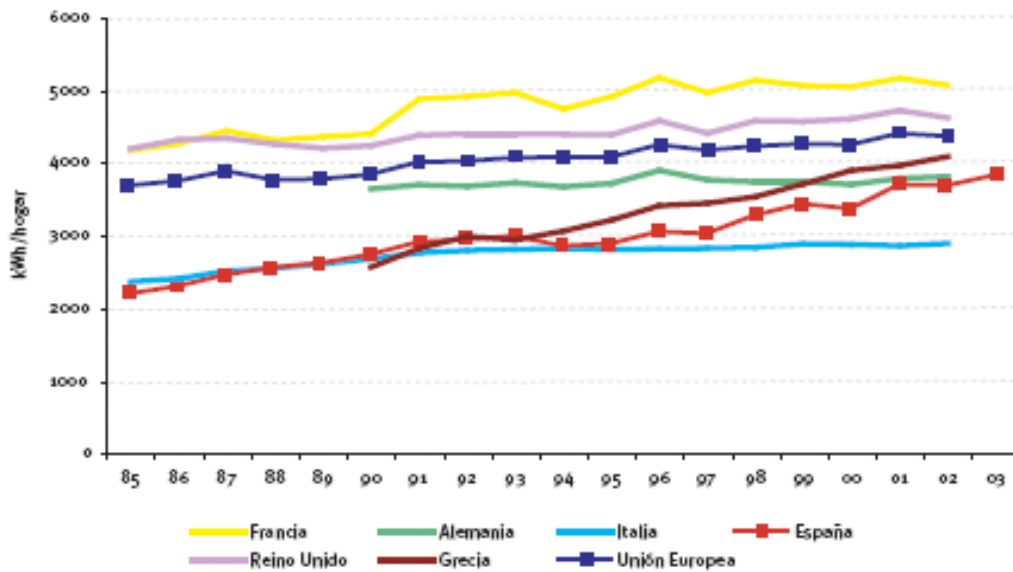


Gráfico II. Distribución del consumo de energía de los hogares en la vivienda, 2002.

En los primeros años del nuevo siglo, la intensidad eléctrica se incrementa a un ritmo superior al de la década de los noventa: del 4.5% anual, por debajo del crecimiento de los consumos medios por hogar para usos térmicos, como resultado de esto último, del elevado aumento de la demanda de productos petrolíferos y gas natural recogido en las estadísticas energéticas correspondientes al año 2002.

Las previsiones de consumo para el año 2050 son de un 29% para aire acondicionado y un 45% para calefacción con respecto al total del consumo doméstico.



Fuente: EnR/IDAE.

Gráfico III. Intensidad eléctrica en el sector residencial (consumo de electricidad por hogar).

Este espectacular aumento es ya una debilidad manifiesta del sistema de red eléctrica

Además de los problemas con la red eléctrica, no es menos importante la amenaza del cambio climático debido a las grandes necesidades energéticas y en particular de confort, de la sociedad actual. Por todo esto, uno de los grandes retos de la actualidad radica en lograr un mayor equilibrio con la naturaleza pero sin perder el grado de confort, el cual en realidad está en constante aumento.

A finales de 2004, la capacidad térmica instalada en España mediante captadores solares se elevaba a 490 MWth, equivalentes a unos 700 mil m². Durante 2004, se incorporaron más de 4500 nuevas instalaciones de energía solar térmica, con una potencia asociada de 63 MWth (90000 m² de colectores), lo que supone un incremento de la superficie de captación solar cercana al 15% respecto al nivel acumulado hasta el año anterior.

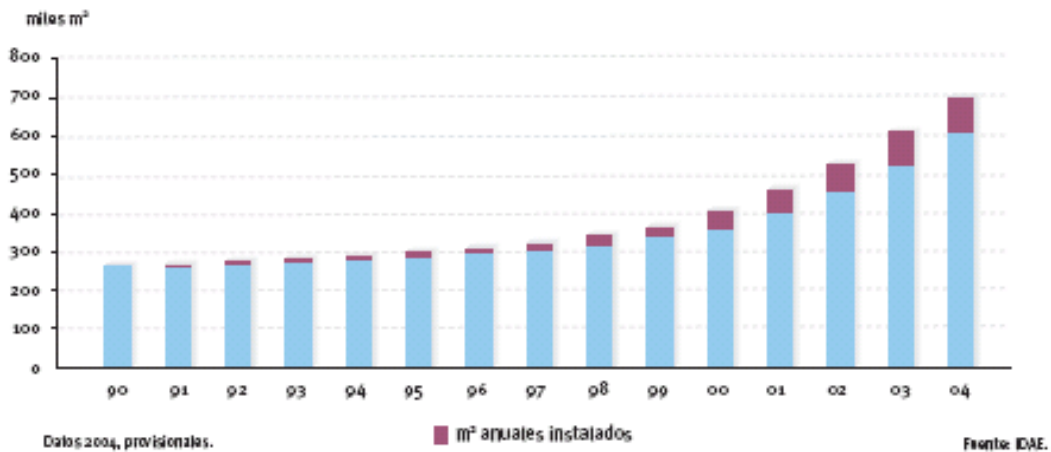


Gráfico IV. Superficie total instalada de energía solar térmica.

Pese a esto sólo ha sido posible alcanzar el 8% de los objetivos alcanzados por el PFER, el cual establece alcanzar la superficie solar instalada de 4.9 millones de m² por lo que se estima que hasta el año 2010 sería necesario multiplicar por más de siete la superficie anual instalada para poder alcanzar los objetivos del Plan de Fomento.

La mayoría de las Comunidades Autónomas ofrece un cumplimiento escaso de los objetivos previstos por el Plan de Fomento para el año 2010.

	2002	2003	2004
ANDALUCÍA	23.690	25.771	22.314
ARAGÓN	1.161	1.633	809
ASTURIAS	1.591	2.824	1.859
BALEARES	1.284	2.175	1.001
CANARIAS	8.586	6.298	6.380
CANTABRIA	41	177	895
CASTILLA Y LEÓN	4.986	6.567	9.966
CASTILLA-LA MANCHA	1.337	1.107	1.372
CATALUÑA	10.000	15.000	25.000
COM. VALENCIANA	4.960	4.294	4.500
EXTREMADURA	17	234	209
GAUCIA	797	3.775	1.537
MADRID	2.001	7.401	3.384
MURCIA	2.528	3.273	1.447
NAVARRA	1.870	1.283	812
PAÍS VASCO	588	1.301	944
LA RIOJA	64	140	-
CEUTA	0	19	0
SIN REGIONALIZAR	0	0	7.571
TOTAL	65.101	83.272	90.000

Figura II. Superficie instalada anualmente por Comunidades Autónomas.

Entre las aplicaciones que poco a poco se van incorporando, figura la calefacción por elementos radiantes, donde los requerimientos en cuanto a temperatura de trabajo de los captadores son algo superiores. Como posibilidad innovadora y complemento a la calefacción, se trabaja también en la

incorporación de aplicaciones de refrigeración mediante máquinas de absorción alimentadas con energía solar.

Para la consecución de los objetivos fijados por el PER 2005-2010 se establecen una serie de medidas destinadas a la superación de las barreras existente, destacando entre ellas por su gran importancia y repercusión, la aprobación del Código Técnico de la Edificación.

La innovación tecnológica en este sector se desarrollará alrededor de tres ejes: el relativo a nuevos captadores de bajo coste, la automatización de los procesos de producción y el desarrollo de nuevas aplicaciones como la refrigeración solar y la desalación.

La energía solar térmica es una alternativa al uso de cualquier tipo de calderas que usen combustibles fósiles, pero hasta hoy en día y sobre todo para aplicaciones domésticas, solamente era útil para aplicaciones de ACS y calefacción con lo que la demanda y la disponibilidad de energía no concordaban, Gráfico V.

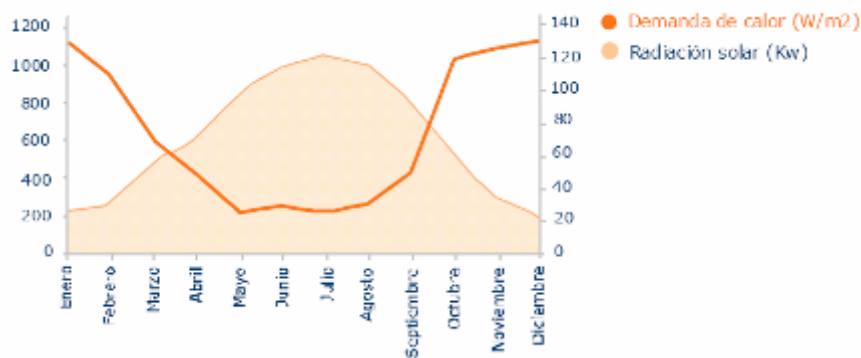


Gráfico V. Ejemplo de cargas y necesidades (variables según vivienda, latitud, etc.).

La Refrigeración Solar es una aplicación que puede optimizar el uso de la Energía Solar Térmica y multiplica sus posibilidades y aprovechamiento. Actualmente la situación del mercado nos muestra una oferta para grandes superficies, pero un vacío para la demanda existente en el sector de la vivienda, o cualquier superficie menor.

Mediante la refrigeración solar hacemos un uso del calor generado en la época del año en la que éste es más abundante, Gráfico VI.

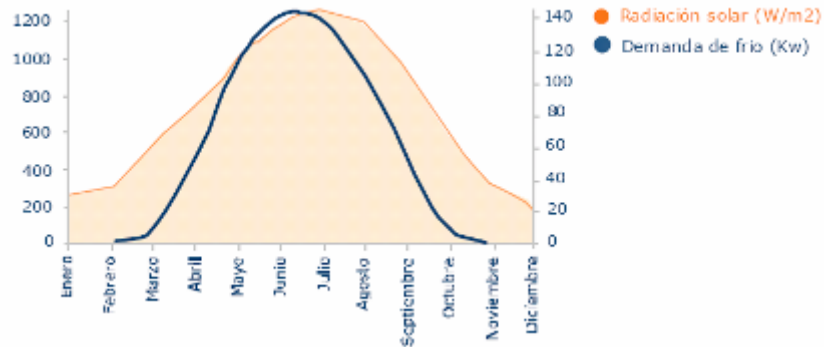


Gráfico VI. Ejemplo de cargas y necesidades (variables según vivienda, latitud, etc.)

De esta forma podemos producir calefacción en invierno, mientras que en verano producimos frío para el aire acondicionado.

1.2. ANTECEDENTES

Con el fin de desarrollar las aplicaciones de Frío Solar en la Región de Murcia la Agencia de Gestión de Energía de la Región de Murcia (ARGEM) firmó un acuerdo de colaboración con las empresas Isofotón S.A. y Rotártica para llevar a cabo la instalación, seguimiento y monitorización de un sistema de climatización con energía solar en la Región de Murcia, con fecha 23 de junio de 2005.

Posteriormente se realizó un convenio de colaboración entre ARGEM y el ayuntamiento de Puerto Lumbreras para la instalación de **“Un Sistema Piloto de Climatización con Energía Solar en el Centro de Desarrollo Local”** de dicha localidad.

1.3. OBJETO

El objeto de este proyecto incluye el dimensionamiento, montaje, explotación y monitorización de una instalación de producción de frío con energía solar térmica y una máquina de absorción. La instalación solar térmica estará destinada a:

- Abastecimiento de las necesidades de refrigeración en verano.
- Abastecimiento de las necesidades de calefacción en invierno.

El aprovechamiento térmico de la energía solar incidente, conllevará una importante disminución del consumo de energía eléctrica, y por tanto, una importante disminución también, de emisiones contaminantes a la atmósfera, lo que redundará en un beneficio medioambiental para la sociedad.

Los aspectos energéticos y medioambientales se analizarán gracias a un sistema de adquisición de datos diseñado para tal fin.

1.4. EMPLAZAMIENTO Y UBICACIÓN

Esta instalación se encuentra localizada en el Centro de Desarrollo Local de Puerto Lumbreras, Camino de las Casicas s/n, 30890, MURCIA. La localización de la instalación se puede observar en el plano PFC 1001 Localización.

Dentro del Centro de Desarrollo Local, la instalación estará situada en un solar adyacente a la zona de almacenes, los cuales se hallan en la parte posterior de dicho centro, como se encuentra especificado en el plano PFC-1002 Emplazamiento.



Fotografía I. Fotografía del Centro de desarrollo local de Puerto Lumbreras.

2. ANÁLISIS DE LA TECNOLOGÍA DISPONIBLE

2.1. COMPONENTES DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA DE BAJA TEMPERATURA

2.1.1. EL COLECTOR SOLAR

El colector o captador solar es el encargado de captar la radiación solar y convertir su energía en energía calorífica.

Existen muchos tipos de colectores, atendiendo a los fines específicos a que van destinados, a las características de sus partes fundamentales, a los materiales utilizados con su construcción, etc.

En una primera clasificación se pueden establecer dos grandes grupos: colectores con o sin concentración.

Entre los colectores sin concentración encontramos los colectores de placa plana y los colectores de vacío

2.1.1.1. EL COLECTOR DE PLACA PLANA

Este está constituido por cuatro elementos principales: el absorbedor, la carcasa, el aislamiento y la cubierta transparente.

2.1.1.1.1. Cubierta transparente

Tiene la misión de provocar el efecto invernadero y reducir al mismo tiempo las pérdidas por convección, mejorando el rendimiento del colector y asegurar la estanqueidad del colector.

Los principales materiales utilizables para las cubiertas son el vidrio y el plástico transparente.

Sobre estos materiales se pueden aplicar tratamientos especiales los cuales pueden ser de dos tipos

1. Un tratamiento antirreflectante sobre la superficie exterior, para disminuir las pérdidas por reflexión de los rayos solares incidentes, con este tratamiento se pueden reducir las pérdidas un 4%.

2. Un tratamiento sobre la superficie interior, para que refleje las radiaciones de gran longitud de onda y no impida el paso de la radiación de corta longitud.

2.1.1.1.2. Absorbedor

Tiene por misión recibir la radiación solar, transformarla en calor y transmitirla al fluido caloportador.

Existen diferentes modelos de absorbedores. Los más usuales son los siguientes:

1. Dos placas metálicas separadas algunos milímetros, entre las cuales circula el fluido caloportador.
2. Una placa metálica, que es el absorbedor propiamente dicho, sobre la cual están soldados o embutidos los tubos por los que circula el fluido caloportador.
3. Tipos denominados comercialmente "Roll-Bond" de cobre o aluminio, consiste en unir a gran presión dos láminas de metal, en cuyas caras internas se ha dibujado el circuito del fluido caloportador. Posteriormente se insufla aire a presión, provocando el abombamiento del circuito previamente dibujado.
4. Absorbedores de plástico.

Es conveniente que la cara del absorbedor expuesta al sol esté recubierta de un revestimiento especialmente elegido para absorber los rayos solares.

Se utilizan dos procedimientos: pinturas y superficies selectivas, las pinturas son más económicas que las superficies selectivas y tienen en general un mejor comportamiento térmico global a la radiación solar para temperaturas cercanas a la del ambiente.

2.1.1.1.3. Carcasa

La misión de la carcasa es proteger y soportar los diversos elementos que constituyen el colector y actuar de enlace con el conjunto del edificio sobre el cual se sitúa el colector a través de los bastidores y elementos de anclaje necesarios.

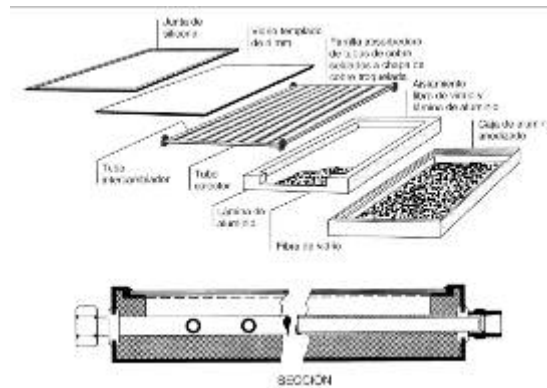


Figura III. Despiece de un colector de placa plana.

2.1.1.2. COLECTORES DE VACÍO

Los colectores de vacío encuentran su principal aplicación en los sistemas de temperaturas intermedias y en lugares fríos con diferencias elevadas entre la temperatura del colector y la del ambiente. Su reducido coeficiente de pérdidas los hace especialmente aptos para el aprovechamiento de la radiación difusa. El vacío contribuye a la reducción de las pérdidas y a minimizar la influencia de las condiciones climáticas.

Existen dos tipos de colectores tubulares de vacío según sea el método empleado para el intercambio de calor entre la placa y el fluido caloportador.

2.1.1.2.1. Colectores de vacío de flujo directo

En este tipo de colectores, en la placa absorbedora hay insertado un tubo coaxial de intercambio de calor, a través del cual pasa el fluido caloportador por el principio de contracorriente. El fluido caloportador entra por el interior del tubo coaxial y retorna por la cavidad exterior que está en contacto con la placa, elevándose así su temperatura.



Fotografía II. Detalle del colector de vacío de flujo directo Vitosol, fabricado por Viessmann.

2.1.1.2.2. Colectores de vacío con tubo de calor ("heat pipe")

El intercambio de calor se realiza mediante la utilización de un tubo de calor que consiste en un tubo hueco cerrado por los dos extremos, sometido a vacío y con una pequeña cantidad de fluido vaporizante (mezcla de alcohol) en su interior.

Cuando se calienta la parte del tubo donde se encuentra el fluido, éste se evapora absorbiendo la cantidad de energía correspondiente a su calor latente de vaporización. Este vapor asciende hasta alcanzar la parte superior del tubo, que se encuentra a menor temperatura, produciéndose allí su condensación y la consiguiente liberación del calor latente asociado a este cambio de estado. El líquido retorna debido a la acción de la gravedad, y el ciclo de evaporación-condensación se repite.

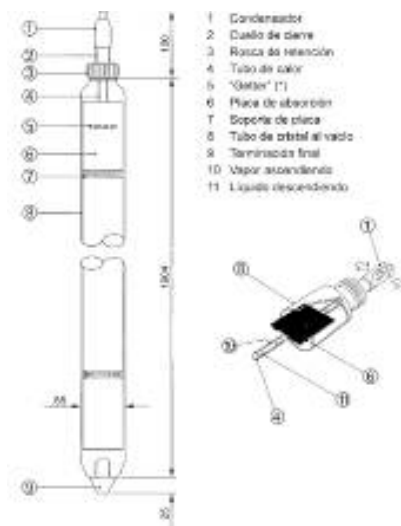


Figura IV. Despiece de un tubo de vacío tipo heat pipe.



Fotografía III. Detalle del colector de vacío con tubo de calor Duotec, fabricado por Viessman.

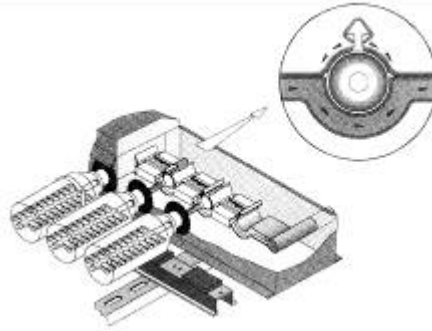


Figura V. Colector de vacío con tubo de calor, fabricado por Thermomax

Entre las características principales de los colectores de vacío con tubo de calor, cabe destacar las siguientes:

1. Unión seca: El intercambio de calor se realiza en seco, es decir, sin contacto directo entre el fluido caloportador y el tubo.
2. Función diodo: La transferencia de calor se realiza siempre en un solo sentido, desde el absorbedor hacia el fluido caloportador, y nunca al revés.
3. Limitación de temperatura: El ciclo de evaporación-condensación tiene lugar mientras no se alcance la temperatura crítica del fluido vaporizante, evitando así los riesgos de un aumento incontrolado de la temperatura en el interior de los tubos.

2.1.2. CONDUCCIONES

Los materiales usados para las conducciones son: cobre, acero galvanizado, acero negro y plásticos.

2.1.2.1. COBRE

Es el material más utilizado en instalaciones de todo tipo, tiene pequeñas cantidades de fósforo residual, es fácilmente soldable, tiene buena resistencia a la corrosión, buena maleabilidad y ductilidad.

Tiene menor pérdida de carga que otros materiales como el hierro y resiste grandes presiones y temperaturas.

2.1.2.2. ACERO GALVANIZADO

No debe usarse en circuitos primarios ni secundarios debido al fuerte deterioro que la protección de zinc sufre con temperaturas superiores a 65°C por lo que su uso queda reducido a acometidas de agua fría.

2.1.2.3. ACERO NEGRO

Solo debe utilizarse en instalaciones que requieren grandes caudales, y únicamente en circuito primario puesto que no esta permitido su uso en la conducción de A.C.S. por sufrir oxidaciones que perjudican la potabilidad del agua.

2.1.2.4. TUBERÍAS DE PLÁSTICO

Tienen cualidades semejantes a las del cobre, se pueden usar sin problemas las tuberías de polietileno reticulado con temperaturas hasta de 90-95°C.

2.1.3. ACUMULADORES

Debido a que la necesidad de energía no siempre coincide en el tiempo con la captación que tenemos del Sol, es imprescindible disponer de un sistema de almacenamiento que haga frente a la demanda en momentos de poca o nula insolación.

2.1.3.1. ALMACENAMIENTO POR CALOR LATENTE DE CRISTALIZACIÓN

Las sustancias más utilizadas son hidratos de sal inorgánica, como el sulfato sódico. Cuando se disuelve a una temperatura apropiada, formando una solución salina anhidra, absorbe gran cantidad de calor del medio ambiente, esta misma cantidad de calor es liberada cuando la solución se enfría y la sustancia se combine de nuevo con agua, formando cristales de hidrato de sal en suspensión.

2.1.3.2. ACUMULADORES DE AGUA CALIENTE

El agua es un elemento barato, fácil de manejar, con alta capacidad calorífica y en el caso del agua caliente sanitaria es el elemento de consumo.

Los materiales que se usan normalmente para este acumulador son: acero mas esmalte, acero inoxidable, aluminio y fibra reforzada.

El acero es el más utilizado, necesita protección interior contra la corrosión mediante la aplicación de pinturas.

El mejor material es el acero inoxidable pero resulta el más antieconómico.

El aluminio presenta problemas de corrosión

La forma de los acumuladores suele ser cilíndrica vertical debido a la facilidad de construcción y para favorecer la estratificación térmica, la cual ocurre por la variación de la densidad del agua con la temperatura, siendo esta inferior conforme aumenta la temperatura del agua. Así cuando el agua se encuentra en reposo en el interior del depósito, las capas más calientes y de menor densidad se sitúan en la parte superior del depósito mientras que las más frías y densas en la parte inferior generándose un gradiente de temperaturas.

Los acumuladores pueden ser de dos tipos: directos o indirectos. En los primeros, la fuente energética de calentamiento de agua está situada en el interior del acumulador (resistencia eléctrica), mientras que en los segundos, dicha fuente energética está situada en el exterior del acumulador (colector solar, caldera). En los acumuladores indirectos, la transferencia de calor entre la fuente energética de calentamiento y el agua almacenada en el acumulador se realiza por medio de un elemento llamado intercambiador de calor. Cuando el intercambiador de calor está situado en el interior del acumulador, este último recibe el nombre de interacumulador.

2.1.4. INTERCAMBIADOR DE CALOR

Se introduce un intercambiador de calor en una instalación solar cuando se quieren tener dos circuitos independientes. Se usarán en:

- Instalaciones de agua caliente sanitaria, en las cuales no se desea que el agua sanitaria pase por los colectores, para evitar riesgos de heladas, incrustaciones en los mismos, corrosión del circuito, sobrepresión, etc.
- Instalaciones de calefacción con almacenamiento térmico por agua caliente, en las cuales se quiere limitar la cantidad de anticongelante a añadir, gracias a un circuito primario de volumen reducido.
- Instalaciones combinadas de agua caliente y calefacción, en las cuales el agua sanitaria se calienta por medio de un intercambiador, así como en el sistema de distribución de calefacción si se quiere reducir la cantidad de anticongelante.
- Instalaciones bifásicas, que comprenden captación por colectores de agua y calefacción por aire forzado, mediante sistema "Fan-Coil".

Los intercambiadores de calor presentan el inconveniente de que suponen una pérdida de rendimiento del sistema y una elevación del coste de la instalación.

2.1.4.1. INTERCAMBIADORES DE CALOR DE SERPENTÍN

Pueden ser de tipo helicoidal, constituido por un tubo arrollado en espiral en la parte inferior del acumulador o de haz tubular.

En el interior del serpentín el líquido está en circulación forzada, mientras que en el exterior, la renovación del fluido en contacto con el serpentín se hace por convección natural, lo que provoca en el acumulador un movimiento convectivo del líquido, es decir, la parte más fría del fluido que al poseer mayor densidad se encuentra en la parte inferior del depósito, se pone en contacto con los tubos del intercambiador por lo que aumenta su temperatura calentándose, de esta forma disminuye su densidad y asciende hacia la parte superior del depósito desplazando las masas de agua anteriores que se encontrarán ahora más frías que esta nueva masa ascendente por lo que las masas más frías descenderán repitiéndose el proceso.

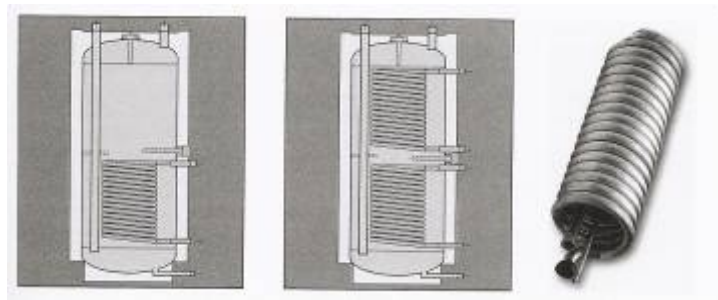


Figura VI. Acumuladores con intercambiadores de simple y doble serpentín helicoidal

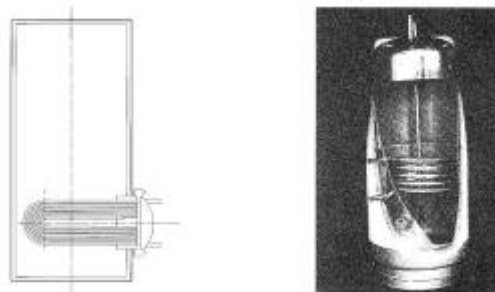


Figura VII. Acumulador vertical con intercambiador de haz tubular (izquierda) y de serpentín helicoidal (derecha)

2.1.4.2. INTERCAMBIADOR DE CALOR DE DOBLE ENVOLVENTE

En estos intercambiadores el circuito primario envuelve al secundario, produciéndose el intercambio a través de la superficie en contacto con el fluido acumulado

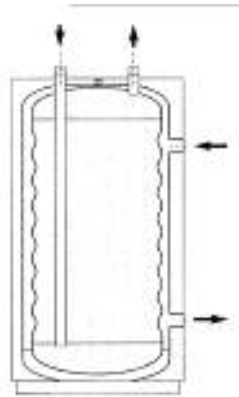


Figura VIII. Acumulador con doble envoltente

2.1.4.3. INTERCAMBIADOR DE CALOR EXTERIOR

Para instalaciones con acumulaciones muy grandes empieza a ser más económico y práctico el uso de intercambiadores exteriores. Los tipos que existen son: de carcasa y tubos, que pueden ser de acero o de cobre, o de placas de acero inoxidable, estos últimos son los más utilizados debido a sus múltiples ventajas, entre las que cabe destacar las siguientes:

- Alta calidad del material, que garantiza la duración y, por tanto, la rentabilidad.
- Son modulables sin más que añadir o quitar placas, lo que permite una fácil corrección en caso de error en el dimensionado previo o ampliación de la instalación
- Poseen gran facilidad de mantenimiento, al ser desmontables y de fácil limpieza
- Tienen una excelente eficacia, debido a su funcionamiento a contracorriente, lo que permite una gran potencia de intercambio con un pequeño tamaño.



Fotografía IV. Modelos de intercambiadores exteriores de carcasa y tubos

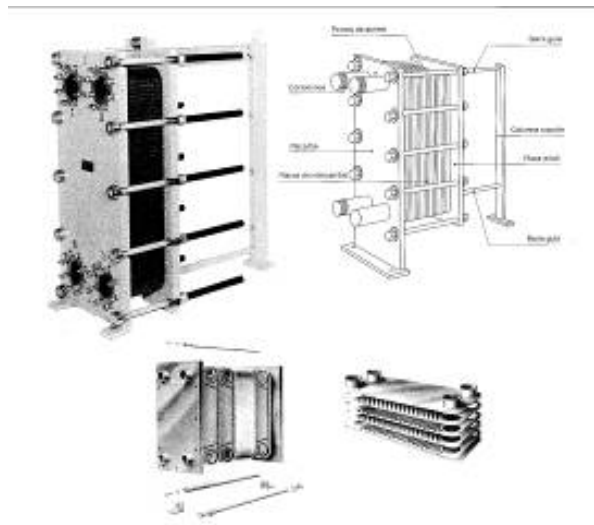


Figura IX. Despieces de intercambiadores de placas

2.1.5. ELECTROCIRCULADORES

Un electrocirculador es un aparato capaz de suministrar al fluido una cantidad de energía con el fin de transportarlo por el circuito a una determinada presión. Esta energía debe vencer la resistencia que opone el fluido a su paso por las tuberías. Existen tres grandes tipos de electrocirculadores:

1. Alternativos
2. Rotativos
3. Centrífugos

Usualmente los empleados en sistemas de energía solar son los centrífugos, que están compuestos por los siguientes elementos:

1. Orificio de aspiración: Lugar por donde entra el líquido electrocirculador
2. Rodete impulsor: Es el elemento rotativo
3. Cámara de impulsión: Es el elemento que recoge el líquido y lo conduce a la descarga del electrocirculador
4. Orificio de impulsión: Lugar por donde se expulsa el líquido del electrocirculador
5. Aspirador: Boca de contacto entre el electrocirculador y la tubería
6. Difusor: Conducto de salida del líquido dentro del electrocirculador
7. Álabes: Palas del rodete impulsor

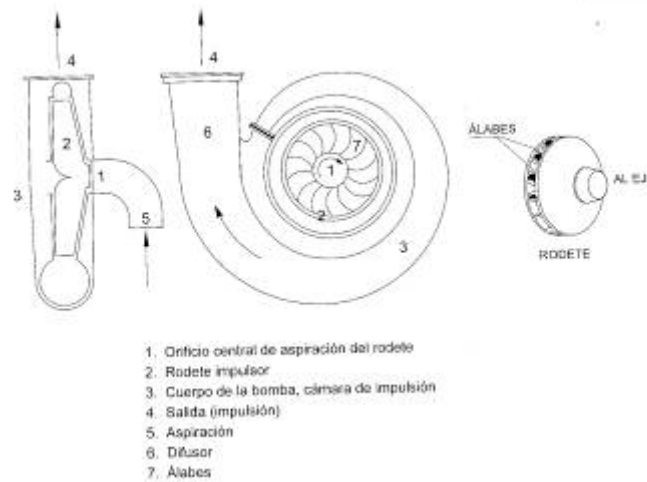


Figura XI. Esquema de un electrocirculador

Podemos distinguir tres tipos de electrocirculadores centrífugos: De rotor sumergido, "Monobloc", y con acoplamiento motor-electrocirculador de ejes distintos:

- Los electrocirculadores de rotor sumergido están formados por un conjunto compacto que une el cuerpo de los mismos con el motor mediante tornillos. Existe un único eje que une el rodete del electrocirculador con el rotor. Entre el rotor y el estator existe una separación estanca formada por una chapa de acero inoxidable. El eje suele ser de acero inoxidable; los cojinetes, de grafito metalizado, y el cuerpo, de latón cobreado o de fundición. Existen electrocirculadores con una presión de impulsión de hasta 20 m.c.a. caudales de 70 m³/h y potencias de 3.5 kW
- Los electrocirculadores "monobloc" son aquellos en los que el rodete y el eje del motor forman un mismo conjunto, que puede desmontarse del resto del cuerpo del aparato
- En los electrocirculadores con acoplamiento motor-electrocirculador el motor y el cuerpo forman un conjunto independiente, uniendo el eje del motor con el rodete a través de un acoplamiento elástico.



Fotografía V. Electrocirculador de pequeña potencia.

2.1.6. VASO DE EXPANSIÓN

Tiene el propósito de absorber las dilataciones del agua o de la mezcla anticongelante-agua. Las instalaciones en circuito abierto a la atmósfera se equipan con depósitos de expansión abiertos que se sitúan por encima del punto más alto de la instalación.

Las instalaciones de energía solar térmica tienden a efectuarse con circuito cerrado, utilizando depósitos de expansión cerrados. Estos son unos recipientes cerrados formados por dos semicuerpos fabricados por embutición y soldados entre sí. En el semicuerpo inferior hay una válvula para controlar la presión en el interior del vaso. La membrana interior que separa el aire y el líquido suele ser de caucho sintético de alta calidad.

Al expansionarse el líquido, penetra en el vaso comprimiendo la bolsa de aire del otro lado de la membrana, haciendo que aumente la presión del aire hasta el valor que se tolere en los cálculos. Cuando el líquido se enfría, el aire vuelve a expandirse, al reducirse el volumen de la cámara de expansión de agua hasta su valor inicial.

2.1.7. MANÓMETRO E HIDRÓMETRO

Se utilizan para conocer el valor de la presión en el interior de una tubería o depósito, la diferencia entre ambos es la escala en la que trabajan.

Los hidrómetros se usan para alturas de hasta 40 m cuando el circuito no está presurizado

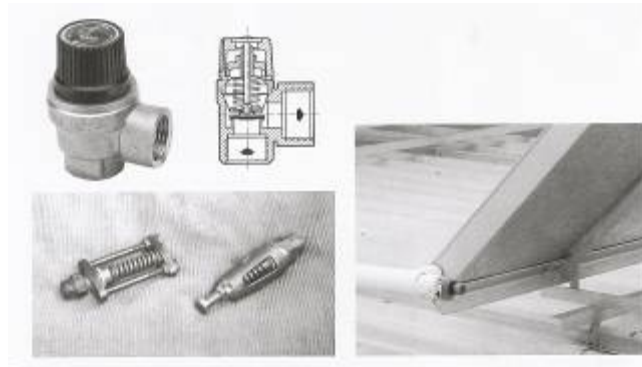
Para circuitos sometidos a una cierta presurización se usan los manómetros.

2.1.8. VÁLVULA DE SEGURIDAD Y EMBUDO DE DESAGÜE

Las válvulas de seguridad actúan como elementos limitadores de presión de los circuitos y son imprescindibles para proteger los componentes de la instalación.

Constan de un muelle que es vencido por la sobrepresión del circuito.

Para saber cuando actúa una válvula de seguridad, es conveniente colocar en la descarga un embudo de desagüe que permita observar el funcionamiento de la misma.



Fotografía VI. Válvulas de seguridad y situación de una de ellas en la entrada de una fila de colectores

2.1.9. PURGADOR

El purgador es el elemento encargado de evacuar los gases, generalmente aire, contenidos en el fluido caloportador.

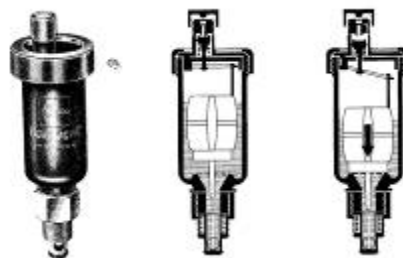


Figura XII. Purgador automático de aire y principio de su funcionamiento

2.1.10. VÁLVULAS ANTI-RETORNO

Son aquellas que solo permiten el paso del fluido en un solo sentido, impidiendo la circulación en el contrario. Existen dos tipos: de clapeta y de obús.

- En las válvulas de clapeta, el fluido al circular, empuja una compuerta, que por su posición se cierra inmediatamente al cesar la circulación, no permitiendo el paso de líquido en sentido contrario.
- En las válvulas de obús, el fluido empuja un muelle, que mueve el obús obturador, permitiendo la circulación del fluido. Al cesar la circulación el obús vuelve a su posición inicial, impidiendo el paso en sentido contrario.

2.2. TECNOLOGÍA DE LAS MÁQUINAS DE ABSORCIÓN Y ADSORCIÓN

2.2.1. EL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

Comparando el ciclo de refrigeración por absorción con los familiares ciclos de refrigeración por compresión de vapor nos será más fácil el entendimiento de estos. Como los ciclos de compresión de vapor, el ciclo de absorción usa los principios de la transmisión del calor y los cambios de fase del refrigerante para producir el efecto frigorífico.

Tanto un ciclo como el otro logran enfriar absorbiendo calor de un fluido (agua enfriada) y transfiriéndola a otro fluido (agua para el enfriamiento o aire ambiente). Ambos ciclos hacen circular el refrigerante por el interior de la máquina enfriadora para transferir el calor de un fluido a otro. Ambos ciclos incluyen también un dispositivo para incrementar la presión del refrigerante y un dispositivo de expansión para mantener la diferencia de presión interna, la cual es crítica en todos los procesos de transferencia de calor.

2.2.1.1. CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

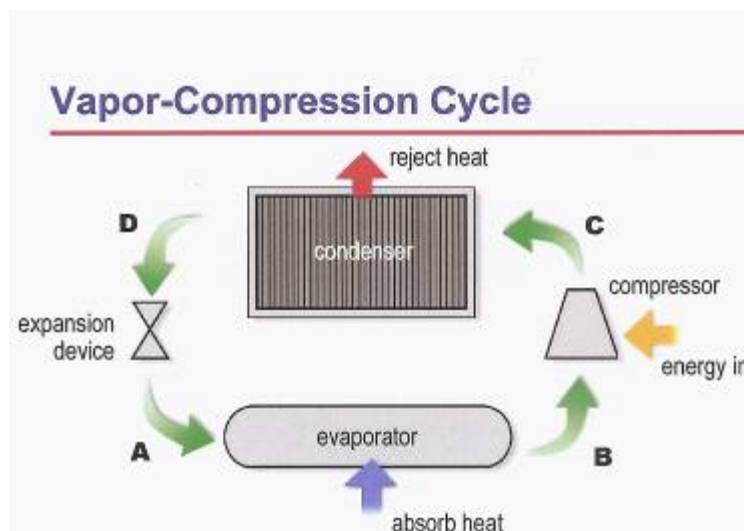


Figura XIII. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

En la figura XIII se observa un esquema del ciclo de refrigeración por compresión de vapor. El refrigerante entra al evaporador en la forma de una mezcla de líquido y vapor a baja presión y baja temperatura (A). El calor es transferido del aire o agua relativamente cálido al refrigerante, causando la evaporación del líquido refrigerante. El vapor resultante (B) es comprimido desde el evaporador por el compresor, el cual incrementa la presión y la temperatura del vapor del refrigerante.

El vapor de refrigerante a alta presión y temperatura (C) deja el compresor y entra en el condensador donde el calor es transferido al aire ambiente o agua a una temperatura mas baja. Dentro del condensador el vapor de refrigerante condensa en líquido. Este liquido (D) continua hasta el dispositivo de expansión donde se crea un salto de presión que reduce su presión hasta la del evaporador. A esta reducida presión una pequeña porción del refrigerante evapora, enfriando el líquido restante a la temperatura deseada en el evaporador. La mezcla de vapor y liquido de refrigerante (A) viaja al evaporador para repetir el ciclo.

2.2.1.2. CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

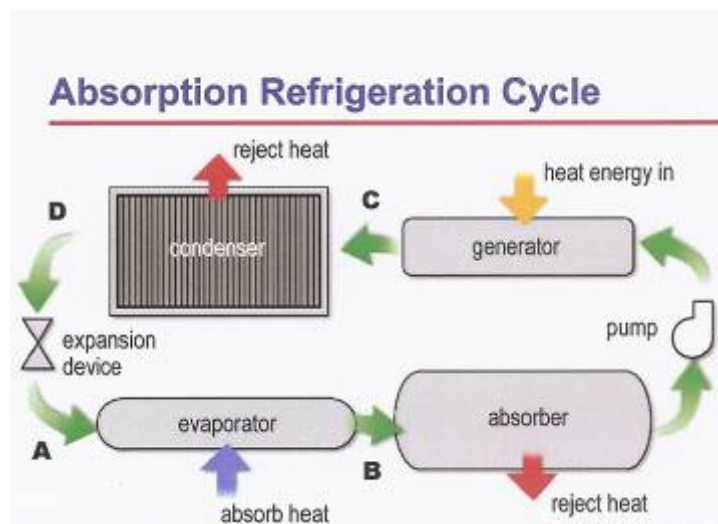


Figura XIV. Ciclo de refrigeración por absorción

Existen dos diferencias fundamentales entre los ciclos de absorción y los de compresión de vapor. La primera es que el compresor es reemplazado por un absorbedor, una bomba y un generador. La segunda es que además del refrigerante, el ciclo de absorción usa otro fluido llamado absorbente. El condensador, el dispositivo de expansión y el evaporador tienen el mismo funcionamiento. En la figura XIV se observa un esquema del ciclo de absorción, en este, el refrigerante entra al evaporador en la forma de una mezcla de líquido y vapor a baja presión y temperatura (A). El calor es transferido desde agua relativamente caliente al refrigerante, causando la evaporación del líquido refrigerante. Usando una analogía con el ciclo de compresión de vapor, el

absorbedor actúa como la parte del compresor que succiona el refrigerante, actúa sobre el vapor del refrigerante para mezclarlo con el absorbente (B). La bomba actúa como en el compresor en el proceso de compresión de vapor, lleva la mezcla de refrigerante y absorbente a la presión de la parte alta del sistema. El generador actúa como la descarga del compresor, entrega el vapor de refrigerante al resto del sistema (C).

El vapor de refrigerante (C) que deja el generador entra al condensador, donde el calor es transferido al agua a más baja temperatura, causando que el vapor condense en líquido. Este líquido de refrigerante (D) fluye hacia el dispositivo de expansión, que reduce la presión hasta el nivel de presión del evaporador. La mezcla resultante de vapor y refrigerante (A) viaja hacia el evaporador para repetir el ciclo.

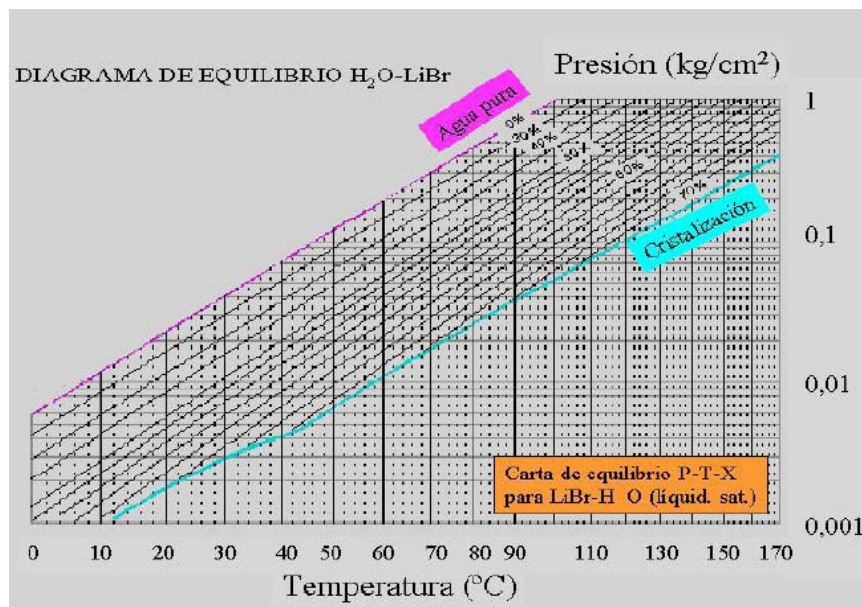


Figura XV. Diagrama de equilibrio H₂O-LiBr.

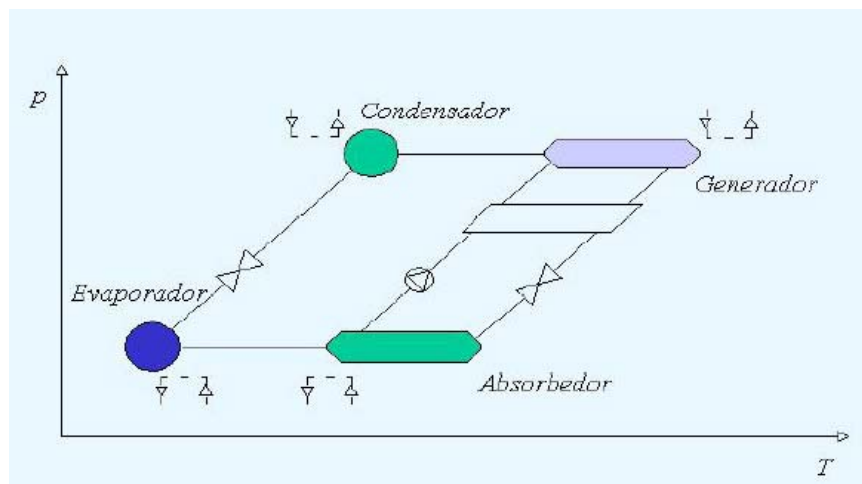


Figura XVI. Esquema del ciclo de absorción sobre el diagrama de equilibrio H₂O-LiBr.

2.2.1.2.1. Fluidos del sistema de absorción

Probablemente la mayor diferencia entre los ciclos de refrigeración por compresión y por absorción son los tipos de fluidos usados. Los ciclos de compresión de vapor usan generalmente como refrigerante compuestos fluorocarbonados (CFC-12, CFC-22, HFC-134^a, etc) mientras que los ciclos de absorción usan agua destilada como refrigerante. Esta es estable, no tóxica, de bajo coste, altamente disponible, respetuosa con el medio ambiente y tiene un alto valor de calor de vaporización (2326 kJ/Kg).

Adicionalmente el ciclo de absorción usa una segunda sustancia llamada absorbente. La solución de absorbente está confinada en el absorbedor y generador y es usada para llevar al refrigerante desde el lado de baja presión (evaporador) al lado de alta presión (condensador). Para lograr esto, el absorbente tiene que tener una fuerte afinidad por el refrigerante y cuando se encuentre en solución con el refrigerante debe tener un punto de ebullición substancialmente más alto que el del refrigerante.

Los absorbentes comúnmente usados con agua son el bromuro de litio, el cual es una sal no tóxica con alta afinidad con el agua, y el amoniaco que es usado para pequeñas aplicaciones como refrigerante junto con agua como absorbente.

Existen otras combinaciones de refrigerante-absorbente como NH₃-NaSCN (Tio cianato sódico), metilamina como refrigerante y agua como absorbente, R-22 como refrigerante y dimetiléter de tetraetileno como absorbente, metanol como refrigerante y Bromuro de Litio como absorbente, etc.

2.2.1.2.2. Componentes del ciclo de absorción

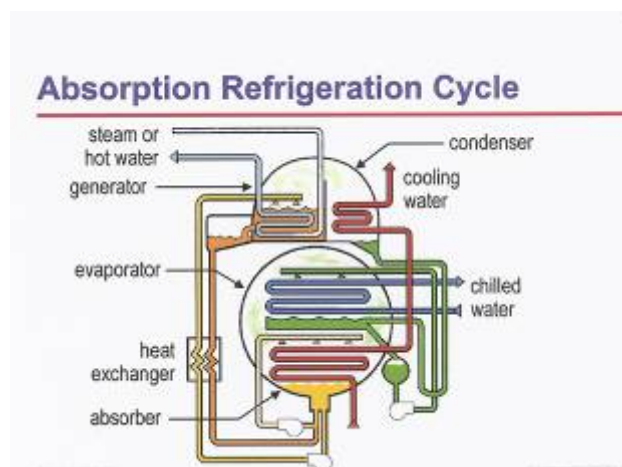


Figura XVII. Ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto

Los cuatro componentes básicos del ciclo de refrigeración por absorción son el generador y condensador en el lado de alta presión, y el evaporador y el absorbedor en el lado de baja presión. La presión en el lado de alta presión es aproximadamente diez veces mayor que en el lado de baja presión

Las condiciones usadas en la figura XVIII son aproximadas, produciéndose variaciones con los cambios de carga y las temperaturas del agua de enfriamiento.

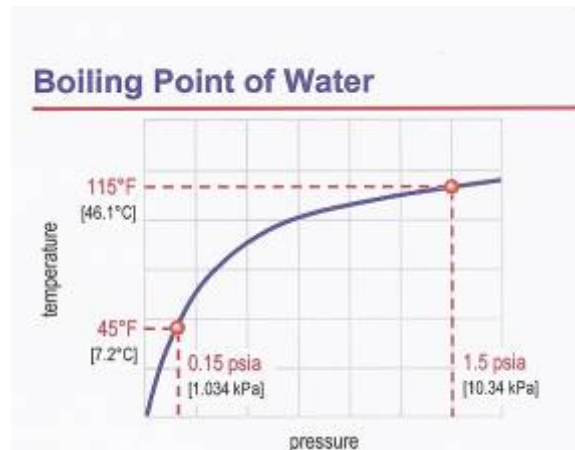


Figura XVIII. Variación de la temperatura de ebullición del agua en función de la presión.

A una presión dada, la temperatura a la cual el líquido evaporará es la misma a la cual el vapor condensará de nuevo a líquido. La figura XVIII ilustra las presiones y las correspondientes temperaturas a las cuales el agua evapora y condensa.

A la presión atmosférica (101.3 kPa) el agua evapora a 100 °C. Cuando la presión disminuye, el agua evapora a una temperatura inferior. A esta presión inferior existe menor fuerza entre las moléculas de agua, pudiendo separarlas con mas facilidad.

Como en el ciclo de compresión de vapor, este cambio en la presión permite a la temperatura del evaporador ser lo suficientemente baja para el refrigerante para poder absorber calor para la refrigeración. Asimismo permite a la temperatura del condensador ser suficientemente alta para el refrigerante para disipar calor a las temperaturas normalmente disponibles.

En la figura XVIII la presión del evaporador es muy baja 1.034 [kPa] por lo que el refrigerante evapora a 7.2 [°C], mientras que la presión en el condensador es mucho mas alta 10.34 [kPa] por lo que el refrigerante condensa a 46.1 [°C].

2.2.1.2.2.1. Generador

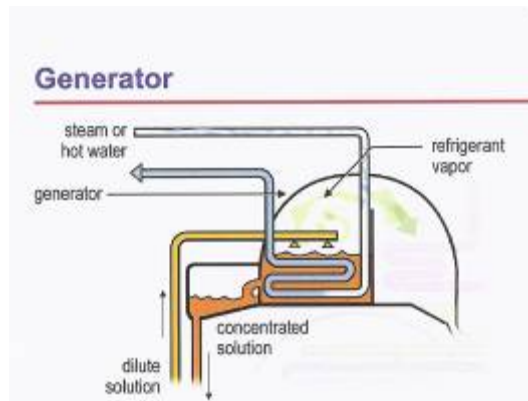


Figura XIX. Generador.

El propósito del generador es entregar el vapor del refrigerante al resto del sistema. Esto lo logra separando el agua del absorbente.

En el generador una fuente de energía de alta temperatura, normalmente agua caliente, fluye a través de tubos inmersos en una solución de refrigerante y absorbente. Esta solución absorbe calor de la fuente de agua o vapor a alta temperatura causando la evaporación de la solución y separando al refrigerante del absorbente. Como el refrigerante es evaporado, la solución de absorbente se vuelve mas concentrada.

La solución concentrada de absorbente vuelve al absorbedor y el vapor de refrigerante viaja al condensador. Físicamente el generador y el condensador están en el mismo lugar, debido a que la temperatura del agua de enfriamiento fluyendo a través de los tubos del condensador es menor que la temperatura del vapor o del agua a través de los tubos del generador.

2.2.1.2.2.2. Condensador

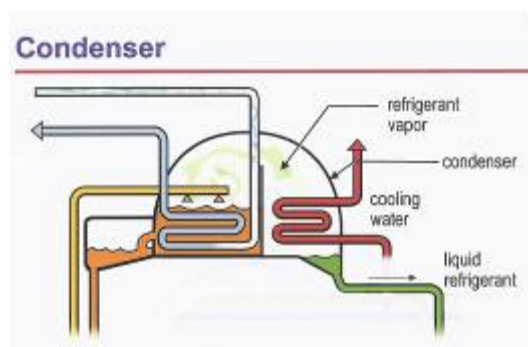


Figura XX. Condensador.

En el condensador el agua de enfriamiento fluye a través de los tubos y el vapor de refrigerante caliente rellena los espacios adyacentes. El refrigerante condensa en la superficie de los tubos y es recogido en la parte inferior del condensador antes de ser enviado al dispositivo de expansión.

Normalmente el sistema de enfriamiento de agua está conectado a una torre de refrigeración

2.2.1.2.2.3. Sistema de expansión

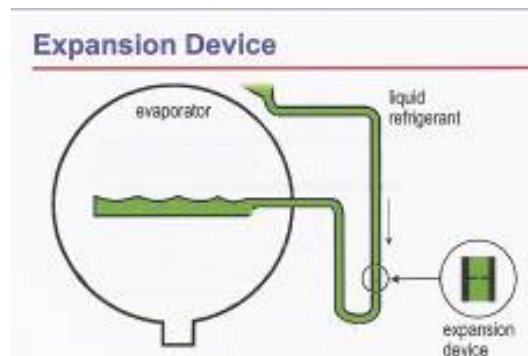


Figura XXI. Sistema de expansión.

Desde el condensador el líquido refrigerante fluye a través del dispositivo de expansión hacia el evaporador. El dispositivo de expansión es usado para mantener la diferencia de presión entre el condensador y el evaporador. En este ejemplo el dispositivo de expansión es una tubería estrangulada la cual crea un sellado líquido que separa la alta de la baja presión a ambos lados del ciclo. Esta reducción de presión produce que una pequeña porción de refrigerante evapore enfriando el refrigerante restante a la temperatura deseada del evaporador. La mezcla fría fluye hacia el evaporador.

2.2.1.2.2.4. Evaporador

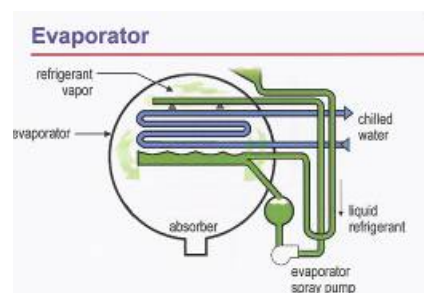


Figura XXII. Evaporador.

En el evaporador el refrigerante es evaporado y es enviado al absorbedor.

Como resultado de la transferencia de calor necesaria para la evaporación del refrigerante, el agua es enfriada produciendo el deseado efecto frigorífico.

2.2.1.2.2.5. Absorbedor

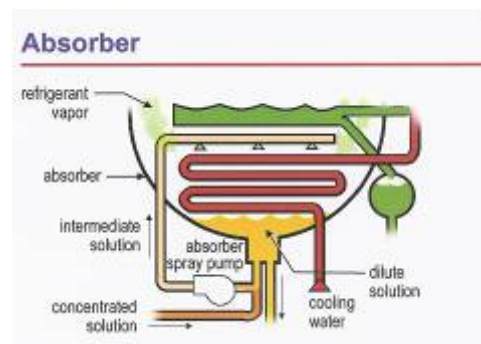


Figura XXIII. Absorbedor.

Dentro del absorbedor el vapor de refrigerante es absorbido por el absorbente por lo que condensa en líquido lanzando el calor adquirido en el evaporador. Este calor junto con el adquirido en el proceso de absorción es evacuado al agua de enfriamiento que circula a través de los tubos en el interior del absorbedor. La absorción del vapor del refrigerante crea una zona de baja presión dentro del absorbedor que junto a la afinidad del absorbente por el agua induce un flujo continuo de vapor de refrigerante desde el evaporador

2.2.1.2.2.6. Intercambiador de calor

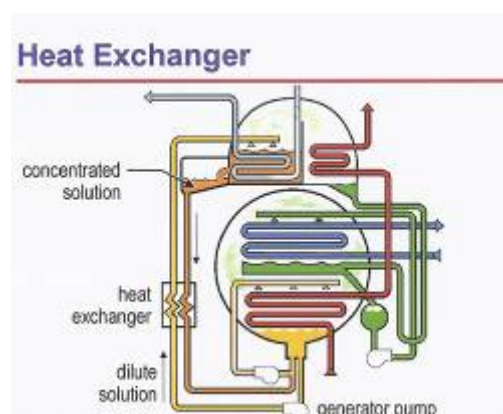


Figura XXIV. Intercambiador de calor.

Debido a que la solución absorbente absorbe el refrigerante, ésta llegaría a estar muy diluida y tendría menos capacidad para absorber el vapor de agua.

Para completar el ciclo, la solución absorbente debe estar suficientemente concentrada. Por lo tanto la bomba del generador continuamente devuelve la solución diluida al generador para separar de nuevo el vapor de refrigerante de la solución y aumentar la concentración de la solución.

Esta solución fría diluida que es bombeada desde el absorbedor al generador y la solución caliente concentrada que vuelve del generador pasan a través de un intercambiador de calor. Este intercambio precalienta la solución diluida, reduciendo el calor requerido para evaporar el refrigerante dentro del generador. De la misma forma preenfía la solución concentrada, reduciendo el flujo necesario de agua de enfriamiento a través del absorbedor.

2.2.1.3. CLASIFICACIÓN DE LAS MÁQUINAS DE ABSORCIÓN.

Las máquinas de absorción se pueden clasificar en una primera etapa en función del absorbente utilizado, pudiendo ser este Bromuro de Litio o agua en las de H_2O-NH_3 , dentro de cada una de estas podemos distinguir entre las máquinas de encendido directo, son aquellas que usan la combustión directa de combustibles fósiles como fuente de energía o de encendido indirecto, las cuales usan vapor o líquidos calientes como fuente de energía, por último podemos hacer una clasificación en función del ciclo que realicen, siendo este de simple efecto figura XVII si usan un ciclo similar al descrito anteriormente, incluyendo un solo generador, evaporador, absorbedor, intercambiador de calor y bombas o de doble efecto (figura XXV) si incluyen los mismos componentes básicos que las de simple efecto pero incorporan adicionalmente otro generador, intercambiador de calor y bomba.

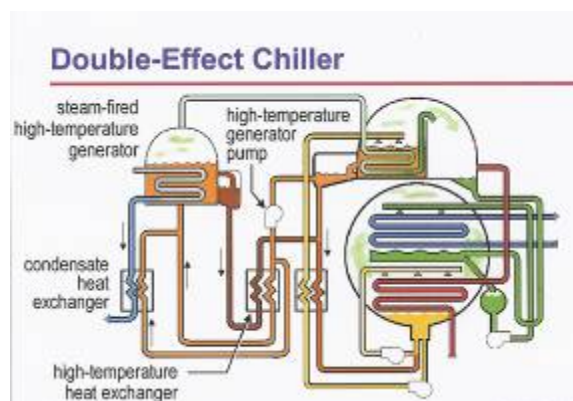


Figura XXV. Ciclo de refrigeración por absorción de doble efecto.

2.2.1.4. TECNOLOGÍA DE LAS MÁQUINAS DE ABSORCIÓN DE BROMURO DE LITIO

Los **generadores de encendido indirecto** son generalmente del tipo carcasa y tubo con la solución absorbente inundando o rociando el exterior de los tubos y la fuente de calor en el interior de estos. Para favorecer el intercambio térmico con el absorbente son usados materiales metálicos: cobre, aleaciones de cobre-níquel, acero inoxidable o titanio.

Los **generadores de encendido directo** consisten en una sección de conductos de llama, una sección de conductos y un separador vapor/líquido. La sección de conductos de llama es normalmente un recipiente de pared doble con una cavidad interna suficientemente grande para acomodar un quemador de gas natural o gasóleo. La sección de conductos consta de un tubo o placa que hace de intercambiador de calor conectada directamente con los conductos de llama. La solución caliente procedente de los tubos de llama fluye por un lado del intercambiador de calor y los gases de la combustión por el otro.

Los materiales de construcción del generador son acero suave para las partes que contienen el absorbente y acero suave o acero inoxidable para el intercambiador y las partes por las que fluyen los gases de combustión.

Los **generadores secundarios** se usan solo en máquinas de doble efecto, son de tipo carcasa y tubos y funcionan como los generadores de encendido indirecto. Están contruidos de acero suave para la contención del absorbente y aleaciones de cobre-níquel o acero inoxidable para los tubos.

Los **evaporadores** consisten en intercambiadores de calor de tipo carcasa y tubos sobre los cuales el líquido refrigerante es goteado o pulverizado y evaporado. El líquido a enfriar circula por el interior de los tubos. Los tubos están contruidos de cobre o aleaciones de cobre-níquel y las partes en contacto con el refrigerante, de acero inoxidable.

Los **absorbedores** son paquetes de tubos sobre los que la solución fuerte de absorbente es goteada o pulverizada en la presencia de vapor de refrigerante, el calor generado es expulsado por el agua de enfriamiento que pasa a través de los tubos. Los paquetes de tubos están contruidos en cobre o aleaciones de cobre-níquel y las partes en contacto con el absorbente de acero suave.

Los **condensadores** son paquetes de tubos contruidos en cobre y acero suave, acero inoxidable u otros materiales resistentes a la corrosión para las partes en contacto con el refrigerante. Para aguas especiales los tubos del condensador pueden ser de cobre-níquel, los cuales reducen la capacidad normal de operación de la unidad

Los **sistemas de purga** sirven para eliminar fluidos no condensables (aire, hidrógeno). Estos reducen la capacidad de enfriamiento y pueden producir la cristalización de la solución.

Células de Paladio eliminan continuamente las pequeñas cantidades de gases de hidrógeno que son producidos por la corrosión. Operan bajo el principio de que delgadas membranas de paladio precalentado son permeables solamente al gas de hidrógeno.

Inhibidores de la corrosión, normalmente cromato de litio, nitrato de litio o molibdato de litio protegen las partes internas de la máquina de los efectos corrosivos de la solución en presencia del aire.

2.2.1.5. CARACTERÍSTICAS DE MÁQUINAS DE ABSORCIÓN DE BROMURO DE LITIO

	Efecto simple, encendido directo	Efecto doble, encendido indirecto	Efecto doble, encendido directo
Presión del vapor de entrada	60-80 kPa	790 kPa	
COP <small>térmico</small>	0.7	1.2	0.92-1
T ^a de entrada del agua caliente	115-132 °C	188 °C	
T ^a entrada agua de enfriamiento	30	30	30
Caudal agua de enfriamiento (por kW de refrigeración)	65-115 ml/s	65-80 ml/s	79-81 ml/s
T ^a salida agua de refrigeración	6.7 °C	7 °C	7 °C
Caudal agua de refrigeración (por kW de refrigeración)	43-47 ml/s	43 ml/s	43 ml/s
Consumo eléctrico (por kW de refrigeración)	3-11 W	3-11 W	3-11 W
Capacidades nominales	0.18-5.8 MW	0.35-6 MW	0.35-5.3 MW
Peso	320-50000 kg	7000-60000 kg	5000-80000 kg

Tabla I. Características de máquinas de absorción de LiBr.

Tanto las máquinas que usan bromuro de litio como refrigerante como las que usan amoniaco-agua necesitan de un equipo de disipación de calor para eliminar el calor del agua de enfriamiento adquirido en el absorbedor y condensador. Normalmente consisten en torres de enfriamiento en el caso de las máquinas de bromuro de litio.

Su principio de funcionamiento es el enfriamiento evaporativo. Reciben agua a una temperatura elevada y producen la evaporación de una parte de la misma, devolviendo el resto, así enfriada, al circuito. Para facilitar la evaporación, provocan mediante ventiladores la circulación de aire en contracorriente con el agua pulverizada. La temperatura mínima que podría alcanzar el agua corresponde a la temperatura del bulbo húmedo del aire.

El diseño más extendido de torres de refrigeración es aquel en el que el agua más caliente es pulverizada desde la parte superior y la corriente de aire discurre en sentido contrario, de abajo a arriba. Con el fin de evitar que se

produzcan pérdidas de agua al arrastrarse gran cantidad de gotitas por la corriente de aire, se emplea un dispositivo denominado separador de gotas, situado a la salida de la corriente de aire. En la parte inferior se sitúa una bandeja cuya misión es la de recoger todo el agua que cae, una vez enfriada. Generalmente en la bandeja se instala un flotador o boya, que regula el nivel del agua, de tal forma que permite la entrada de agua de renovación a medida que se producen pérdidas en el circuito. La corriente de aire se crea mediante el empleo de ventiladores. El ventilador puede ocupar dos posiciones diferentes, dando lugar a:

- Torres de refrigeración de aire forzado: el ventilador está situado en el punto de captación de aire (situación de sobrepresión).
- Torres de refrigeración de inducción: el ventilador está situado en el punto de emisión de aire (situación de bajo presión).

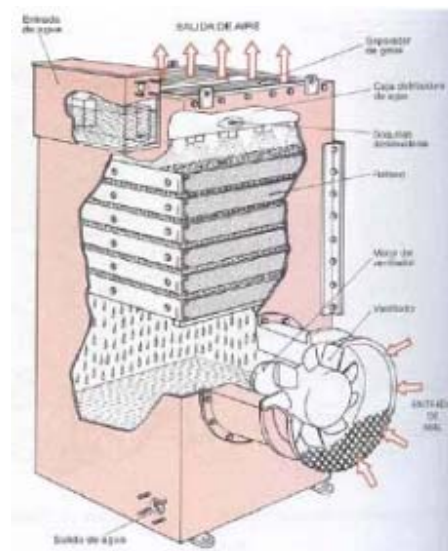
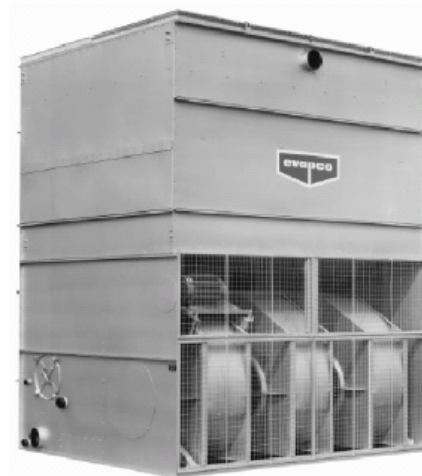


Figura XXVI. Esquema de torre de refrigeración.



Fotografía VII. Torre de refrigeración.

en la cámara A y de $-0.992 \text{ bar}_{\text{rel}}$ en la cámara B, es decir existe vacío dentro del aparato.

En el generador, la solución de agua y Bromuro de Litio se calienta debido al calor aportado por el agua caliente, que entra por la parte izquierda del aparato en el intercambiador de cobre, situado en la cámara A. Este calor hace que se evapore el agua de la solución de LiBr, y este agua en forma de vapor, va hacia el condensador.

En el condensador, el agua se condensa pasando de estado gaseoso a líquido, y es enfriada por el agua (del circuito secundario exterior, que entra por la parte derecha del aparato).

Después de haber pasado por la válvula de expansión, este agua en fase líquida se evapora en el evaporador, absorbiendo el calor del agua (del circuito secundario exterior) y por lo tanto se enfría el agua (del circuito secundario exterior) que es el encargado de refrigerar el ambiente interior de la vivienda.

El agua ya vaporizada es conducida hacia el absorbedor, donde llega la solución de LiBr, a su vez proveniente del generador. Aquí es donde ocurre la absorción, el proceso que da nombre al ciclo. El vapor de agua es absorbido por la solución de LiBr, y es conducida al generador, donde el ciclo vuelve a comenzar.

Otra característica de este aparato es que esta continuamente girando para favorecer el proceso de absorción que es crítico en estos sistemas. Este giro se realiza por medio del accionamiento de un motor.

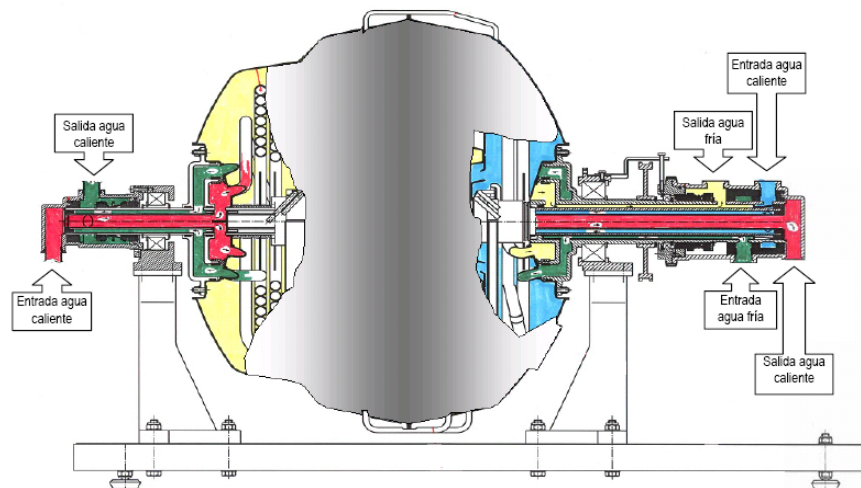


Figura XXVIII. Esquema de unidad generadora de absorción rotativa.

Para conseguir la "Absorción Rotativa", se han tenido que desarrollar nuevos componentes, entre los que se encuentran:

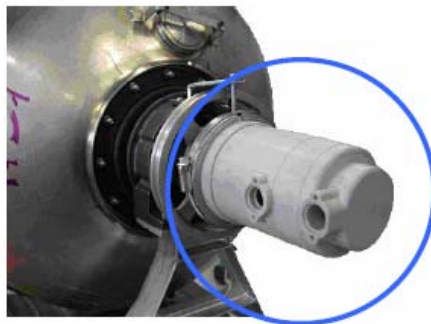
- Intercambiador de Solución: Intercambiador de placas de acero inoxidable, cuyo fundamento consiste en cruzar los caudales de solución pobre en refrigerante que viaja del Generador al Absorbedor con los caudales de

solución rica en refrigerante que circula en sentido inverso.



Fotografía VIII. Intercambiador de Solución desarrollado por ROTARTICA.

- La bomba de Solución: la mayoría de las máquinas de absorción cuentan una bomba con consumo eléctrico para bombear la solución LiBr con refrigerante del absorbedor al evaporador. En el caso de la “Tecnología ROTARTICA”, la bomba consiste en un mecanismo que pende de un rodamiento insertado en el eje y cuando la unidad rotativa gira, se produce el bombeo gracias a la presión estática que desarrolla el líquido que gira solidario a la unidad rotativa.
- El colector y distribuidor de agua de los tres circuitos cerrados, que consigue transferir los fluidos de un entorno rotativo a un entorno estático y en el lado del generador, soporta temperaturas de hasta 120°C.



Fotografía IX. Bomba de solución de la tecnología ROTARTICA.

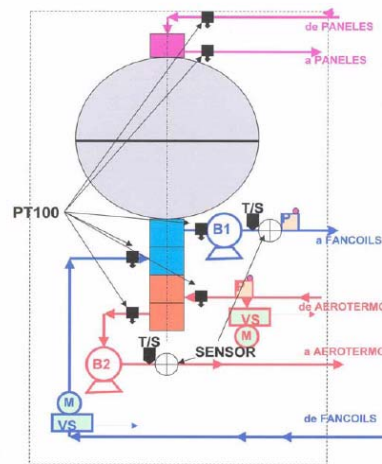


Figura XXIX. Circuito hidráulico de la máquina ROTARTICA.

B1: Bomba de agua fría.

B2: Bomba de agua caliente.

T/S: Cortocircuitador térmico del circuito de agua caliente, reglado a 60° C.

T/S: Cortocircuitador térmico del circuito de agua fría, reglado a 3° C.

P: Purgador.

VS+M: Válvula de sobrepresión con manómetro incorporado.

PT100: Tomas de temperatura de entrada y salida de agua.

SENSOR: Sensor de presión.

Mediante el uso de la absorción rotativa anteriormente descrita, se disminuyen el tamaño y peso de la unidad y la efectividad del sistema crece de manera considerable respecto a aplicaciones de absorción más comunes, además incrementando el salto térmico con lo que se elimina la necesidad imperativa de instalar torre de refrigeración.

En el anexo 1 se encuentran las características completas y funcionamiento de la máquina ROTARTICA.

2.2.1.7. EJEMPLOS DE INSTALACIONES CON MÁQUINAS DE ABSORCIÓN DE BROMURO DE LITIO

2.2.1.7.1. Hotel Belroy Palace. Benidorm

La instalación consta de 329 m² de tubos de vacío y una enfriadora de absorción Trane de 125 kW, en paralelo con una enfriadora de compresión mecánica, cuenta con una caldera de apoyo para la producción de agua caliente y calefacción.



Fotografía X. Campo de colectores de vacío en la cubierta del Hotel Belroy Palace.



Fotografía XI. Torre de refrigeración en el Hotel Belroy Palace.

2.2.1.7.2. Instalación en el Forum de Barcelona.

Consta de dos máquinas de absorción de doble efecto de Bromuro de Litio con potencias de 4500 kW_f cada una, el foco caliente utilizado es vapor de agua generado mediante una caldera de gas natural, para la refrigeración de las máquinas se usa agua de mar.



Fotografía XII. Máquinas de absorción. Instalación Forum Barcelona.

2.2.1.8. TECNOLOGÍA DE LAS MÁQUINAS DE ABSORCIÓN DE AMONIACO

Los equipos de absorción de amoniaco se diferencian de los de bromuro de litio en tres aspectos principales:

- El agua es volátil, por lo tanto la regeneración de absorbente de débil a fuerte se realiza en un proceso de destilación fraccionada.
- El amoniaco produce que las operaciones de condensación se realicen a presiones cercanas a los 1930 kPa y la evaporación aproximadamente a 480 kPa. Como resultado los tamaños de los recipientes se encuentran alrededor de los 150 mm o menos para eliminar problemas constructivos en los sistemas pequeños. Las bombas usadas son de desplazamiento positivo.
- El enfriamiento requiere que la condensación y la absorción se produzcan en el interior de los tubos, por lo que el exterior de estos puede estar aleteado para obtener mayor superficie transmisora.

Las potencias de refrigeración de este tipo de máquinas varían entre 10 y 18 kW con un peso entre 250 y 350 kg

Las máquinas de absorción de amoniaco-agua usan como equipo de disipación de calor unidades condensadoras por aire

2.2.2. EL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ADSORCIÓN

El ciclo frigorífico de adsorción utiliza agua como refrigerante y silicagel como adsorbente.

Está constituido por cuatro elementos: Un evaporador, dos cámaras de adsorción y un condensador.

En el **evaporador**, mediante vacío generado automáticamente, el refrigerante se evapora enfriando agua de proceso hasta 3°C mediante aportación de calor en forma de agua caliente desde 32°C.

En las **cámaras de adsorción** el agua se adsorbe en una cámara mediante el deshidratante silicagel que se va saturando.

La otra cámara de adsorción regenera el silicagel saturado mediante intercambiador con agua caliente, a su estado inicial.

El **condensador** condensa el refrigerante para ser devuelto al evaporador mediante circuito torre de refrigeración a 30°C.

El ciclo de refrigeración por adsorción tiene un funcionamiento estable, sin que le afecten las variaciones de temperatura ni caudal, puede mantener su funcionamiento ininterrumpidamente largos periodos de tiempo.

Con este ciclo se obtiene un COP de 0.67-0.7 produciendo agua fría a 3°C y una potencia de refrigeración entre 400 y 700 kW.



Figura XXX. Ciclo de refrigeración por adsorción

2.2.3. COMPARACIÓN ABSORCIÓN-ADSORCIÓN

	Adsorción (agua silicagel)	Absorción (Br-Li)
Tª entrada agua caliente	50°C-90°C	80°C-100°C
Operación continua	Si	No, necesita una dilución diaria de la solución
Corrosión	No	Elevada
COP	0.7	0.7
Cristalización	N/A	Si
Tª salida agua fría	3°C	7°C

Tabla II. Comparación entre características de los ciclos de Adsorción y Absorción.

2.2.4 ESTUDIOS REALIZADOS SOBRE INSTALACIONES DE REFRIGERACIÓN SOLAR

Se ha recopilado información existente acerca de estudios y experiencias realizadas anteriormente sobre instalaciones de refrigeración solar, en los anexos se encuentran los documentos completos sobre estos estudios, a continuación se muestran los aspectos más importantes de estos:

2.2.4.1 HIGH EFFICIENCY SOLAR COOLING

En este documento se establece una comparación entre distintos sistemas de producción de frío con un sistema que opera una máquina de absorción con la

electricidad procedente de una microturbina de gas cuya energía para activarla proviene de unos mini colectores parabólicos de concentración que elevan la temperatura del gas hasta los 1000°C, después de pasar por la turbina se obtiene una temperatura de 360°C que activa la máquina de absorción.

Los resultados obtenidos son los siguientes:

1. Utilizando células fotovoltaicas generando electricidad para alimentar una máquina de compresión mecánica se obtiene un COP=0.3-0.6.
2. Utilizando colectores solares térmicos que alimentan a máquina de absorción se obtiene un COP=0.5.
3. Utilizando mini colectores parabólicos que alimentan a máquina de absorción se obtiene un COP=1.
4. Utilizando el sistema de colectores parabólicos + microturbina de gas + maquina de absorción se obtiene un COP=1.4, para lo cual es necesario una superficie de captación de 180-200m² y se obtienen 232 kW

2.2.4.2 SOLAR REFRIGERATION AND COOLING

Se realiza un proyecto de climatización en viviendas mediante maquina de absorción y energía solar en el que se usan 316 m² de captación solar, tanque de almacenamiento de 30 m³ y una máquina de absorción de 90 kW, tras la experiencia se obtienen condiciones de confort aceptables en las viviendas sin especificar de forma rigurosa los resultados.

2.2.4.3. MODELING AND SIMULATION OF AN ABSORPTION SOLAR COOLING SYSTEM FOR CYPRUS, MODELLING, SIMULATION AND WARMING IMPACT ASSESSMENT OF A DOMESTIC-SIZE ABSORPTION SOLAR COOLING SYSTEM, SIMULATION AND OPTIMIZATION OF A LIBR SOLAR ABSORPTION COOLING SYSTEM WITH EVACUATED TUBE COLLECTORS

Los laboratorios de energía solar de la universidad de Wisconsin elaboran un sistema para simular durante un año la refrigeración de una vivienda de 196 m² con una instalación que consta de una máquina de absorción, un tanque de almacenamiento y colectores solares, después de realizar varios análisis con diferentes tipos de colectores (placa plana, tubos de vacío y concentradores parabólicos) y con diferentes volúmenes de tanque, obtienen que la solución mas rentable consiste en un sistema de 15 m² de concentradores parabólicos con una inclinación de 30°, 600 l de tanque de almacenamiento y una máquina de absorción de LiBr-H₂O de simple efecto, sin apoyo, con una potencia de 65 kW. Este ensayo se realizo para una meteorología de Chipre.

Este mismo ensayo se repitió para una potencia de 11 kW y en otra experiencia para datos meteorológicos en Kuala Lumpur (Malasia), obteniéndose los mismos resultados.

Los resultados finales son que este sistema no es económicamente viable en comparación con un sistema de compresión mecánica alimentado por electricidad, pero que se obtienen cuantificables beneficios medioambientales.

2.2.4.4. SOLAR ABSORPTION COOLING WITH LOW GRADE HEAT SOURCE A STRATEGY OF DEVELOPMENT IN SOUTH CHINA

En esta experiencia se lleva a cabo una instalación para climatizar 80 m² de local con 2 máquinas de absorción de BrLi-H₂O de simple efecto de 7 kW cada una, accionadas por agua caliente almacenada en 2 tanques de 5 m³ cada uno en la que el agua caliente es obtenida por 38 m² de colectores tipo Heat pipe, 38 m² de colectores de vacío de flujo directo y 41 m² de colectores de concentración parabólicos. En esta instalación se analizaron los resultados obtenidos durante dos años y se compararon con instalaciones en las que se usaban máquinas de doble efecto de varias potencias (70 y 100 kW).

Los resultados obtenidos fueron satisfactorios pero no se consideró como un sistema competitivo frente a los sistemas de refrigeración convencionales.

2.2.4.5. A NOVEL EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF A SOLAR COOLING SYSTEM IN MADRID

Se puso en marcha durante el verano del año 2003 un sistema consistente en 50 m² de colectores de placa plana, un tanque de almacenamiento de 2 m³ y una máquina de absorción de simple efecto de BrLi-H₂O con una potencia de 35 kW y con torre de refrigeración para climatizar 80 m² de dependencias en la Universidad Carlos III de Madrid, obteniéndose un COP máximo de 0.23-0.42 y durante un tiempo de funcionamiento máximo de 7.33 horas.

2.2.5. CONCLUSIONES AL ANÁLISIS DE LA TECNOLOGÍA EXISTENTE

Las unidades de absorción y adsorción han de aplicarse en lugares donde:

1. Se dispone de calor desechado de "cola de proceso" (agua caliente/vapor) con lo que se consigue una alternativa de ahorro. E.g. Hospitales, o instalaciones industriales.
2. Exista necesidad de bajos niveles sonoros o de vibración, ya que normalmente solo dos pequeñas bombas son los componentes móviles.
3. Proyectos de co-generación de potencia eléctrica.
4. Aportación de calor solar a alta temperatura.

Las unidades de absorción y adsorción son respetuosas con el medio ambiente ya que no usan como refrigerante compuestos clorados.

Necesitan pocos cuidados de mantenimiento.

De forma general no existen instalaciones de climatización con energía solar de pequeña potencia, debido a que las máquinas de absorción poseen potencias superiores a los 30 kW. Las instalaciones existentes usan como apoyo algún elemento que usa como fuente de energía combustibles fósiles, además todas las instalaciones usan torres de refrigeración húmeda.

Con el uso de la tecnología ROTARTICA se reducen los riesgos para la salud, mediante el uso de la absorción rotativa al no ser necesaria una torre de refrigeración, evitando la proliferación de la bacteria "legionella", de la misma forma se elimina el consumo de agua necesario en estas torres, lo cual es un aspecto a tener en cuenta en las regiones del sur y levante de España y se hace posible la introducción de la refrigeración solar en el ámbito doméstico al disponer de una máquina de absorción de pequeña potencia.

3. ANÁLISIS DE CARGAS

3.1. DESCRIPCIÓN DE LOS LOCALES A CLIMATIZAR

Las dependencias a tratar del Centro de Desarrollo Local de Puerto Lumbreras son tres, una sala de informática de 45 m² de superficie con capacidad para 10 personas con sus correspondientes equipos informáticos, una sala de formación de 70 m², que hace las veces de salón de actos del Centro, con capacidad para 40 personas sentadas y en la que existen medios audiovisuales y una sala de formación de 45 m² en con capacidad para 15 personas sentadas.

En las tres salas se realizan reuniones y cursos de formación, por lo que el uso de estas es como máximo de unas cuatro horas al día de forma discontinua y usualmente en turno de tarde.

3.2. CÁLCULO DE LAS NECESIDADES ENERGÉTICAS DE LOS LOCALES A CLIMATIZAR

Al diseñar una instalación térmica, lo primero que hay que hacer es determinar, del modo lo más preciso posible, la potencia térmica (o frigorífica) necesaria para cubrir la demanda motivo de la instalación. Para ello es necesario efectuar un balance de pérdidas y ganancias de calor, tanto sensibles (afectando a la temperatura) como latentes (afectando a la cantidad de vapor de agua). Este balance se conoce bajo el nombre de cálculo de cargas.

Lo que a continuación se expone corresponde a los métodos de evaluación de cargas comúnmente aceptados y empleados en los procesos de refrigeración, calefacción y acondicionamiento de aire.

3.2.1. CONDICIONES DE DISEÑO

Dado que la carga térmica es la potencia de refrigeración o calentamiento que requiere la instalación, en un determinado instante para mantener unas condiciones térmicas interiores dadas, estará inicialmente condicionada por el propósito de la instalación (condiciones interiores requeridas), su localización y las características de los cerramientos del ambiente que se pretende controlar. Estos condicionantes vienen determinados por las condiciones interiores y exteriores de diseño (o de proyecto).

Estas condiciones están definidas en el Reglamento de instalaciones térmicas de los edificios (RITE) y sus instrucciones técnicas complementarias (Real Decreto 1751/1998) en el caso de instalaciones térmicas de los edificios.

3.2.1.1. CONDICIONANTES DEL AMBIENTE TÉRMICO INTERIOR

En aplicaciones de aire acondicionado destinadas al confort, el ambiente térmico se define por aquellas características que condicionan los intercambios térmicos del cuerpo humano con el ambiente, en función de la actividad de la persona y del aislamiento térmico de su vestimenta, y que afectan a la sensación de bienestar, de modo que las variables que se deben mantener controladas son:

- La temperatura seca.
- La humedad relativa.
- La calidad del aire interior, mediante una adecuada renovación del aire.
- El nivel de ruido.
- La velocidad del aire.

Las condiciones interiores de diseño se fijarán en función de la actividad metabólica de las personas y su grado de vestimenta y, en general, estarán comprendidas entre los siguientes límites:

Estación	Temperatura (°C)	Velocidad media del aire (m/s)	Humedad relativa (%)
Verano	23-25	0.18-0.24	40-60
Invierno	20-23	0.15-0.20	40-60

Tabla II. Límites de las condiciones interiores de diseño.

siendo estas condiciones variables dependiendo del uso de los locales.

Los niveles de ruido máximos se indican en la ITE 02 (apdo. 2.3.1).

La velocidad del aire deberá ser inferior a 0,25m/s a 2m. del suelo.

3.2.1.2. EL AMBIENTE EXTERIOR

El ambiente exterior de una localidad viene definido por la temperatura seca, la temperatura húmeda, la velocidad y dirección del viento. Así mismo, la radiación solar es una variable importante a tener en cuenta en los cálculos de instalaciones. Estas magnitudes no son constantes ni a lo largo del día, ni a lo largo del año. Por lo general se recurre a la asignación de valores típicos según el mes considerado y la localidad.

Las normas UNE 100-001-85, UNE 100-002-88 y UNE 100-014-84 recogen las condiciones exteriores de proyecto a aplicar en España en cuanto a temperatura seca, temperatura húmeda y grados día (estos últimos empleados para la estimación del consumo de energía en calefacción).

Los datos que se requieren para proyectar instalaciones de refrigeración y climatización en verano son distintos a los datos necesarios para calefacción en invierno, por lo que se comentan de forma separada.

3.2.1.2.1. CONDICIONES DE VERANO (REFRIGERACIÓN)

Temperatura seca: corresponde a la temperatura sobrepasada un tanto por cien de las horas durante el periodo estival (junio, julio, agosto y septiembre, 122 días). El tanto por ciento se conoce como nivel percentil. El percentil del 1% se emplea para hospitales, clínicas, o salas de ordenadores (espacios controlados); el 2.5% para edificios y espacios de especial consideración; el 5% para condiciones generales. La evolución de la temperatura exterior se facilita en la UNE 100-014-84, en forma de tabla de corrección, en función de la hora considerada y de la oscilación media diaria de temperatura (OMD).

Temperatura húmeda: se proporciona igualmente su valor en la misma norma.

Radiación solar: los valores de radiación se encuentran en la bibliografía especializada.

Temperatura del suelo: en instalaciones de aire acondicionado, por el suelo se pierde calor durante todo el año, ya que de forma aproximada éste se mantiene a una temperatura inferior a 20°C.

3.2.1.2.1. CONDICIONES DE INVIERNO (CALEFACCIÓN)

Temperatura seca: sólo se considera la mínima de proyecto, utilizándose el nivel percentil del 99% para hospitales, clínicas, residencias, y el 97,5% para condiciones generales.

Radiación solar: se considera nula, ya que las mayores necesidades ocurren o bien por la noche o en día nublado.

Temperatura del suelo: de acuerdo a la NBE-CT-79 en calefacción sí existe un efecto apreciable de la temperatura del suelo. En esta norma se establece una zonificación para España en cuanto a la temperatura del suelo para el cálculo de diseño de instalaciones de calefacción.

Humedad relativa: tiene poca importancia (el valor de la relación de humedad es bajo), y se considera un 90% para localidades próximas al mar, lagos o ríos y del 80% al 85% para el resto de las ciudades.

3.2.2. CLASIFICACIÓN Y METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DE CARGAS

Para dimensionar los equipos se requiere hacer la estimación de la carga máxima. El problema es que no se conoce a priori el momento en el que se dará, por lo que habría que hacer un cálculo hora a hora, y para cualquier mes. De todas formas, la mayoría de las instalaciones tienen el momento de máxima carga sobre las 15:00 solares del mes de julio o agosto para refrigeración y sobre las 7:00-10:00 solares del mes de enero para calefacción (en el hemisferio norte).

3.2.2.1. CARGA SENSIBLE/CARGA LATENTE

Bajo el concepto de carga térmica se entiende todo fenómeno que tiende a modificar la temperatura y la humedad (o cantidad de vapor de agua existente) en el local. Si sólo se modifica la temperatura seca del aire, se trata de una carga sensible. Si se modifica la cantidad de vapor de agua se tratará de una carga latente.

3.2.2.2. CARGAS DE REFRIGERACIÓN

Se suelen dividir en cargas exteriores e interiores, dependiendo de su procedencia:

- Cargas exteriores
 - Cargas a través de paredes suelos y techos.
 - Cargas a través de superficies acristaladas.
 - Carga debida a la ventilación.
 - Carga por infiltraciones.

- Cargas interiores
 - Ocupantes.
 - Iluminación.
 - Maquinaria/equipos.
 - Instalación.

Hay que distinguir así mismo lo que corresponde a una ganancia instantánea de calor de lo que constituye la carga de refrigeración (que es lo que realmente nos interesa calcular), que no son iguales en cada instante por efectos de la radiación y el almacenamiento.

3.2.2.3. CARGAS DE CALEFACCIÓN

Los componentes de la carga vuelven a ser básicamente los mismos aunque, por lo ya comentado, para el cálculo de la carga máxima no se consideran los efectos de la radiación. Además, en calefacción, las cargas internas no son pérdidas de calor sino ganancias, que tenderían a disminuir las necesidades del equipo propuesto:

- Cargas por conducción a través de cerramientos
- Carga debida a ventilación
- Carga debida a infiltraciones
- Cargas internas

3.2.3. CARGAS DE REFRIGERACIÓN PARA CLIMATIZACIÓN

A continuación se detalla el método de cálculo de los componentes de carga antes indicados.

3.2.3.1. CARGA A TRAVÉS DE PAREDES, TECHOS Y SUELOS

Las ganancias de calor por las paredes exteriores, suelos y techumbres, se calculan a la hora de máximo flujo térmico, y se deben, no solo a la diferencia entre las temperaturas del aire que baña sus caras exteriores e interiores, sino también al calor solar absorbido por las exteriores, la insolación y la diferencia de temperatura exterior y la interior son esencialmente variables en el transcurso del día, por lo que la intensidad del flujo a través de la estructura exterior es inestable. Por lo tanto se ha recurrido al concepto empírico de "diferencia equivalente de temperatura", definida como la diferencia entre las temperaturas de aire interior y exterior capaz que resulta del flujo calorífico total a través de la estructura originado por la radiación solar variable y la temperatura exterior. Esta diferencia de equivalente de temperatura a través de la estructura debe tener en cuenta los diferentes tipos de construcción y orientaciones, color de la pared exterior, situación de la construcción, insolación sobre ésta y las condiciones de proyecto:

$$Q=A \cdot K \cdot \Delta t_e$$

Q: Carga por transmisión (W)

A: Superficie del cerramiento (m²)

K: Coef. global de transmisión de calor (W/m²°C)

Δt_e : Diferencia de temperatura equivalente

Coeficiente global de transmisión de calor:

Para paredes y techos multicapa, el coeficiente de transferencia se evalúa como:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i + \sum \frac{L_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_e}}} = \frac{1}{\sum R_{t_i}}$$

donde:

- L_i : espesor de la capa de material i (m)
- λ_i : conductividad térmica de la capa i (W/m°C)
- h_i : coef. de convección interior (W/m²°C)
- h_e : coef. de convección exterior (W/m²°C)
- R_{t_i} : resistencia térmica de cada capa (m²°C/W)

Los valores de los coeficientes de convección, conductividades térmicas (y otras propiedades) de los materiales más empleados en la construcción se encuentran en la NBE-CT-79.

3.2.3.2. TRANSMISIÓN DE CALOR A TRAVÉS DE SUPERFICIES ACRISTALADAS.

3.2.3.2.1. Transmisión por conducción convección.

El flujo de calor por conducción convección se calcula por:

$$q = KA(T_{se} - T_{sL})$$

donde:

- K: Coef. global de transmisión (W/m²°C)
- A: Superficie del acristalamiento (m²)
- T_{se}: Temperatura seca exterior de proyecto (°C)
- T_{sL}: Temperatura seca del local (°C)

3.2.3.2.2. Transmisión de calor por radiación solar

Conocida la radiación incidente (I_T en W/m²) sobre una superficie transparente,

para analizar el calor transferido en forma instantánea a la carga de refrigeración se debe conocer:

- El porcentaje de la energía transmitida a través del cristal.
- La superficie en la que incide el sol directamente, y la superficie que permanece en sombra.
- El comportamiento ante la existencia de elementos accesorios (persianas, cortinas,...).
- El porcentaje de la energía transmitida que se convierte en carga, y la que es almacenada por suelos y paredes.

Existen tablas elaboradas que proporcionan los valores de la aportación a través de vidrio, en función de la latitud y la hora del día.

3.2.3.3. CARGA DEBIDA A VENTILACIÓN

En las instalaciones de aire acondicionado es necesario prever una cierta renovación del aire (para la eliminación de olores, etc... e introducción de suficiente oxígeno) para asegurar la calidad del aire en el interior del local.

El aire exterior introducido será compensado con el mismo caudal de aire extraído o expulsado por ventanas y puertas, con el fin de mantener la misma cantidad de aire seco en el interior del local. La cantidad de calor sensible y latente aportado como carga en forma instantánea se obtiene como:

Carga sensible:

$$Q_{\text{sen}} = V_{\text{vent}} \rho C_p (T_{\text{se}} - T_{\text{sL}})$$

Q_{sen} : carga sensible (W)

C_p : calor específico del aire (J/kg°C)

T_{se} : temperatura seca exterior (°C)

T_{sL} : temperatura seca del local (°C)

Carga latente:.

$$Q_{\text{Lat}} = V_{\text{vent}} \rho h_{\text{fg}} (w_e - w_L)$$

Q_{Lat} : carga latente (W)

h_{fg} : calor latente de cambio de fase del agua (J/kg)

w_e : relación de humedad del aire exterior (kg_{agua}/kg_{aire seco})

w_L : relación de humedad del aire del local (kg_{agua}/kg_{aire seco})

V_{vent} : caudal de ventilación (m³/s)

ρ : densidad del aire de ventilación (kg/m³)

3.2.3.4. CARGA DEBIDA A INFILTRACIONES

Se trata, como en el caso de la ventilación, de una carga instantánea, que aporta tanto calor sensible como calor latente al local. Se evalúa de forma semejante a lo visto para la carga de ventilación, en donde se sustituye el caudal de ventilación por el caudal de aire infiltrado. Este aire entra en la instalación por la diferencia de presiones entre el exterior y el interior por efecto del viento, y por diferencias de densidades (efecto chimenea).

El caudal de aire infiltrado se puede estimar mediante aplicación del método de la rendija, que establece los valores de aire en función del perímetro de apertura (ventana, puerta, etc...) para distintos niveles de viento:

Tipo de puertas	Velocidad del viento (km/h)	
	8	16
Puerta de vidrio (inst.media: rendija 5mm)	26.7	55.6
Puerta ordinaria (madera o metal). Instalación media (sin burlete)	5	6.7
Puerta de fábrica (rend. 3mm)	17.8	35.6

Tabla III. Caudal volumétrico infiltrado por metro de rendija para puertas (m³/hm).

Tipo de ventanas	Velocidad del viento (km/h)			
	8 sin burlete	8 con burlete	16 sin burlete	16 con burlete
Ventana de guillotina: -marco de madera	0.7	0.4	2	1.2
- marco metálico	1.8	0.6	4.4	1.8
Ventana normal: -rendija 0.4 mm	0.6		1.7	
-rendija 0.8 mm	1.3		3	

Tabla IV. Caudal volumétrico infiltrado por metro de rendija para ventanas (m³/hm).

Con estos datos, el caudal de aire infiltrado será:

$$V_{inf} = (L_{rend} * V)/3600$$

donde:

V_{inf} : volumen total de aire infiltrado (m³/s)

L_{rend} : longitud de la rendija (m)

V : volumen de aire infiltrado por metro de rendija

3.2.3.5. CARGAS INTERNAS

3.2.3.5.1. Ocupantes

Los ocupantes aportan carga sensible y carga latente en función de la actividad que estén desarrollando. Los valores de estas cargas se encuentran en tablas.

La carga total aportada será el producto del número de personas en el local por el calor que disipa cada persona. Además se suele tener en cuenta un factor de simultaneidad de las personas presentes en el local cuyo valor aproximado se puede tomar igual a 0.75.

3.2.3.5.2. Iluminación

El calor desprendido por las luces es todo calor sensible, pero una parte es carga por radiación y otra lo es por convección, dependiendo del tipo de iluminación, por lo que nuevamente la carga instantánea de refrigeración deberá tener en cuenta el efecto del almacenamiento, para poder evaluar con precisión su contribución a la carga total.

3.2.3.5.3. Ganancias debidas a la instalación

Se suele contabilizar en este apartado la energía desprendida por los ventiladores de los equipos. Esta energía se transforma en carga sensible. Se suele aproximar al 6% de la suma de todas las cargas sensibles.

3.2.4. CARGAS DE CALEFACCIÓN

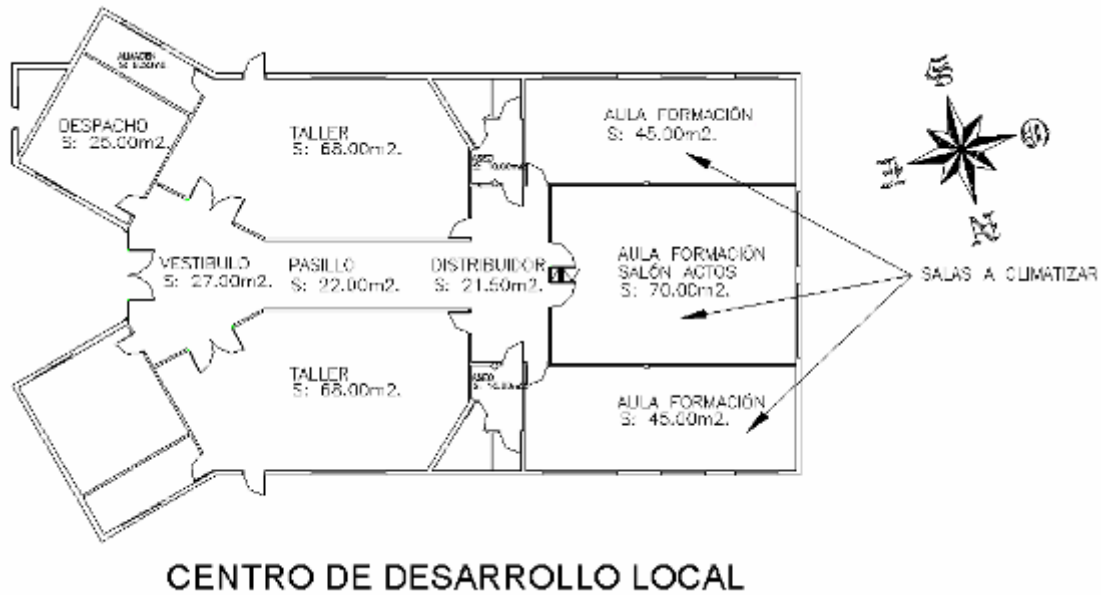
La estimación de la potencia térmica máxima para calefacción se calcula de la misma forma que para el caso de refrigeración pero para la situación más desfavorable (temperatura mínima, radiación solar nula, mínima presencia de personas, y luces mínimas). En el caso de calefacción, hay que tener en cuenta que las cargas son pérdidas de calor, al mantenerse una temperatura ambiente superior a la temperatura exterior, excepto en el caso de las cargas internas.

El cálculo de las necesidades energéticas de los locales a climatizar se encuentra en el "anexo nº 1 Estimación de la carga térmica de los locales a acondicionar".

En este anexo se han calculado las necesidades de los locales en función de su ubicación, orientación, cerramientos, condiciones climáticas de confort en el interior, alumbrado y aparatos electrónicos existentes en las salas y del uso de estas mediante el método anteriormente indicado y con la ayuda del programa

Dpclima de la Universidad Politécnica de Valencia, encontrándose el informe de resultados también en éste anejo.

Los resultados obtenidos se pueden observar en la tabla V y las figuras 5 y 6.



CENTRO DE DESARROLLO LOCAL

Figura XXI. Salas a climatizar del Centro de Desarrollo Local.



Fotografía XIII. Imagen de una de las salas a climatizar. Sala de informática.



Fotografía XIV. Imagen de una de las salas a climatizar. Salón principal.

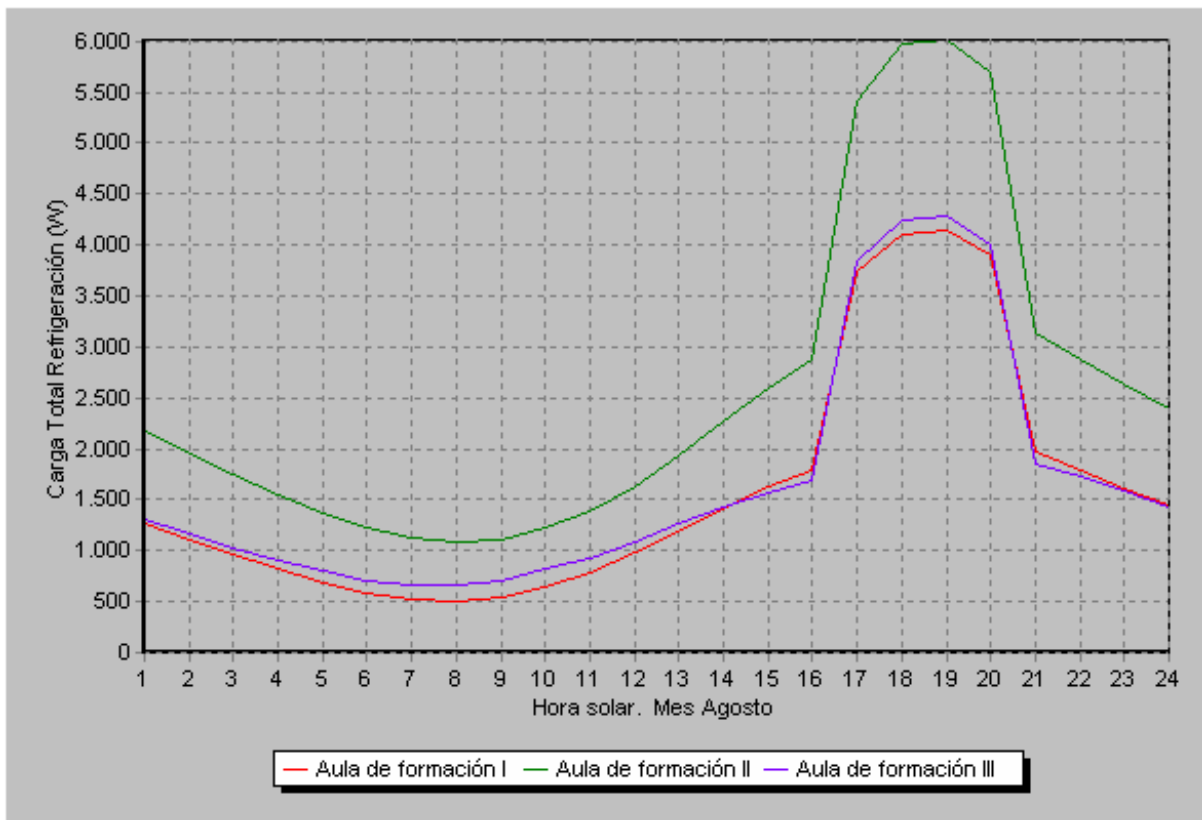


Figura XXII. Evolución horaria de la carga térmica de refrigeración en el mes de agosto.

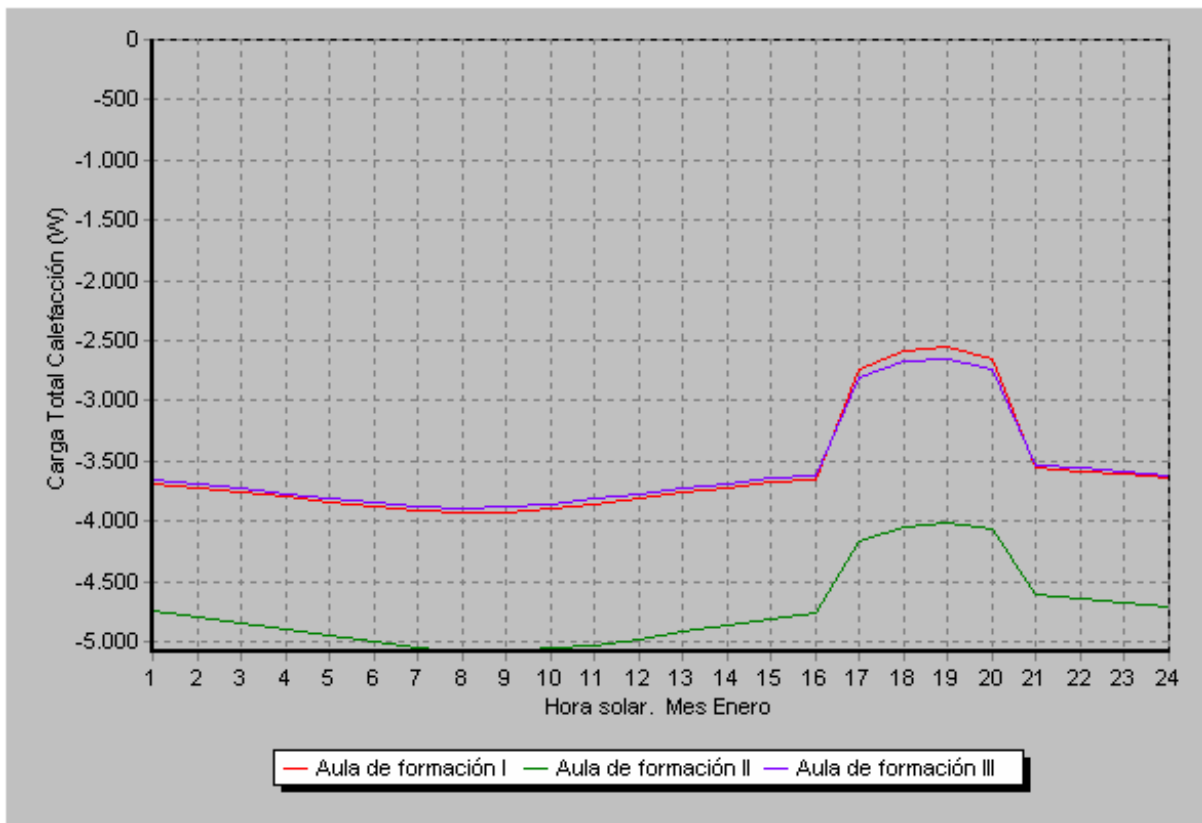


Figura XXIII. Evolución horaria de la carga térmica de calefacción en el mes de Enero.

Los resultados máximos son los siguientes:

	Sala I	Sala II	Sala III
Refrigeración	4.14 kW	6.2 kW	4.4 kW
Calefacción	3.9 kW	5.1 kW	3.9 kW

Tabla V. Resultados del cálculo mediante el programa DPCLima.

4. DEFINICIÓN DE LA INSTALACIÓN

La instalación estará compuesta por un generador térmico basado en captadores solares térmicos de placa plana que alimentará de agua caliente a un depósito de acumulación donde se almacenará el agua caliente para su posterior aprovechamiento.

En verano el frío necesario será aportado por una máquina de absorción que estará alimentada por agua caliente procedente de los captadores solares o del depósito de acumulación.

En invierno el calor necesario será aportado directamente de los captadores solares o por el agua caliente acumulada en el depósito de acumulación.

Tanto el agua fría en verano como el agua caliente en invierno circularán por unidades de tratamiento de aire tipo fan-coils dispuestas en los locales a climatizar con lo que se alcanzarán las condiciones de confort necesarias en los locales.

4.1. SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR

4.1.1. GENERADOR TÉRMICO

El generador térmico a utilizar estará constituido por 10 colectores planos de la marca Isofotón Isonox II mejorados, los cálculos para la elección de este generador se encuentran en "Anejo nº2 Cálculo de la superficie necesaria de colectores". Estos cálculos se han realizado con el modelo de captador Isofotón Isonox II, pero debido a que la instalación supone un banco de ensayo para Isofotón, los colectores instalados son una versión mejorada de los anteriores, de los cuales aún no se disponen características técnicas, aunque sí se espera una mejora de los resultados en comparación con el colector de partida.

En las figuras XXIV y XXV se muestran las especificaciones técnicas de los captadores Isonox II.

PLACA COLECTORA:			
Tipo:	Parrillas de tubos de 20/22 y 8/10 ó 13/15 mm.	Superficie útil (m ²):	1.90
Construcción:	Tubos soldados a chapa.	Capacidad (l):	1.6 (8/10) y 2.7 (13/15)
Material:	Cobre.	Presión max. de trabajo (kg/cm ²):	7
Soldadura:	Estatío-plomo.	Presión de prueba (kg/cm ²):	20
SUPERFICIE ABSORBENTE:			
Material:	Cobre con deposición de óxido de titanio.	Emisividad:	0,05+/-0,03
Absortividad:	0,95+/-0,015	Temperatura max. (°C):	180
CUBIERTA DE VIDRIO:			
Unidades:	1	Dimensiones L x A (mm):	1970 x 970
Tipo:	Templado.	Espesor (mm):	3,17
Contenido en hierro:	0,05%	Transmitancia:	92%
 AISLAMIENTO:			
Tipo:	Polisocianurato expandido.		
Espesor (mm):	20		
TUBERÍAS:			
Conexión:	22-1"		
CAJA:			
Dimensiones LxAxE (mm):	2000x1000x88	Material tapa posterior:	Chapa galvanizada (0,6 mm).
Material perfil:	Aluminio anodizado (1,4 mm).		
PESO:			
En funcionamiento (kg):	39.8 (8/10)	42.9 (13/15)	
En vacío (kg):	38.2 (8/10)	40.2(13/15)	
TEMP. MÁX. DE FUNCIONAMIENTO (°C):		-20 +180	
CAUDAL RECOMENDADO:		50 a 120 l/h m ² (Según aplicación).	
PÉRDIDA DE CARGA:		4 mm.c.a. (20°C y 120 l/h).	
GARANTÍA:		8 años en defectos de fabricación.	
COMBUSTIBILIDAD:		Incombustible, no tóxico.	

Figura XXIV. Características técnicas del colector solar Isototón Isonox II.

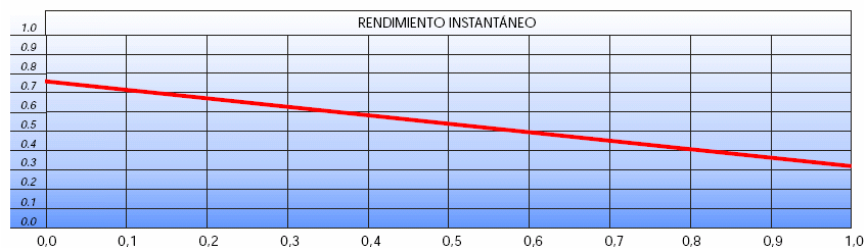


Figura XXV. Curva de rendimiento del colector solar Isototón Isonox II.

La curva de rendimiento de este colector solar se puede escribir:

$$\mu=0.76-4.5T^*$$

El término 0.76 es el rendimiento óptico del colector, es decir el rendimiento que tendría éste en el supuesto de que no existiesen pérdidas térmicas de ningún tipo.

El término $4.5T^*$ está compuesto por el coeficiente global de pérdidas $U=4.5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ y T^* que expresa la diferencia entre la temperatura media de la placa absorbidora y la del ambiente entre la radiación incidente total sobre el colector por unidad de superficie (W/m^2).

$$T^* = (T_e - T_a) / I$$

Siendo:

T_e : Temperatura media en el interior del colector

T_a : Temperatura ambiente

I : Irradiación solar

Los cálculos realizados arrojan que con 10 colectores solares obtendremos un factor de aporte solar para verano de 93% y unas temperaturas medias en el depósito de 93°C , mientras que en invierno se obtendrá un aporte del 73%

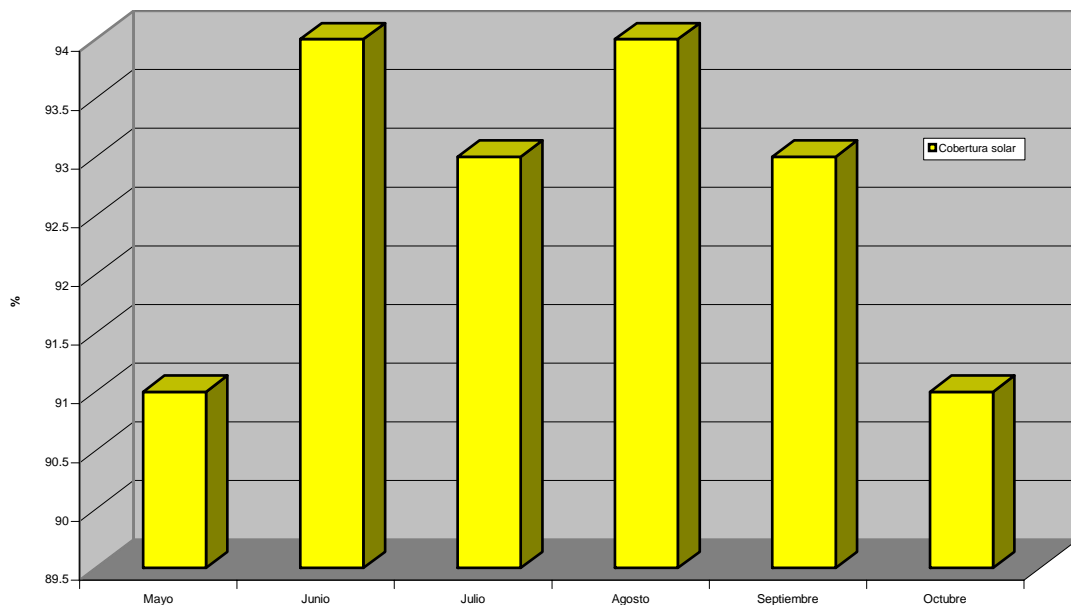


Figura XXVI. Factor de aporte solar en los meses de verano

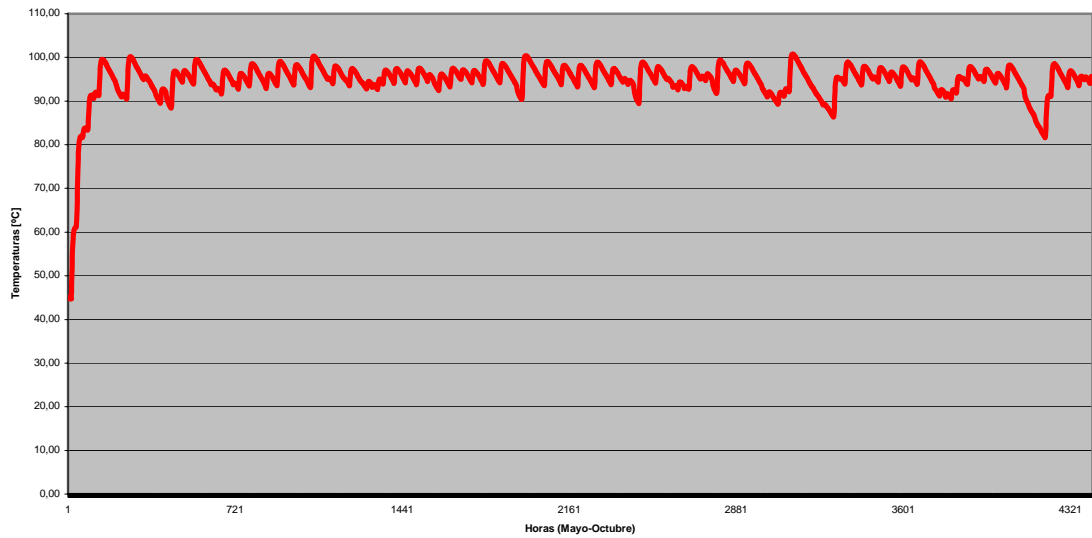


Figura XXVII. Temperaturas alcanzadas en verano.

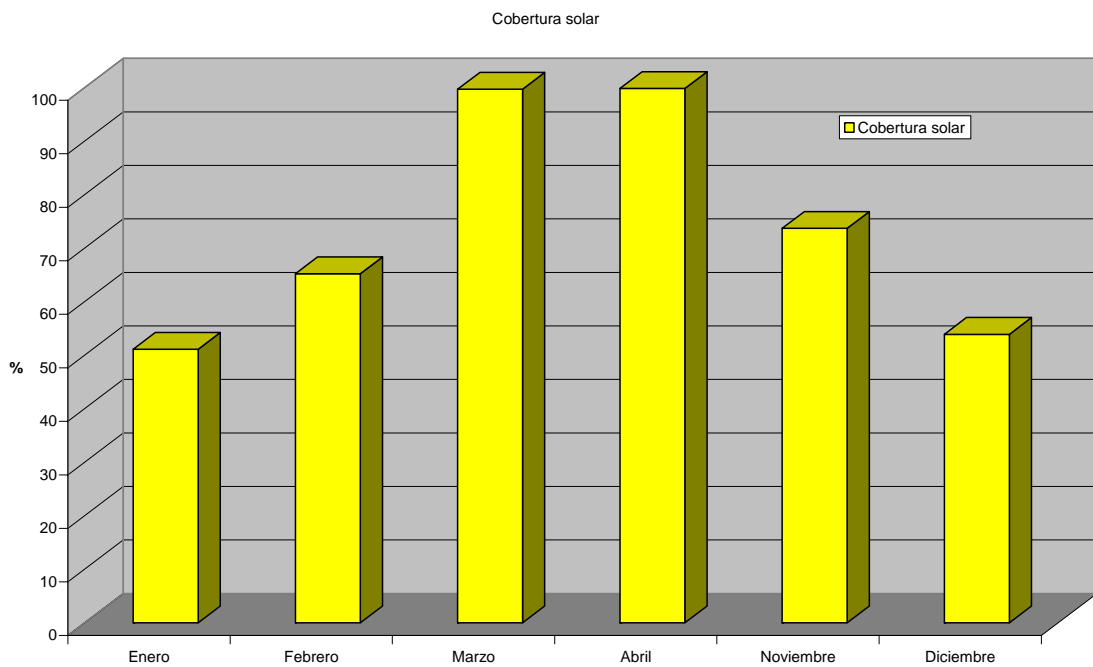


Figura XXVIII. Factor de aporte solar en los meses de invierno.

Los 10 colectores solares estarán dispuestos en 2 baterías de 5 colectores cada una. La entrada y salida del fluido se realizará por cada uno de los extremos de la batería para mejorar el equilibrio hidráulico en los colectores que la conforman.

El equilibrado hidráulico se realizará además de que las dos filas cuenten con el mismo número de colectores, disponiendo las conexiones en forma que se realice el llamado retorno invertido, para ello la conexión de entrada a cada línea o fila de colectores se realizará por el tubo de conexión inferior del primer colector y la salida por el tubo de conexión superior del último colector de la línea.

Los colectores estarán ubicados sobre una estructura de apoyos metálicos, con una orientación de 15° respecto al sur que es la orientación de la construcción contribuyendo así a la integración arquitectónica, quedando ésta alineada con los ejes del edificio almacén.

Los colectores solares contarán con todos aquellos certificados y documentos oficiales requeridos por la normativa vigente.

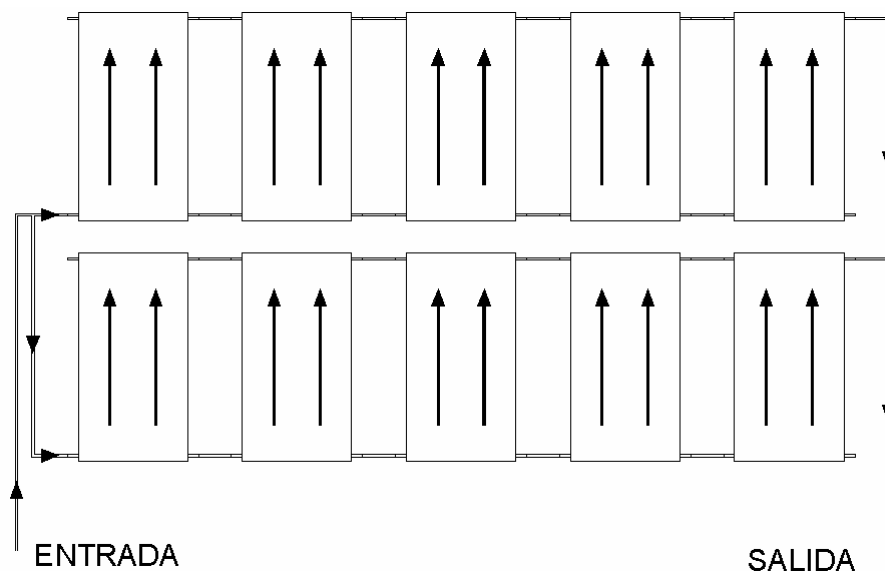


Figura XXIX. Esquema de conexionado de los colectores solares.

4.1.2. FIJACIONES DE LOS COLECTORES SOLARES

Los colectores solares planos irán soportados y fijados sobre la estructura de apoyos metálicos, mediante dos perfiles en L (superior e inferior) y otro en T invertida (central). Plano n° PFC-1002 Situación de los elementos de la instalación.

La estructura permite la inclinación a 30° de los mismos.

La estructura, así como las fijaciones, soportarán el peso de los colectores solares planos, la acción del viento y las posibles cargas de nieve.

4.2. SISTEMA DE ACUMULACIÓN

La instalación dispondrá de un sistema de acumulación que absorberá la producción energética y la almacenará para poder ser usada en las horas de baja o nula radiación solar.

El sistema de acumulación será un depósito de inercia debidamente aislado capaz de almacenar el agua caliente procedente de los colectores solares.

Se elige para el sistema de acumulación un depósito de inercia de 1500 l, marca Lapesa modelo Master Europa MV 1500 l de instalación vertical, sin intercambiador, interiormente esmaltado y aislado térmicamente con espuma rígida de poliuretano de 80mm de espesor, los cálculos para la elección de este volumen de acumulación se encuentran en "anejo nº 3 Determinación del volumen del depósito de inercia".

Las características técnicas del depósito son las siguientes:

DEPÓSITO DE ACUMULACIÓN	
Marca	Lapesa
Modelo	MV – 1.500 l
Capacidad total	1.500 litros
Peso en vacío	374 kg
Diámetro exterior	1.360 mm
Altura	1.850 mm
Material	Acero St. 44.2
Aislamiento térmico	Poliuretano inyectado libre de CFC
Espesor aislamiento	80 mm

Tabla VI. Características del depósito de acumulación.

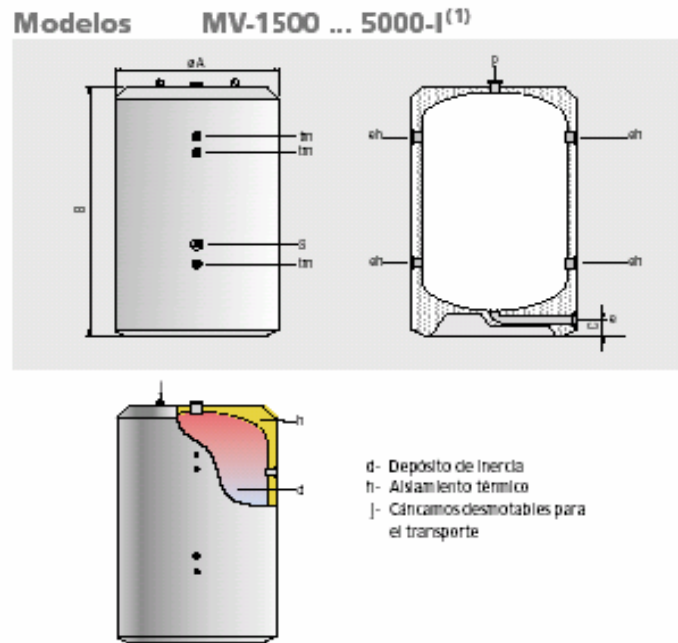


Figura XXXI. Esquema del depósito de acumulación.

4.3. SISTEMA DE PRODUCCIÓN DE FRÍO

La refrigeración se efectuará mediante una máquina de absorción la cual producirá agua fría a partir de agua caliente procedente del sistema de acumulación o de captación solar. La instalación está dimensionada de forma que se pueda abastecer de frío a los locales a acondicionar durante 4 horas al día.

El agua fría producida por la máquina de absorción será llevada a unidades de tratamiento de aire tipo fan-coil situadas en cada una de las salas a climatizar.

La Máquina de Absorción ROTÁRTICA está especialmente diseñada para su utilización en instalaciones de energía solar térmica, siendo esta Máquina, una de las partes fundamentales de la instalación para obtener los resultados energéticos y medioambientales deseados.

Se trata de una máquina de absorción de simple efecto con una potencia de 4.5 kW_f, suficiente para satisfacer las necesidades de refrigeración de las salas I y III por separado y mas del 50% de las necesidades de refrigeración de la sala II.

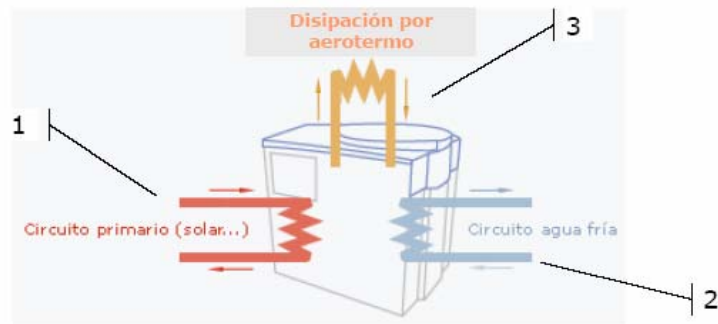


Figura XXXII. Esquema de conexiones de la máquina de absorción ROTÁRTICA

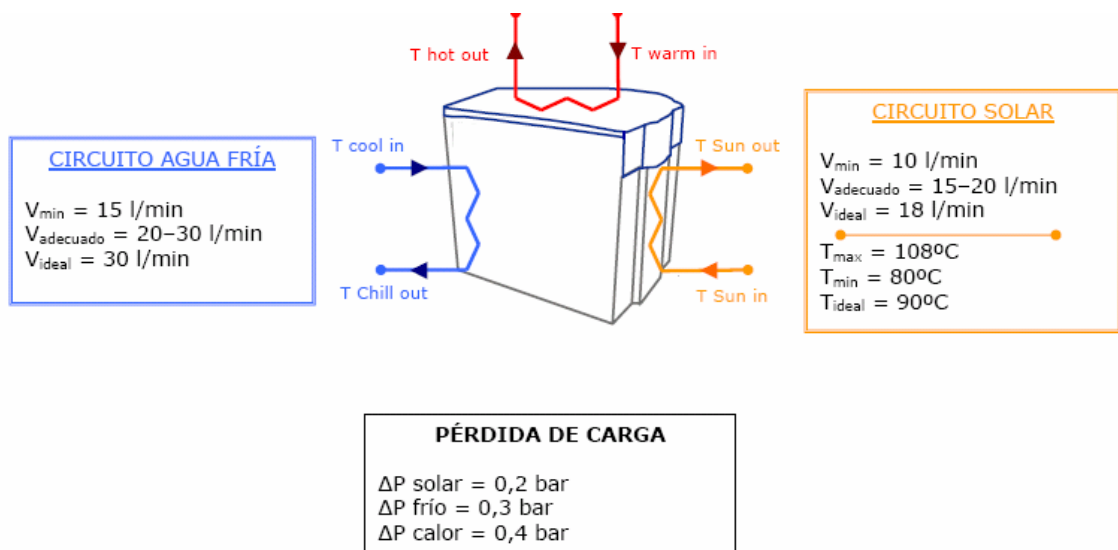


Figura XXXIII. Parámetros de diseño de la máquina de absorción ROTÁRTICA

4.4. SISTEMA DE CALEFACCIÓN

La calefacción se realizará mediante agua caliente procedente directamente de los colectores solares o del sistema de acumulación. Esta será conducida hasta las unidades de tratamiento de aire tipo Fan-coil existentes en cada uno de los locales a climatizar.

4.5. UNIDADES DE TRATAMIENTO DE AIRE

Se instalarán unidades de tratamiento de aire tipo Fan-coil en los locales a climatizar.

Estas unidades tendrán una potencia de 5000 W y se instalara una unidad en las salas I y III y dos unidades en la sala II, suficientes para satisfacer las necesidades en los locales.

4.6. UBICACIÓN DE LOS ELEMENTOS DE LA INSTALACIÓN

Los colectores solares planos estarán colocados sobre estructura de apoyos metálicos, cerrados por tres caras con tabiques de mampostería, y una tercera cara por reja electrosoldada, en solar adyacente al Centro de Desarrollo Local, a unos tres metros del suelo.

La Máquina de Absorción, el depósito de acumulación, bombas, etc, se instalarán en tierra y bajo dicha estructura semicerrada como se encuentra especificado en el plano nº PFC-1002 Situación de los elementos de la instalación.

4.7. SISTEMA DE BOMBEO Y CIRCULACIÓN

Se instalarán dos bombas en el circuito primario dispuestas en paralelo para que estén funcionando de forma alternativa, con el objetivo que el funcionamiento de cada una de ellas no supere las 200 horas. Este sistema redundante proporcionará mayor seguridad en el funcionamiento de la instalación dadas las elevadas temperaturas de operación. Mediante estas bombas se asegurará la circulación entre el depósito de acumulación y los colectores solares. Estas bombas estarán situadas siguiendo el sentido del flujo entre el depósito y las placas solares.

En el circuito secundario se dispondrá de otra electrobomba situada siguiendo el sentido del flujo entre la máquina de absorción y el depósito de inercia. En el circuito terciario o de refrigeración no se instalará sistema de bombeo ya que la máquina de absorción dispone incorporada de una bomba capaz de hacer circular el fluido en la ida y el retorno de los fan-coils.

Marca	Grundfos o similar
Modelo	UPS 25-80 (monofásica)
Simple o doble	Simple
Caudal	33 l/min
Altura manométrica	8,25 m.c.a.

Tabla VII. Características técnicas de las bombas a instalar.

Todas las bombas contarán con todos aquellos certificados y documentos oficiales requeridos por la normativa vigente.

4.8. ELEMENTOS DE SEGURIDAD HIDRÁULICOS

4.8.1. SISTEMA DE PURGADO DE CIRCUITOS

Cada una de las baterías de colectores solares, tendrá en su punto más alto, un separador de aire con purgador automático, así como llave de corte para poder realizar el llenado y puesta en marcha de la instalación. Estos purgadores deberán permanecer cerrados durante el normal funcionamiento de la instalación, solamente deberán abrirse para las operaciones de mantenimiento de la instalación.

4.8.2. DEPÓSITO DE EXPANSIÓN

La instalación irá provista de un depósito de expansión para absorber las variaciones de presión originadas por el cambio de temperaturas del fluido caloportador.

El cálculo del volumen necesario del depósito de expansión se encuentra en el "anejo nº 4 Determinación del volumen del depósito de expansión". Este arroja el resultado que el volumen necesario es de 291 l. Escogemos un depósito comercial con las siguientes características:

Marca	Ibaiondo o similar
Modelo	300 AMR-B160
Tipo	Membrana recambiable
Volumen (litros)	300
Presión máxima de trabajo (Bar)	10
Conexión	1 ¼"

Tabla VIII. Características técnicas del vaso de expansión.

4.8.3. VÁLVULAS DE SEGURIDAD

El circuito que comunica el depósito con los colectores solares térmicos, dispondrá de una válvula de seguridad, tarada a una presión máxima de 3 bar debido a que ésta es la presión máxima de trabajo de la máquina de absorción

y es inferior a la presión máxima de trabajo del resto de elementos de la instalación.

El circuito que comunica el depósito con la máquina Rotartica o con los fan-coils, dispondrá así mismo, de una válvula de seguridad que conectará con el circuito de desagüe del sistema.

4.8.4. VÁLVULAS ANTIRRETORNO

Todas las válvulas antirretorno del circuito primario, serán del tipo cono y soportarán las temperaturas de circulación y presiones previstas en el proyecto.

4.8.5. LLAVES DE CORTE

Todos los equipos principales de la instalación irán equipados con válvulas de corte para poder efectuar si desmontaje y operaciones de mantenimiento sin necesidad de vaciar el resto del circuito.

Todas las válvulas de corte del circuito entre depósito y colectores, serán del tipo de bola $\frac{1}{4}$ de vuelta y soportarán temperaturas de hasta $170\text{ }^{\circ}\text{C}$ y presiones previstas en el proyecto.

4.8.6. SISTEMA DE EVACUACIÓN DE ENERGÍA

Se dispondrá de un sistema capaz de evacuar la energía al exterior en caso que se alcance la temperatura máxima en los colectores y en el sistema de acumulación, para evitar que éstos sean dañados.

Este sistema será un aerotermo colocado en el circuito primario conectado de tal forma que en caso de ser necesario sea capaz de disipar la energía de los colectores solares.

4.9. MATERIALES, DIÁMETRO, AISLAMIENTO TÉRMICO Y SOLDADURAS DE LAS TUBERÍAS

Todos los materiales utilizados en el circuito primario deberán soportar temperaturas de hasta $170\text{ }^{\circ}\text{C}$, tuberías y aislantes térmicos, por lo que se utilizará cobre rígido en todos los circuitos hidráulicos. El diámetro de las tuberías será de 22 mm.

Todas las tuberías irán calorifugadas con aislamiento tipo Armaflex HT, $k=0.045\text{ W/(m}^{\circ}\text{K)}$. Donde el calorifugado esté expuesto a la intemperie, éste irá

recubierto con protección contra los rayos UV. El espesor del calorifugado será de unos 20 mm. Las tuberías estarán perfectamente alineadas, no presentando puntos donde pudiera acumularse aire, que impidiera el correcto funcionamiento de la instalación.

Diámetro de la tubería (mm)		Espesor del aislamiento (mm)	
Nominal (acero)	Exterior (cobre)	$\lambda = 0.04 [W/(m \cdot ^\circ C)]$	$\lambda \neq 0.04 [W/(m \cdot ^\circ C)]$
$D \leq 35$	$D \leq 35$	20	500λ
$35 < D \leq 60$	$35 < D \leq 60$	20	500λ
$60 < D \leq 90$	$60 < D \leq 90$	30	750λ
$90 < D \leq 140$	$90 < D \leq 140$	30	750λ
$140 < D$	$140 < D$	40	1000λ

Tabla XIX. Aislamiento para tuberías en instalaciones solares. Fuente CENSOLAR.

Los elementos de unión entre tramos de tubería, así como, los de cambio de dirección del fluido, codos, tes, etc, se montarán de forma que produzcan la menor pérdida de carga posible. Las reducciones/aumentos de sección, se realizarán de forma progresiva, utilizándose para los cambios de dirección curvas de 45° , en lugar de codos, allá donde sea posible.

Las soldaduras serán del tipo "soldadura fuerte" o soldadura rica en plata, pues soportan temperaturas de $170^\circ C$, que se pueden alcanzar en el circuito primario.

Para todas las tuberías, válvulas y llaves de corte, se evitará que en el almacenamiento de espera para su instalación, estén expuestos a daños, golpes o desprovistos de su embalaje de fábrica.

4.10. SISTEMA DE APOYO

La instalación no contará con ningún sistema de apoyo pero estará diseñada para poder incorporar un sistema de apoyo consistente en un equipo independiente de bomba de calor.

4.11. SISTEMA DE REGULACIÓN Y CONTROL DE LA INSTALACIÓN

La instalación estará regulada mediante un sistema de control y adquisición de datos que recibirá información de diversos puntos de la instalación mediante sensores de temperatura y caudal. Este sistema operará de forma automática actuando sobre electroválvulas y electrobombas para el correcto funcionamiento mediante unas consignas previamente establecidas.

La instalación solar está diseñada de forma que cuando la temperatura de salida de los colectores solares sea mayor que la existente en la parte inferior del depósito de acumulación, automáticamente arranca la bomba de circulación que hace circular el fluido por el interior de los colectores.

Esta bomba forzaré la circulación del fluido a través del circuito principal, de forma que recoja el calor captado por los colectores, estando en disposición de ser cedido a las diferentes aplicaciones de la instalación: depósito de acumulación, máquina ROTÁRTICA, etc.

La circulación del fluido a través de este circuito, se mantendrá, mientras la temperatura del acumulador, sea inferior a la temperatura del circuito de salida de los colectores y que la temperatura del acumulador, no sea la temperatura máxima establecida para el mismo. Si se diera esta segunda circunstancia, significaría que el acumulador se encuentra ya caliente y que no es posible retirar el calor captado por los paneles, por lo que entraría en funcionamiento el aerotermo, parándose la bomba.

Si se hubiese alcanzado la temperatura máxima en el acumulador y se produce una demanda de calor, ésta provocaría la bajada de la temperatura del agua acumulada, por lo que la centralita de regulación (PLC), detectaría esta bajada de temperatura, poniendo en marcha de nuevo la bomba, restableciéndose de nuevo la circulación, si la temperatura de salida de los colectores sigue por encima de la del acumulador.

4.12. MONITORIZACIÓN Y COMUNICACIÓN CON LA INSTALACIÓN

El sistema de adquisición de datos dispondrá de un banco de memoria en el que irá almacenando toda la información procedente de la instalación para posteriormente poder recuperarla y analizarla.

La comunicación con la instalación se realizará directamente operando sobre el sistema de control y adquisición de datos o mediante control remoto vía GSM desde cualquier ordenador con un módem que disponga de una tarjeta GSM.

4.13. INSTALACIÓN ELÉCTRICA

Desde el Cuadro General de Baja Tensión (C.G.B.T.) se tenderá una acometida, protegida por el correspondiente interruptor automático, que llegará hasta el cuadro de mando y protección de la instalación.

Desde este cuadro se alimentará a las diversas cargas eléctricas que componen el sistema.

4.13.1. CUADRO DE MANDO Y PROTECCIÓN (CPS)

Se instalará un cuadro de mando y protección de los diversos equipos eléctricos de que se compone la instalación.

A la entrada de este cuadro se dispondrá de un interruptor destinado al seccionamiento de todos los equipos del sistema.

Tras ese interruptor se dispondrá de un embarrado con tres fases y neutro, al que se conectarán de forma individualizada, las salidas a los elementos de protección (interruptores magnetotérmicos e interruptores diferenciales) que protegerán las salidas de las líneas.

El armario dispondrá de pletina de puesta a tierra de todos sus componentes, que se conectará a la red de tierra del Centro.

Así mismo, este cuadro tendrá en su frontal un selector de tres posiciones Automático/Paro/Marcha, para la selección de comando de las bombas.

En caso de hallarse en automático, el accionamiento de las bombas se realizará a través de los cuadros dispuestos para ello.

4.14. ESQUEMA DE LA INSTALACIÓN

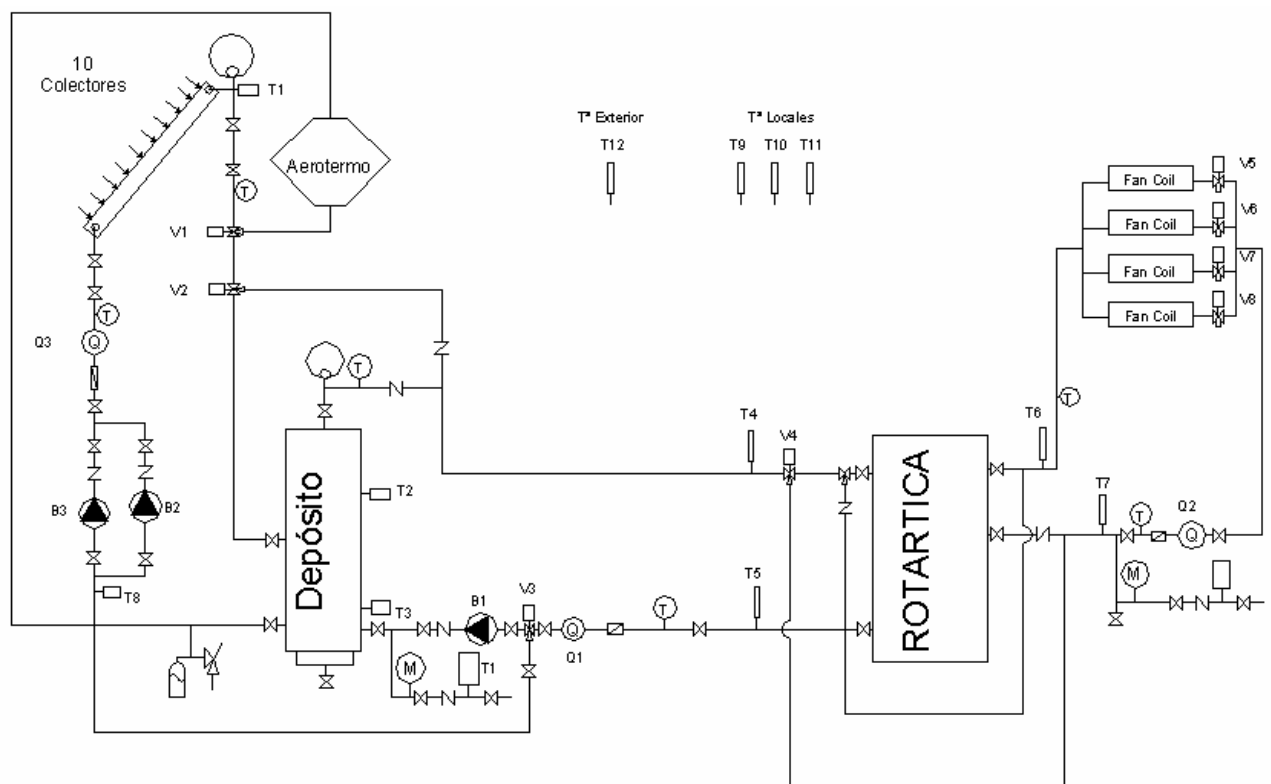


Figura XXXIV. Esquema general de la instalación.

5. DEFINICIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL Y MEDIDA

5.1. INTRODUCCIÓN

A continuación se describe la programación y puesta en marcha del autómata programable y su sistema de control y adquisición de datos de la instalación de aire acondicionado con máquina de absorción situada en Puerto Lumbreras.

La instalación consta de los siguientes elementos sobre los que se realiza la medición o control.

1. Tres electrobombas para la impulsión del fluido.
2. Cuatro válvulas motorizadas y cuatro electroválvulas para el control del flujo del agua.
3. Tres contadores de caudal.
4. Doce sensores de temperatura tipo Pt100.
5. Un armario de control con los siguientes elementos principales:
 - Autómata programable Siemens S7-226.
 - Seis módulos de dos entradas analógicas Pt100.
 - Módulo TS-Adapter y módem GSM MC35 para acceso remoto.
 - Panel operador TD200.
 - Protecciones, relés y contactores necesarios.
 - Contador de energía consumida.

5.2. DISTRIBUCIÓN ENTRADAS Y SALIDAS

5.2.1. ENTRADAS Y SALIDAS DIGITALES

Se definen las siguientes entradas y salidas digitales para la programación del autómata programable:

Dirección	Nombre	Descripción
I0.0	PULSOS_Q1_ROT	Pulsos del contador de caudal 1 en Rotártica
I0.1	PULSOS_Q2_FAN	Pulsos del contador de caudal 2 en fan coils
I0.2	PULSOS_Q3_PLACAS	Pulsos del contador de caudal 3 en placas solares
I0.3	ALARMA_ROTARTICA	Señal de alarma en ROTARTICA
I0.4	MARCHA_FANCOIL_1	Confirmación de marcha fancoil 1
I0.5	MARCHA_FANCOIL_2	Confirmación de marcha fancoil 2
I0.6	MARCHA_FANCOIL_3	Confirmación de marcha fancoil 3
I0.7	MARCHA_FANCOIL_4	Confirmación de marcha fancoil 4
I1.0	CONF_MARCHA_BOMBA1	Confirmación de marcha bomba 1
I1.1	CONF_MARCHA_BOMBA2	Confirmación de marcha bomba 2
I1.2	CONF_MARCHA_BOMBA3	Confirmación de marcha bomba 3

I1.3	TERMICO_BOMBA_1	Térmico bomba 1
I1.4	TERMICO_BOMBA_2	Térmico bomba 2
I1.5	TERMICO_BOMBA_3	Térmico bomba 3
I1.6	TERMICO_ELECTROVÁLVULAS	Térmico electroválvulas
I1.7	TERMICO_ROTARTICA	Térmico ROTARTICA
I2.0	TÉRMICO_ENCHUFES	Térmico enchufes
I2.1	IMP_CONTADOR_ENERGÍA	Impulsos del contador de energía
O0.0	MARCHA_ROTARTICA	Marcha ROTARTICA
O0.1	MARCHA_BOMBA_1	Marcha bomba 1
O0.2	MARCHA_BOMBA_2	Marcha bomba 2
O0.3	MARCHA_BOMBA_3	Marcha bomba 3
O0.4	MARCHA_VAL_1	Marcha electroválvula 1
O0.5	MARCHA_VAL_2	Marcha electroválvula 2
O0.6	MARCHA_VAL_3	Marcha electroválvula 3
O0.7	MARCHA_VAL_4	Marcha electroválvula 4
O1.0	FALLO_TERMICOS	Alarma térmicos

Tabla XX. Entradas y salidas digitales del autómata programable.

5.2.2. ENTRADAS Y SALIDAS ANALÓGICAS

Se definen las siguientes entradas y salidas analógicas para la programación del autómata programable:

Dirección	Nombre	Descripción
AIW0	SONDA_1	Pt100 salida placas solares
AIW2	SONDA_2	Pt100 superior depósito de inercia
AIW4	SONDA_3	Pt100 inferior depósito de inercia
AIW6	SONDA_4	Pt100 entrada ROTARTICA desde placas solares
AIW8	SONDA_5	Pt100 salida ROTARTICA hacia placas solares
AIW10	SONDA_6	Pt100 salida ROTARTICA hacia fan coils
AIW12	SONDA_7	Pt100 entrada ROTARTICA desde fan coils
AIW14	SONDA_8	Pt100 salida depósito de inercia
AIW16	SONDA_9	Pt100 exterior
AIW18	SONDA_10	Pt100 local 1
AIW20	SONDA_11	Pt100 local 2
AIW22	SONDA_12	Pt100 local 3

Tabla XXI. Entradas y salidas analógicas del autómata programable.

5.3. CONSIGNAS

El programa de PLC se ha estructurado en función de una serie de parámetros o consignas que se pueden definir desde la pantalla de manejo TD200 o desde el propio SCADA. Estos son:

DIRECCIÓN	NOMBRE	DESCRIPCIÓN
VW200	T_MAX_PLACAS	Temperatura máxima permitida en las placas solares (°C)

VW202	T_MAX_DPTO_INERCIA	Temperatura máxima permitida en el depósito de inercia (°C)
VW204	T_MAX_ROTARTICA	Temperatura máxima permitida en ROTARTICA (°C)
VW206	T_MAX_FAN_COILS	Temperatura máxima permitida en fan coils (°C)
VW208	RETARDO_T_MAX	Retardo para señalización de temperatura máxima (seg)
VW210	T_MIN_ARRANQUE_ROT	Temperatura mínima de arranque de la ROTARTICA
VD212	CAUDAL_MIN_ARRANQUE_ROT	Caudal mínimo de arranque de la ROTARTICA (l/min)
VD216	RESERVADA	
VD220	TIEMPO_CONTADOR_CAUDAL	Intervalo del contador de pulsos para caudales (seg)
VD222	RESERVADA	
VW226	MAX_HORAS_BOMBAS_ON	Máximo número de horas de funcionamiento seguido para cambiar entre las bombas 2 y 3 (h)
VW228	RESERVADA	
VW230	RESERVADA	
VW232	T_MIN_EXTERIOR	Temperatura mínima exterior (°C)
VW240	INTERVALO_DATA_LOGGING	Intervalo del data logging (min)
VW234	L_IMPULSO_CONTADOR_ROT	Ratio litros por pulso del contador de ROTARTICA (l/seg)
VW236	L_PULSO_CONTADOR_FAN	Ratio litros por pulso del contador de los fan coils (l/seg)
VW238	L_PULSO_CONTADOR_PLACAS	Ratio litros por pulso del contador de placas (l/seg)
VW242	TIEMPO_RECIRCULACIÓN_OFF	Intervalo máximo de bombas 2 y 3 a OFF para activar la recirculación (min)
VW244	TIEMPO_RECIRCULACIÓN_ON	Intervalo de funcionamiento de bombas 2 y 3 para recirculación (seg)

Tabla XXII. Consignas del programa.

5.4. PROGRAMACIÓN

5.4.1. PLC

El programa del autómatas se compone de un ciclo principal desde el cual se llaman a las subrutinas que gestionan la instalación.

Dichas subrutinas son:

5.4.1.1. SEGURIDADES

Esta subrutina señala que los elementos se encuentran dentro de los parámetros de seguridad; su gestión se realiza en las subrutinas correspondientes, las implementadas son:

1. Que la temperatura del agua a su paso por las placas solares no supere la temperatura máxima especificada por T_MAX_PLACAS.
2. Que la temperatura del agua a su paso por el depósito de inercia no supere la temperatura máxima especificada por T_MAX_DPTO_INERCIA.
3. Que la temperatura del agua a su paso por Rotártica no supere la temperatura máxima especificada por T_MAX_ROTARTICA.
4. Que la temperatura del agua a su paso por los fan coils no supere la temperatura máxima especificada por T_MAX_FAN_COILS.
5. Que se puede arrancar de forma segura la Rotártica, para esto la temperatura de entrada debe ser superior a la mínima de arranque especificada por T_MIN_ARRANQUE_ROT, que el caudal debe ser mayor que el mínimo especificado por CAUDAL_MIN_ARRANQUE_ROT, que la máquina no tenga la señal de alarma activada y que no esté ya en marcha.
6. Si las bombas 2 y 3 están apagadas durante más tiempo que el indicado por TIEMPO_RECIRCULACION_OFF, entonces se arrancan un período de tiempo indicado por TIEMPO_RECIRCULACION_ON. Esto se realiza para que haya recirculación del agua evitándose altas y bajas temperaturas especialmente en las placas y se produzcan lecturas fiables desde los sensores.
7. Hay también una indicación si la temperatura exterior disminuye por debajo de la temperatura mínima exterior especificada por T_MIN_EXTERIOR.

5.4.1.2. MARCHA/PARO

Esta subrutina se selecciona cuando el circuito está en marcha, es decir, cuando el control está trabajando conforme al circuito o cuando está en paro, es decir, cuando todas las salidas se resetean a su estado de reposo. La selección Marcha/Paro se puede realizar mediante el panel de operador TD200.

El estado de Paro también se puede producir con alguna de las siguientes condiciones:

1. Que exista una alarma en la Rotártica.
2. Que haya saltado el térmico de alguna de las bombas.
3. Que haya saltado el térmico de las electroválvulas.
4. Que haya saltado el térmico de la Rotártica.
5. Que se active desde el panel de operador TD200.
6. Que se active remotamente desde el SCADA.

5.4.1.3. SELECCIÓN VERANO/INVIERNO

Si el control no está en paro, el control tiene dos modos de trabajo, uno en ciclo de verano y otro en ciclo de invierno.

5.4.1.4. CICLO VERANO

Si se ha seleccionado este modo de trabajo, el primer paso es determinar si hay demanda de frío, esto se determina si hay algún fan coil activando la entrada correspondiente; con esto se activa la marca interna DEMANDA_FRIO_LOCALES.

Si hay demanda de frío hay dos posibilidades, que el agua caliente que necesita la Rotártica venga desde las placas solares o venga desde el depósito de inercia. Como el rendimiento de la misma viene determinado por la temperatura de entrada, se toma el agua desde el elemento que tenga mayor temperatura. De esta forma se gestionan las marcas SELECCIÓN_PLACAS_VERANO o SELECCIÓN_DPTO_VERANO.

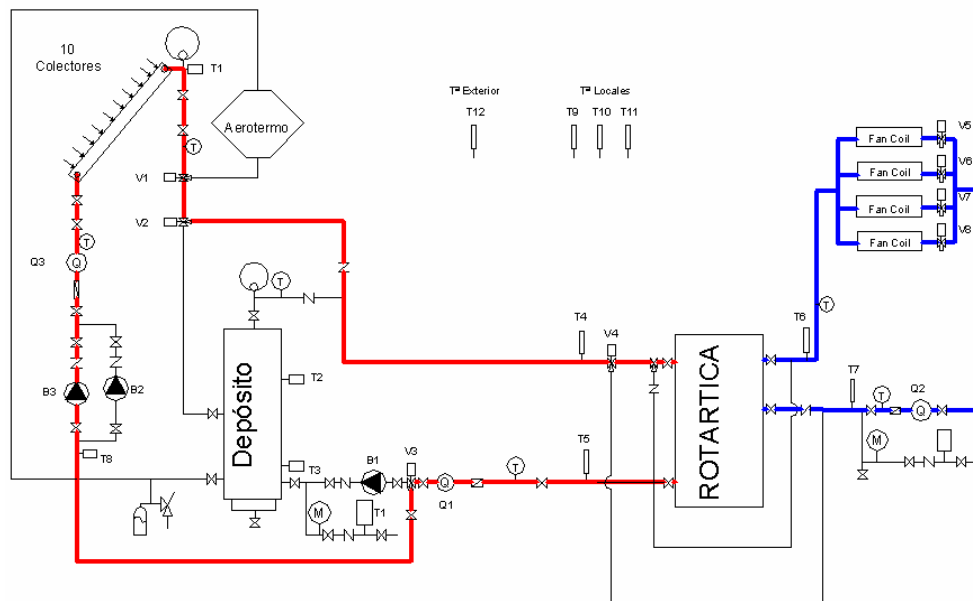


Figura XXXV. Funcionamiento de la instalación en verano alimentada directamente desde colectores solares.

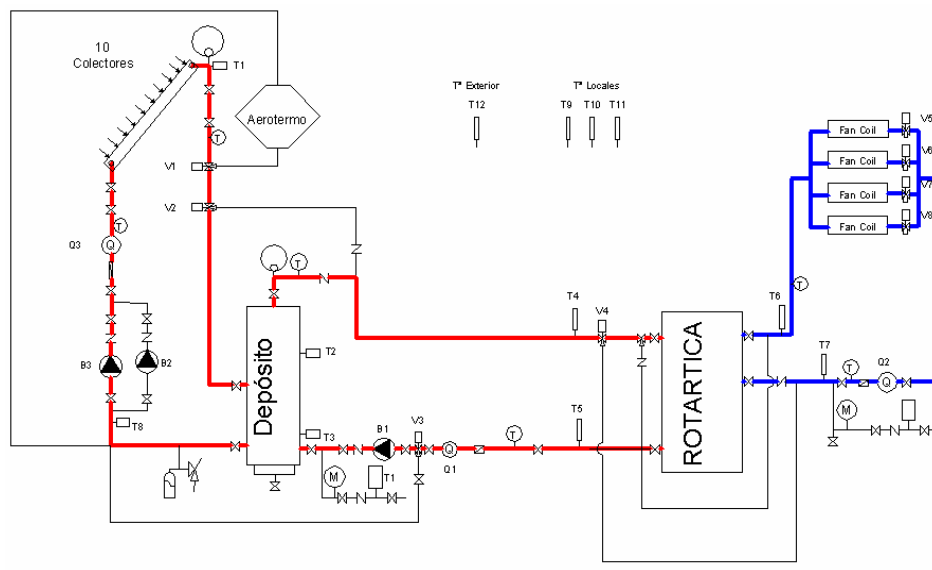


Figura XXXVI. Funcionamiento de la instalación en verano alimentada desde el depósito de inercia.

Si está seleccionado el circuito de verano, pero no hay demanda de frío desde los locales hay que determinar si se puede acumular agua caliente en el depósito de inercia, lo cual se hace comprobando que la temperatura de las placas solares sea mayor que la del depósito de inercia. Si esto es así se activa la marca ACUMULAR_VERANO.

Por último como seguridad, se comprueba que las temperaturas no superan las máximas de las placas solares ni del depósito. Si esto fuera así se recircula a través del aerotermo. Con esto se pone a uno la marca AEROTERMO_VERANO.

5.4.1.5. CICLO INVIERNO

Si se ha seleccionado este modo de trabajo, el primer paso es determinar si hay demanda de calor, esto se determina si hay algún fan coil activando la entrada correspondiente; con esto se activa la marca interna DEMANDA_CALOR_LOCALES.

Si hay demanda de calor hay dos posibilidades, que el agua caliente que necesitan los fan coils venga desde las placas solares o venga desde el depósito de inercia. Como el rendimiento de los mismos viene determinado por la temperatura de entrada, se toma el agua desde el elemento que tenga mayor temperatura. De esta forma se gestionan las marcas SELECCIÓN_PLACAS_INVIERNO o SELECCIÓN_DPTO_INVIERNO.

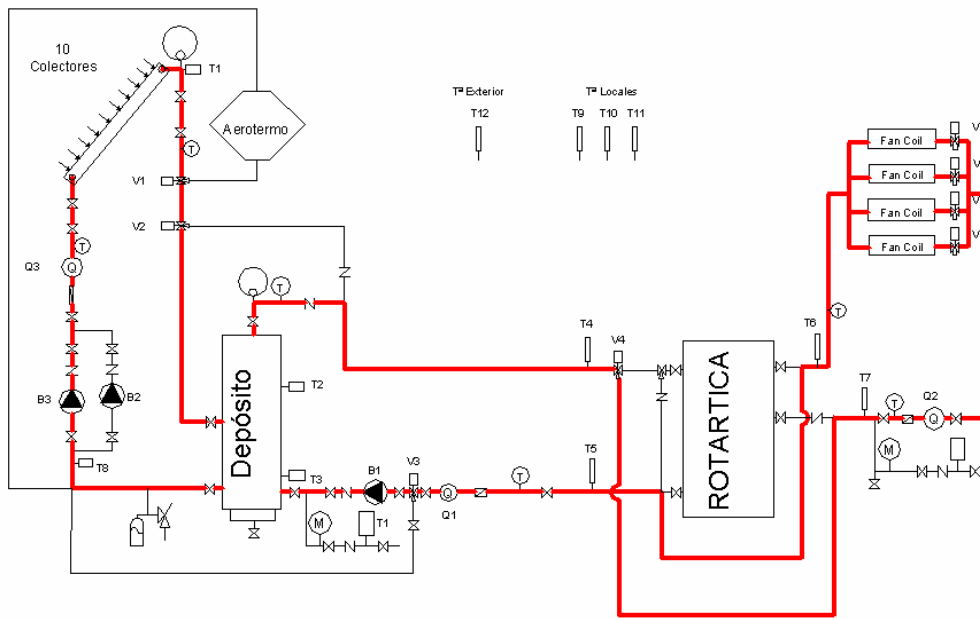


Figura XXXVII. Funcionamiento de la instalación en invierno alimentada desde depósito.

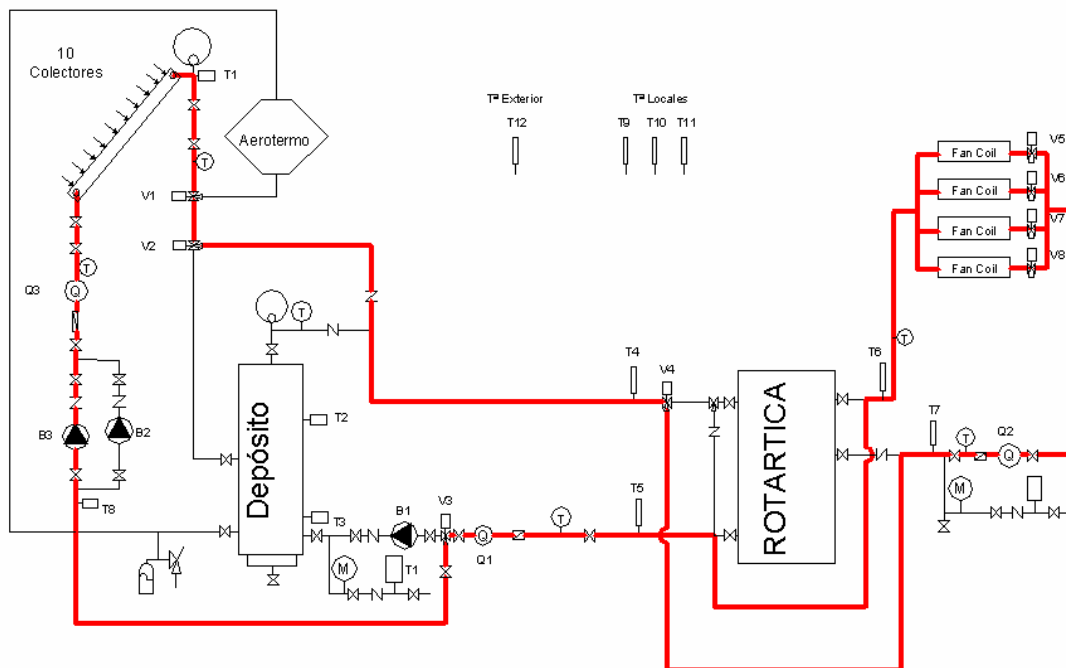


Figura XXXVIII. Funcionamiento de la instalación en invierno alimentada directamente desde colectores solares.

Si está seleccionado el circuito de invierno, pero no hay demanda de frío desde los locales hay que determinar si se puede acumular agua caliente en el depósito de inercia, lo cual se hace comprobando que la temperatura de las placas solares sea mayor que la del depósito de inercia. Si esto es así se activa la marca ACUMULAR_INVIerno.

Por último como seguridad, se comprueba que las temperaturas no superan las máximas de las placas solares, ni del depósito, ni de los fan coils. Si esto fuera así se recircula a través del aerotermo. Con esto se pone a uno la marca AEROTERMO_INVIERNO.

5.4.1.6. SELECCIÓN BOMBA 2/BOMBA 3

En el circuito que alimenta los colectores solares se han colocado dos bombas para impulsar. Estas bombas son redundantes por seguridad, por lo que sólo es necesario que funcione una. La selección de una u otra se gestiona a través del panel de operador TD200.

También se ha implementado un contador de horas de funcionamiento de las bombas desde que se arrancaron la última vez.

5.4.1.7. SALIDAS

En esta subrutina se activan las salidas en función de las condiciones establecidas en las subrutinas antes descritas.

5.4.1.7.1. Bomba 1

La bomba 1 se activa cuando se cumplen las condiciones para acumular agua caliente tanto en invierno como en verano y no está activa la señal de paro.

5.4.1.7.2. Bomba 2 y 3

Las señales que activan las bombas 2 y 3 son:

1. Que se ha alcanzado la temperatura máxima de las placas.
2. Que se ha seleccionado tomar agua caliente de las placas en verano.
3. Que se ha seleccionado tomar agua caliente del depósito en verano.
4. Que se ha seleccionado acumular agua caliente en el depósito en verano.
5. Que se ha seleccionado refrigerar el agua en el aerotermo en verano.
6. Que se ha seleccionado tomar agua caliente de las placas en invierno.
7. Que se ha seleccionado tomar agua caliente del depósito en invierno.
8. Que se ha seleccionado acumular agua caliente en el depósito en invierno.
9. Que se ha seleccionado refrigerar el agua en el aerotermo en invierno.
10. Que es necesario realizar el ciclo de recirculación.

La selección de que bomba se debe activar se realiza acorde a la función Selección Bomba 2 / Bomba 3.

5.4.1.7.3. Válvula 1

Esta válvula desvía el agua caliente hacia el aerotermo si está activada, por lo tanto se activará cuando:

1. La temperatura de las placas solares sea mayor que la máxima permitida.
2. Las temperaturas de Rotártica y del depósito de inercia sean mayores que sus máximas permitidas.
3. Estén activas las marcas de refrigerar el agua caliente tanto en invierno como en verano a través del aerotermo.

5.4.1.7.4. Válvula 2

Esta válvula cuando está en estado de reposo envía agua al depósito de inercia, estando activada, lo puentea llevando el agua hasta Rotártica, por lo tanto se activará cuando:

1. Se haya seleccionado el consumo de agua caliente directamente desde las placas solares tanto en invierno como en verano.
2. El agua caliente se encuentre a mayor temperatura que la máxima permitida para el depósito de inercia.

Esta válvula se desactivará cuando la temperatura del agua caliente a su paso sea mayor que la máxima de Rotártica, desviando el agua al depósito de inercia en su caso.

5.4.1.7.5. Válvula 3

Esta válvula cuando está activa desvía el agua del depósito de inercia en el retorno desde Rotártica. Al estar antes de la bomba 1, se activará siempre que la bomba 1 deba estar activada, es decir, cuando se acumule agua caliente tanto en invierno como en verano.

5.4.1.7.6. Válvula 4

Esta válvula puentea la entrada a Rotártica, debido a que esta debe funcionar sólo en verano se activará en invierno. Además cuando se recircula el agua para comprobar las temperaturas del agua en el circuito debe activarse para

comprobar que las lecturas de las temperaturas del circuito de los fan coils son fiables.

5.4.1.7.7. Marcha Rotártica

Esta señal activa la máquina, debe estar activa cuando haya demanda de calor y se den las condiciones mínimas para el arranque. Una vez arrancada hay que mantenerla hasta que desaparezca la demanda de calor desde los fan coils.

5.4.1.7.8. Alarma

Esta salida se parpadea cuando se produce un fallo en los térmicos del sistema de control o permanece activa constantemente cuando se haya en estado de paro.

5.4.1.8. CAUDALÍMETROS

En esta función se tratan los pulsos que se reciben en las entradas rápidas del autómata para medir el caudal que pasa por los contadores de caudal.

Para medir el caudal que pasa por estos aparatos, realmente se cuenta el número de pulsos que los mismos envían al autómata por unidad de tiempo, posteriormente se multiplican los pulsos por los litros a que equivale cada uno.

Por cada uno de los tres contadores de caudal que existen se han definido dos variables de consigna, una el intervalo de contaje y otra el ratio característico del contador en litros por pulso. De esta forma, sabiendo que los contadores de caudal dan un pulso por cada 25 litros, y se define el intervalo de 60 segundos, el caudal vendrá definido por los pulsos recibidos durante un minuto multiplicados por 25.

Las variables de consigna utilizadas son, para el contador de la Rotártica, L_PULSO_CONTADOR_ROT, para el contador de los fan coils, L_PULSO_CONTADOR_FAN y para el contador de las placas solares, L_PULSO_CONTADOR_PLACAS. El intervalo de contaje se define de forma común para los tres y viene dado por TIEMPO_CONTADOR_CAUDAL.

5.4.1.9. AUXILIARES

5.4.1.9.1. WinCC

En esta función se tratan las variables que son leídas por el SCADA.

5.4.1.9.2. TD_Ctrl_500

En esta función se gestiona el funcionamiento del panel de operador TD200.

5.4.1.9.3. Dat0_Write

En esta función se gestiona la grabación de las variables en la memoria del autómatas.

Dichas variables se almacenan cada X tiempo definido por la variable INTERVALO_DATA_LOGGING. Esta gestión se hace en la función BASE_TIEMPO.

5.4.1.9.4. Contador Energía

Se ha instalado en el armario de control un contador de energía para conocer la energía consumida por la instalación. Este elemento está configurado para que de un pulso cada 100W. El autómatas lo que hace es multiplicar los pulsos que recibe por 0.1 para que la medida se transforme en kWh. También se controla el rebosamiento del mismo, de tal forma que se resetea dicho contador cuando se alcanza el máximo.

5.4.2. ALMACENAJE DE DATOS

Una de las características principales del sistema de control es que es capaz de almacenar datos. La memoria de almacenaje es de 128kB.

El almacenaje de datos se produce tras un intervalo de tiempo configurable. Las variables que se almacenan son:

Dirección	Nombre	Descripción
VW424	TEMPERATURA_1	Pt100 salida placas solares
VW426	TEMPERATURA_2	Pt100 superior depósito de inercia
VW428	TEMPERATURA_3	Pt100 inferior depósito inercia
VW430	TEMPERATURA_4	Pt100 entrada ROTARTICA desde placas solares
VW432	TEMPERATURA_5	Pt100 salida ROTARTICA hacia placas solares
VW434	TEMPERATURA_6	Pt100 salida ROTARTICA hacia fan coils
VW436	TEMPERATURA_7	Pt100 entrada ROTARTICA desde fan coils
VW438	TEMPERATURA_8	Pt100 salida depósito de inercia
VW440	TEMPERATURA_9	Pt100 local 2
VW442	TEMPERATURA_10	Pt100 local 2
VW444	TEMPERATURA_11	Pt100 local 3
VW446	TEMPERATURA_12	Pt100 exterior
VW448	CAUDAL_BOMBA_1	Caudal medido en la bomba 1
VW450	CAUDAL_BOMBA_2	Caudal medido en la bomba 2

VW452	CAUDAL_BOMBA_3	Caudal medido en la bomba 3
VW454	POTENCIA_CONSUMIDA	Potencia consumida por la instalación

Tabla XXIII. Datos almacenados en la memoria del Data Logger.

El formato del fichero que se crea es un fichero de texto con los valores separados por coma, extensión csv. Estos ficheros son directamente importados por el programa Excel para su post procesado.

6. PUESTA EN MARCHA DE LA INSTALACIÓN

6.1. OPERACIONES DE PUESTA EN MARCHA DE LA INSTALACIÓN

6.1.1. LIMPIEZA Y LLENADO DE LA INSTALACIÓN

Se realizará un primer llenado y drenaje de la instalación con dos objetivos:

- Realizar una limpieza de posibles depósitos de suciedad, virutas, etc. introducidos en el circuito durante el montaje.
- Detectar y corregir fugas.

Las operaciones de llenado se realizarán desde la parte más baja a la más alta, para eliminar bolsas de aire que de otra forma podrían quedar dentro del circuito dificultando el buen funcionamiento del mismo, y abriendo los purgadores hasta que el fluido inicie la salida, en cuyo momento se cerrarán.

Una vez terminada la operación de llenado se pondrá en marcha el sistema y se tendrá recirculando el fluido un cierto tiempo, para que sean arrastradas las partículas de las tuberías, después de lo cual se vaciará, se procederá a corregir las fugas si las hubiese, y a continuación se procederá al relleno definitivo de la mezcla de agua y anticongelante de la misma manera que se hizo en el primer llenado.

Para el drenaje de la instalación por averías y cambios, hay que tener previsto en la misma un depósito auxiliar de recogida de la mezcla agua-anticongelante, cuyo volumen sea un poco mayor que el volumen de líquido de circuito cerrado, que dado su coste no se debe despreciar.

A continuación se indica el proceso de detallado de llenado:

1. El circuito estará protegido por un reductor de presión, debiendo tarar éste al valor necesario para mantener la presión mínima en el punto más alto del circuito. Deberá estar provisto de un purgador automático de aire colocado en el punto más elevado, el cual permanecerá abierto hasta la evacuación total del aire contenido en el circuito primario. Para tarar la presión del reductor de presión se cerrará la llave situada inmediatamente detrás, abriendo a continuación el paso de red y fijando después, mediante tornillo de regulación, la presión deseada.
2. La válvula de seguridad estará tarada a la presión de 3 bar que es la máxima presión de trabajo de la máquina de absorción y el elemento más débil del sistema.

3. La purga de las bombas de circulación estarán abiertas antes de arrancarlas.
4. El vaso de expansión tendrá una presión en frío y en vacío, es decir, sin presión en el tramo que une a este con la conducción principal que será igual a 1.5 bar.
5. Se comprobarán que todas las llaves de paso se encuentran en su posición correcta de apertura o cierre.
6. Una vez realizadas las operaciones anteriores, se procederá a llenar y presurizar el circuito, realizándolo en frío para evitar tapones de vapor originados por el recalentamiento en seco de los captadores.
7. Una vez llenado y presurizado el circuito, se cerrarán las purgas de aire y se seguirán las líneas comprobando que no hay fugas en ningún punto.

6.1.2. COMPROBACIÓN ELÉCTRICA DE LA INSTALACIÓN

1. Se pondrán en posición manual los interruptores de las bombas.
2. Todas las bombas se arrancarán con el correspondiente interruptor de accionamiento en posición manual. Este arranque se efectuará independientemente para cada bomba, comprobando el giro del motor y su tensión.
3. Las válvulas se comprobarán midiendo la tensión que les llega, mediante la actuación, de forma manual, sobre el control que las gobierna, asegurándose que su posición de montaje es correcta.
4. Se colocarán todos los interruptores de accionamiento en posición automático.
5. Se arrancará cada una de las bombas, y válvulas motorizadas actuando sobre el control que las gobierna.

6.1.3. AJUSTE DEL CAUDAL EN LOS CIRCUITOS

El caudal de los circuitos se ajustará por el procedimiento siguiente:

La instalación de la bomba dispone de un manómetro diferencial situado entre la entrada y la salida de la bomba, con un rango similar a la presión generada por la bomba.

Con la instalación en marcha, en la posición de regulación de la bomba dando mínimo caudal, se tomará la indicación del manómetro y se entrará en la curva de actuación de la bomba proporcionada por el fabricante. Si el caudal es suficiente el caudal está regulado, en caso contrario, se pasará a la posición siguiente de regulación y se comprobará de nuevo el caudal.

Siguiendo este procedimiento, se utilizará la posición de regulación de la bomba que proporcione el caudal más cercano al de diseño.

6.1.4. PRUEBAS DE ESTANQUEIDAD

Todas las tuberías del circuito deben probarse bajo una presión hidrostática no inferior a 1.5 veces la presión nominal del circuito

El proceso de prueba se ajustará a la norma UNE 100.151 ("pruebas de estanquidad en redes de tuberías").

La prueba se realizará en cualquier caso antes de aislar las tuberías y de que éstas queden ocultas por obras de albañilería.

Durante la prueba de presión estática, para conocer y establecer las presiones a que se ensaya cada componente, es necesario tener en cuenta las diferencias de presión debidas a la altura relativa de cada uno de ellos.

La presión de prueba debe ser inferior a la presión de tarado de la válvula de seguridad.

6.1.5. PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO O CALENTAMIENTO

Se comprobará que en las horas centrales del día, las bombas arrancan al elevarse la temperatura de los colectores y paran al descender esta, elevando la temperatura del depósito de inercia.

6.1.6. PRUEBA DE CIRCULACIÓN DEL FLUIDO

Se alimentarán eléctricamente las bombas y la máquina de absorción comprobando que todos los elementos entran en funcionamiento, que el incremento de presión indicado por los manómetros es el que corresponde, según la curva de actuación de la bomba y que se produce pasado unos minutos el enfriamiento del agua en el circuito de refrigeración de la máquina de absorción.

6.1.7. PRUEBA DE ACCESORIOS

Se comprobará que las válvulas de seguridad funcionan y que sus tuberías de conexión a la atmósfera no están obstruidas. El proceso se realizará durante la prueba de presión del circuito, incrementando la presión delante de la válvula de seguridad hasta alcanzar el valor de 1.1 veces la presión de tarado, comprobando que la válvula abre.

6.1.8. AISLAMIENTO DE LA INSTALACIÓN

Después de la finalización de todas las pruebas y corregidas las posibles deficiencias, se procederá al aislamiento de la instalación, tras esto se procederá al pintado de la instalación

6.2. INCIDENCIAS DURANTE LA PUESTA EN MARCHA

A continuación se describen los principales problemas obtenidos durante la puesta en marcha de la instalación y las soluciones adoptadas para su subsanación.

6.2.1. SONDAS DE TEMPERATURA

Se observó que algunas de las sondas de temperatura no estaban correctamente posicionadas, en concreto la sonda que medía la temperatura del fluido a la salida de las placas no daba una medición correcta ya que proporcionaba una temperatura del fluido en el interior de las placas siempre inferior a la temperatura del agua existente en el interior del depósito, además cuando se forzaba la bomba del primario a circular, obteníamos un pico de temperatura muy elevado.

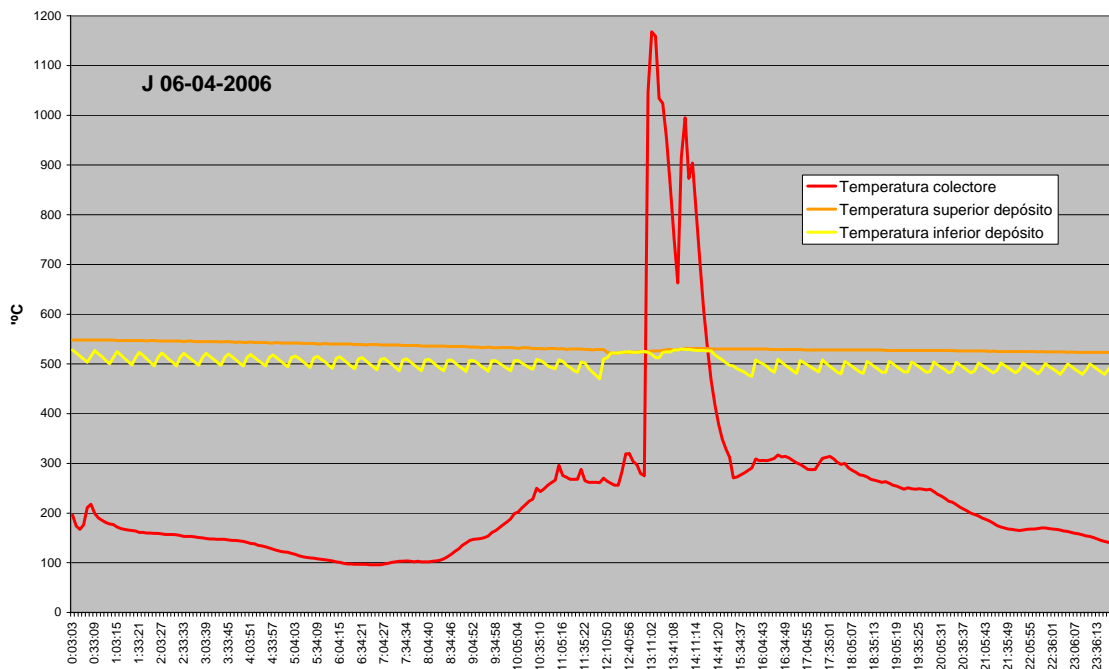


Figura XXXIX. Evolución de los parámetros analizados durante un día.

Esto se solucionó reubicando la sonda de temperatura, ya que se llegó a la conclusión de que la sonda no estaba bien insertada en las placas solares, sino que estaba midiendo la temperatura existente en el circuito a la salida de las placas y no en el interior de estas, de esta forma cuando se producía la condición de acumulación, suponía que la temperatura en el tubo de salida de los colectores era la adecuada para la acumulación siendo la temperatura en el interior de los colectores muy superior a la deseada. Se iniciaba entonces la acumulación, circulando el agua acumulada en el interior del colector por la sonda y registrándose el pico que se observa en la figura XXXIX. una vez alcanzada la condición de paro de acumulación se volvía a la situación inicial.

6.2.2. COMUNICACIÓN

Debido a los diferentes lenguajes y protocolos en la programación del SCADA y ROTARTICA fue necesario rehacer varias veces el programa de control del SCADA para que existiera una buena comunicación entre los diferentes elementos de la instalación y poder tener un control adecuado sobre esta. Actualmente sigue sin existir una correcta comunicación con la máquina Rotártica por lo que no es posible leer los parámetros internos de funcionamiento de la máquina de absorción desde el SCADA

6.2.3. ACUMULACIÓN

Se establecieron en un primer momento como consignas de acumulación las siguientes:

- Que la temperatura del agua a su paso por las placas solares no supere la temperatura máxima especificada por T_MAX_PLACAS.
- Que la temperatura del agua a su paso por el depósito de inercia no supere la temperatura máxima especificada por T_MAX_DPTO_INERCIA.
- Que la temperatura del agua a su paso por las placas solares (TEMPERATURA_1) sea mayor que la temperatura en la parte inferior del depósito de inercia (TEMPERATURA_3) en una consigna preestablecida DIFERENCIA_ARRANQUE_ACUMULACIÓN.

Los resultados obtenidos se pueden observar en la figura XL.

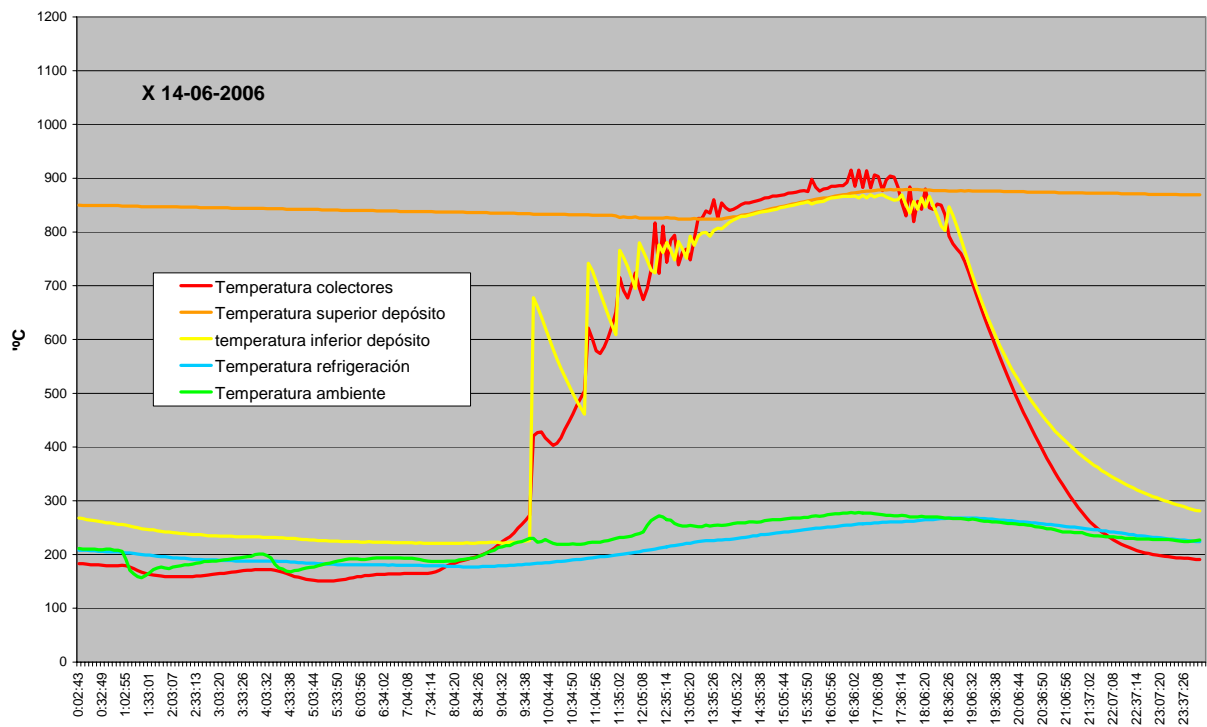


Figura XL. Evolución de los parámetros analizados durante un día.

Se puede observar que con esta configuración no se obtiene un régimen permanente de acumulación, si no que se produce la conexión y desconexión repetitiva de la bomba del circuito primario, sin que se llegue a elevar la temperatura del depósito. Esto se debía a que la sonda de la parte inferior del depósito no estaba ubicada correctamente, ya que se encontraba en el tubo a la salida del depósito en dirección a los colectores y no en el interior del depósito, lo que ocasionaba que cada vez que arrancaba la bomba de primario al pasar el agua caliente por esta sonda se registrasen los picos observados en la figura XL.

Al detenerse la bomba del primario, deja de circular agua caliente por la sonda, llegando esta temperatura a la ambiente y se repite el proceso.

En la figura XL. se observan los picos característicos de este proceso que corresponden a sucesivas conexiones y desconexiones de la bomba del primario observándose también que la acumulación es prácticamente nula.

Para solucionar esto, se optó por cambiar la consigna de acumulación a que la temperatura en las placas solares fuese superior a la temperatura en la parte superior del depósito. Al estar la sonda de la parte superior del depósito correctamente posicionada si que mide la temperatura interior de la parte superior del depósito, solventando uno de los problemas que existían con las consignas anteriormente fijadas.

En las figuras XLI. y XLII se pueden ver los resultados obtenidos con la aplicación de esta consigna.

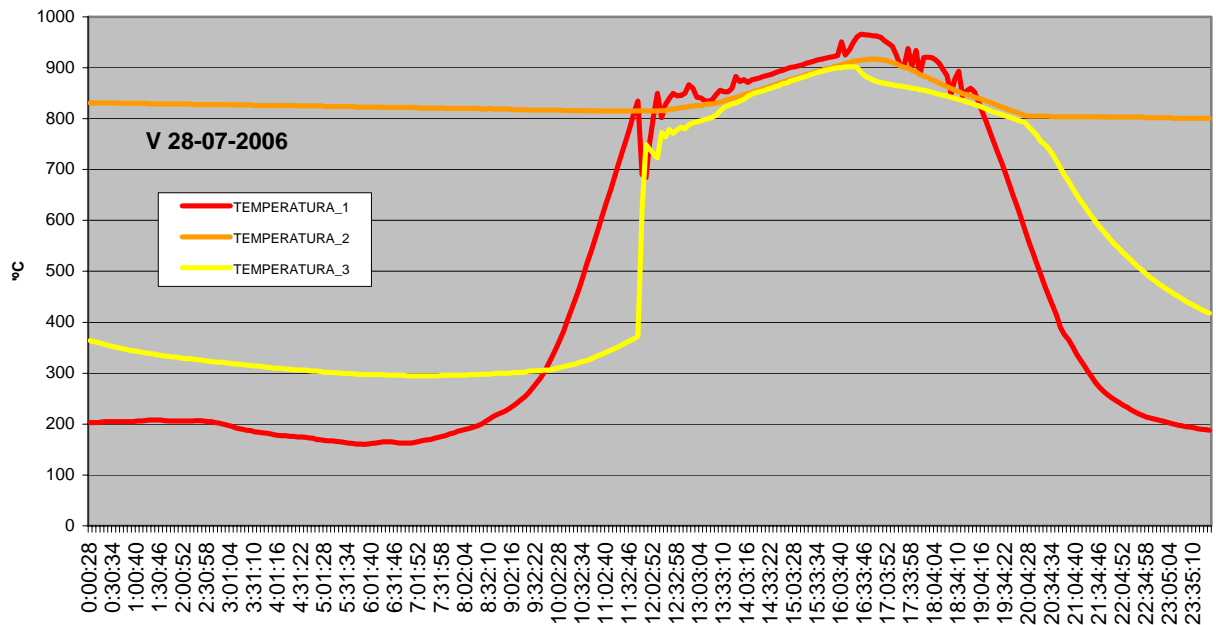


Figura XLI. Evolución de los parámetros analizados durante un día.

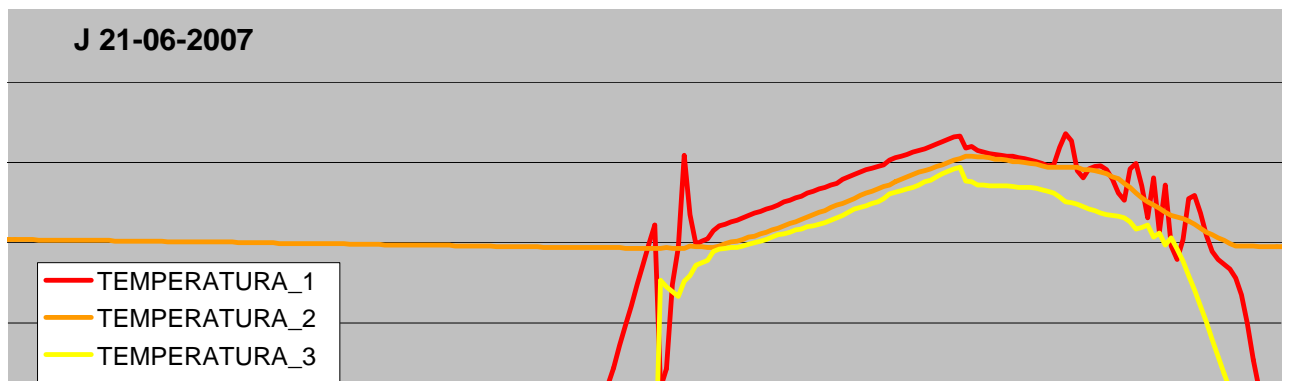


Figura XLII. Detalle de los parámetros analizados durante un día.

En la figura XLII se observa con más detalle que aún existiendo picos en la evolución de la temperatura que corresponden a conexiones y desconexiones de la bomba del primario se obtiene una acumulación efectiva y un régimen más permanente de funcionamiento de la instalación.

Los problemas de conexión y desconexión repetitivos de la bomba del primario no pueden ser resueltos con la tecnología disponible en esta instalación pero se podrían solventar para instalaciones futuras mediante:

1. El inicio de la acumulación a partir de un nivel de radiación solar establecido, con el que se conozca que la acumulación se producirá en continuo, para lo cual sería necesario una placa solar fotovoltaica calibrada, un piranómetro o pirorradiómetro.
2. Un sistema de circulación en el primario de caudal variable en el que a primeras horas del día en las cuales la radiación es menor, el caudal que circule sea inferior que a horas más avanzadas del día en las que la radiación solar es mayor
3. Una combinación de las anteriores

6.2.4. VALVULERÍA

Una vez instaladas las válvulas de tres vías motorizadas y las válvulas de apertura motorizadas, se observó que el funcionamiento de éstas era extremadamente lento, llegando incluso a tardar hasta cinco minutos en abrir o cerrar completamente las válvulas que alimentan a cada uno de los circuitos de los Fan coils de las salas a climatizar.



Figura XLIII. Válvula de tres vías motorizada.

Actualmente no existe solución para este problema en la instalación, exceptuando el cambio de las válvulas por otras de accionamiento más rápido.

6.2.5. CAUDALÍMETROS

Al recoger los datos almacenados por el SCADA y realizar un análisis de estos se observó que la precisión obtenida por los caudalímetros era demasiado baja, esto es debido a la forma en la que estos realizan la medición, estos caudalímetros van contando pulsos los cuales son recogidos por el SCADA que

durante cinco minutos cuenta los impulsos y calcula el caudal instantáneo en base a una media de estos últimos cinco minutos. Este sistema proporciona un tiempo de respuesta muy lento, además de redondear el valor obtenido al múltiplo de 5 más cercano por lo que obtenemos una precisión de ± 5 l/min.



Figura XLIV. Caudalímetro.

7. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

A partir del fichero generado por el sistema de control y medida es posible elaborar un fichero de Excel con el que realizar el tratamiento y análisis de los datos.

De esta forma diariamente se han ido realizando este tipo de ficheros en el que se encuentra la información de los 16 parámetros monitorizados mencionados en el capítulo 5, sobre los cuales se ha realizado la medición continuamente cada cinco minutos.

7.1. FUNCIONAMIENTO EN MODO REFRIGERACIÓN

Durante los meses de Julio a Octubre de 2006 ABSORPILOT ha estado produciendo aire fresco para la refrigeración de las salas del Centro de Desarrollo Local.

Con los datos de la monitorización se han calculado los siguientes resultados:

1. Potencia transferida al fluido desde los colectores solares

$$E1=Q_2*\rho*C_p*\Delta T_1/60 \text{ (kW)}$$

Q_2 : Caudal medido en la bomba 2 (CAUDAL_BOMBA_2)

ρ : Densidad el agua a la temperatura que esta se encuentre, se ha tomado por aproximación la densidad del agua a 85 °C, $\rho=970 \text{ kg/m}^3$.

C_p : Calor específico a presión constate del agua, $C_p=4.2 \text{ kJ/kg*K}$ para los meses de verano.

ΔT_1 = Diferencia de temperaturas del fluido entre la entrada y la salida de los colectores solares (TEMPERATURA_1-TEMPERATURA_8)

2. Potencia aportada a la máquina ROTARTICA

$$E2=Q_1*\rho*C_p*\Delta T_2/60 \text{ (kW)}$$

Q_1 : Caudal medido en la bomba 1 (CAUDAL_BOMBA_1)

ρ : Densidad el agua a la temperatura que esta se encuentre, se ha tomado por aproximación la densidad del agua a 85 °C, $\rho=970 \text{ kg/m}^3$.

C_p : Calor específico a presión constante del agua, $C_p=4.2$ kJ/kg*K para los meses de verano.

ΔT_2 = Diferencia de temperaturas del fluido entre la entrada y la salida de la máquina ROTARTICA (TEMPERATURA_5-TEMPERATURA_4)

3. Potencia frigorífica

$$E3=Q_2*\rho*C_p*\Delta T_3/60 \text{ (kW)}$$

Q_2 : Caudal medido en la bomba 2 (CAUDAL_BOMBA_2)

ρ : Densidad el agua a la temperatura que esta se encuentre, se ha tomado por aproximación la densidad del agua a 85 °C, $\rho=970$ kg/m³.

C_p : Calor específico a presión constante del agua, $C_p=4.2$ kJ/kg*K para los meses de verano.

ΔT_3 = Diferencia de temperaturas del fluido entre la salida y la entrada de la máquina ROTARTICA en el circuito de refrigeración (TEMPERATURA_6-TEMPERATURA_7)

4. Potencia eléctrica consumida por la instalación

A partir del contador de energía y de los valores de este monitorizados cada cinco minutos se ha realizado un cálculo medio de la potencia media consumida

5. Coeficiente de operación térmico

$$COP_{termico}=E3/E2$$

6. Coeficiente de operación eléctrico

$$COP_{eléctrico}=E3/Potencia \text{ eléctrica}$$

Y se han realizado gráficas de estos parámetros para observar la evolución diaria.

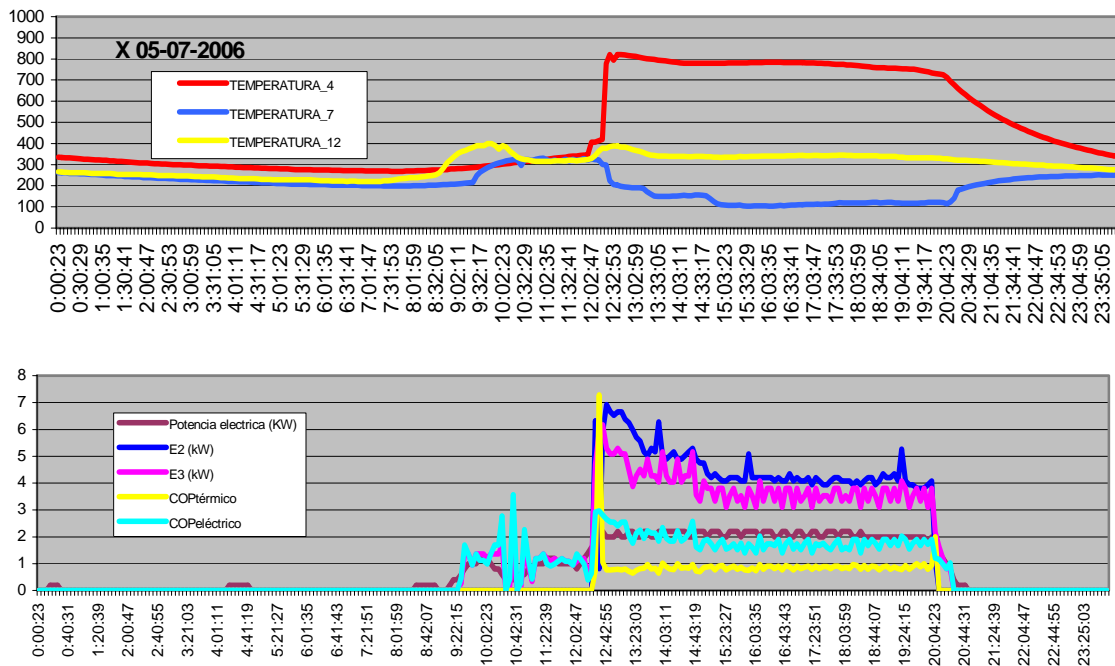


Figura XLIII. Evolución de los parámetros analizados durante un día.

En la figura XLIII. se puede observar la evolución de los parámetros antes descritos en un día en que la instalación estuvo funcionando durante más de ocho horas de forma continuada, durante este tiempo el fluido caloportador alcanzó una temperatura de 10.7°C (TEMPERATURA_7) siendo la temperatura exterior de unos 34°C (TEMPERATURA_12) y manteniendo un COPtérmico de 0.9 durante todo el tiempo de funcionamiento.

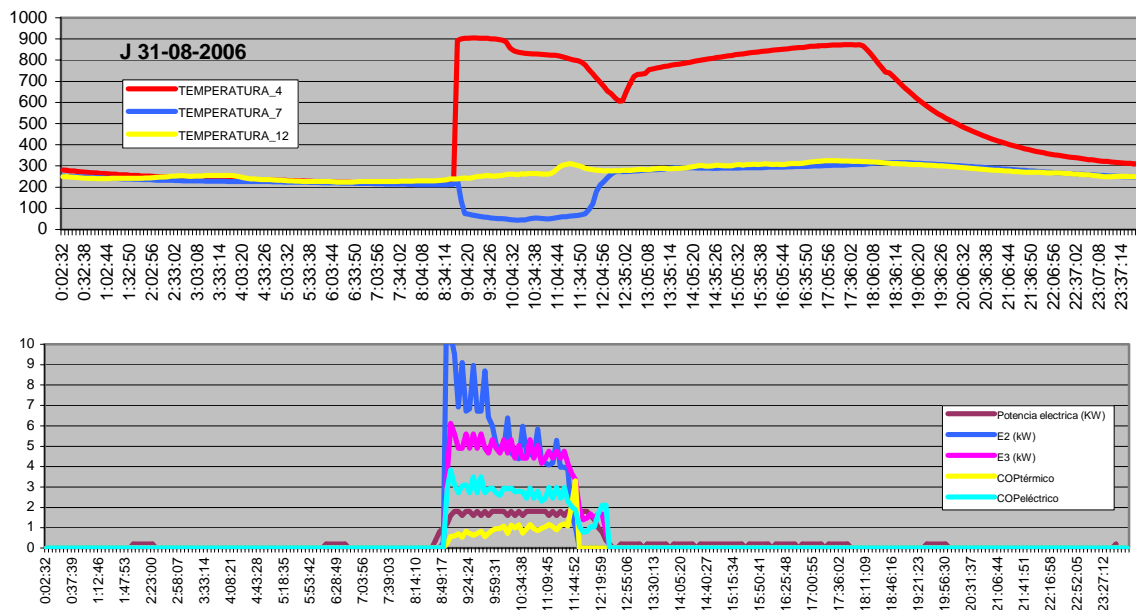


Figura XLIV. Evolución de los parámetros analizados durante un día.

En la figura XLIV. se observa que la temperatura del fluido en la salida de la máquina de absorción que se envía a las unidades de tratamiento de aire llega a valores de 5°C (TEMPERATURA_7) y que el COPTérmico no solo se mantiene en valores de 0.9 como se había visto en el gráfico XLIII. sino que obtenemos valores superiores a 1.1, lo cual indica un rendimiento térmico superior al especificado por el fabricante de la máquina de absorción en el que el rendimiento esperado para temperaturas del fluido de aporte de energía entre 80° C y 90°C se sitúa entre 0.8-0.9.

En la figura XLV se aprecia que entre las 15:15 horas y las 16:45 horas la máquina opera en unas condiciones de: Potencia frigorífica (E3) igual a 4.5 kW, temperatura del fluido de salida de la máquina de absorción (TEMPERATURA_7) de 7°C y rendimiento térmico de 0.9, durante este tiempo la instalación estuvo abasteciendo de aire acondicionado a una de las salas del centro de desarrollo local, a partir de las 16:45 y hasta las 19:00 comenzó a abastecer otra de las salas y manteniendo el mismo rendimiento térmico COPTérmico=0.9 dio valores de potencia frigorífica (E3) superiores a 6 kW lo cual supera también las expectativas proporcionadas por el fabricante de 4.5 kW.

Si analizamos el rendimiento eléctrico de la máquina de absorción vemos que dependiendo de las condiciones se obtiene un COPeléctrico entre 2.8 y 3.3.

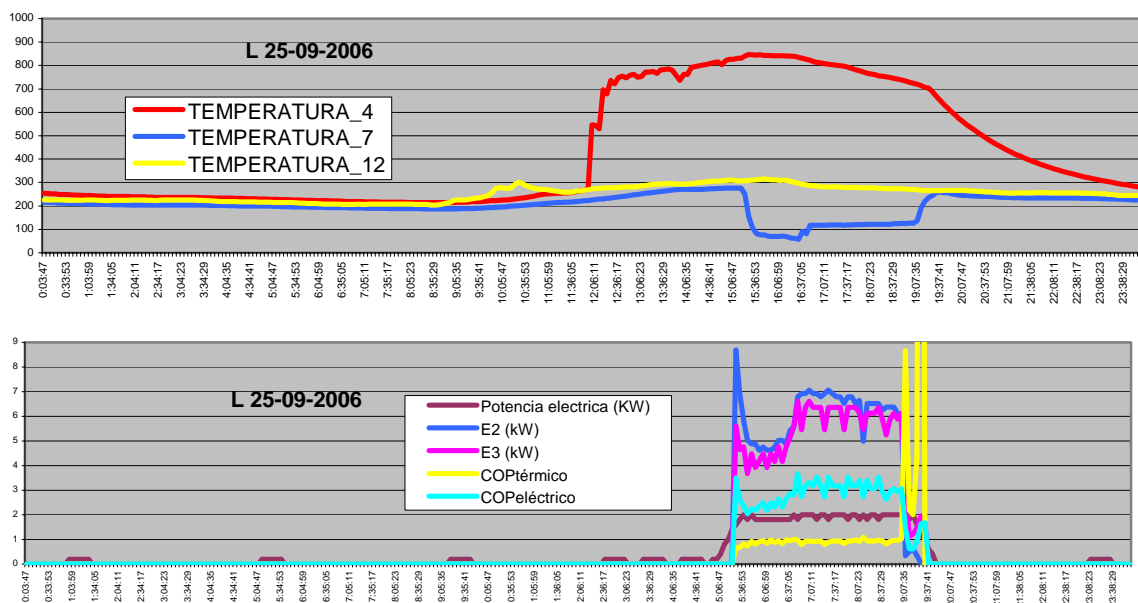


Figura XLV. Evolución de los parámetros analizados durante un día

Al analizar las gráficas correspondientes a las temperaturas de los colectores solares y del depósito es posible observar el correcto funcionamiento de la instalación en cuanto a la acumulación de energía térmica.

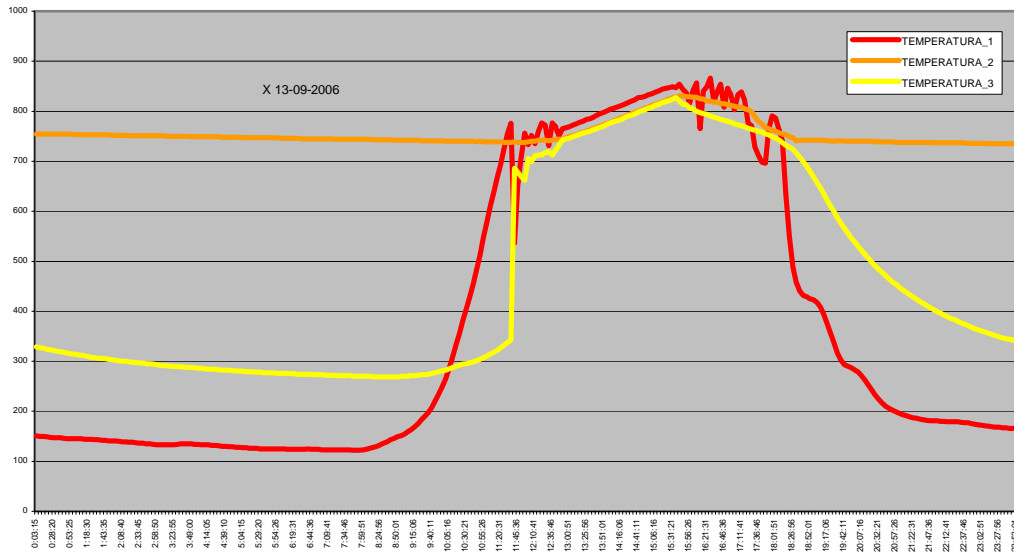


Figura XLVI. Evolución de los parámetros analizados durante un día

En la figura XLVI. están representadas la evolución de las temperaturas del fluido a la salida de los colectores (TEMPERATURA_1), en la parte superior del depósito (TEMPERATURA_2), y en la parte inferior del depósito (TEMPERATURA_3).

En ésta se puede observar como a medida que avanza el día se va incrementando la temperatura existente en los colectores solares (TEMPERATURA_1) hasta que ésta es superior a la existente en la parte superior del depósito de inercia (Temperatura_2), momento en el que se inicia la acumulación mediante la circulación forzada del fluido por el circuito primario, mezclando el agua existente en el depósito e igualándose las temperaturas superior e inferior del depósito, esta acumulación continúa incrementando la temperatura del agua almacenada en el depósito hasta que la temperatura en los colectores solares es inferior a la temperatura existente en el depósito, momento en el que se detiene la acumulación.

Se puede apreciar la rápida recuperación de la temperatura existente en el depósito. Antes de iniciarse la acumulación ésta se encontraba en 74°C y en tres horas y media se alcanzan los 83°C, temperatura suficiente para abastecer la máquina de absorción.

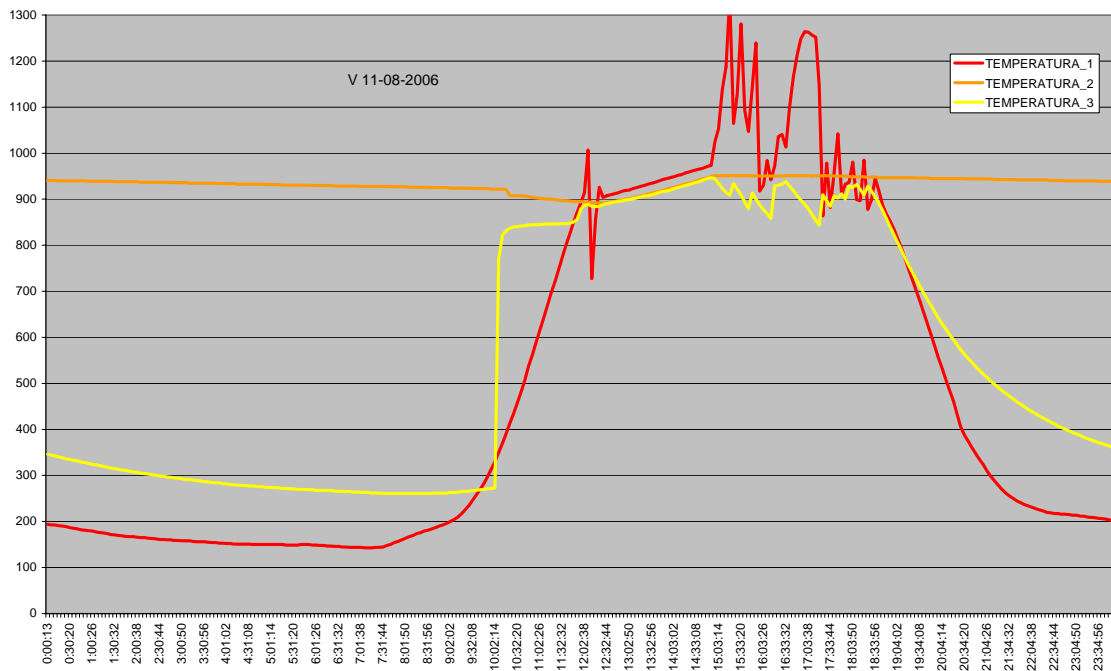


Figura XLVII. Evolución de los parámetros analizados durante un día

En el gráfico XLVII se observa el correcto funcionamiento del aerotermo, estos datos corresponden a un día en el que no existió demanda de refrigeración por lo que una vez alcanzada la temperatura de acumulación de 95 °C en el depósito (TEMPERATURA_2) cesó la acumulación, pero al no existir demanda de energía, la temperatura del fluido en los colectores solares siguió aumentando, cuando esta alcanzó la temperatura máxima de 120 °C comenzó a funcionar el aerotermo disipando la energía sobrante a la atmósfera.

A partir de los datos diarios se han elaborados resúmenes mensuales donde se recogen:

1. Energía diaria transferida al fluido desde los colectores solares (E1)
2. Energía diaria transferida a Rotartica (E2)
3. Energía frigorífica (E3)
4. Consumo eléctrico

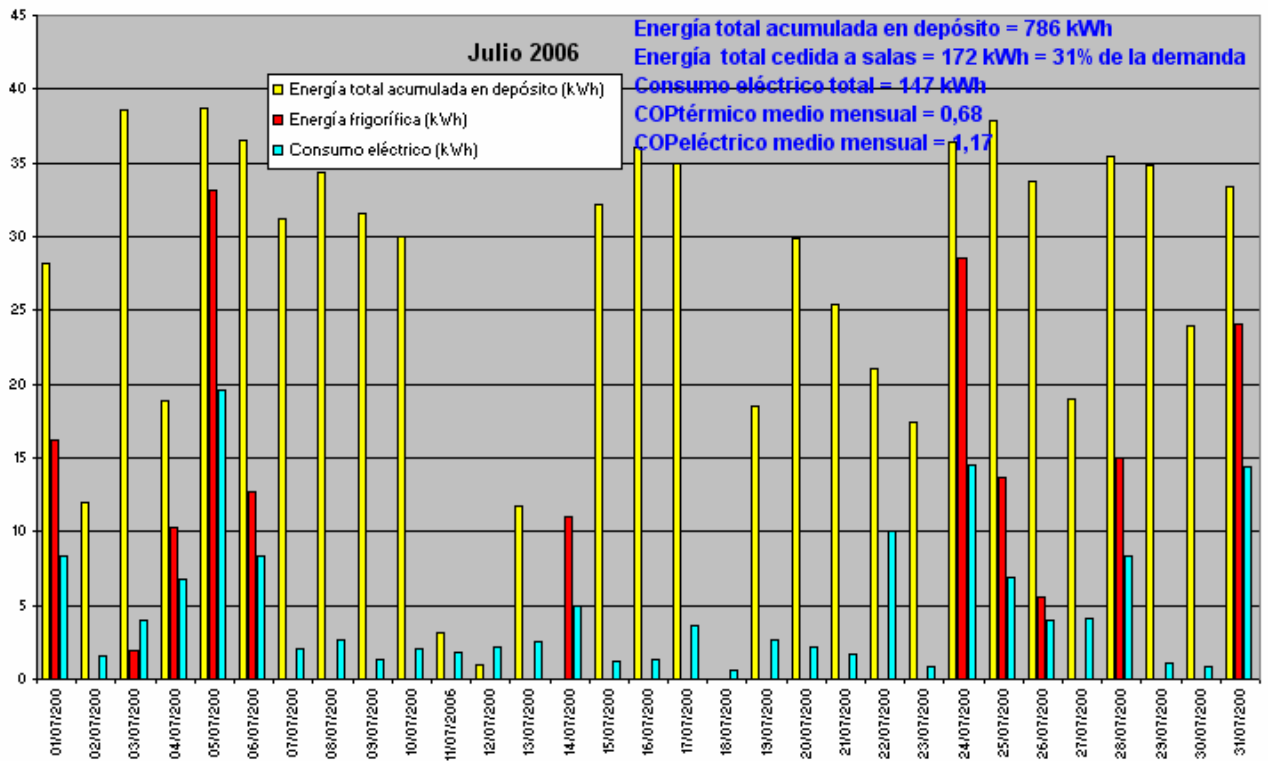


Figura XLVIII. Resultados del mes de Julio.

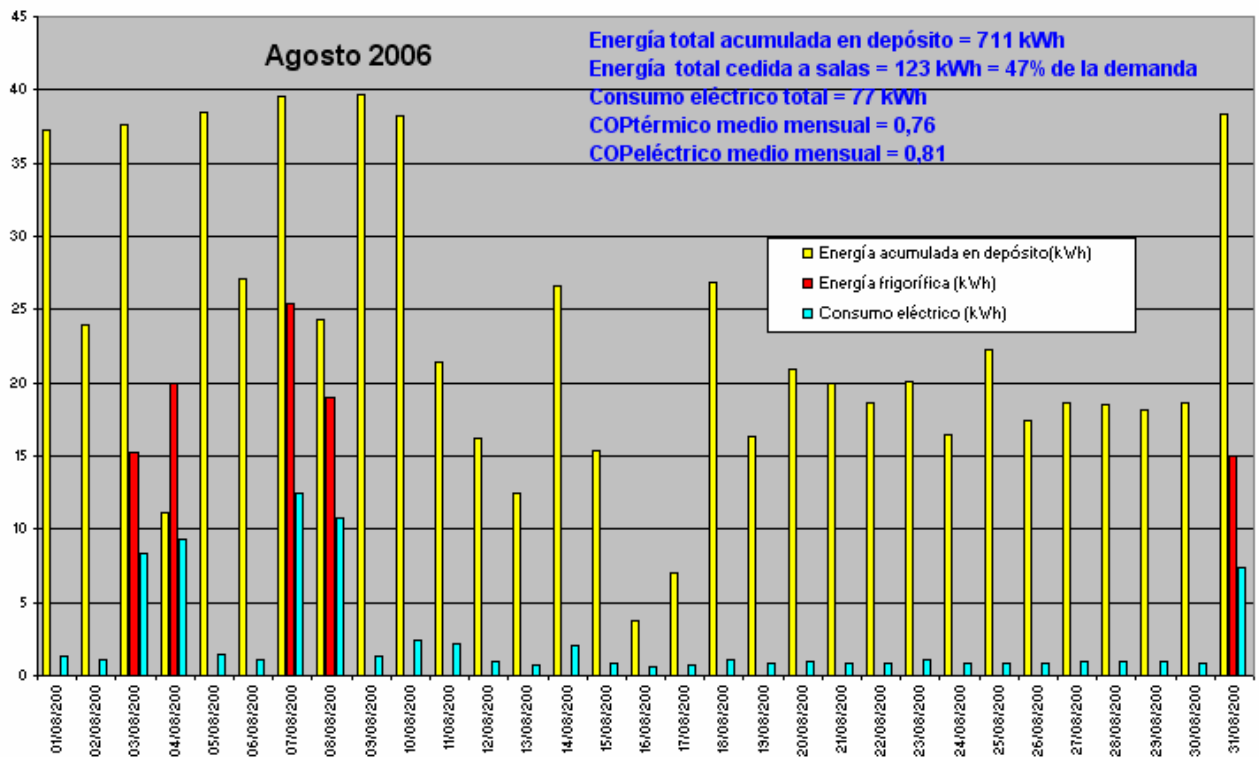


Figura XLIX. Resultados del mes de Agosto.

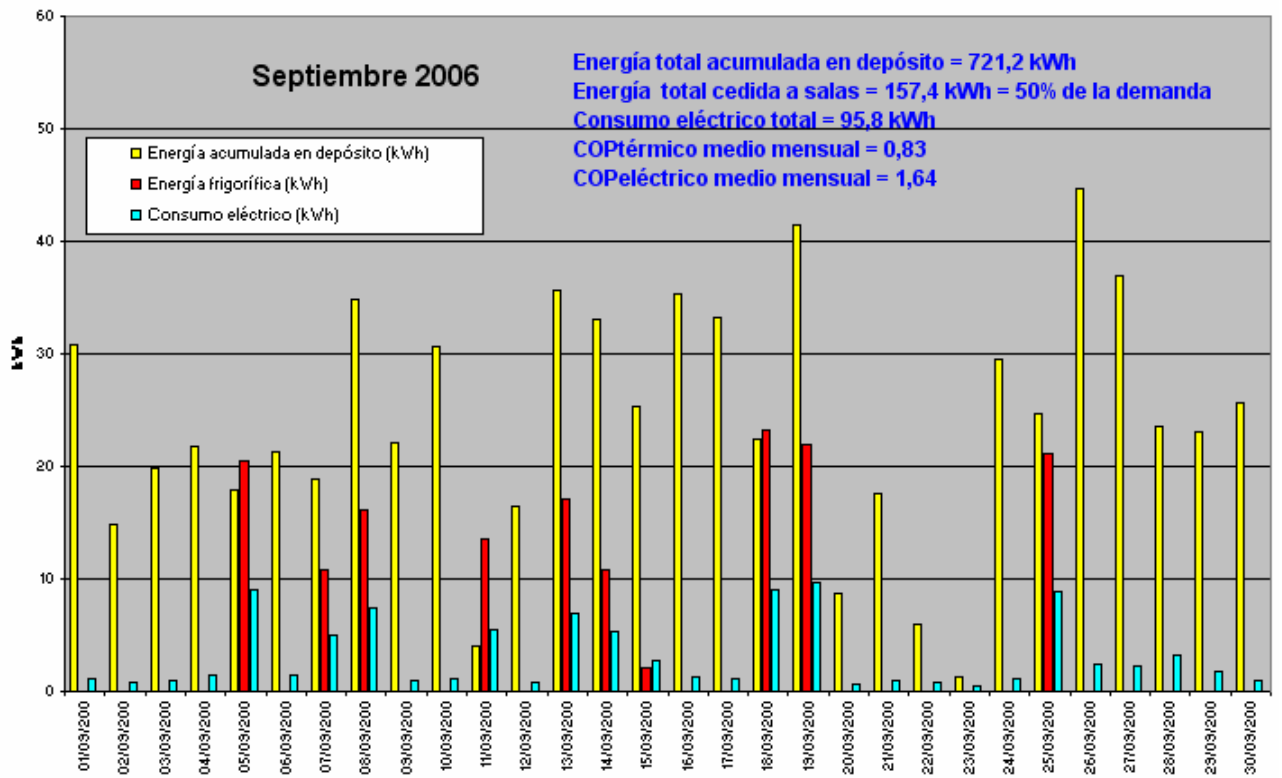


Figura L. Resultados del mes de Septiembre.

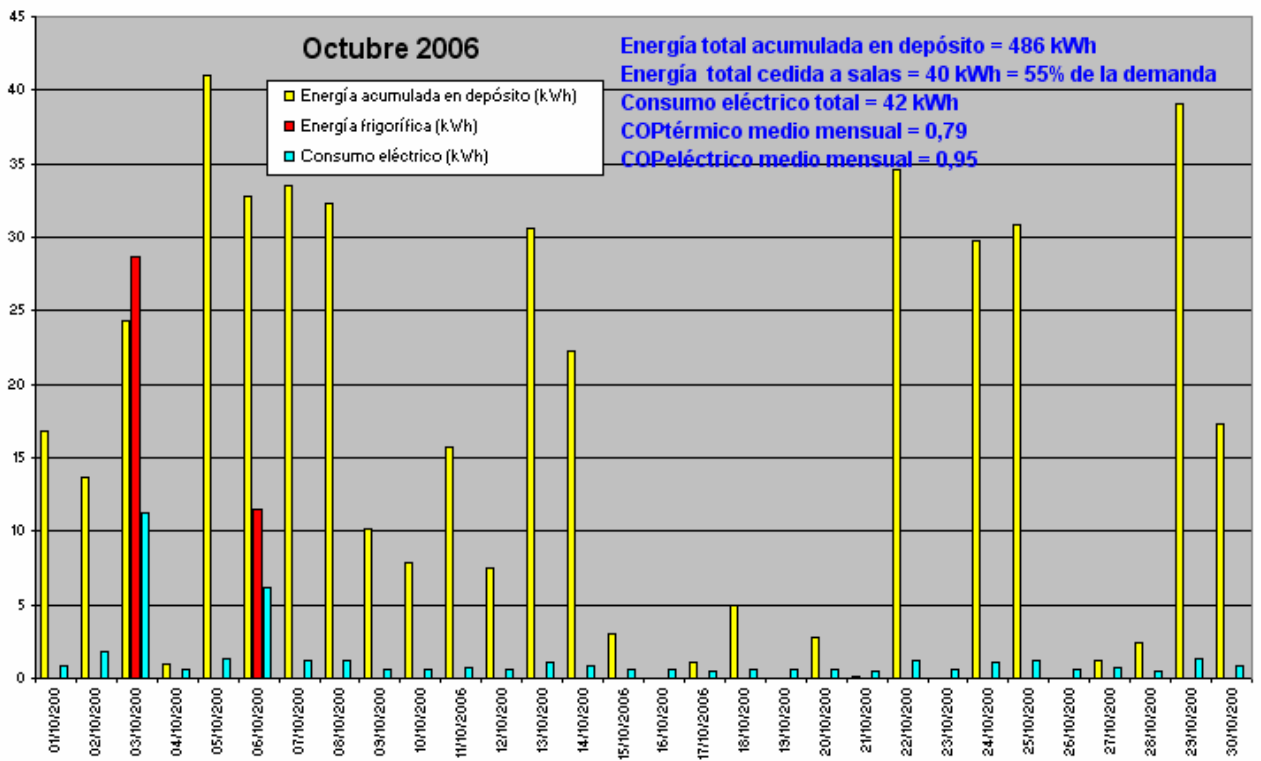


Figura LI. Resultados del mes de Octubre.

7.2. FUNCIONAMIENTO EN MODO CALEFACCIÓN

Desde el mes de diciembre de 2006 hasta abril de 2007, la instalación ha producido aire caliente para la calefacción de las salas del Centro de Desarrollo Local.

Con los datos de la monitorización se han calculado los siguientes resultados:

1. Potencia transferida al fluido desde los colectores solares

$$E1=Q_2*\rho*C_p*\Delta T_1/60 \text{ (kW)}$$

Q_2 : Caudal medido en la bomba 2 (CAUDAL_BOMBA_2)

ρ : Densidad el agua a la temperatura que esta se encuentre, se ha tomado por aproximación la densidad del agua a 85 °C, $\rho=970 \text{ kg/m}^3$.

C_p : $C_p=3.8 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$ debido a la mezcla de agua-glicol usada para evitar congelaciones en los circuitos.

ΔT_1 = Diferencia de temperaturas del fluido entre la entrada y la salida de los colectores solares (TEMPERATURA_1-TEMPERATURA_8)

2. Potencia calorífica

$$P3=Q_1*\rho*C_p*\Delta T_3/60 \text{ (kW)}$$

Q_1 : Caudal medido en la bomba 1 (CAUDAL_BOMBA_1)

ρ : Densidad el agua a la temperatura que esta se encuentre, se ha tomado por aproximación la densidad del agua a 85 °C, $\rho=970 \text{ kg/m}^3$.

C_p : $C_p=3.8 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$ en los meses de invierno debido a la mezcla de agua-glicol usada para evitar congelaciones en los circuitos.

ΔT_3 = Diferencia de temperaturas del fluido entre la salida y la entrada del fluido a los Fan-coils.

3. Potencia eléctrica consumida por la instalación

A partir del contador de energía y de los valores de este monitorizados cada cinco minutos se ha realizado un cálculo medio de la potencia media consumida

4. Coeficiente de operación eléctrico

$$COP_{\text{eléctrico}}=P3/\text{Potencia eléctrica}$$

Y se han realizado gráficas de estos parámetros para observar la evolución diaria.

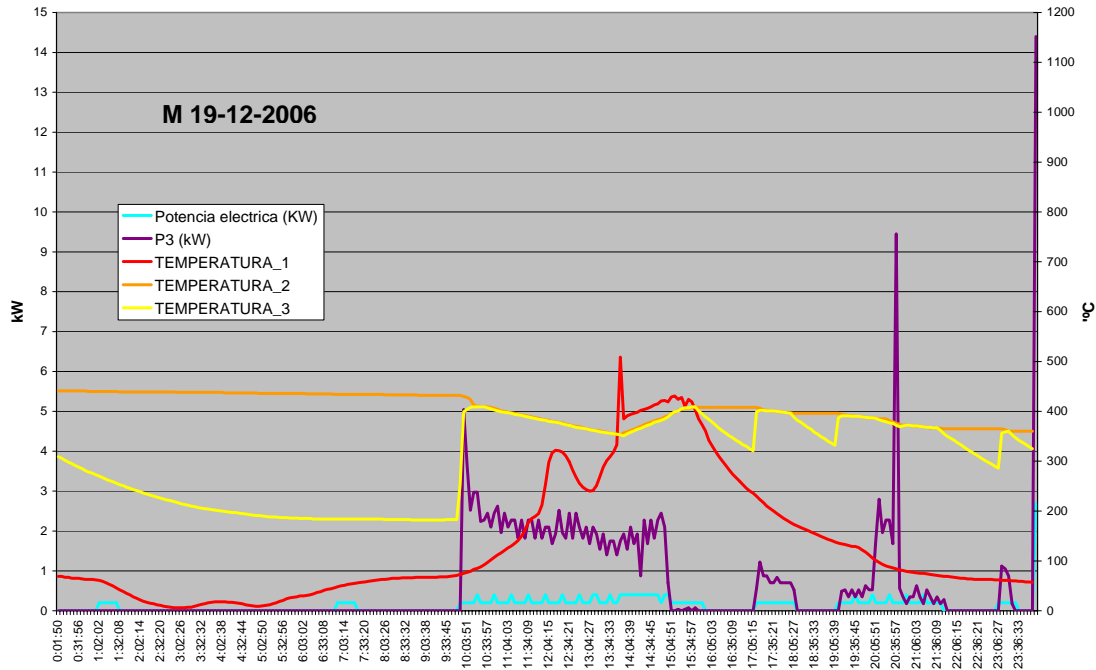


Figura LII. Evolución de los parámetros analizados durante un día en modo calefacción.

En la figura LII. se observa que los parámetros correspondientes a Temperatura superior e inferior del depósito y a la temperatura en los colectores solares poseen el mismo funcionamiento que el explicado en modo refrigeración.

En este caso se ha analizado la potencia calorífica entregada a las salas y el consumo eléctrico, el COP instantáneo no se ha representado en la figura XLVII. debido a que los valores obtenidos son demasiado elevados por lo que salen de escala, además debido a su elevado valor no se consideran representativos de la instalación y se prefiere operar con valores de COP medio mensual o anual.

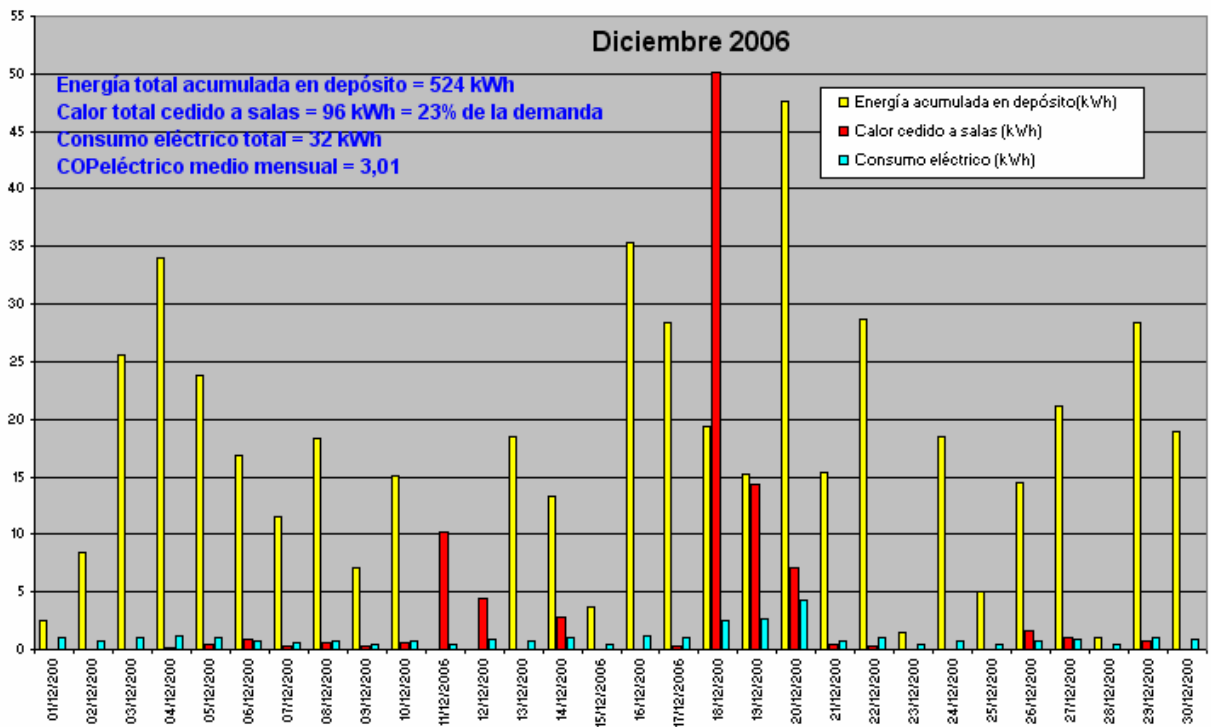


Figura LIII. Resultados del mes de diciembre.

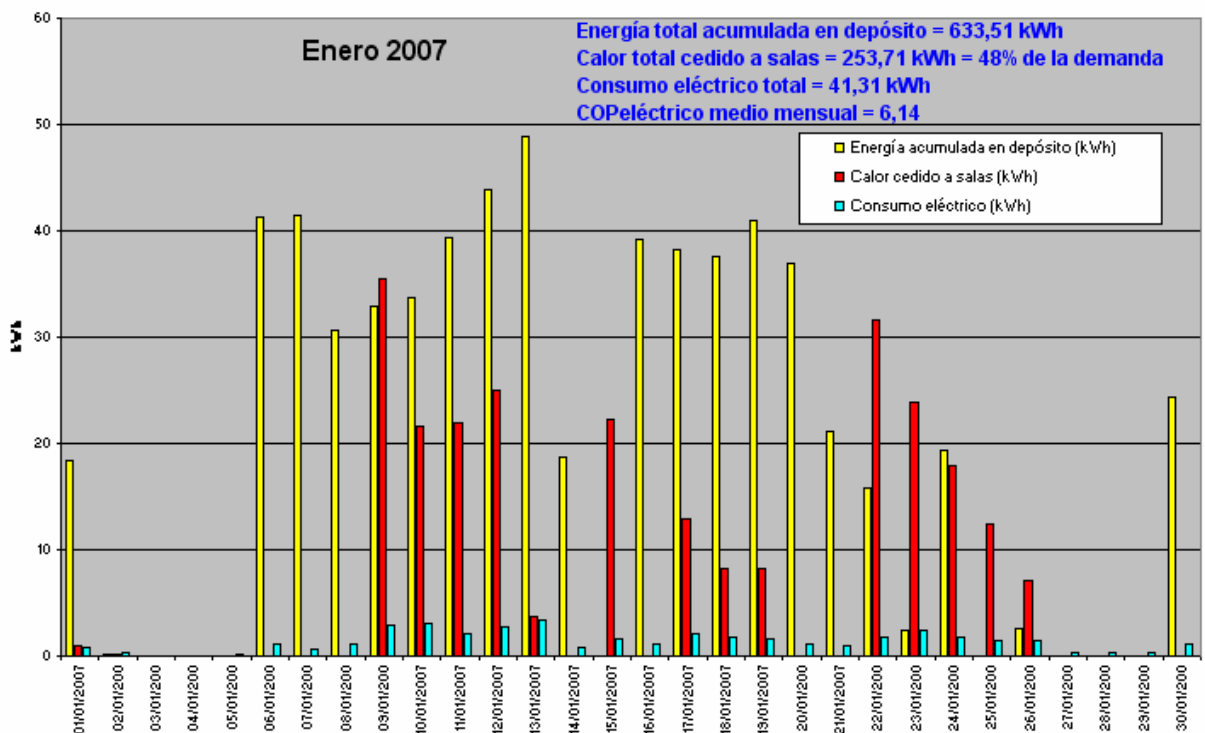


Figura LIV. Resultados del mes de enero.

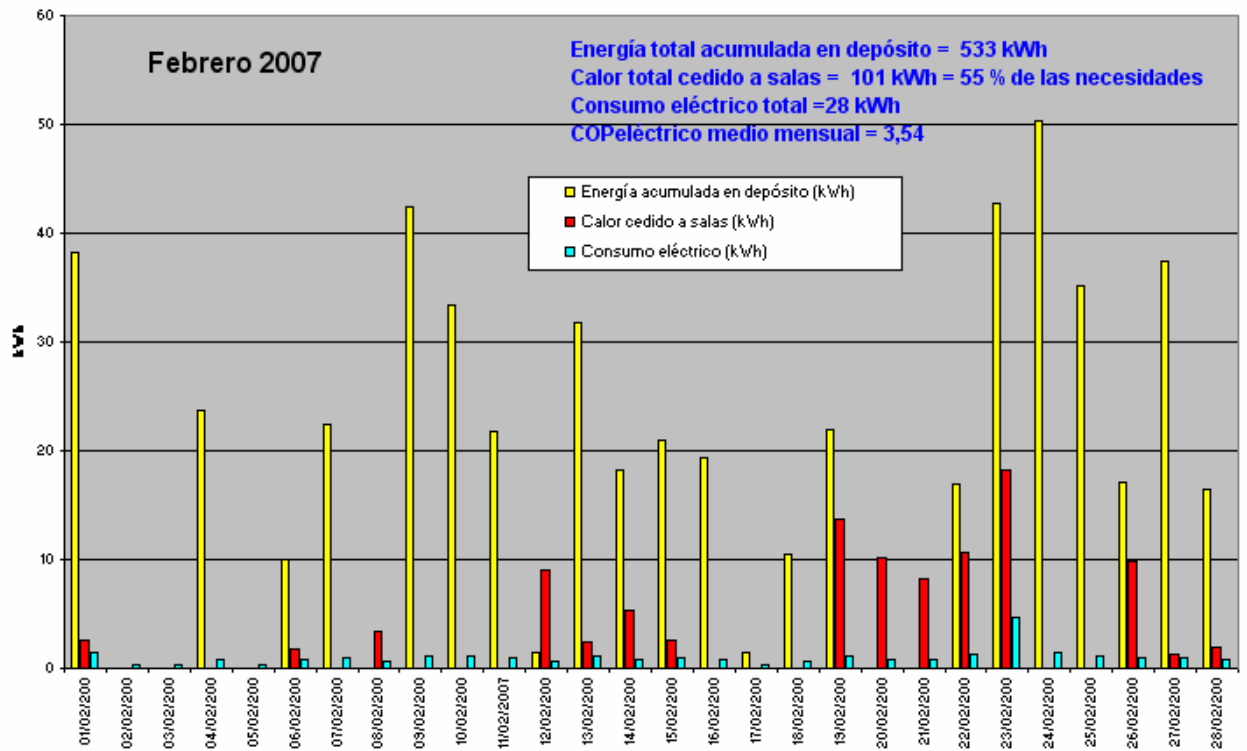


Figura LV. Resultados del mes de febrero.

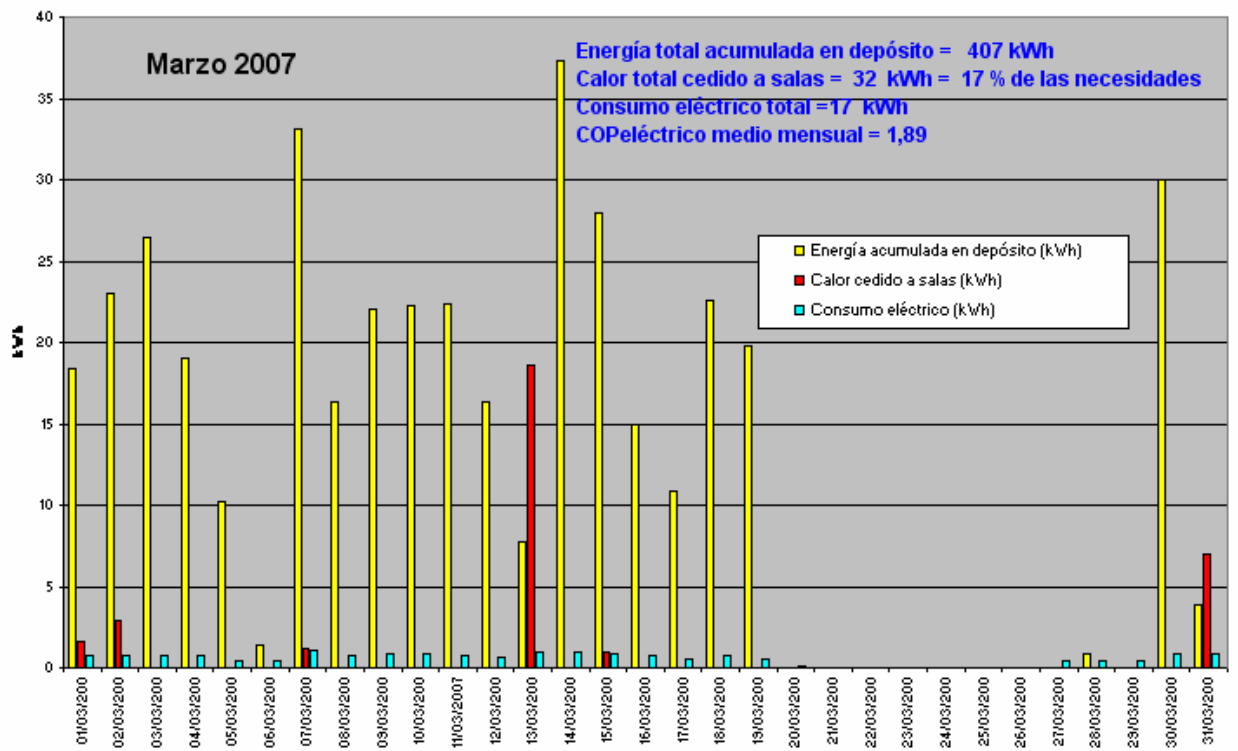


Figura LVI. Resultados del mes de marzo.

De forma general se observa en los gráficos de resultados mensuales en modo calefacción que conforme aumenta el calor cedido a las salas, aumenta también el COP, esto es debido a que la instalación posee un consumo eléctrico aún cuando no existe demanda de los locales para el correcto funcionamiento de la acumulación, seguridad, control, etc, de esta forma en meses en los que ha existido mucha demanda de calefacción el COP es excelente, figura XLIX, mientras que en meses en los que no es necesaria la calefacción el COP es muy pobre, figura LVI. Es decir cuanto mayor es la demanda, mayor es el COP.

7.3. ANÁLISIS ESTACIONALES

Se han realizado balances con todos los datos y resultados recogidos de los meses de refrigeración, calefacción y un balance anual de ABSORPILOT:

7.3.1. BALANCE EN MODO REFRIGERACIÓN

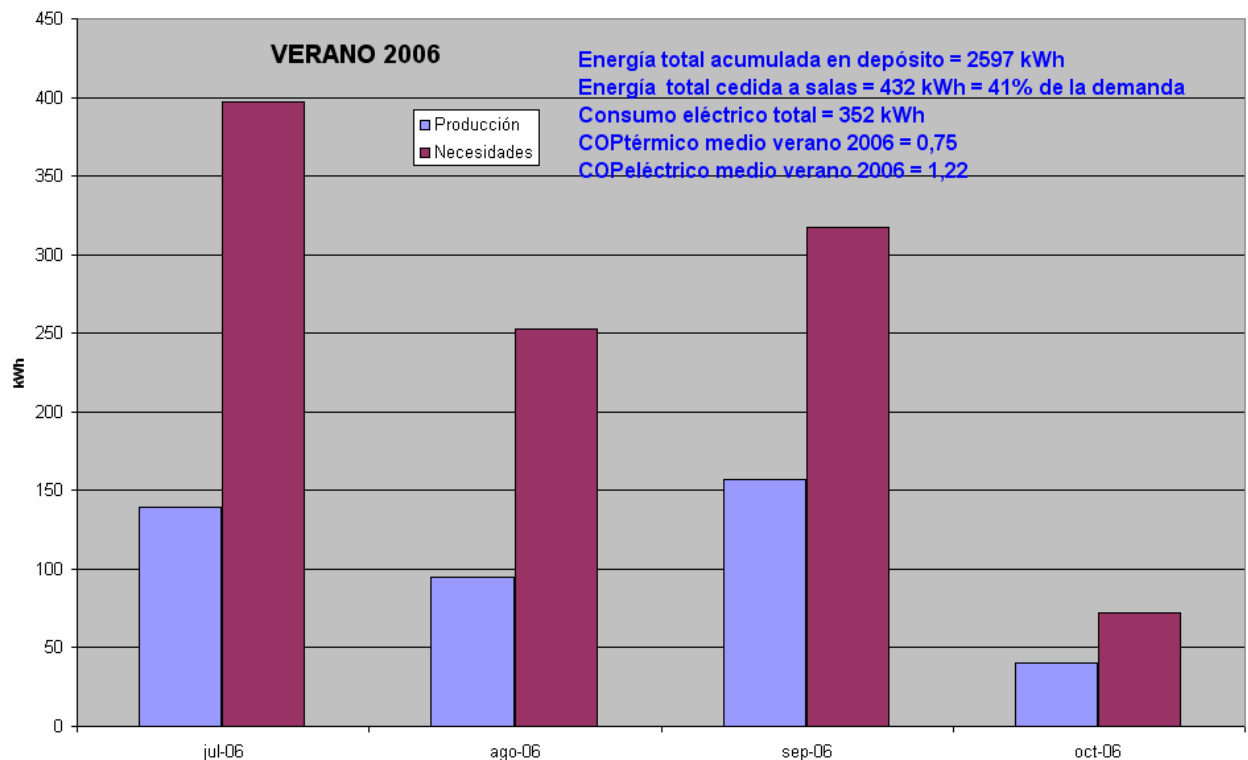


Figura LVII. Resultados de los meses en modo refrigeración.

Durante la temporada de verano de 2006 se aportaron a las salas de Puerto Lumbreras el 41 % de las necesidades de refrigeración, se obtuvo un COP_{térmico} medio de 0.75, típico de una máquina de absorción de simple efecto y un COP_{eléctrico} medio de 1.22, bastante inferior a un COP típico de un ciclo de compresión simple.

7.3.2. BALANCE EN MODO CALEFACCIÓN

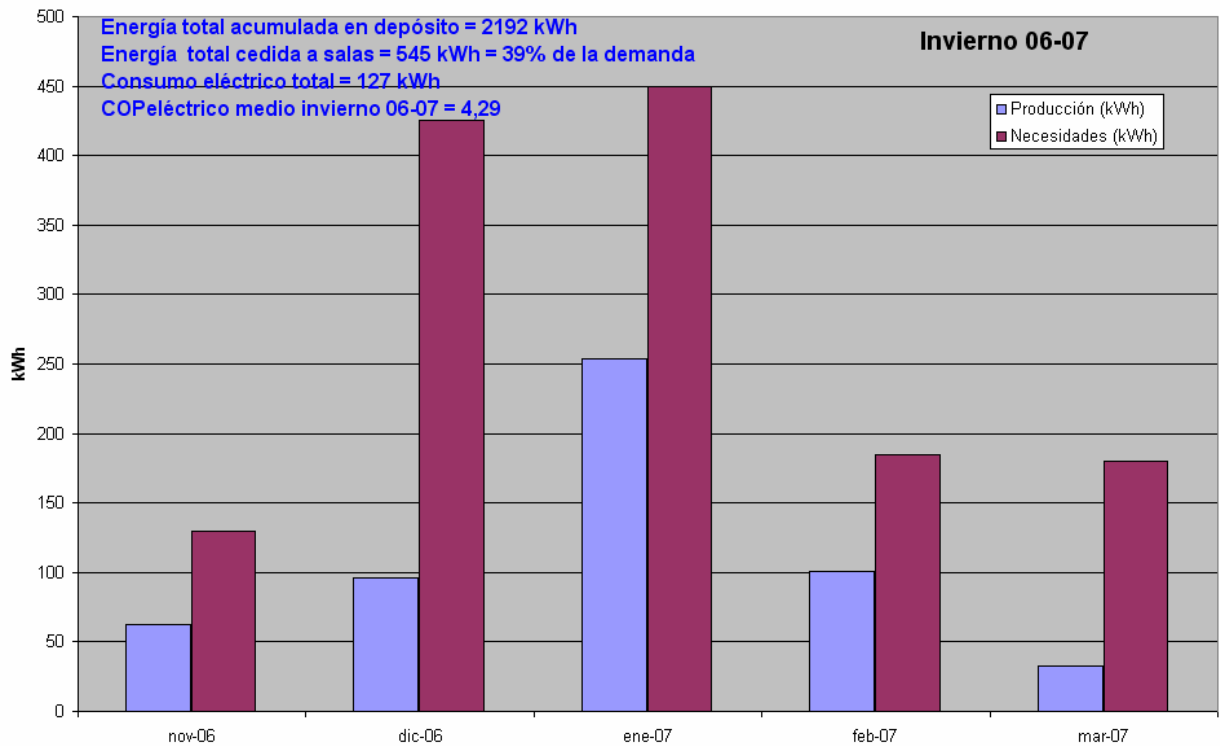


Figura LVIII. Resultados de los meses en modo calefacción.

Durante la temporada de invierno de 2006-2007 se aportaron a las salas de Puerto Lumbreras el 39 % de las necesidades de calefacción, se obtuvo un COP_{eléctrico} medio de 4.29, superior a un COP típico de un ciclo de compresión simple.

7.3.3. BALANCE ANUAL

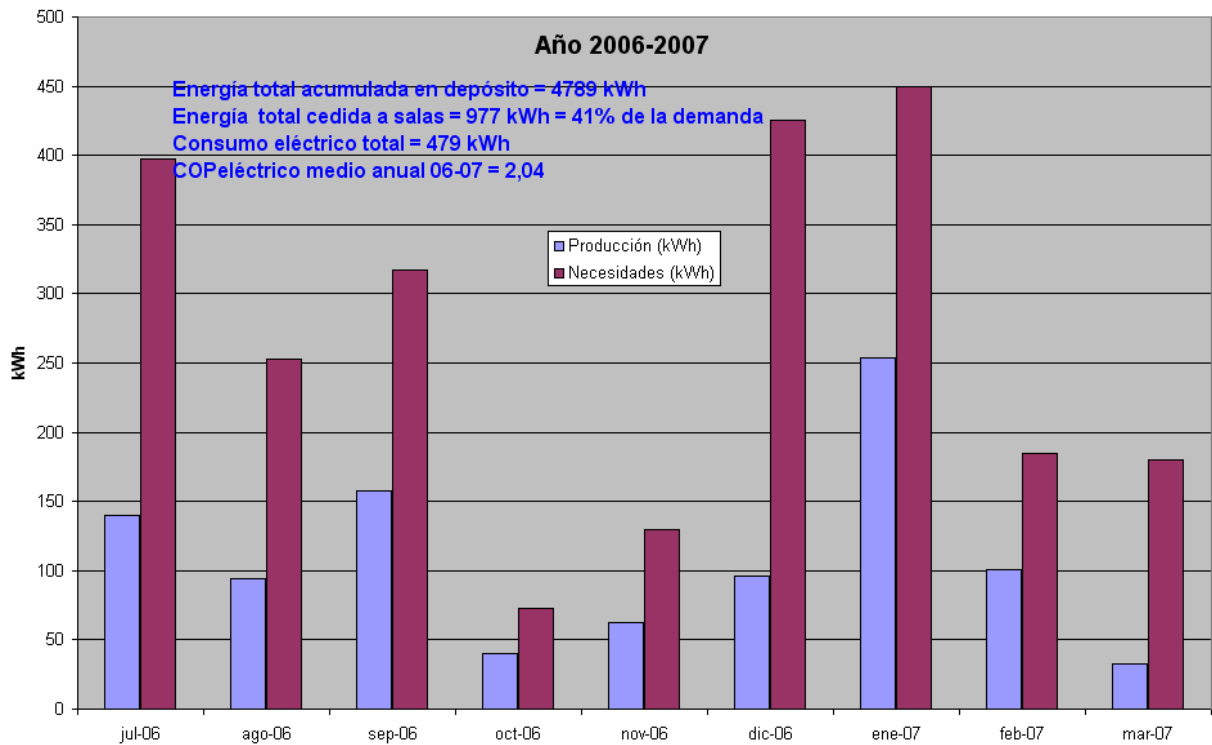


Figura LIX. Balance anual de la instalación.

Desde que lleva funcionando ABSORPILOT se han aportado a las salas de Puerto Lumbreras el 41 % de las necesidades de refrigeración y se ha obtenido un $COP_{\text{eléctrico}}$ medio de 2.04 inferior a un COP típico de un ciclo de compresión simple.

Estos resultados sin ser todo lo buenos que cabría esperar han servido para conocer el funcionamiento de la instalación y para poder estudiar futuras mejoras en instalaciones similares.

7.4. MEJORAS A REALIZAR EN INSTALACIONES FUTURAS

De una forma general, los dos problemas principales de ABSORPILOT son:

- La instalación solo es capaz de cubrir la demanda de climatización de los locales durante 4 horas al día.
- El COP de la instalación es inferior al de un sistema convencional.

Se describen a continuación medidas a adoptar en futuras instalaciones para solventar estos dos problemas.

7.4.1. AUMENTO DE LA COBERTURA DE CLIMATIZACIÓN

Para aumentar el número de horas en que la instalación pueda estar funcionando es necesario aumentar la energía acumulada en el depósito de inercia. Debido a que la temperatura máxima de los depósitos actuales es de 95-100°C, únicamente se podrá aumentar la energía acumulada incrementando el volumen de acumulación. En ABSORPILOT se dispone de un volumen de acumulación de 1500 l, es decir la energía acumulada es de 2140 MJ. Se propone para futuras instalaciones aumentar el volumen de acumulación hasta 2000 l, es decir una energía acumulada de 2850 MJ. Este aumento en el volumen del depósito de inercia daría margen para que la instalación pudiera funcionar durante aproximadamente dos horas más al día.

Al aumentar el volumen de acumulación es necesario aumentar la superficie del campo de colectores o el rendimiento de estos. Se han realizado simulaciones informáticas con el software TRANSOL, que analiza los regímenes transitorios en una instalación solar e indica que para este nuevo volumen de acumulación la superficie colectora debe situarse en torno a los 24 m².

7.4.2. AUMENTO DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA

Durante los meses de funcionamiento se han comprobado cuáles son los consumos eléctricos reales de la mayoría de elementos de la instalación.

Elemento	Potencia W
Sistema de control	43
Fan-coil	26
Bomba primario (posición 1)	130
Bomba secundario (posición 3) con 1 fan-coil	182
Bomba secundario (posición 3) con 2 fan-coil	212
Rotartica	1800
Aeroterma	200
Total instantáneo	2181-2285

Tabla XXIX. Consumos eléctricos de los elementos de la instalación.

De estos elementos, hay algunos como el SCADA sobre el cual no podemos reducir su consumo energético, pero en general podemos modificar el resto para intentar disminuir el consumo eléctrico.

7.4.2.1. BOMBA DE CIRCULACIÓN DE COLECTORES

Actualmente se encuentra en funcionamiento una bomba Grundfos UPS 25-80 180, que posee una selección de régimen de giro la cual se encuentra en su posición inferior, con los datos recabados de la monitorización y pruebas

realizadas en la propia instalación se sabe que actúa en el punto de funcionamiento de la figura LX.

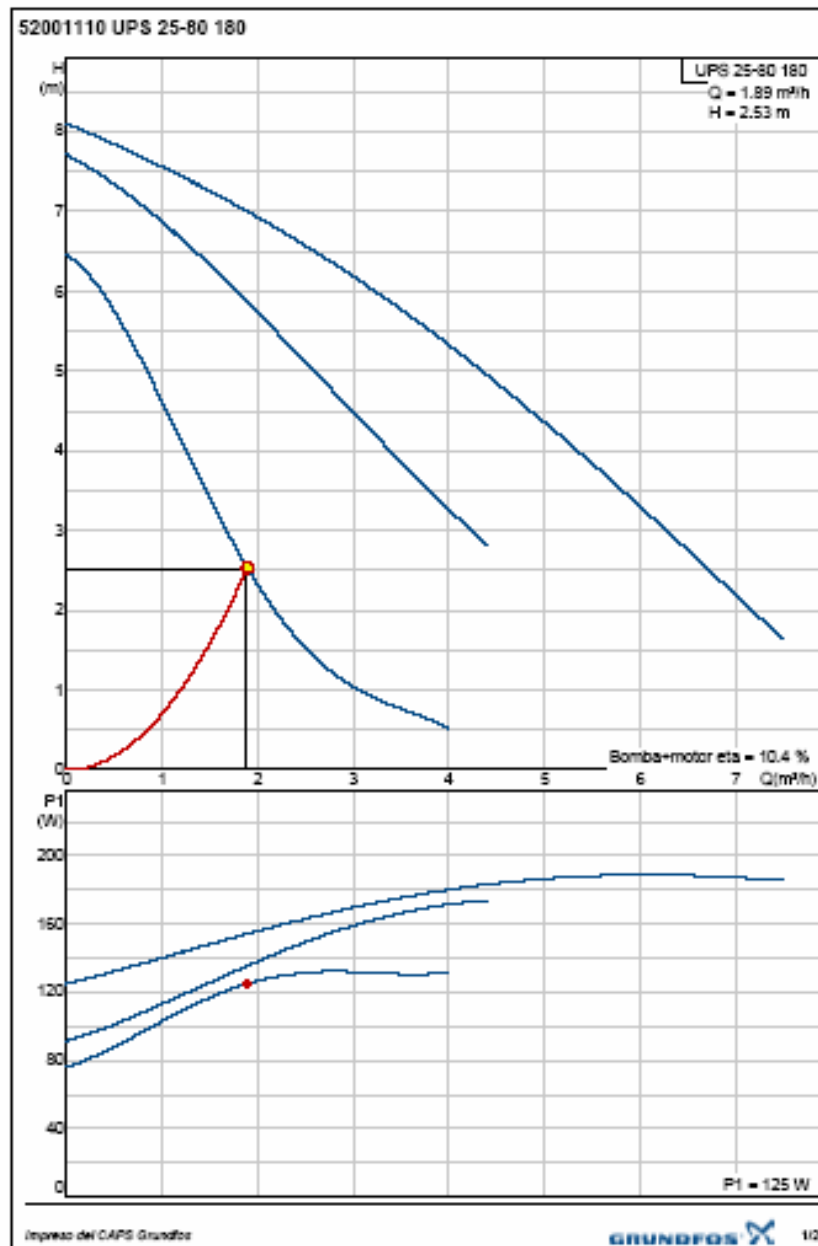


Figura LX. Punto de funcionamiento de la bomba actual que alimenta a los colectores solares en ABSORPILOT.

Esta bomba, según su hoja de características tiene clasificación energética D y la potencia consumida por ella es de 125 W según sus curvas características, que concuerda aproximadamente con el consumo de 130 W medido en la propia instalación.

Cuando se instaló esta bomba, se pensó en que pudiera alimentar directamente a ROTARTICA, de ahí que se necesitara el caudal que actualmente suministra y que fuera capaz de aportar esa altura manométrica por las pérdidas de carga en ROTARTICA.

Actualmente la situación ha cambiado, ya que se cambió el control de la instalación para que nunca pudiera alimentar directamente a ROTARTICA, por lo que no es necesario el caudal tan elevado que actualmente proporciona y las pérdidas de carga son menores.

Si se dimensiona la bomba para que circule bajo caudal por los colectores solares, favoreciendo la estratificación en el depósito, es decir unos $20 \text{ l/h}\cdot\text{m}^2$, necesitaremos un caudal de $376 \text{ l/h}=0.376 \text{ m}^3/\text{h}$, para este caudal se han estimado las pérdidas de carga en el circuito de alimentación a colectores en 1.22 m.c.a.

Si seleccionamos una bomba de la misma marca Grundfos para este propósito pero con clasificación energética A, trabajaría en el punto señalado en el gráfico LXI.

Con esta selección se conseguiría reducir la potencia consumida hasta unos 9 W frente a los 130 consumidos actualmente.

Si se supone un margen de error y se estima que el consumo final fuera de 10 W, aplicándolo al mes de abril, se conseguiría aumentar el COP de la instalación de los 2.5 actuales a 3.67.

Si realizamos la misma estimación durante el mes de invierno que más producción ha tenido la instalación, es decir enero, podríamos haber aumentado el COP de los 6.14 conseguidos hasta los 8.13.

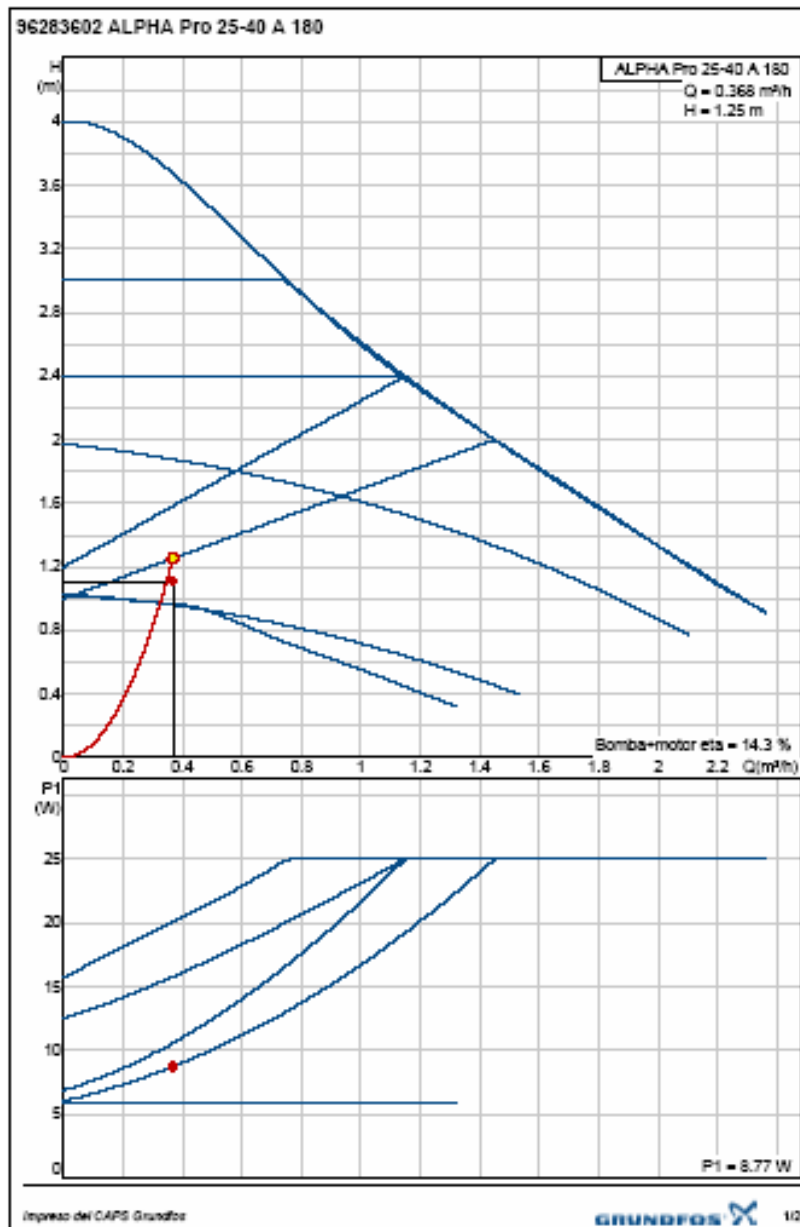


Figura LXI. Punto de funcionamiento una bomba que alimentase a los colectores solares con clasificación energética A y usando bajo consumo en el circuito.

7.4.2.2. BOMBA DE CIRCULACIÓN ENTRE DEPÓSITO Y ROTARTICA

En este circuito también se está utilizando una bomba Grundfos UPS 25-80 180 pero en su posición de máximo régimen de giro.

Se ha comprobado sobre la instalación que el punto de trabajo de la bomba se sitúa como en el indicado en la figura LXII siendo el consumo de esta de 180 W.

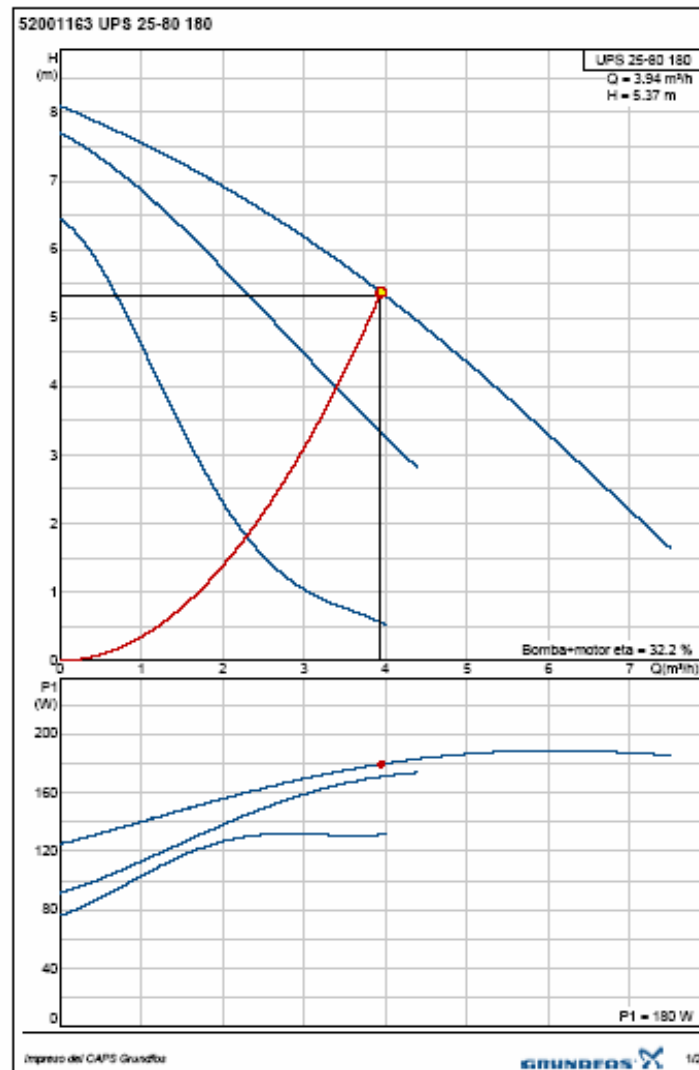


Figura LXII. Curvas características de la bomba del circuito que alimenta a ROTARTICA.

Las especificaciones de la máquina ROTARTICA nos indican que debemos suministrarle un caudal mínimo de $1.2 \text{ m}^3/\text{h}$ para su funcionamiento, para este caudal en verano, las pérdidas manométricas se han estimado en 3.3 m.c.a.

Para los meses de invierno las pérdidas manométricas para ese mismo caudal son mayores, 5.4 m.c.a. por lo que se dimensionará con estos valores para una bomba de clasificación energética A.

De esta forma se podría reducir el consumo eléctrico a unos 69 W frente a los 180 W actuales. Figura LXIII.

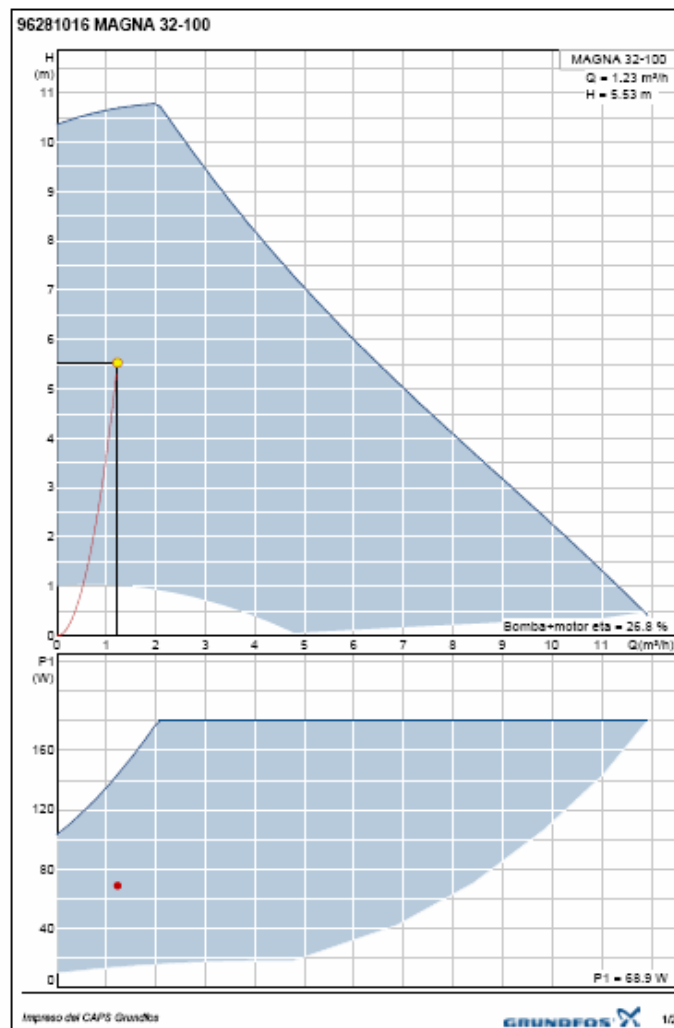


Figura LXIII. Punto de funcionamiento una bomba que alimentase a ROTARTICA con clasificación energética A.

7.4.2.3. AEROTERMO

El aerotermo es un elemento de seguridad de la instalación que actúa cuando esta no es capaz de almacenar más energía térmica, debido a que el depósito alcanzado su temperatura máxima y continúa aumentando la temperatura de los colectores solares, ya que existe radiación solar suficiente y hay ausencia de demanda de climatización.

Este elemento tiene un consumo de 200 W.

Es posible sustituir este elemento combinando diferentes estrategias para la protección de la instalación.

1. Incluyendo un intercambiador de calor entre los colectores solares y el depósito de acumulación para poder tener dos circuitos diferentes. En el

circuito primario o de colectores solares se elevará la presión de trabajo de forma que la producción de vapor en este circuito se inicie a temperaturas más elevadas, pudiendo darse el caso que la temperatura de estancamiento de los colectores sea inferior a la temperatura de cambio de fase a esta presión.

Al disponer de un intercambiador de calor el volumen de fluido existente en el interior de las conducciones de este circuito primario es considerablemente menor al de la situación actual, por lo que se puede dimensionar un vaso de expansión que absorba todo el incremento de volumen del fluido existente en este circuito primario, generado por el incremento de temperatura existente entre la de trabajo y la de estancamiento de los colectores.

Al introducir un intercambiador de calor, se anula la posibilidad de alimentar directamente a la máquina de absorción desde los colectores solares. En un principio esta situación parece una desventaja, ya que limitamos la temperatura de alimentación al generador de la máquina de absorción a los límites de acumulación del depósito, unos 95-100 °C, disminuyendo su rendimiento, pero después de haber analizado el funcionamiento de la instalación durante un año, se observó que la situación de alimentar a ROTARTICA directamente desde colectores solo es sostenible durante menos de 10 minutos debido a la rápida caída de temperatura en el fluido, por lo que el control de la instalación conmutaba continuamente la alimentación a la máquina entre colectores y depósito, lo que generaba, debido a la lentitud de actuación de las válvulas de tres vías, cortes en el fluido y parada de ROTARTICA.

2. Vertiendo las sobreproducciones a los locales. En lugar de hacer funcionar un aerotermo para disminuir la temperatura en los colectores solares, disipando de esta manera el calor generado al ambiente, es posible hacer que la instalación se arranque automáticamente y climatice las salas deseadas o áreas comunes de la edificación en donde se encuentra la instalación, de esta forma la demanda energética en los momentos que voluntariamente se quieran climatizar las estancias será menor.

7.4.2.4. CONTROL DE CAUDAL VARIABLE EN EL CIRCUITO PRIMARIO

Debido a que la radiación solar incidente sobre los colectores es variable, es posible hacer que la bomba que hace circular el fluido por los colectores solares, trabaje a diferentes regímenes de giro, para proporcionar el caudal necesario en función de la potencia a absorber por el fluido. Así se hará que la bomba funcione a un régimen mayor cuando la radiación es mayor y a un régimen menor cuando la radiación es menor, consiguiendo que la bomba funcione de forma continuada durante el mayor número de horas, consumiendo

la potencia precisa para cada instante y evitando los continuos arranques y paradas que se producen actualmente en horas en que la radiación solar es baja.

Para este propósito se plantean diferentes estrategias:

1. Bombas que vienen provistas de una regulación en función de la temperatura del fluido.
2. Bombas que poseen una entrada de señal analógica para la regulación de la velocidad y dicha señal puede obtenerse a través de una célula solar calibrada o piranómetro.
3. Control de la bomba a través de un variador de frecuencia comandado por una señal procedente de una célula solar o piranómetro. En este caso también se podrían evitar las elevadas intensidades que se producen en el arranque de la bomba, lo que contribuiría a la reducción del consumo eléctrico.

7.4.2.5. ELIMINACIÓN DEL GLICOL

El fluido usado para evitar la congelación del fluido caloportador es glicol. Este tiene un C_p inferior al agua, $3.83 \text{ KJ/kg}^{\circ}\text{K}$ del glicol, frente a los $4.2 \text{ KJ/kg}^{\circ}\text{K}$ del agua, por lo tanto, con el uso del glicol disminuye la potencia térmica que se puede transferir para un mismo caudal en comparación con el agua.

Si se introduce un intercambiador de calor y se dispone de dos circuitos, es posible eliminar el anticongelante en el circuito del depósito y ROTARTICA sin problema alguno, pero aún así existe el riesgo de congelación en el circuito primario. En este circuito se puede optar por seguir funcionando con anticongelante o eliminarlo y recircular el agua en momentos en los que la temperatura sea demasiado baja.

7.4.3. AUMENTO DE LA ESTRATIFICACIÓN EN EL DEPÓSITO DE ACUMULACIÓN

Si se aumenta la estratificación en el depósito de acumulación se podrá disponer de mayor cantidad de agua a temperaturas elevadas en la parte superior del depósito y poder alimentar el generador de la máquina de absorción a mayor temperatura, aumentando su rendimiento. Para ello se procurará, por un lado que el depósito sea cilíndrico y tenga la mayor altura posible, y por otro lado que los caudales que entren y salgan del depósito del circuito que alimenta a colectores solares sean bajos para evitar que se produzca una mezcla de aguas en el interior del depósito.

Elemento	Potencia W
SCADA	43
Fan-coil	26
Bomba primario	10
Bomba secundario	60
Rotartica	1800
Total instantáneo	1939

Tabla XXX. Consumos eléctricos previstos de los elementos de la instalación con la aplicación de las medidas propuestas

7.5. PUESTA EN PRÁCTICA DE LAS MEJORAS PROPUESTAS

A partir de la experiencia obtenida en ABSORPILOT, se ha realizado otra instalación de climatización con energía solar basada en la máquina de absorción ROTARTICA pero con todas las mejoras propuestas anteriormente.

Este proyecto, que se denomina FRIO-SOL MOLINA, se encuentra ubicado en el Centro de Nuevas Tecnologías, Energías Renovables y Empleo de Molina de Segura.

A parte de las mejoras anteriormente descritas, en esta instalación se ha utilizado un modelo nuevo de la máquina ROTARTICA en el que se ha disminuido el consumo eléctrico gracias a la disminución de la potencia de la bomba en el circuito de disipación y se ha extraído del interior de la máquina la bomba circuladora del circuito de frío, la cual estaba sobredimensionada para poder operar bajo grandes pérdidas de carga. Así, se podrá dimensionar esta para cada circuito específico.

El esquema de esta instalación se encuentra en el plano PFC 1005 Esquema de la instalación FRIOSOL MOLINA.

En esta instalación se han mejorado otros aspectos como el aislamiento de todos los circuitos que pueden estar sometidos a altas temperaturas, utilizando aislamiento de lana de roca o de vidrio con recubrimiento de aluminio refractario.

8. CONCLUSIONES

8.1. NOVEDADES DE LA INSTALACIÓN

La realización, puesta en marcha y utilización de la instalación de climatización con energía solar ha supuesto las siguientes novedades:

1. Utilización de una máquina de absorción de pequeña potencia, 4.5 kW_f, para la producción de frío en pequeñas superficies, ya que las máquinas de absorción existentes hasta el momento eran de potencias superiores a los 35 kW_f.
2. Eliminación de torres de refrigeración húmedas para evacuar el calor sobrante del ciclo de absorción, sustituyéndola por un intercambiador mas un ventilador, evitando así el consumo de agua. También se evitan los problemas de focos de "legionella", corrosión y deposiciones calcáreas.
3. Eliminación de intercambiador de calor entre los colectores solares y el depósito de acumulación mejorando así la eficiencia del sistema y disminuyendo los costes de la instalación. Pudiendo además alimentar directamente la máquina de absorción desde el generador térmico, beneficiando de esta manera al ciclo de absorción.
4. Alimentación directa a los fan-coils con agua del circuito solar, para producir calefacción en los meses invernales, sin intercambiador de calor, mejorando el rendimiento de la instalación.

8.2. CONCLUSIONES GENERALES DEL SISTEMA DE ABSORCIÓN

1. Sistema mucho mas respetuoso con el medio ambiente que los sistemas de refrigeración convencionales al no usar compuestos clorofluorocarbonados o clorados como refrigerante sino agua o determinadas sales totalmente inocuas.
2. Menores niveles de contaminación acústica y vibración que un sistema convencional de refrigeración.
3. Necesidad de pocos cuidados de mantenimiento.
4. Actualmente este sistema resulta poco atractivo debido a los altos costes de inversión y a los bajos precios de los combustibles y la energía

eléctrica, siendo su atractivo principal la posibilidad de experimentación y análisis en este tipo de instalación para conseguir nuevos avances tecnológicos.

8.3. BENEFICIOS PARA EL CENTRO DE DESARROLLO LOCAL DE PUERTO LUMBRERAS

1. Primera instalación (pionera), de climatización solar de pequeña potencia en la Región de Murcia, que además no utiliza torre de refrigeración húmeda.
2. Instalación demostrativa, planta piloto experimental para nuevos desarrollos tecnológicos tanto para la máquina de absorción como futuros captadores solares, y formación para instaladores de climatización y energía solar.
3. Mediante esta instalación se prevé un aporte energético del 50% de las necesidades de calefacción y climatización de los locales, lo cual supondrá un ahorro del consumo de energía mediante técnicas de refrigeración convencionales.
4. Ejemplo de colaboración entre las empresas privadas ROTARTICA, ISOFOTON y PJS, la Universidad Politécnica de Cartagena y las Administraciones públicas, AYUNTAMIENTO DE PUERTO LUMBRERAS y ARGEM, para desarrollar proyectos de I+D+I.
5. Disminución de operaciones de mantenimiento en los colectores solares, ya que en los meses de verano es necesario taparlos parcialmente para que éstos no se sobrecalienten y disminuya su vida útil, o recircular el agua acumulada por la noche para enfriarla, lo que supone una pérdida de energía. Mediante esta instalación no es necesario realizar estas operaciones ya que esta energía es la que se utiliza para la producción de frío.
6. Disminución de emisiones contaminantes de CO₂ a la atmósfera al utilizar una energía renovable como fuente de energía para el funcionamiento de la máquina.

8.4 POSIBLES MEJORAS EN INSTALACIONES FUTURAS

1. Mejora del sistema de bombeo y circulación en el circuito de alimentación a los colectores solares y acumulación mediante la sustitución de las bombas existentes por otras de menor consumo y un sistema de regulación de caudal, controlado en función de la radiación

solar incidente en los colectores solares para evitar el funcionamiento intermitente de las bombas y los picos de consumo producidos por estas durante su arranque.

2. Aumento de la presión de funcionamiento de la instalación para así aumentar la temperatura de saturación del agua y poder operar con mayores temperaturas de acumulación.
3. Supresión del aerotermo mediante la introducción un intercambiador, un adecuado dimensionamiento del vaso de expansión en el primario y vertiendo las sobreproducciones en forma de frío/calor sobre las áreas a climatizar, con esto disminuye el consumo eléctrico de la instalación y obtenemos una mayor eficiencia energética al aprovechar toda la energía captada en los colectores solares.
4. Aumento del volumen del depósito de inercia consiguiendo mayor energía acumulada y por tanto un mayor tiempo disponible de funcionamiento.
5. Mejora del aislamiento térmico de la instalación mediante la elección de un depósito de inercia con mayor espesor de aislante y el aislamiento de las tuberías con aluminio refractario.
6. Sustitución de las válvulas motorizadas por otras con un menor tiempo de respuesta.
7. Instalación de otros sistemas de climatización en los locales a acondicionar como techo refrigerante y suelo radiante que proporcionan un mayor confort.
8. Eliminación del glicol e implementación en el control la recirculación de agua caliente por los captadores en momentos de temperaturas muy bajas. Con esto conseguimos una disminución del coste de mantenimiento un aumento del rendimiento de la máquina de absorción y eliminamos una sustancia que puede resultar peligrosa por su toxicidad.

II.- ANEJOS

1. CÁLCULO DE LA CARGA DE LOS LOCALES A CLIMATIZAR

A continuación se presentan los informes obtenidos mediante el programa DPCLIMA para el cálculo de la carga térmica de los locales a climatizar.

1.1. ESTIMACIÓN DE LA CARGA TÉRMICA DE REFRIGERACIÓN

Climatización mediante Energía Solar

Empresa : UPCT Autor : Rafael Martínez Sánchez
Fecha : 16/10/2006

Cargas Térmicas Detalladas del Edificio, de sus Zonas y de sus Locales

Cargas Térmicas de Refrigeración Máximas Totales

Ubicación y condiciones del exterior

Localidad : Puerto Lumbreras (Murcia)
Altitud: 42 m
Latitud: 38,38 °
Oscilación máxima anual (OMA): 43 °C
Velocidad del viento 5,9 m/s
Temperatura del terreno : 8 °C
Nivel percentil anual :0,4 %
Tª seca : 35 °C
Tª húmeda : 28 °C
Oscilación media diaria (OMD): 14 °C
Materiales Circundantes: Estándar
Turbiedad de la atmósfera: Estándar

Local: Aula de formación I

Hora de Cálculo: 19 Mes de Cálculo: Julio

Superficie : 45 m²
Altura : 2,5 m
AcabadoSuelo: Pavimento / Terrazo
Condiciones exteriores:
Ts : 31,22 °C
Hr : 72 %
W : 0,020917 Kg/Kg a.s.
Temp. Terreno : 27,3

Condiciones interiores:
Ts : 25 °C
Hr : 50 %
W : 0,0098736 kg/kg a.s.

Cerramientos al exterior:

Nombre : Muro exterior
Peso : 331,4 Kg/m²
Orientación : Sur
Color : Claro
Superficie : 17,46 m²
K : 0,4319 W/m²°C
T^a equivalente : 35,63 °C

C. Sensible : 80 W

Cerramientos al exterior:

Nombre : Muro exterior
Peso : 331,4 Kg/m²
Orientación : Oeste
Color : Claro
Superficie : 10,27 m²
K : 0,4319 W/m²°C
T^a equivalente : 35,91 °C

C. Sensible : 48 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7
Peso : 102 Kg/m²
Superficie: 24,5 m²
K : 2,209 W/m²°C
T^a equivalente : 25 °C

C. Sensible : 0 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7
Peso : 102 Kg/m²
Superficie: 10,27 m²
K : 2,209 W/m²°C
T^a equivalente : 25 °C

C. Sensible : 0 W

Nombre : PA5PF2LA10BP15
Peso : 595,4 Kg/m²
Superficie : 45 m²
K : 0,8927 W/m²°C
T^a terreno : 27,32 °C

C. Sensible : 93 W

Cerramientos al exterior:

Nombre : PA5BH20CA30PY2
Peso : 402,77 Kg/m²
Orientación : 30° Sur

Color : Claro
Superficie : 45 m²
K : 1,68 W/m²°C
T^a equivalente : 45,23 °C

C. Sensible : 1529 W

Puerta:

Nombre: Puerta
Superficie: 0,8 m²
K : 2 W/m²°C
Interior
Temp. Equivalente : 25 °C
C Sen. cond.: 0 W

C. Sensible : 0 W

Ventanas:

Nombre: Ventana típica
Superficie: 2 m²
K : 5,8 W/m²°C
Orient.: Norte
Radiación transmitida ventana : 17 W/m²
Fracción Soleada : 66 %
SC : 0,09005
C Sen. cond.: 72 W
C Sen. inst. rad. : 1 W
C Sen. almac. rad. : 4 W
Existen 3 ventanas iguales

C. Sensible : 231 W

Ocupantes:

Nº Máx. ocupantes: 12
Nº en ese instante : 10
Actividad: Sentado trab.muy ligero /De pie sin mov. 1.08 Met
Distribución : Constante 75%
C Sen. inst. : 572 W
C Sen. almac. : 72 W
C Lat. inst. : 460 W

C. Latente : 460 W C. Sensible : 645 W

Iluminación fluorescente con reactancia incorporada o halógenas :

Potencia Máxima : 288 W
Potencia en ese instante : 259 W
Distribución : Constante 75%
C Sen. almacenado : 29 W
C Sen. instantaneo : 224 W

C. Sensible : 254 W

Otras Cargas:

Potencia Sensible Máxima : 850 W
Potencia Latente Máxima : 0 W
Distribución : Constante 75%

C. Latente : 0 W C. Sensible : 765 W
Mayoración : Coef Seguridad 1 (%)

C. Latente : 4 W C. Sensible : 36 W

SUMA TOTAL: C. Latente : 464 W C. Sensible : 3681 W
Factor de calor sensible = 0,88 Calor Total = 4145 W
Ratio Total : 92 W/m² Ratio Sensible : 81 W/m²
Temp. Impul. : 9 °C Caudal Impul. : 690 m³/h

Local: Aula de formación II

Hora de Cálculo: 19 Mes de Cálculo: Julio

Superficie : 70 m²
Altura : 2,5 m
Acabado Suelo: Pavimento / Terrazo
Condiciones exteriores Ts : 31,22 °C
Hr : 72 %
W : 0,020917 Kg/Kg a.s.
Temp. Terreno : 27,3
Condiciones interiores Ts : 24 °C
Hr : 50 %
W : 0,009292 kg/kg a.s.

Cerramientos al exterior:

Nombre : Muro exterior
Peso : 331,4 Kg/m²
Orientación : Oeste
Color : Claro
Superficie : 11,4 m²
K : 0,4319 W/m²°C
T^a equivalente : 35,91 °C

C. Sensible : 58 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7
Peso : 102 Kg/m²
Superficie: 24,5 m²
K : 2,209 W/m²°C
T^a equivalente : 25 °C

C. Sensible : 54 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7

Peso : 102 Kg/m²
Superficie: 24,5 m²
K : 2,209 W/m²°C
T^a equivalente : 25 °C

C. Sensible : 54 W

Nombre : PA5PF2LA10BP15
Peso : 595,4 Kg/m²
Superficie : 70 m²
K : 0,8927 W/m²°C
T^a terreno : 27,32 °C

C. Sensible : 207 W

Cerramientos al exterior:

Nombre : PA5BH20CA30PY2
Peso : 402,77 Kg/m²
Orientación : Horizontal Sol
Color : Claro
Superficie : 70 m²
K : 1,68 W/m²°C
T^a equivalente : 45,61 °C

C. Sensible : 2541 W

Puerta:

Nombre: Puerta
Superficie: 0,8 m²
K : 2 W/m²°C
Interior
Temp. Equivalente : 25 °C
C Sen. cond.: 1 W

C. Sensible : 1 W

Ventanas:

Nombre: Ventana típica
Superficie: 3 m²
K : 5,8 W/m²°C
Orient.: Oeste
Radiación transmitida ventana : 65 W/m²
Fracción Soleada : 94 %
SC : 0,09005
C Sen. cond.: 125 W
C Sen. inst. rad. : 10 W
C Sen. almac. rad. : 18 W
Existen 2 ventanas iguales

C. Sensible : 306 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7
Peso : 102 Kg/m²
Superficie: 14,24 m²
K : 2,209 W/m²°C
T^a equivalente : 25 °C

C. Sensible : 31 W

Puerta:

Nombre: Puerta
Superficie: 0,8 m²
K : 2 W/m²°C
Interior
Temp. Equivalente : 25 °C
C Sen. cond.: 1 W

C. Sensible : 1 W

Ocupantes:

Nº Máx. ocupantes: 20
Nº en ese instante : 18
Actividad: Sentado Reposo 0.89 Met
Distribución : Constante 75%
C Sen. inst. : 938 W
C Sen. almac. : 115 W
C Lat. inst. : 558 W

C. Latente : 558 W C. Sensible : 1054 W

Iluminación fluorescente con reactancia incorporada o halógenas :

Potencia Máxima : 576 W
Potencia en ese instante : 518 W
Distribución : Constante 75%
C Sen. almacenado : 59 W
C Sen. instantáneo : 449 W

C. Sensible : 509 W

Otras Cargas:

Potencia Sensible Máxima : 850 W
Potencia Latente Máxima : 0 W
Distribución : Constante 75%

C. Latente : 0 W C. Sensible : 765 W

Mayoración : Coef Seguridad 1 (%)

C. Latente : 5 W C. Sensible : 55 W

SUMA TOTAL: C. Latente : 563 W C. Sensible : 5636 W
Factor de calor sensible = 0,9 Calor Total = 6199 W
Ratio Total : 88 W/m² Ratio Sensible : 80 W/m²
Temp. Impul. : 9 °C Caudal Impul. : 1127 m³/h

Local: Aula de formación III

Hora de Cálculo: 19 Mes de Cálculo: Julio

Superficie : 45 m²
Altura : 2,5 m
AcabadoSuelo: Pavimento / Terrazo
Condiciones exteriores
Ts : 31,22 °C
Hr : 72 %
W : 0,020917 Kg/Kg a.s.
Temp. Terreno : 27,3
Condiciones interiores
Ts : 24 °C
Hr : 50 %
W : 0,009292 kg/kg a.s.

Cerramientos al exterior:

Nombre : Muro exterior
Peso : 331,4 Kg/m²
Orientación : Norte
Color : Claro
Superficie : 17,46 m²
K : 0,4319 W/m²°C
T^a equivalente : 32,85 °C

C. Sensible : 66 W

Cerramientos al exterior:

Nombre : Muro exterior
Peso : 331,4 Kg/m²
Orientación : Oeste
Color : Claro
Superficie : 10,27 m²
K : 0,4319 W/m²°C
T^a equivalente : 35,91 °C

C. Sensible : 52 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7
Peso : 102 Kg/m²
Superficie: 24,5 m²
K : 2,209 W/m²°C
T^a equivalente : 25 °C

C. Sensible : 54 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7
Peso : 102 Kg/m²
Superficie: 10,27 m²
K : 2,209 W/m²°C
T^a equivalente : 25 °C

C. Sensible : 22 W

Nombre : PA5PF2LA10BP15

Peso : 595,4 Kg/m²
Superficie : 45 m²
K : 0,8927 W/m²°C
T^a terreno : 27,32 °C

C. Sensible : 133 W

Cerramientos al exterior:

Nombre : PA5BH20CA30PY2
Peso : 402,77 Kg/m²
Orientación : 30° Norte
Color : Claro
Superficie : 45 m²
K : 1,68 W/m²°C
T^a equivalente : 42,73 °C

C. Sensible : 1415 W

Ventanas:

Nombre: Ventana típica
Superficie: 2 m²
K : 5,8 W/m²°C
Orient.: Norte
Radiación transmitida ventana : 17 W/m²
Fracción Soleada : 66 %
SC : 0,09005
C Sen. cond.: 83 W
C Sen. inst. rad. : 1 W
C Sen. almac. rad. : 4 W
Existen 3 ventanas iguales

C. Sensible : 264 W

Puerta:

Nombre: Puerta
Superficie: 0,8 m²
K : 2 W/m²°C
Interior
Temp. Equivalente : 25 °C
C Sen. cond.: 1 W

C. Sensible : 1 W

Ocupantes:

Nº Máx. ocupantes: 8
Nº en ese instante : 7
Actividad: Sentado Reposo 0.89 Met
Distribución : Constante 75%
C Sen. inst. : 365 W
C Sen. almac. : 45 W
C Lat. inst. : 217 W

C. Latente : 217 W C. Sensible : 410 W

Iluminacion fluorescente con reactancia incorporada o halógenas :

Potencia Máxima : 288 W

Potencia en ese instante : 259 W
Distribución : Constante 75%
C Sen. almacenado : 29 W
C Sen. instantáneo : 224 W

C. Sensible : 254 W

Otras Cargas:

Potencia Sensible Máxima : 1700 W
Potencia Latente Máxima : 0 W
Distribución : Constante 75%

C. Latente : 0 W C. Sensible : 1530 W

Mayoración : Coef Seguridad 1 (%)

C. Latente : 2 W C. Sensible : 42 W

SUMA TOTAL: C. Latente : 219 W C. Sensible : 4243 W
Factor de calor sensible = 0,95 Calor Total = 4462 W
Ratio Total : 99 W/m² Ratio Sensible : 94 W/m²
Temp. Impul. : 9 °C Caudal Impul. : 848 m³/h

Zona: Centro de Desarrollo local

Hora de Cálculo: 19 Mes de Cálculo: Julio

Superficie : 160 m²
AcabadoSuelo: Pavimento / Terrazo
Condiciones exteriores
Ts : 32,42 °C
Hr : 68 %
W : 0,020917 Kg/Kg a.s.
Temp. Terreno : 27,3

Local: Aula de formación I

Condiciones interiores
Ts : 25 °C
Hr : 50 %
Cerramientos al exterior:
Nombre : Muro exterior
Peso : 331,4 Kg/m²
Orientación : Sur
Color : Claro
Superficie : 17,46 m²
K : 0,4319 W/m²°C
T^a equivalente : 34,6 °C

C. Sensible : 72 W

Cerramientos al exterior:

Nombre : Muro exterior
Peso : 331,4 Kg/m²
Orientación : Oeste
Color : Claro
Superficie : 10,27 m²
K : 0,4319 W/m²°C
T^a equivalente : 34,05 °C

C. Sensible : 40 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7
Peso : 102 Kg/m²
Superficie: 24,5 m²
K : 2,209 W/m²°C
T^a equivalente : 25 °C

C. Sensible : 0 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7
Peso : 102 Kg/m²
Superficie: 10,27 m²
K : 2,209 W/m²°C
T^a equivalente : 25 °C

C. Sensible : 0 W

Nombre : PA5PF2LA10BP15
Peso : 595,4 Kg/m²
Superficie : 45 m²
K : 0,8927 W/m²°C
T^a terreno : 27,32 °C

C. Sensible : 93 W

Cerramientos al exterior:

Nombre : PA5BH20CA30PY2
Peso : 402,77 Kg/m²
Orientación : 30° Sur
Color : Claro
Superficie : 45 m²
K : 1,68 W/m²°C
T^a equivalente : 44,71 °C

C. Sensible : 1490 W

Puerta:

Nombre: Puerta
Superficie: 0,8 m²
K : 2 W/m²°C Interior
Temp. Equivalente : 25 °C
C Sen. cond.: 0 W

C. Sensible : 0 W

Ventanas:

Nombre: Ventana típica
Superficie: 2 m²
K : 5,8 W/m²°C
Orient.: Norte
Radiación transmitida ventana : 60 W/m²
Fracción Soleada : 36 %
SC : 0,09005
C Sen. cond.: 86 W
C Sen. inst. rad. : 6 W
C Sen. almac. rad. : 5 W
Existen 3 ventanas iguales

C. Sensible : 291 W

Ocupantes:

Nº Máx. ocupantes: 12
Actividad: Sentado trab.muy ligero /De pie sin mov. 1.08 Met
Distribución propia para la zona : Constante 75%
C Sen. inst. : 578 W
C Sen. almac. : 45 W
C Lat. inst. : 464 W

C. Latente : 464 W C. Sensible : 624 W

Local: Aula de formación II

Condiciones interiores Ts : 24 °C Hr : 50 %

Cerramientos al exterior:

Nombre : Muro exterior
Peso : 331,4 Kg/m²
Orientación : Oeste
Color : Claro
Superficie : 11,4 m²
K : 0,4319 W/m²°C
T^a equivalente : 34,05 °C

C. Sensible : 49 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7
Peso : 102 Kg/m²
Superficie: 24,5 m²
K : 2,209 W/m²°C
T^a equivalente : 25 °C

C. Sensible : 54 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7
Peso : 102 Kg/m²
Superficie: 24,5 m²
K : 2,209 W/m²°C
T^a equivalente : 25 °C

C. Sensible : 54 W

Nombre : PA5PF2LA10BP15
Peso : 595,4 Kg/m²

Superficie : 70 m²
K : 0,8927 W/m²°C
T^a terreno : 27,32 °C

C. Sensible : 207 W

Cerramientos al exterior:

Nombre : PA5BH20CA30PY2
Peso : 402,77 Kg/m²
Orientación : Horizontal Sol
Color : Claro
Superficie : 70 m²
K : 1,68 W/m²°C
T^a equivalente : 45 °C

C. Sensible : 2469 W

Puerta:

Nombre: Puerta
Superficie: 0,8 m²
K : 2 W/m²°C
Interior
Temp. Equivalente : 25 °C
C Sen. cond.: 1 W

C. Sensible : 1 W

Ventanas:

Nombre: Ventana típica
Superficie: 3 m²
K : 5,8 W/m²°C
Orient.: Oeste
Radiación transmitida ventana : 248 W/m²
Fracción Soleada : 90 %
SC : 0,09005
C Sen. cond.: 146 W
C Sen. inst. rad. : 41 W
C Sen. almac. rad. : 20 W
Existen 2 ventanas iguales

C. Sensible : 414 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7
Peso : 102 Kg/m²
Superficie: 14,24 m²
K : 2,209 W/m²°C
T^a equivalente : 25 °C

C. Sensible : 31 W

Puerta:

Nombre: Puerta
Superficie: 0,8 m²
K : 2 W/m²°C
Interior
Temp. Equivalente : 25 °C

C Sen. cond.: 1 W

C. Sensible : 1 W

Ocupantes:

Nº Máx. ocupantes: 20

Actividad: Sentado Reposo 0.89 Met

Distribución propia para la zona : Constante 75%

C Sen. inst. : 948 W

C Sen. almac. : 69 W

C Lat. inst. : 563 W

C. Latente : 563 W C. Sensible : 1017 W

Local: Aula de formación III

Condiciones interiores

Ts : 24 °C

Hr : 50 %

Cerramientos al exterior:

Nombre : Muro exterior

Peso : 331,4 Kg/m²

Orientación : Norte

Color : Claro

Superficie : 17,46 m²

K : 0,4319 W/m²°C

T^a equivalente : 31,97 °C

C. Sensible : 60 W

Cerramientos al exterior:

Nombre : Muro exterior

Peso : 331,4 Kg/m²

Orientación : Oeste

Color : Claro

Superficie : 10,27 m²

K : 0,4319 W/m²°C

T^a equivalente : 34,05 °C

C. Sensible : 44 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7

Peso : 102 Kg/m²

Superficie: 24,5 m²

K : 2,209 W/m²°C

T^a equivalente : 25 °C

C. Sensible : 54 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7

Peso : 102 Kg/m²

Superficie: 10,27 m²

K : 2,209 W/m²°C

T^a equivalente : 25 °C

C. Sensible : 22 W

Nombre : PA5PF2LA10BP15

Peso : 595,4 Kg/m²
Superficie : 45 m²
K : 0,8927 W/m²°C
T^a terreno : 27,32 °C

C. Sensible : 133 W

Cerramientos al exterior:

Nombre : PA5BH20CA30PY2
Peso : 402,77 Kg/m²
Orientación : 30° Norte
Color : Claro
Superficie : 45 m²
K : 1,68 W/m²°C
T^a equivalente : 42,02 °C

C. Sensible : 1362 W

Ventanas:

Nombre: Ventana típica
Superficie: 2 m²
K : 5,8 W/m²°C
Orient.: Norte
Radiación transmitida ventana : 60 W/m²
Fracción Soleada : 36 %
SC : 0,09005
C Sen. cond.: 97 W
C Sen. inst. rad. : 6 W
C Sen. almac. rad. : 5 W
Existen 3 ventanas iguales

C. Sensible : 324 W

Puerta:

Nombre: Puerta
Superficie: 0,8 m²
K : 2 W/m²°C
Interior
Temp. Equivalente : 25 °C
C Sen. cond.: 1 W

C. Sensible : 1 W

Ocupantes:

Nº Máx. ocupantes: 8
Actividad: Sentado Reposo 0.89 Met
Distribución propia para la zona : Constante 75%
C Sen. inst. : 368 W
C Sen. almac. : 27 W
C Lat. inst. : 219 W

C. Latente : 219 W C. Sensible : 396 W

Iluminación fluorescente con reactancia incorporada o halógenas :

Potencia Máxima : 1152 W
Potencia en ese instante : 1036 W

Distribución : Constante 75%
C Sen. almacenado : 73 W
C Sen. instantáneo : 899 W

C. Sensible : 972 W

Otras Cargas:

Potencia Sensible Máxima : 3400 W
Potencia Latente Máxima : 0 W
Distribución : Constante 75%

C. Latente : 0 W C. Sensible : 3060 W

Ventilación: 416 m3/h

C. Latente : 3970 W C. Sensible : 1125 W

Mayoración Zona: Coef Seguridad 1 (%)

C. Latente : 52 W C. Sensible : 145 W

Suma : C. Latente : 5299 W C. Sensible :
14648 W

Factor de calor sensible = 0,73 Calor Total = 19947 W

Ratio Total : 124 W/m² Ratio Sensible : 91 W/m²

Equipo zona con toma de aire exterior constante Temp.

Impul. : 9 °C Caudal Impul. : 2643 m³/h

Edificio

Hora de Cálculo: 19 Mes de Cálculo: Julio

Superficie : 160 m²

Condiciones exteriores

Ts : 32,42 °C

Hr : 68 %

W : 0,020917 Kg/Kg a.s.

Temp. Terreno : 27,3

Zona: Centro de Desarrollo local

Local: Aula de formación I

Condiciones interiores

Ts : 25 °C

Hr : 50 %

Cerramientos al exterior:

Nombre : Muro exterior

Peso : 331,4 Kg/m²

Orientación : Sur

Color : Claro
Superficie : 17,46 m²
K : 0,4319 W/m²°C
T^a equivalente : 34,6 °C

C. Sensible : 72 W

Cerramientos al exterior:

Nombre : Muro exterior
Peso : 331,4 Kg/m²
Orientación : Oeste
Color : Claro
Superficie : 10,27 m²
K : 0,4319 W/m²°C
T^a equivalente : 34,05 °C

C. Sensible : 40 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7
Peso : 102 Kg/m²
Superficie: 24,5 m²
K : 2,209 W/m²°C
T^a equivalente : 25 °C

C. Sensible : 0 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7
Peso : 102 Kg/m²
Superficie: 10,27 m²
K : 2,209 W/m²°C
T^a equivalente : 25 °C

C. Sensible : 0 W

Nombre : PA5PF2LA10BP15
Peso : 595,4 Kg/m²
Superficie : 45 m²
K : 0,8927 W/m²°C
T^a terreno : 27,32 °C

C. Sensible : 93 W

Cerramientos al exterior:

Nombre : PA5BH20CA30PY2
Peso : 402,77 Kg/m²
Orientación : 30° Sur
Color : Claro
Superficie : 45 m²
K : 1,68 W/m²°C
T^a equivalente : 44,71 °C

C. Sensible : 1490 W

Puerta:

Nombre: Puerta
Superficie: 0,8 m²
K : 2 W/m²°C

Interior
Temp. Equivalente : 25 °C
C Sen. cond.: 0 W

C. Sensible : 0 W

Ventanas:

Nombre: Ventana típica
Superficie: 2 m²
K : 5,8 W/m²°C
Orient.: Norte
Radiación transmitida ventana : 60 W/m²
Fracción Soleada : 36 %
SC : 0,09005
C Sen. cond.: 86 W
C Sen. inst. rad. : 6 W
C Sen. almac. rad. : 5 W
Existen 3 ventanas iguales

C. Sensible : 291 W

Ocupantes:

Nº Máx. ocupantes: 12
Actividad: Sentado trab.muy ligero /De pie sin mov. 1.08 Met
Distribución propia para la zona : Constante 75%
C Sen. inst. : 578 W
C Sen. almac. : 45 W
C Lat. inst. : 464 W

C. Latente : 464 W C. Sensible : 624 W

Local: Aula de formación II

Condiciones interiores Ts : 24 °C Hr : 50 %

Cerramientos al exterior:

Nombre : Muro exterior
Peso : 331,4 Kg/m²
Orientación : Oeste
Color : Claro
Superficie : 11,4 m²
K : 0,4319 W/m²°C
T^a equivalente : 34,05 °C

C. Sensible : 49 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7
Peso : 102 Kg/m²
Superficie: 24,5 m²
K : 2,209 W/m²°C
T^a equivalente : 25 °C

C. Sensible : 54 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7
Peso : 102 Kg/m²
Superficie: 24,5 m²

K : 2,209 W/m²°C
T^a equivalente : 25 °C

C. Sensible : 54 W

Nombre : PA5PF2LA10BP15
Peso : 595,4 Kg/m²
Superficie : 70 m²
K : 0,8927 W/m²°C
T^a terreno : 27,32 °C

C. Sensible : 207 W

Cerramientos al exterior:

Nombre : PA5BH20CA30PY2
Peso : 402,77 Kg/m²
Orientación : Horizontal Sol
Color : Claro
Superficie : 70 m²
K : 1,68 W/m²°C
T^a equivalente : 45 °C

C. Sensible : 2469 W

Puerta:

Nombre: Puerta
Superficie: 0,8 m²
K : 2 W/m²°C
Interior
Temp. Equivalente : 25 °C
C Sen. cond.: 1 W

C. Sensible : 1 W

Ventanas:

Nombre: Ventana típica
Superficie: 3 m²
K : 5,8 W/m²°C
Orient.: Oeste
Radiación transmitida ventana : 248 W/m²
Fracción Soleada : 90 %
SC : 0,09005
C Sen. cond.: 146 W
C Sen. inst. rad. : 41 W
C Sen. almac. rad. : 20 W
Existen 2 ventanas iguales

C. Sensible : 414 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7
Peso : 102 Kg/m²
Superficie: 14,24 m²
K : 2,209 W/m²°C
T^a equivalente : 25 °C

C. Sensible : 31 W

Puerta:

Nombre: Puerta
Superficie: 0,8 m²
K : 2 W/m²°C
Interior
Temp. Equivalente : 25 °C
C Sen. cond.: 1 W

C. Sensible : 1 W

Ocupantes:

Nº Máx. ocupantes: 20
Actividad: Sentado Reposo 0.89 Met
Distribución propia para la zona : Constante 75%
C Sen. inst. : 948 W
C Sen. almac. : 69 W
C Lat. inst. : 563 W

C. Latente : 563 W C. Sensible : 1017 W

Local: Aula de formación III

Condiciones interiores Ts : 24 °C Hr : 50 %

Cerramientos al exterior:

Nombre : Muro exterior
Peso : 331,4 Kg/m²
Orientación : Norte
Color : Claro
Superficie : 17,46 m²
K : 0,4319 W/m²°C
T^a equivalente : 31,97 °C

C. Sensible : 60 W

Cerramientos al exterior:

Nombre : Muro exterior
Peso : 331,4 Kg/m²
Orientación : Oeste
Color : Claro
Superficie : 10,27 m²
K : 0,4319 W/m²°C
T^a equivalente : 34,05 °C

C. Sensible : 44 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7
Peso : 102 Kg/m²
Superficie: 24,5 m²
K : 2,209 W/m²°C
T^a equivalente : 25 °C

C. Sensible : 54 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7
Peso : 102 Kg/m²
Superficie: 10,27 m²
K : 2,209 W/m²°C

T^a equivalente : 25 °C

C. Sensible : 22 W

Nombre : PA5PF2LA10BP15

Peso : 595,4 Kg/m²

Superficie : 45 m²

K : 0,8927 W/m²°C

T^a terreno : 27,32 °C

C. Sensible : 133 W

Cerramientos al exterior:

Nombre : PA5BH20CA30PY2

Peso : 402,77 Kg/m²

Orientación : 30° Norte

Color : Claro

Superficie : 45 m²

K : 1,68 W/m²°C

T^a equivalente : 42,02 °C

C. Sensible : 1362 W

Ventanas:

Nombre: Ventana típica

Superficie: 2 m²

K : 5,8 W/m²°C

Orient.: Norte

Radiación transmitida ventana : 60 W/m²

Fracción Soleada : 36 %

SC : 0,09005

C Sen. cond.: 97 W

C Sen. inst. rad. : 6 W

C Sen. almac. rad. : 5 W

Existen 3 ventanas iguales

C. Sensible : 324 W

Puerta:

Nombre: Puerta

Superficie: 0,8 m²

K : 2 W/m²°C

Interior

Temp. Equivalente : 25 °C

C Sen. cond.: 1 W

C. Sensible : 1 W

Ocupantes:

Nº Máx. ocupantes: 8

Actividad: Sentado Reposo 0.89 Met

Distribución propia para la zona : Constante 75%

C Sen. inst. : 368 W

C Sen. almac. : 27 W

C Lat. inst. : 219 W

C. Latente : 219 W C. Sensible : 396 W

Iluminación fluorescente con reactancia incorporada o halógenas :

Potencia Máxima : 1152 W
Potencia en ese instante : 1036 W
Distribución : Constante 75%
C Sen. almacenado : 73 W
C Sen. instantaneo : 899 W

C. Sensible : 972 W

Otras Cargas:

Potencia Sensible Máxima : 3400 W
Potencia Latente Máxima : 0 W
Distribución : Constante 75%

C. Latente : 0 W C. Sensible : 3060 W

Ventilación: 416 m3/h

C. Latente : 3970 W C. Sensible : 1125 W

Mayoración Edificio : Coef Seguridad 1 (%)

C. Latente : 52 W C. Sensible : 145 W

SUMA: C. Latente: 5299 W C. Sensible:
14648 W
Factor de calor sensible = 0,73 Calor Total = 19947
W
Ratio Total : 124 W/m2 Ratio Sensible : 91 W/m2

1.2. ESTIMACIÓN DE LA CARGA TÉRMICA DE CALEFACCIÓN

Climatización mediante Energía Solar

Empresa : UPCT Autor : Rafael Martínez Sánchez
Fecha : 16/10/2006

Cargas Térmicas Detalladas del Edificio, de sus Zonas y de sus Locales

Cargas Térmicas de Calefacción Máximas Totales

Ubicación y condiciones del exterior

Localidad : Puerto Lumbreras (Murcia)
Altitud: 42 m
Latitud: 38,38 °
Oscilación máxima anual (OMA): 43 °C
Velocidad del viento 5,9 m/s
Temperatura del terreno : 8 °C
Nivel percentil anual : 99,6 %
Tª seca : -9 °C
Humedad relativa : 80 %
Oscilación media diaria (OMD): 7 °C
Materiales Circundantes: Estándar
Turbiedad de la atmósfera: Estándar

Local: Aula de formación I

Hora de Cálculo: 8 Mes de Cálculo: Febrero

Superficie : 45 m²
Altura : 2,5 m
AcabadoSuelo: Pavimento / Terrazo
Condiciones exteriores
Ts : -8,421 °C
Hr : 76 %
W : 0,0013984 Kg/Kg a.s.
Temp. Terreno : 8
Condiciones interiores
Ts : 20 °C
Hr : 35 %
W : 0,005063 kg/kg a.s.

Cerramientos al exterior:

Nombre : Muro exterior
Peso : 331,4 Kg/m²
Orientación : Sur
Color : Claro
Superficie : 17,46 m²
K : 0,4319 W/m²°C
Tª equivalente : -5,449 °C

C. Sensible : -191 W

Cerramientos al exterior:

Nombre : Muro exterior
Peso : 331,4 Kg/m²
Orientación : Oeste
Color : Claro
Superficie : 10,27 m²
K : 0,4319 W/m²°C

T^a equivalente : -5,449 °C

C. Sensible : -112 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7

Peso : 102 Kg/m²

Superficie: 24,5 m²

K : 2,209 W/m²°C

T^a equivalente : 20 °C

C. Sensible : 0 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7

Peso : 102 Kg/m²

Superficie: 10,27 m²

K : 2,209 W/m²°C

T^a equivalente : 20 °C

C. Sensible : 0 W

Nombre : PA5PF2LA10BP15

Peso : 595,4 Kg/m²

Superficie : 45 m²

K : 0,8927 W/m²°C

T^a terreno : 8 °C

C. Sensible : -482 W

Cerramientos al exterior:

Nombre : PA5BH20CA30PY2

Peso : 402,77 Kg/m²

Orientación : 30° Sur

Color : Claro

Superficie : 45 m²

K : 1,68 W/m²°C

T^a equivalente : -6,036 °C

C. Sensible : -1968 W

Puerta:

Nombre: Puerta

Superficie: 0,8 m²

K : 2 W/m²°C

Interior

Temp. Equivalente : 20 °C

C Sen. cond.: -8 W

C. Sensible : -8 W

Ventanas:

Nombre: Ventana típica

Superficie: 2 m²

K : 5,8 W/m²°C

Orient.: Norte

Radiación transmitida ventana : 19 W/m²

Fracción Soleada : 0 %

SC : 0,09005

C Sen. cond.: -387 W
C Sen. inst. rad. : 2 W
C Sen. almac. rad. : 0 W
Existen 3 ventanas iguales

C. Sensible : -1155 W

Iluminación fluorescente con reactancia incorporada o halógenas :

Potencia Máxima : 288 W
Potencia en ese instante : 0 W
Distribución : Constante 75%
C Sen. almacenado : 3 W
C Sen. instantáneo : 0 W

C. Sensible : 3 W

Otras Cargas:

Potencia Sensible Máxima : 850 W
Potencia Latente Máxima : 0 W
Distribución : Constante 75%

C. Latente : 0 W C. Sensible : 0 W

Mayoración : Coef Seguridad 1 (%)

C. Latente : 0 W C. Sensible : -40 W

SUMA TOTAL: C. Latente : 0 W C. Sensible : -3953 W
Factor de calor sensible = 1 Calor Total = -3953 W
Ratio Total : -88 W/m² Ratio Sensible : -88 W/m²
Temp. Impul. : 34 °C Caudal Impul. : 848 m³/h

Local: Aula de formación II

Hora de Cálculo: 8 Mes de Cálculo: Febrero

Superficie : 70 m²
Altura : 2,5 m
AcabadoSuelo: Pavimento / Terrazo
Condiciones exteriores
Ts : -8,421 °C
Hr : 76 %
W : 0,0013984 Kg/Kg a.s.
Temp. Terreno : 8
Condiciones interiores
Ts : 20 °C
Hr : 35 %
W : 0,005063 kg/kg a.s.

Cerramientos al exterior:

Nombre : Muro exterior
Peso : 331,4 Kg/m²
Orientación : Oeste
Color : Claro
Superficie : 11,4 m²
K : 0,4319 W/m²°C
T^a equivalente : -5,449 °C

C. Sensible : -125 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7
Peso : 102 Kg/m²
Superficie: 24,5 m²
K : 2,209 W/m²°C
T^a equivalente : 20 °C

C. Sensible : 0 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7
Peso : 102 Kg/m²
Superficie: 24,5 m²
K : 2,209 W/m²°C
T^a equivalente : 20 °C

C. Sensible : 0 W

Nombre : PA5PF2LA10BP15
Peso : 595,4 Kg/m²
Superficie : 70 m²
K : 0,8927 W/m²°C
T^a terreno : 8 °C

C. Sensible : -749 W

Cerramientos al exterior:

Nombre : PA5BH20CA30PY2
Peso : 402,77 Kg/m²
Orientación : Horizontal Sol
Color : Claro
Superficie : 70 m²
K : 1,68 W/m²°C
T^a equivalente : -6,022 °C

C. Sensible : -3060 W

Puerta:

Nombre: Puerta
Superficie: 0,8 m²
K : 2 W/m²°C
Interior
Temp. Equivalente : 20 °C
C Sen. cond.: -6 W

C. Sensible : -6 W

Ventanas:

Nombre: Ventana típica
Superficie: 3 m²
K : 5,8 W/m²°C
Orient.: Oeste
Radiación transmitida ventana : 19 W/m²
Fracción Soleada : 0 %
SC : 0,09005
C Sen. cond.: -564 W
C Sen. inst. rad. : 3 W
C Sen. almac. rad. : 0 W
Existen 2 ventanas iguales

C. Sensible : -1122 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7
Peso : 102 Kg/m²
Superficie: 14,24 m²
K : 2,209 W/m²°C
T^a equivalente : 20 °C

C. Sensible : 0 W

Puerta:

Nombre: Puerta
Superficie: 0,8 m²
K : 2 W/m²°C
Interior
Temp. Equivalente : 20 °C
C Sen. cond.: -6 W

C. Sensible : -6 W

Iluminación fluorescente con reactancia incorporada o halógenas :

Potencia Máxima : 280 W
Potencia en ese instante : 0 W
Distribución : Constante 75%
C Sen. almacenado : 2 W
C Sen. instantáneo : 0 W

C. Sensible : 2 W

Otras Cargas:

Potencia Sensible Máxima : 425 W
Potencia Latente Máxima : 0 W
Distribución : Constante 75%

C. Latente : 0 W C. Sensible : 0 W

Mayoración : Coef Seguridad 1 (%)

C. Latente : 0 W C. Sensible : -51 W

SUMA TOTAL: C. Latente : 0 W C. Sensible : -5117 W

Factor de calor sensible = 1 Calor Total = -5117 W
Ratio Total : -74 W/m² Ratio Sensible : -74 W/m²
Temp. Impul. : 34 °C Caudal Impul. : 1097 m³/h

Local: Aula de formación III

Hora de Cálculo: 8 Mes de Cálculo: Febrero

Superficie : 45 m²
Altura : 2,5 m
AcabadoSuelo: Pavimento / Terrazo
Condiciones exteriores
Ts : -8,421 °C
Hr : 76 %
W : 0,0013984 Kg/Kg a.s.
Temp. Terreno : 8
Condiciones interiores
Ts : 20 °C
Hr : 35 %
W : 0,005063 kg/kg a.s.

Cerramientos al exterior:

Nombre : Muro exterior
Peso : 331,4 Kg/m²
Orientación : Norte
Color : Claro
Superficie : 17,46 m²
K : 0,4319 W/m²°C
T^a equivalente : -5,449 °C

C. Sensible : -191 W

Cerramientos al exterior:

Nombre : Muro exterior
Peso : 331,4 Kg/m²
Orientación : Oeste
Color : Claro
Superficie : 10,27 m²
K : 0,4319 W/m²°C
T^a equivalente : -5,449 °C

C. Sensible : -112 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7
Peso : 102 Kg/m²
Superficie: 24,5 m²
K : 2,209 W/m²°C

T^a equivalente : 20 °C

C. Sensible : 0 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7

Peso : 102 Kg/m²

Superficie: 10,27 m²

K : 2,209 W/m²°C

T^a equivalente : 20 °C

C. Sensible : 0 W

Nombre : PA5PF2LA10BP15

Peso : 595,4 Kg/m²

Superficie : 45 m²

K : 0,8927 W/m²°C

T^a terreno : 8 °C

C. Sensible : -482 W

Cerramientos al exterior:

Nombre : PA5BH20CA30PY2

Peso : 402,77 Kg/m²

Orientación : 30° Norte

Color : Claro

Superficie : 45 m²

K : 1,68 W/m²°C

T^a equivalente : -6,036 °C

C. Sensible : -1968 W

Ventanas:

Nombre: Ventana típica

Superficie: 2 m²

K : 5,8 W/m²°C

Orient.: Norte

Radiación transmitida ventana : 19 W/m²

Fracción Soleada : 0 %

SC : 0,09005

C Sen. cond.: -376 W

C Sen. inst. rad. : 2 W

C Sen. almac. rad. : 0 W

Existen 3 ventanas iguales

C. Sensible : -1122 W

Puerta:

Nombre: Puerta

Superficie: 0,8 m²

K : 2 W/m²°C

Interior

Temp. Equivalente : 20 °C

C Sen. cond.: -6 W

C. Sensible : -6 W

Iluminación fluorescente con reactancia incorporada o halógenas :

Potencia Máxima : 144 W
Potencia en ese instante : 0 W
Distribución : Constante 75%
C Sen. almacenado : 1 W
C Sen. instantáneo : 0 W

C. Sensible : 1 W

Otras Cargas:

Potencia Sensible Máxima : 850 W
Potencia Latente Máxima : 0 W
Distribución : Constante 75%

C. Latente : 0 W C. Sensible : 0 W

Mayoración : Coef Seguridad 1 (%)

C. Latente : 0 W C. Sensible : -39 W

SUMA TOTAL: C. Latente : 0 W C. Sensible : -3919 W
Factor de calor sensible = 1 Calor Total = -3919 W
Ratio Total : -88 W/m² Ratio Sensible : -88 W/m²
Temp. Impul. : 34 °C Caudal Impul. : 840 m³/h

Zona: Centro de Desarrollo local

Hora de Cálculo: 8 Mes de Cálculo: Febrero

Superficie : 160 m²
AcabadoSuelo: Pavimento / Terrazo
Condiciones exteriores

Ts : -8,959 °C
Hr : 80 %
W : 0,0013984 Kg/Kg a.s.
Temp. Terreno : 8

Local: Aula de formación I

Condiciones interiores Ts : 20 °C Hr : 35 %

Cerramientos al exterior:

Nombre : Muro exterior
Peso : 331,4 Kg/m²
Orientación : Sur
Color : Claro
Superficie : 17,46 m²
K : 0,4319 W/m²°C
T^a equivalente : -5,11 °C

C. Sensible : -189 W

Cerramientos al exterior:

Nombre : Muro exterior

Peso : 331,4 Kg/m²

Orientación : Oeste

Color : Claro

Superficie : 10,27 m²

K : 0,4319 W/m²°C

T^a equivalente : -5,11 °C

C. Sensible : -111 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7

Peso : 102 Kg/m²

Superficie: 24,5 m²

K : 2,209 W/m²°C

T^a equivalente : 20 °C

C. Sensible : 0 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7

Peso : 102 Kg/m²

Superficie: 10,27 m²

K : 2,209 W/m²°C

T^a equivalente : 20 °C

C. Sensible : 0 W

Nombre : PA5PF2LA10BP15

Peso : 595,4 Kg/m²

Superficie : 45 m²

K : 0,8927 W/m²°C

T^a terreno : 8 °C

C. Sensible : -482 W

Cerramientos al exterior:

Nombre : PA5BH20CA30PY2

Peso : 402,77 Kg/m²

Orientación : 30° Sur

Color : Claro

Superficie : 45 m²

K : 1,68 W/m²°C

T^a equivalente : -5,681 °C

C. Sensible : -1941 W

Puerta:

Nombre: Puerta

Superficie: 0,8 m²

K : 2 W/m²°C

Interior

Temp. Equivalente : 20 °C

C Sen. cond.: -8 W

C. Sensible : -8 W

Ventanas:

Nombre: Ventana típica

Superficie: 2 m²

K : 5,8 W/m²°C

Orient.: Norte

Radiación transmitida ventana : 4 W/m²

Fracción Soleada : 0 % SC : 0,09005

C Sen. cond.: -393 W

C Sen. inst. rad. : 0 W

C Sen. almac. rad. : 0 W

Existen 3 ventanas iguales

C. Sensible : -1179 W

Local: Aula de formación II

Condiciones interiores Ts : 20 °C Hr : 35 %

Cerramientos al exterior:

Nombre : Muro exterior

Peso : 331,4 Kg/m²

Orientación : Oeste

Color : Claro

Superficie : 11,4 m²

K : 0,4319 W/m²°C

T^a equivalente : -5,11 °C

C. Sensible : -123 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7

Peso : 102 Kg/m²

Superficie: 24,5 m²

K : 2,209 W/m²°C

T^a equivalente : 20 °C

C. Sensible : 0 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7

Peso : 102 Kg/m²

Superficie: 24,5 m²

K : 2,209 W/m²°C

T^a equivalente : 20 °C

C. Sensible : 0 W

Nombre : PA5PF2LA10BP15

Peso : 595,4 Kg/m²

Superficie : 70 m²

K : 0,8927 W/m²°C

T^a terreno : 8 °C

C. Sensible : -749 W

Cerramientos al exterior:

Nombre : PA5BH20CA30PY2

Peso : 402,77 Kg/m²

Orientación : Horizontal Sol

Color : Claro
Superficie : 70 m²
K : 1,68 W/m²°C
T^a equivalente : -5,666 °C

C. Sensible : -3018 W

Puerta:

Nombre: Puerta
Superficie: 0,8 m²
K : 2 W/m²°C
Interior

Temp. Equivalente : 20 °C C Sen. cond.: -6 W

C. Sensible : -6 W

Ventanas:

Nombre: Ventana típica
Superficie: 3 m²
K : 5,8 W/m²°C
Orient.: Oeste
Radiación transmitida ventana : 4 W/m²
Fracción Soleada : 0 %
SC : 0,09005
C Sen. cond.: -573 W
C Sen. inst. rad. : 0 W
C Sen. almac. rad. : 0 W
Existen 2 ventanas iguales

C. Sensible : -1146 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7
Peso : 102 Kg/m²
Superficie: 14,24 m²
K : 2,209 W/m²°C
T^a equivalente : 20 °C

C. Sensible : 0 W

Puerta:

Nombre: Puerta
Superficie: 0,8 m²
K : 2 W/m²°C
Interior
Temp. Equivalente : 20 °C
C Sen. cond.: -6 W

C. Sensible : -6 W

Local: Aula de formación III

Condiciones interiores Ts : 20 °C Hr : 35 %

Cerramientos al exterior:

Nombre : Muro exterior
Peso : 331,4 Kg/m²
Orientación : Norte
Color : Claro

Superficie : 17,46 m²
K : 0,4319 W/m²°C
T^a equivalente : -5,11 °C

C. Sensible : -189 W

Cerramientos al exterior:

Nombre : Muro exterior
Peso : 331,4 Kg/m²
Orientación : Oeste
Color : Claro
Superficie : 10,27 m²
K : 0,4319 W/m²°C
T^a equivalente : -5,11 °C

C. Sensible : -111 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7
Peso : 102 Kg/m²
Superficie: 24,5 m²
K : 2,209 W/m²°C
T^a equivalente : 20 °C

C. Sensible : 0 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7
Peso : 102 Kg/m²
Superficie: 10,27 m²
K : 2,209 W/m²°C
T^a equivalente : 20 °C

C. Sensible : 0 W

Nombre : PA5PF2LA10BP15
Peso : 595,4 Kg/m²
Superficie : 45 m²
K : 0,8927 W/m²°C
T^a terreno : 8 °C

C. Sensible : -482 W

Cerramientos al exterior:

Nombre : PA5BH20CA30PY2
Peso : 402,77 Kg/m²
Orientación : 30° Norte
Color : Claro
Superficie : 45 m²
K : 1,68 W/m²°C
T^a equivalente : -5,681 °C

C. Sensible : -1941 W

Ventanas:

Nombre: Ventana típica
Superficie: 2 m²
K : 5,8 W/m²°C
Orient.: Norte

Radiación transmitida ventana : 4 W/m²

Fracción Soleada : 0 %

SC : 0,09005

C Sen. cond.: -382 W

C Sen. inst. rad. : 0 W

C Sen. almac. rad. : 0 W

Existen 3 ventanas iguales

C. Sensible : -1146 W

Puerta:

Nombre: Puerta

Superficie: 0,8 m²

K : 2 W/m²°C

Interior

Temp. Equivalente : 20 °C

C Sen. cond.: -6 W

C. Sensible : -6 W

Iluminación fluorescente con reactancia incorporada o halógenas :

Potencia Máxima : 712 W

Potencia en ese instante : 0 W

Distribución : Constante 75%

C Sen. almacenado : 8 W

C Sen. instantáneo : 0 W

C. Sensible : 8 W

Otras Cargas:

Potencia Sensible Máxima : 2125 W

Potencia Latente Máxima : 0 W

Distribución : Constante 75%

C. Latente : 0 W C. Sensible : 0 W

Ventilación: 416 m³/h

C. Latente : -1270 W C. Sensible : -4015 W

Mayoración Zona: Coef Seguridad 1 (%)

C. Latente : -13 W C. Sensible : -169 W

Suma : C. Latente : -1283 W C. Sensible :
-17009 W

Factor de calor sensible = 0,92 Calor Total = -18292
W

Ratio Total : -115 W/m² Ratio Sensible : -107 W/m²

Equipo zona con toma de aire exterior constante Temp.

Impul. : 34 °C Caudal Impul. : 2777 m³/h

Edificio

Hora de Cálculo: 8 Mes de Cálculo: Febrero

Superficie : 160 m²
Condiciones exteriores
Ts : -8,959 °C
Hr : 80 %
W : 0,0013984 Kg/Kg a.s.
Temp. Terreno : 8

Zona: Centro de Desarrollo local

Local: Aula de formación I

Condiciones interiores
Ts : 20 °C
Hr : 35 %
Cerramientos al exterior:
Nombre : Muro exterior
Peso : 331,4 Kg/m²
Orientación : Sur
Color : Claro
Superficie : 17,46 m²
K : 0,4319 W/m²°C
T^a equivalente : -5,11 °C

C. Sensible : -189 W

Cerramientos al exterior:

Nombre : Muro exterior
Peso : 331,4 Kg/m²
Orientación : Oeste
Color : Claro
Superficie : 10,27 m²
K : 0,4319 W/m²°C
T^a equivalente : -5,11 °C

C. Sensible : -111 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7
Peso : 102 Kg/m²
Superficie: 24,5 m²
K : 2,209 W/m²°C
T^a equivalente : 20 °C

C. Sensible : 0 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7
Peso : 102 Kg/m²
Superficie: 10,27 m²
K : 2,209 W/m²°C

T^a equivalente : 20 °C

C. Sensible : 0 W

Nombre : PA5PF2LA10BP15

Peso : 595,4 Kg/m²

Superficie : 45 m²

K : 0,8927 W/m²°C

T^a terreno : 8 °C

C. Sensible : -482 W

Cerramientos al exterior:

Nombre : PA5BH20CA30PY2

Peso : 402,77 Kg/m²

Orientación : 30° Sur

Color : Claro

Superficie : 45 m²

K : 1,68 W/m²°C

T^a equivalente : -5,681 °C

C. Sensible : -1941 W

Puerta:

Nombre: Puerta

Superficie: 0,8 m²

K : 2 W/m²°C

Interior

Temp. Equivalente : 20 °C

C Sen. cond.: -8 W

C. Sensible : -8 W

Ventanas:

Nombre: Ventana típica

Superficie: 2 m²

K : 5,8 W/m²°C

Orient.: Norte

Radiación transmitida ventana : 4 W/m²

Fracción Soleada : 0 %

SC : 0,09005

C Sen. cond.: -393 W

C Sen. inst. rad. : 0 W

C Sen. almac. rad. : 0 W

Existen 3 ventanas iguales

C. Sensible : -1179 W

Local: Aula de formación II

Condiciones interiores

T_s : 20 °C

Hr : 35 %

Cerramientos al exterior:

Nombre : Muro exterior

Peso : 331,4 Kg/m²

Orientación : Oeste

Color : Claro

Superficie : 11,4 m²
K : 0,4319 W/m²°C
T^a equivalente : -5,11 °C

C. Sensible : -123 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7

Peso : 102 Kg/m²

Superficie: 24,5 m²

K : 2,209 W/m²°C

T^a equivalente : 20 °C

C. Sensible : 0 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7

Peso : 102 Kg/m²

Superficie: 24,5 m²

K : 2,209 W/m²°C

T^a equivalente : 20 °C

C. Sensible : 0 W

Nombre : PA5PF2LA10BP15

Peso : 595,4 Kg/m²

Superficie : 70 m²

K : 0,8927 W/m²°C

T^a terreno : 8 °C

C. Sensible : -749 W

Cerramientos al exterior:

Nombre : PA5BH20CA30PY2

Peso : 402,77 Kg/m²

Orientación : Horizontal Sol

Color : Claro

Superficie : 70 m²

K : 1,68 W/m²°C

T^a equivalente : -5,666 °C

C. Sensible : -3018 W

Puerta:

Nombre: Puerta

Superficie: 0,8 m²

K : 2 W/m²°C

Interior

Temp. Equivalente : 20 °C

C Sen. cond.: -6 W

C. Sensible : -6 W

Ventanas:

Nombre: Ventana típica

Superficie: 3 m²

K : 5,8 W/m²°C

Orient.: Oeste

Radiación transmitida ventana : 4 W/m²

Fracción Soleada : 0 %
SC : 0,09005
C Sen. cond.: -573 W
C Sen. inst. rad. : 0 W
C Sen. almac. rad. : 0 W
Existen 2 ventanas iguales

C. Sensible : -1146 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7
Peso : 102 Kg/m²
Superficie: 14,24 m²
K : 2,209 W/m²°C
T^a equivalente : 20 °C

C. Sensible : 0 W

Puerta:

Nombre: Puerta
Superficie: 0,8 m²
K : 2 W/m²°C
Interior
Temp. Equivalente : 20 °C
C Sen. cond.: -6 W

C. Sensible : -6 W

Local: Aula de formación III

Condiciones interiores
Ts : 20 °C
Hr : 35 %

Cerramientos al exterior:

Nombre : Muro exterior
Peso : 331,4 Kg/m²
Orientación : Norte
Color : Claro
Superficie : 17,46 m²
K : 0,4319 W/m²°C
T^a equivalente : -5,11 °C

C. Sensible : -189 W

Cerramientos al exterior:

Nombre : Muro exterior
Peso : 331,4 Kg/m²
Orientación : Oeste
Color : Claro
Superficie : 10,27 m²
K : 0,4319 W/m²°C
T^a equivalente : -5,11 °C

C. Sensible : -111 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7
Peso : 102 Kg/m²

Superficie: 24,5 m²
K : 2,209 W/m²°C
T^a equivalente : 20 °C

C. Sensible : 0 W

Cerramientos interiores:

Nombre: LH7
Peso : 102 Kg/m²
Superficie: 10,27 m²
K : 2,209 W/m²°C
T^a equivalente : 20 °C

C. Sensible : 0 W

Nombre : PA5PF2LA10BP15
Peso : 595,4 Kg/m²
Superficie : 45 m²
K : 0,8927 W/m²°C
T^a terreno : 8 °C

C. Sensible : -482 W

Cerramientos al exterior:

Nombre : PA5BH20CA30PY2
Peso : 402,77 Kg/m²
Orientación : 30° Norte
Color : Claro
Superficie : 45 m²
K : 1,68 W/m²°C
T^a equivalente : -5,681 °C

C. Sensible : -1941 W

Ventanas:

Nombre: Ventana típica
Superficie: 2 m²
K : 5,8 W/m²°C
Orient.: Norte
Radiación transmitida ventana : 4 W/m²
Fracción Soleada : 0 %
SC : 0,09005
C Sen. cond.: -382 W
C Sen. inst. rad. : 0 W
C Sen. almac. rad. : 0 W
Existen 3 ventanas iguales

C. Sensible : -1146 W

Puerta:

Nombre: Puerta
Superficie: 0,8 m²
K : 2 W/m²°C
Interior
Temp. Equivalente : 20 °C
C Sen. cond.: -6 W

C. Sensible : -6 W

**Iluminación fluorescente con reactancia
incorporada o halógenas :**

Potencia Máxima : 712 W

Potencia en ese instante : 0 W

Distribución : Constante 75%

C Sen. almacenado : 8 W

C Sen. instantaneo : 0 W

C. Sensible : 8 W

Otras Cargas:

Potencia Sensible Máxima : 2125 W

Potencia Latente Máxima : 0 W

Distribución : Constante 75%

C. Latente : 0 W C. Sensible : 0 W

Ventilación: 416 m³/h

C. Latente : -1270 W C. Sensible : -4015 W

Mayoración Edificio : Coef Seguridad 1 (%)

C. Latente : -13 W C. Sensible : -169 W

SUMA: C. Latente: -1283 W C. Sensible: -
17009 W

Factor de calor sensible = 0,92 Calor Total = -18292
W

Ratio Total : -115 W/m² Ratio Sensible : -107 W/m²

2. CÁLCULO DE LA SUPERFICIE NECESARIA DE COLECTORES

Los colectores solares que se van a instalar en ABSORPILOT serán del tipo Isonox II de Isotón, los cuales poseen una curva de rendimiento:

$$r=0.76-4.5*U_0(t_e-t_a)/I_t$$

t_e : Temperatura de entrada del fluido al colector
 t_a : Temperatura media ambiente
 U_0 : 10 W/(m²*°C)
 I_t : Radiación [W/m²]

2.1. SUPERFICIE NECESARIA DE COLECTORES PARA LOS MESES DE VERANO

Para estimar la superficie necesaria de colectores se han realizado simulaciones sucesivas con diferentes áreas de captación con el programa "Transol V2.0 del CSTB y Aguasol" hasta que el factor de aporte solar es superior al 90%.

Las condiciones que fueron fijadas a este programa para la simulación durante los meses estivales fueron las siguientes:

Tipo de instalación: Sistema solar térmico para vivienda unifamiliar y producción de ACS con acumulador solar interno, caldera externa individual modulante e instantánea y válvula termostática

1- Captador solar

Categoría: Captador plano

Fabricante: Isotón, S.A.

Producto: Isonox II

Orientación de los captadores: 15°

Inclinación del suelo: 0°

Inclinación: 30°

Capacidad térmica del fluido: Agua, 4.19 [kJ/kg*K]

2- Datos meteorológicos

Pais: España

Meteorología: Alcantarilla

3- Propiedades de la simulación

Para el periodo de verano se realizó la simulación entre el 1 de mayo y el 31 de octubre siendo las temperaturas de entrada del agua a los captadores de 75°C, esta temperatura intenta simular las condiciones de la parte baja del depósito ya que al ser un depósito vertical existe estratificación y la temperatura de la parte baja del depósito es considerablemente menor que la de la parte alta de donde se extrae el agua para consumo, por otro lado coincide con la temperatura de retorno de la máquina de absorción cuando a esta se le alimenta con temperaturas cercanas a los 90°C.

4- Regulación del circuito solar

Por temperatura:

Temperatura máxima en el captador: 180 °C

Temperatura máxima en el acumulador solar: 95 °C

5- Tuberías

Circuito solar: tubo de cobre 22"1 con 19mm de aislamiento tipo armaflex

Circuito de distribución: tubo de cobre 22"1 con 19mm de aislamiento tipo armaflex

6- Bombas

Caudal nominal: 1200 [kg/h]

Potencia máxima: 300 [W]

7- Acumulador solar

Nº de acumuladores: 1

Tipo: vertical 1500l con 80mm de aislante de espuma de poliuretano

Posición de las conexiones:

Retorno de circulación: 3

Entrada circuito: 6

Salida circuito solar: 10

Salida agua caliente: 1

Entrada agua fría: 10

8- Sistema auxiliar hidráulico

No se hace uso de un sistema auxiliar de apoyo

9- Consumo de agua

Temperatura del agua: 85 °C. Esta es la temperatura media a la que vamos a abastecer a la máquina de absorción ROTARTICA

Demanda diaria de agua: 4800 l/día. Corresponde a 4 horas de funcionamiento de la máquina con un caudal de 20 l/minuto

Se ha fijado un perfil de consumo diario en el que toda el agua es consumida por igual entre las 14:00 y las 18:00 y otro perfil anual en el que todo el consumo se realiza entre los meses de mayo y octubre siendo este menor en estos dos meses y mayor en los meses de Julio y Agosto
Funcionamiento del sistema: Meses de mayo a Octubre ambos incluidos

Los resultados de las sucesivas simulaciones arrojaron de resultados que son necesarios 10 captadores solares, con este número de captadores obtenemos el siguiente resultado

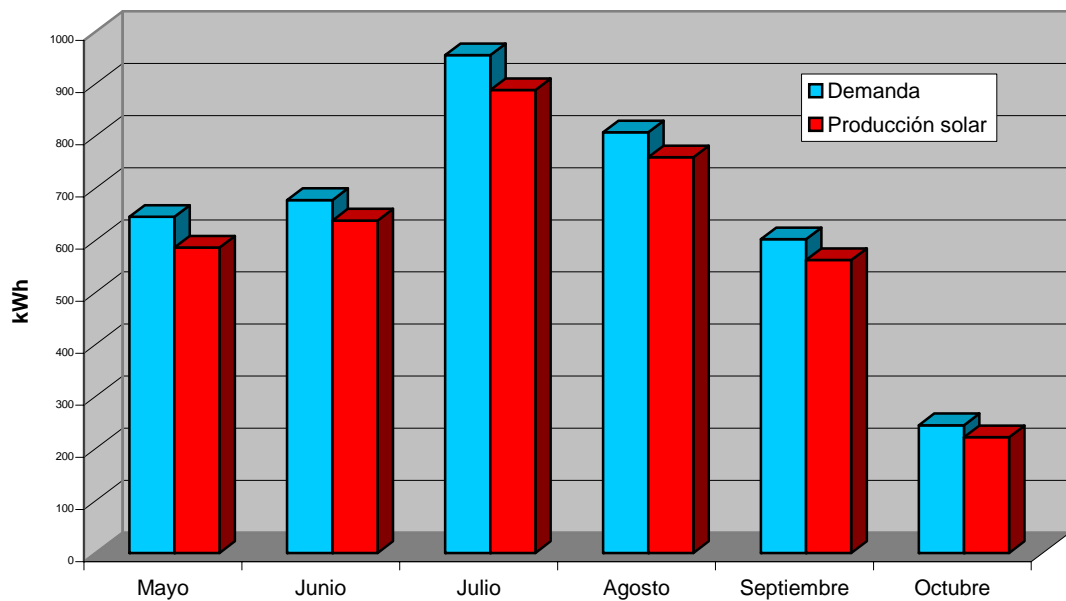


Figura 1. Necesidades y ahorros esperados con el sistema de captación a instalar.

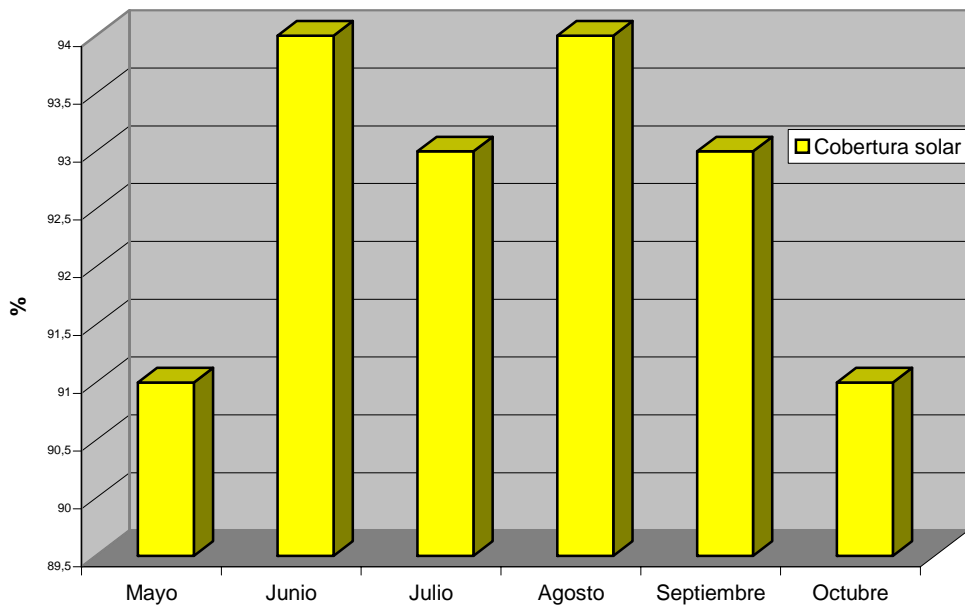


Figura 2. Aporte solar obtenido.

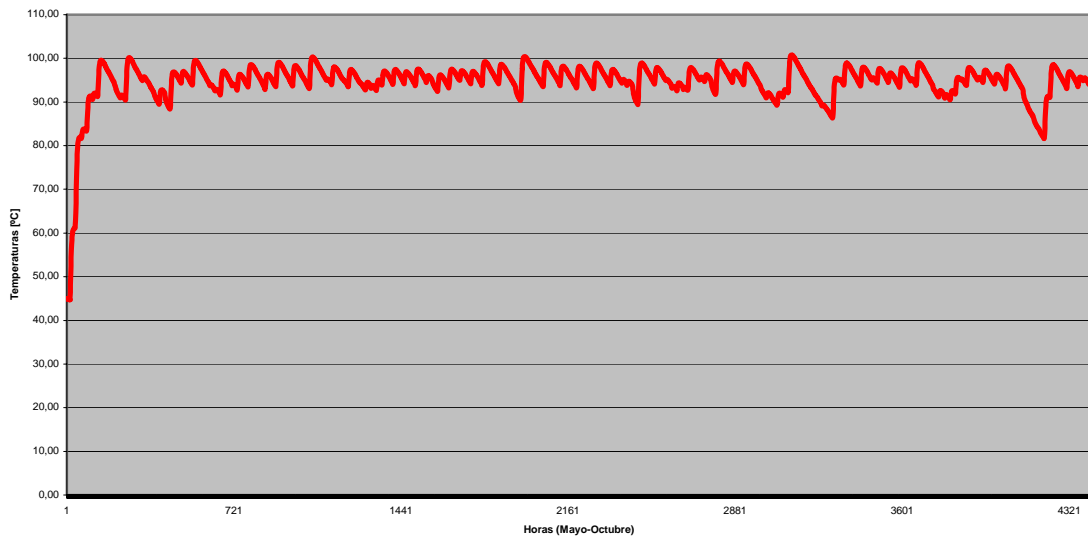


Figura 4. Evolución de la temperatura en el depósito de inercia

Con estos resultados observamos que se obtiene un factor de aporte solar del 93% y una evolución de las temperaturas suficiente para abastecer a la máquina de absorción.

2.2. SUPERFICIE NECESARIA DE COLECTORES PARA LOS MESES DE INVIERNO

Se ha realizado la simulación con el mismo software informático cambiando las condiciones para los meses invernales.

Las condiciones que fueron fijadas a este programa para la simulación durante los meses invernales fueron las siguientes:

Tipo de instalación: Sistema solar térmico para vivienda unifamiliar y producción de ACS con acumulador solar interno, caldera externa individual modulante e instantánea y válvula termostática

1- Captador solar

Categoría: Captador plano

Fabricante: Isofotón, S.A.

Producto: Isonox II

Nº captadores: 10

Orientación de los captadores: 15°

Inclinación del suelo: 0°

Inclinación: 30°

Capacidad térmica del fluido: Agua, 4.19 [kJ/kg*K]

2- Datos meteorológicos

Pais: España

Meteorología: Alcantarilla

3- Propiedades de la simulación

Para el periodo de invierno se realizó la simulación entre el 1 de enero y el 30 de abril siendo las temperaturas de entrada del agua a los captadores de 50°C, esta temperatura intenta simular las condiciones de la parte baja del depósito ya que al ser un depósito vertical existe estratificación y la temperatura de la parte baja del depósito es considerablemente menor que la de la parte alta de donde se extrae el agua para consumo, intentando también simular la temperatura de retorno de los fan coils.

4- Regulación del circuito solar

Por temperatura:

Temperatura máxima en el captador: 180 °C

Temperatura máxima en el acumulador solar: 95 °C

5- Tuberías

Circuito solar: tubo de cobre 22"1 con 19mm de aislamiento tipo armaflex
Circuito de distribución: tubo de cobre 22"1 con 19mm de aislamiento tipo armaflex

6- Bombas

Caudal nominal: 1200 [kg/h]
Potencia máxima: 300 [W]

7- Acumulador solar

Nº de acumuladores: 1
Tipo: vertical 1500l con 80mm de aislante de espuma de poliuretano
Posición de las conexiones:
Retorno de circulación: 3
Entrada circuito: 6
Salida circuito solar: 10
Salida agua caliente: 1
Entrada agua fría: 10

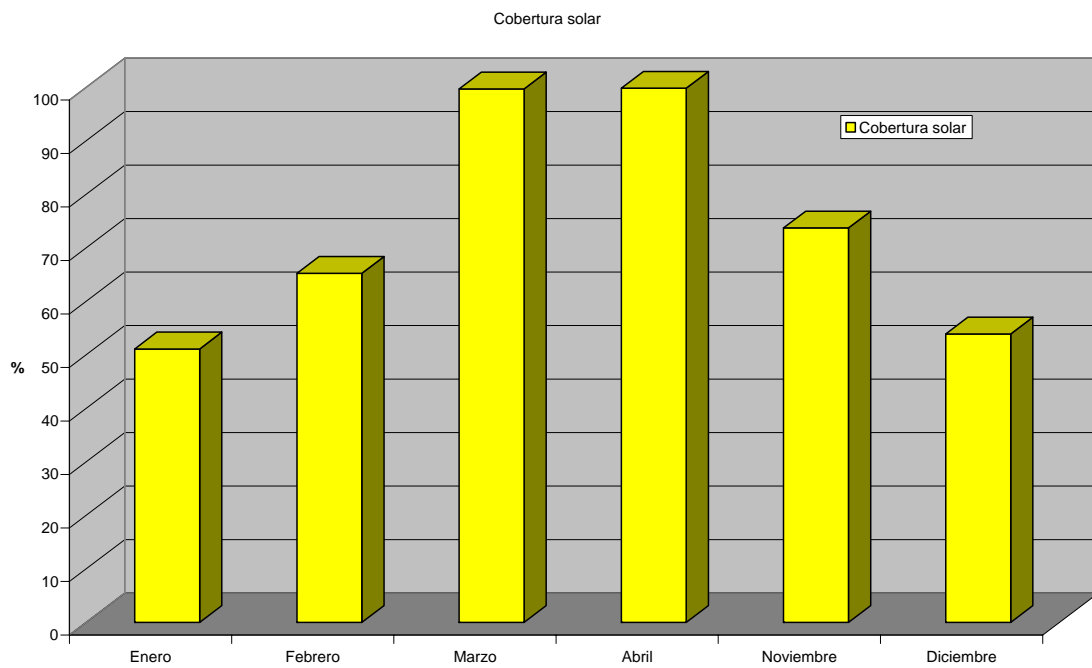
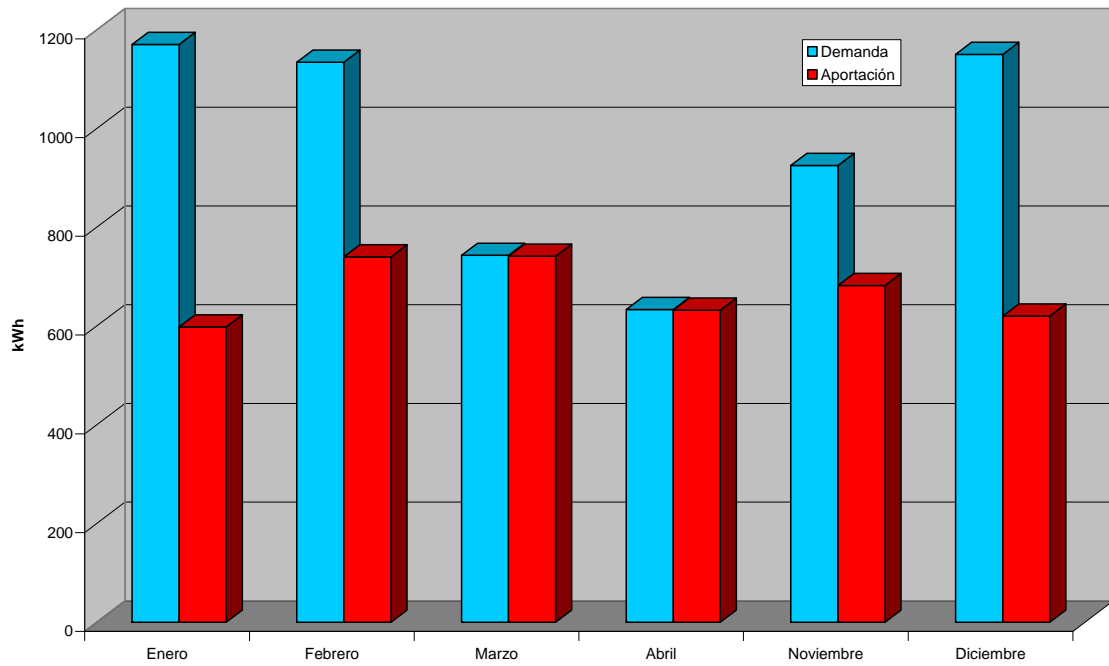
8- Sistema auxiliar hidráulico

No se hace uso de un sistema auxiliar de apoyo

9- Consumo de agua

Temperatura del agua: 65 °C. Esta es la temperatura media a la que vamos a abastecer a los Fan-coils en las salas a climatizar
Demanda diaria de agua: 4800 l/día. Corresponde a 4 horas de funcionamiento con un caudal de 20 l/minuto
Se ha fijado un perfil de consumo diario en el que toda el agua es consumida por igual entre las 14:00 y las 18:00 y otro perfil anual en el que todo el consumo se realiza entre los meses de Enero y abril y noviembre y diciembre.

Funcionamiento del sistema: Meses de enero a abril ambos incluidos y meses de noviembre y diciembre.



Con estos resultados observamos que se obtiene un factor de aporte solar del 73%.

3. DETERMINACIÓN DEL VOLUMEN DEL DEPÓSITO DE INERCIA

Las características técnicas de la máquina de absorción proporcionadas por el fabricante son las siguientes:

ROTARTICA			
PRESTACIONES DE PRODUCTO		ENFRIADORA SOLAR Aire-Agua	
		Tecnología	ABSORCIÓN DE SIMPLE EFECTO LiBr/H ₂ O
		Marca	ROTARTICA
		Modelo	SOLAR 045 y SOLAR 045v
Datos de producto	Empresa	ROTARTICA	
	Producto	Enfriadora Aire-Agua	
	Potencia nominal de refrigeración	4,5 kW	
	Accionamiento	Agua calentada	
	Absorbente/Refrigerante	LiBr/H ₂ O	
		FRÍO	CALOR
Circuito Agua	Capacidad (kW)	4,5	10,8
	Caudal (m ³ /h)	1,2	2,0
	Pérdida de carga (bar)	0,3	0,8
Circuito Aporte Energía	Aporte calor al generador (kW) a 90°	6,7	
	Caudal (m ³ /h)	1,2	
	Pérdida de carga (bar)	0,2	
Suministro eléctrico	Consumo eléctrico Aparato de Absorción (kW)	0,26	
	Consumo eléctrico c/ventilador y bombas (kW)*	1,2	
	Corriente media consumida (A)	1,2 (5,5 con bombas y ventilador)	
Temperaturas	Nominal de salida	18	46
	AMBIENTE	35	
Dimensiones	Largo (mm)	1050/1092	
	Ancho (mm)	670/760	
	Altura (mm)	865/1150	
	Volumen (m ³)	0,61/0,95	
	Peso (kg)	240/290	
Instalación			
Suministro de energía a través del panel solar + caldera (independientemente o de forma conjunta), no precisa anclaje al suelo. Conexiones hidráulicas: 4 conexiones de 1", Instalación exterior (SOLAR 045v); 6 conexiones de 1", Instalación interior (SOLAR 045)			

Figura XXX. Características técnicas de la máquina de absorción ROTARTICA.

De acuerdo con las especificaciones técnicas, suministrando agua entre 80°C y 90°C obtendremos un COP entre 0.8 y 0.9, debido a que necesitamos un aporte de refrigeración de 4.5 KW, en el caso mas desfavorable tendremos que aportar 5.625 KW con un caudal de 1.2 m³/h, el depósito va a ser dimensionado para que pueda existir demanda ininterrumpida durante 4 horas que es el máximo tiempo que suelen estar en uso las aulas a climatizar del Centro de Desarrollo Local.

La energía necesaria a aportar al generador de la máquina de absorción es:

$$E_G = P_G \cdot t.$$

E_G : energía entregada al generador de la máquina de absorción.

P_G : potencia entregada al generador de la máquina de absorción.

$P_G = 5.625 \text{ KW}$

t : tiempo de funcionamiento

$t = 4 \text{ horas} = 4 \cdot 3600 \text{ s} = 14400 \text{ s}$

$E_G = 5.625 \cdot 14400 \text{ kJ} = 81000 \text{ kJ}$

La energía extraída del depósito de inercia será:

$$E_D = \rho * V * C_p * \Delta t$$

E_D : energía extraída del depósito de inercia

ρ : densidad del agua a la temperatura de cálculo

$$\rho = 965.25 \text{ Kg/m}^3$$

V : volumen del agua necesaria

C_p : calor específico a presión constante del agua a la temperatura de cálculo

$$C_p = 4.2 \text{ (KJ/(Kg*K))}$$

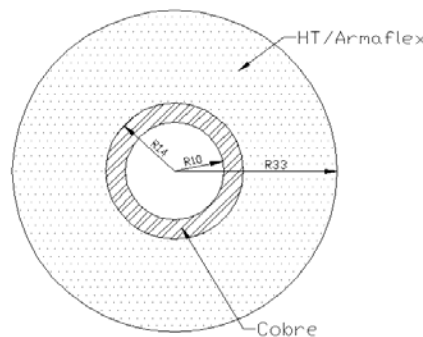
Δt : diferencia de temperaturas del agua máxima permisible dentro del depósito, la temperatura mínima de arranque de la máquina de absorción es 80 °C pero una vez esta está en funcionamiento puede seguir funcionando hasta una temperatura de 60°C si suponemos que comenzamos a suministrar agua caliente a 90 °C y que tenemos un margen de temperaturas hasta las 75°C el salto térmico en el depósito será de $\Delta t = (90 - 75) = 15 \text{ °C}$

3.2.1.1. PÉRDIDAS DE CALOR EN LOS CONDUCTOS

El coeficiente global de transmisión del calor para una tubería viene expresado:

$$U = \frac{1}{\frac{r_3 \ln \frac{r_2}{r_1}}{k_{12}} + \frac{r_3 \ln \frac{r_3}{r_1}}{k_{23}}}$$

No se han considerado los términos convectivos y que todo el calor es transmitido por conducción.



K_{12} : Conductividad térmica del cobre

$$K_{12} = 386 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

K_{23} : Conductividad térmica del aislante

$$K_{23} = 0.045 \text{ W/mK}$$

r_1 : radio interior del conducto

$$r_1 = 0.0125 \text{ m}$$

r_2 : radio exterior del conducto

$$r_2 = 0.014 \text{ m}$$

r_3 : radio exterior aislamiento

$$r_3 = 0.033 \text{ m}$$

$$U = 1.4 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Como la superficie exterior va a ser constante a lo largo de toda la instalación podemos expresar este coeficiente en función de la longitud de la tubería. La longitud de la circunferencia exterior es:

$$L_3 = 2\pi r_3 = 0.207 \text{ m}$$
$$U^* = U \cdot L_3 = 0.333 \text{ W/mK}$$

3.2.1.2. PÉRDIDAS EN LOS MESES DE REFRIGERACIÓN

Las pérdidas vendrán dadas por:

$$Q = U^* L \Delta T$$

L: longitud de la tubería desde el depósito hasta la máquina de absorción mas la longitud desde la maquina de absorción hasta el depósito (recorrido de ida y de retorno)

$$L = 11 \text{ m}$$

ΔT : Temperatura exterior de cálculo – temperatura fluido interior

La temperatura exterior de cálculo en verano es de 36 °C y la temperatura del fluido interior es la temperatura a la que sale el fluido, para el caso más desfavorable 95 °C

$$Q = 216.05 \text{ W}$$

Para un funcionamiento de 4 horas:

$$E_{\text{PerV}} = 3111.2 \text{ kJ}$$

La Energía extraída del depósito tendrá que ser igual a la suministrada al generador de la máquina de absorción mas las pérdidas en los conductos:

$$E_D = E_G + E_{\text{PerV}}$$

Despejando el volumen:

$$V = E_G / (\rho \cdot C_p \cdot \Delta t) = (81000 + 3111.2) / (965.25 \cdot 4.2 \cdot 15) = 1.38 \text{ m}^3$$

3.2.1.3. PÉRDIDAS EN LOS MESES DE CALEFACCIÓN

Se calcula de la misma forma que anteriormente pero esta vez:

L: Longitud de la tubería desde el depósito hasta los Fan Coils de las salas en el recorrido de ida mas en el de vuelta

$$L = 28 \text{ m}$$

ΔT = Temperatura exterior de cálculo – temperatura fluido interior

La temperatura exterior de cálculo en invierno es de $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ y la temperatura del fluido interior es la temperatura a la que sale el fluido, $65\text{ }^{\circ}\text{C}$

$$Q=615.38\text{ W}$$

Para un funcionamiento de 4 horas:

$$E_{\text{PerI}}=8861.53\text{ kJ}$$

La Energía extraída del depósito tendrá que ser igual a la suministrada a los Fan coils mas las pérdidas en los conductos:

$$E_{\text{D}}=E_{\text{G}}+ E_{\text{PerI}}$$

Despejando el volumen:

$$V=E_{\text{G}}/(\rho * C_{\text{P}} * \Delta t)=(81000+8861.53)/(965.25 * 4.2 * 15)=1.47\text{ m}^3$$

4. DETERMINACIÓN DEL VOLUMEN DEL VASO DE EXPANSIÓN

Para la determinación de la capacidad necesaria del vaso de expansión se ha utilizado las siguientes fórmulas:

$$V_t = (V * C_e + V_{vap}) * C_p$$

V_t : Volumen necesario del vaso de expansión

V : Contenido total del fluido de trabajo en el circuito.

$V = 1540$ l.

C_e : Coeficiente de expansión o dilatación del fluido que para mezclas de agua con anticongelante adquiere el valor de 0.06.

C_p : Coeficiente de presión que para vasos cerrados se calcula mediante la expresión:

$$C_p = (P_{max} + 1) / (P_{max} - P_{min})$$

Siendo:

P_{max} la máxima presión de funcionamiento admisible en el vaso de expansión, en este caso será igual a la del elemento que menor presión soporte, la cual equivale a 3 bar en la máquina de absorción ROTARTICA.

P_{min} la presión mínima en el vaso de expansión la cual quedará fijada en 3 bar

$$C_p = 2.66$$

V_{vap} = Volumen de líquido contenido en los captadores y tuberías situadas por encima de la menor cota inferior de los captadores solares, en este caso el volumen contenido en el interior de los colectores.

$$V_{vap} = 17$$
 l

$$V_t = 291$$
 l.

III.- PLANOS

1. PFC 1001 UBICACIÓN.
2. PFC 1002 EMPLAZAMIENTO.
3. PFC 1003 SITUACIÓN DE LOS ELEMENTOS DE LA INSTALACIÓN.
4. PFC 1004 ESQUEMA DE LA INSTALACIÓN ABSORPILOT.
5. PFC 1005 ESQUEMA DE LA INSTALACIÓN FRIOSOL MOLINA.

IV.- BIBLIOGRAFÍA

- Boletín IDAE nº 7. Eficiencia Energética y Energías Renovables.
- 2002 ASHRAE Refrigeration Handbook (SI).
- Manual de aire acondicionado "Carrier".
- Apuntes de la asignatura Instalaciones y Equipos Térmicos. Javier Mulas. UPCT.
- Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios.
- Instalaciones Solares Térmicas. Sociedad para el Desarrollo Energético de Andalucía.
- Curso de Energía Solar. CENSOLAR. Tomos I-VI.
- Absorption water chillers. TRANE.

V.- ANEXOS

- CATÁLOGO Y DATOS TÉCNICOS DE LA MÁQUINA DE ABSORCIÓN ROTARTICA
- DATOS TÉCNICOS COLECTORES SOLARES ISONOX II DE ISOFOTÓN
- DATOS TÉCNICOS DEL DEPÓSITO DE INERCIA LAPESA
- ESTÚDIOS REALIZADOS SOBRE INSTALACIONES DE REFRIGERACIÓN SOLAR

clima natural



LÍNEA SOLAR TÉRMICA

MANUAL DE INSTALACIÓN Y MANTENIMIENTO

V. MI050600

CLIMATIZADORA

ROTARTICA SOLAR 045v

Índice

01/	TRASLADO DEL APARATO	5
02/	EMPLAZAMIENTO	6
03/	RECOMENDACIONES PREVIAS	7
04/	DESCRIPCIÓN DEL APARATO	7
04.1/	DIMENSIONES EXTERIORES	8
04.2/	PARTES DEL APARATO	8
04.3/	CIRCUITOS HIDRÁULICOS	9
05/	CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	11
06/	FUNCIONAMIENTO GENERAL DEL APARATO	12
06.1/	DESCRIPCIÓN TÉCNICA DE LA ABSORCIÓN ROTATIVA	13
06.1.1/	<i>Esquema de funcionamiento del aparato</i>	15
06.1.2/	<i>Esquema de la instalación completa</i>	15
07/	INSTALACIÓN	17
07.1/	INSTALACIÓN HIDRÁULICA DEL APARATO.	17
07.1.1/	<i>Conexiones hidráulicas del aparato</i>	18
07.1.2/	<i>Circuito hidráulico del aparato</i>	19
07.2/	INSTALACIÓN ELÉCTRICA	20
07.2.1/	<i>Bornero de conexiones</i>	20
08/	PUESTA EN SERVICIO	21
09/	PORTAMANDOS	21
010/	FUNCIONAMIENTO GENERAL	24
010.1/	PUESTA EN MARCHA DEL APARATO	24
010.2/	PARADA DEL APARATO.....	25
010.3/	BLOQUEO / DESBLOQUEO DEL APARATO	26
010.3.1/	<i>Bloqueo</i>	26
010.3.2/	<i>Desbloqueo</i>	26
011/	MANTENIMIENTO	28
011.1/	CONEXIONES ELÉCTRICAS	29
011.2/	PURGADO DE CIRCUITOS	29
011.3/	LLENADO DE CIRCUITOS.....	30
012/	PRECAUCIONES CONTRA LAS HELADAS	31
013/	ADVERTENCIAS EN CASO DE EMERGENCIA	32
013.1/	INSTALACIÓN ELÉCTRICA	32
013.2/	INSTALACIÓN HIDRÁULICA.....	32
014/	ANOMALÍAS DE FUNCIONAMIENTO	33

Antes de comenzar con la instalación del aparato leer atentamente las indicaciones presentadas en este manual de instalación y mantenimiento.

Si el aparato se vende o transfiere a otra propiedad, debe ir siempre acompañado de este manual de instalación y mantenimiento.

Acerca de este manual.

Esta guía proporciona información necesaria para la correcta instalación y posterior mantenimiento del aparato de climatización **ROTARTICA SOLAR 045v**.

A lo largo de este manual encontrará importantes textos de advertencia que deberá seguir en todo momento:



ADVERTENCIA

Los textos bajo la rúbrica ADVERTENCIA indican riesgos de **DAÑOS PERSONALES** si no se siguen las instrucciones contenidas en el texto.

ATENCIÓN

Los textos bajo la rúbrica ATENCIÓN indican riesgos de daños en su aparato ROTARTICA si no se siguen las recomendaciones contenidas en el texto.

Este Manual de Instalación y Mantenimiento contiene, así mismo, importante información sobre las condiciones de validez de la garantía.

En **ROTARTICA, S.A.** mantenemos las técnicas de diseño, desarrollo y fabricación en un estado de continuo desarrollo, por lo que nos reservamos el derecho de introducir modificaciones sin previo aviso en el curso de la producción, tanto respecto a los componentes como respecto a las especificaciones.

Para cualquier pregunta referente al aparato **ROTARTICA SOLAR 045v**, accesorios, garantías, etc. sírvase dirigirse a un instalador autorizado, que gustosamente atenderá sus solicitudes.

Un saludo cordial

ROTARTICA, S.A.

ADVERTENCIAS GENERALES

- La instalación del aparato debe ser efectuada por personal debidamente cualificado, que tenga competencia técnica específica en el sector de instalación de acondicionamiento de aire y que esté autorizado por **ROTARTICA S.A.**
- La instalación debe efectuarse siguiendo las instrucciones indicadas en este manual.
- Este aparato deberá destinarse únicamente al uso para el cual ha sido expresamente concebido, es decir, para todas las aplicaciones de refrigeración y acondicionamiento que respeten las condiciones de funcionamiento del mismo. Cualquier otro uso, se considerará inadecuado y por lo tanto, peligroso.
- Se recomienda proteger el aparato de usos inadecuados que puedan constituir algún peligro. (Ejemplo: Mantenerlo alejado de zonas de juego de niños).
- Está excluida cualquier responsabilidad contractual y extracontractual del fabricante por los daños causados por errores de instalación o uso, así como por la no observación de las recomendaciones e instrucciones suministradas por el fabricante.
- Tras quitar el embalaje al aparato, es importante asegurarse de la retirada del mismo. Los elementos de embalaje (bolsas de plástico, poliuretano expandido, clavos, etc.) no deben dejarse al alcance de los niños, por cuanto pueden suponer una potencial fuente de peligro.

01/ TRASLADO DEL APARATO



ADVERTENCIA

Para realizar cualquier desplazamiento del aparato, es necesario que se encuentre convenientemente embalado.

Cualquier operación de desplazamiento de **ROTARTICA SOLAR 045v** puede realizarse sin dificultad ya que el aparato se encuentra embalado sobre un palet.

- Si el movimiento es en el plano horizontal, se coge el palet por medio de un traspallet o de una carretilla elevadora y se traslada al lugar donde debe ir instalado.
- Si el movimiento es en el plano vertical y el aparato debe ser izado, se colocan las eslingas por debajo del palet y el aparato puede ser izado sin ningún problema.

ATENCIÓN

Se aconseja no desembalar el aparato hasta el momento de su instalación para evitar posibles desperfectos en el mismo.

ATENCIÓN

Una vez que el aparato ha sido desembalado no utilizar eslingas ni realizar desplazamientos empujándolo por un lateral, ya que alguna pieza del interior podría resultar dañada.

02/ EMPLAZAMIENTO

ROTARTICA SOLAR 045v debe ser instalado en un lugar de fácil acceso. Si esto no es posible, el lugar seleccionado debe reunir las condiciones necesarias para transportar el aparato con medios tales como grúa, carretilla elevadora,...

- Colocar el aparato sobre una superficie plana y en un lugar donde no exista posibilidad de acumulación de agua de lluvia.
- En el momento de la instalación, el aparato debe nivelarse a través de las patas regulables.
- El lugar donde vaya a instalarse el aparato debe disponer de los siguientes elementos para la correcta conexión del equipo:
 - Toma de corriente eléctrica.
 - Toma de agua, para el llenado de los diferentes circuitos.
 - Desagüe, para el vaciado de los diferentes circuitos.
 - Si el lugar elegido es de acceso público debe colocarse obligatoriamente un cierre metálico o de otro material, para impedir el acceso directo al aparato y a la instalación.
- Medidas del aparato para su reparación:
 - Es necesario mantener una distancia de 800mm, libres, alrededor del aparato para poder acceder a él en caso de necesitar alguna intervención de reparación o mantenimiento.

03/ RECOMENDACIONES PREVIAS

Previo puesta en marcha de la unidad, personal cualificado debe verificar:

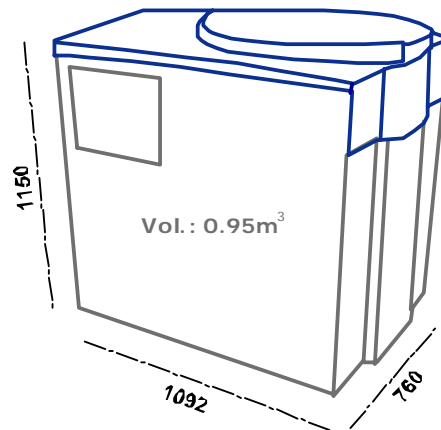
- Que los datos de la red de alimentación eléctrica son los que figuran en la placa de características.
- Que la estanqueidad de los circuitos de agua fría y caliente es correcta.
- Que el aparato está correctamente conectado a una eficaz instalación de puesta a tierra, tal y como está previsto en las vigentes normas de seguridad eléctrica. El fabricante nunca será considerado responsable de eventuales daños provocados por falta de puesta a tierra de la instalación.
- En caso de avería y/o mal funcionamiento, el aparato se detendrá. La anomalía se señalará por el encendido de un led y se identificará a través de un código de alarma.
NO INTENTE REPARAR LA AVERÍA.
- Para garantizar la eficacia de la reparación y para el correcto funcionamiento del aparato, es necesario que dicha reparación sea realizada por personal cualificado. Se recomienda realizar el mantenimiento anual indicado por el fabricante. La reparación de los aparatos deberá ser efectuada utilizando únicamente recambios originales. El no cumplimiento de estas normas supondrá la pérdida de garantía del aparato.

04/ DESCRIPCIÓN DEL APARATO

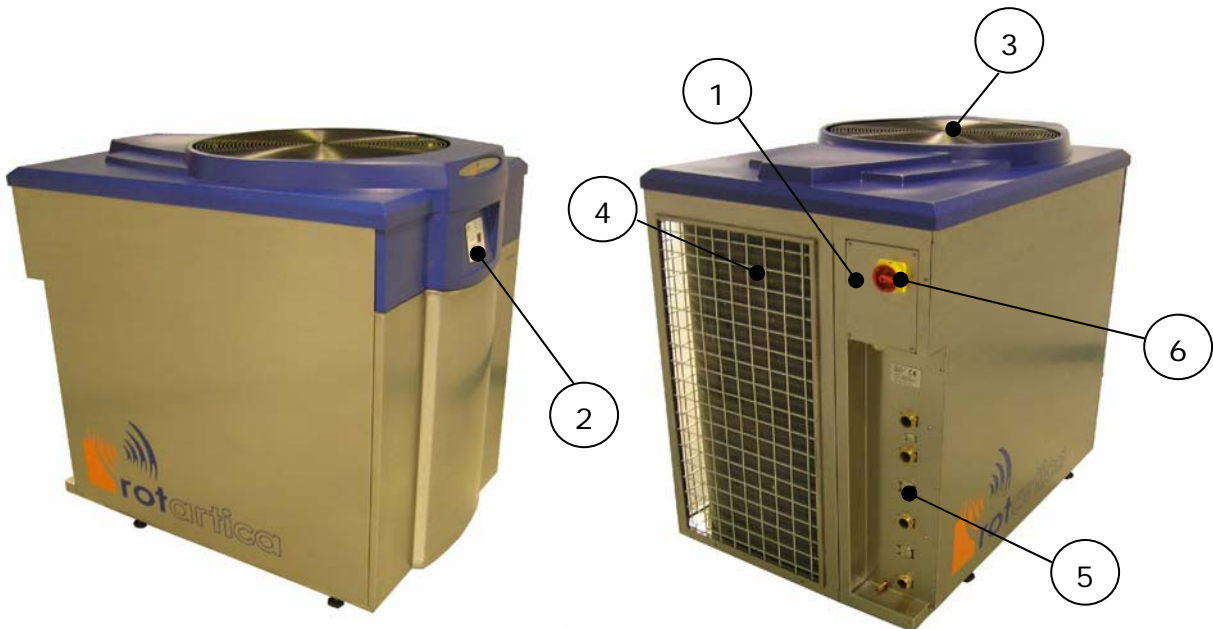
Un aparato de absorción funciona en base a un ciclo termodinámico que permite refrigerar prescindiendo del compresor necesario en un aparato de Aire Acondicionado, y de su correspondiente consumo eléctrico.

El aparato **ROTARTICA SOLAR 045v**, activado con agua caliente proveniente de colectores solares térmicos, produce agua fría que se destina a refrigerar estancias mediante fan-coils o suelo/techo radiante.

04.1/ Dimensiones exteriores



04.2/ Partes del aparato



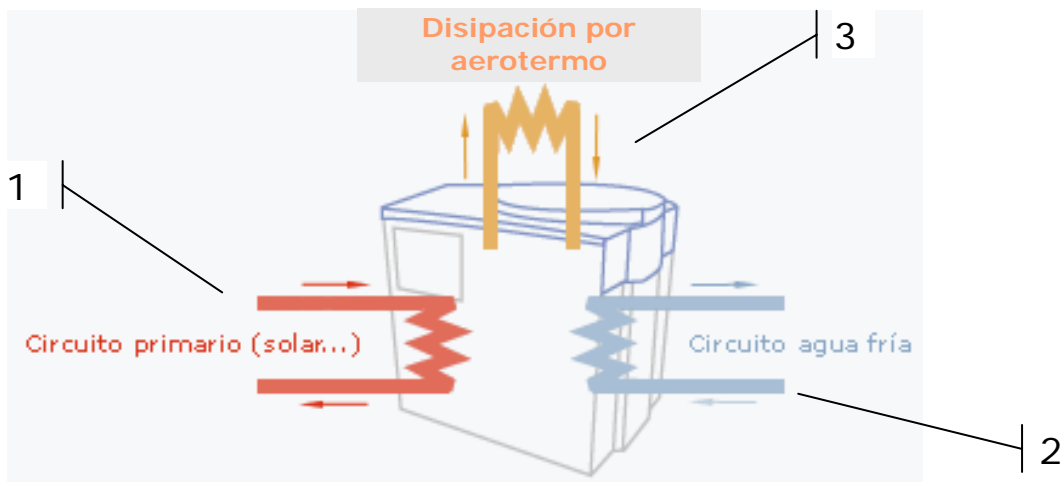
- 1) Caja de bornas.
 - 2) Portamandos.
 - 3) Ventilador
 - 4) Intercambiador
- } **Aerotermino.**
- 5) Conexiones hidráulicas (agua caliente colectores y agua fría climatización).
 - 6) Parada de emergencia.

ATENCIÓN

El accionamiento de la parada de emergencia, mientras el aparato está en marcha, puede causar daños irreversibles en el mismo. No accionar la parada de emergencia excepto en caso de peligro inminente.

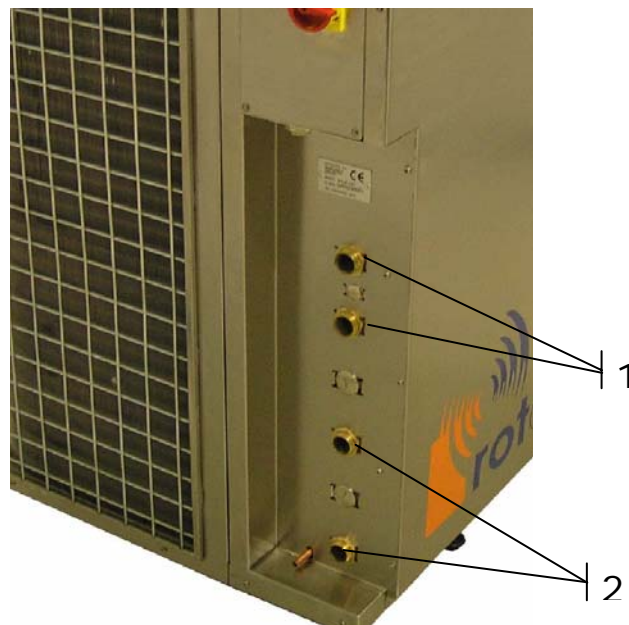
04.3/ Circuitos Hidráulicos

El aparato **ROTARTICA SOLAR 045v** cuenta para su funcionamiento con los tres circuitos que se presentan a continuación:




1. Circuito de alimentación o solar, de donde el aparato capta la energía, en forma de calor, que necesita para funcionar.
2. Circuito de agua fría, que aporta el agua que circulará a los fan-coils o a los sistemas radiantes, y que climatizará la estancia correspondiente.
3. Circuito de agua caliente sobrante, que se quedará dentro de la carcasa para su disipación a través del aerotermo.

En la figura siguiente se muestran las conexiones de estos circuitos en el panel hidráulico posterior del aparato:



1. Conexiones del circuito primario (solar).
2. Conexiones del circuito de agua fría.

05/ CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

ROTARTICA			
PRESTACIONES DE PRODUCTO		ENFRIADORA SOLAR Aire-Agua	
		Tecnología	ABSORCIÓN DE SIMPLE EFECTO LiBr/H2O
		Marca	ROTARTICA
		Modelo	SOLAR 045v
Datos de producto	Empresa	ROTARTICA	
	Producto	Enfriadora Aire-Agua	
	Potencia nominal de refrigeración	4,5 kW	
	Accionamiento	Agua calentada	
	Absorbente/Refrigerante	LiBr/H2O	
		FRIO	CALOR
Circuito Agua	Capacidad (kW)	4,5	10,8
	Temperatura de salida (°C)	9	47
	Temperatura de retorno (°C)	11	42
	Caudal (m3/h)	1,2	2,0
	Pérdida de carga (bar)	0,3	0,8
Circuito Aporte Energia	Aporte calor al generador (kW) a 90°	6,7	
	Temperatura de entrada al aparato (°C)	90	
	Caudal (m3/h)	1,2	
	Pérdida de carga (bar)	0,2	
Suministro eléctrico	Consumo eléctrico c/ventilador (kW)	0,6	
	Consumo eléctrico c/ventilador y bombas (kW)*	1,2	
	Corriente media consumida (A)	2,8 (5,5 con bombas)	
Temperaturas	Nominal de salida	18	46
	AMBIENTE	35	
Dimensiones	Largo (mm)	1092	
	Ancho (mm)	760	
	Altura (mm)	1150	
	Volumen (m3)	0,95	
	Peso (kg)	280	
Instalación			
Suministro de energía a través del panel solar + caldera (independientemente o de forma conjunta), conexiones hidráulicas: 4 conexiones de 1", Instalación exterior, No precisa anclaje al suelo.			

* Nuestra propuesta para una instalación de tipo medio, es utilizar la siguiente bomba: Bomba agua caliente, Grundfos modelo CH-2-40, 570w.

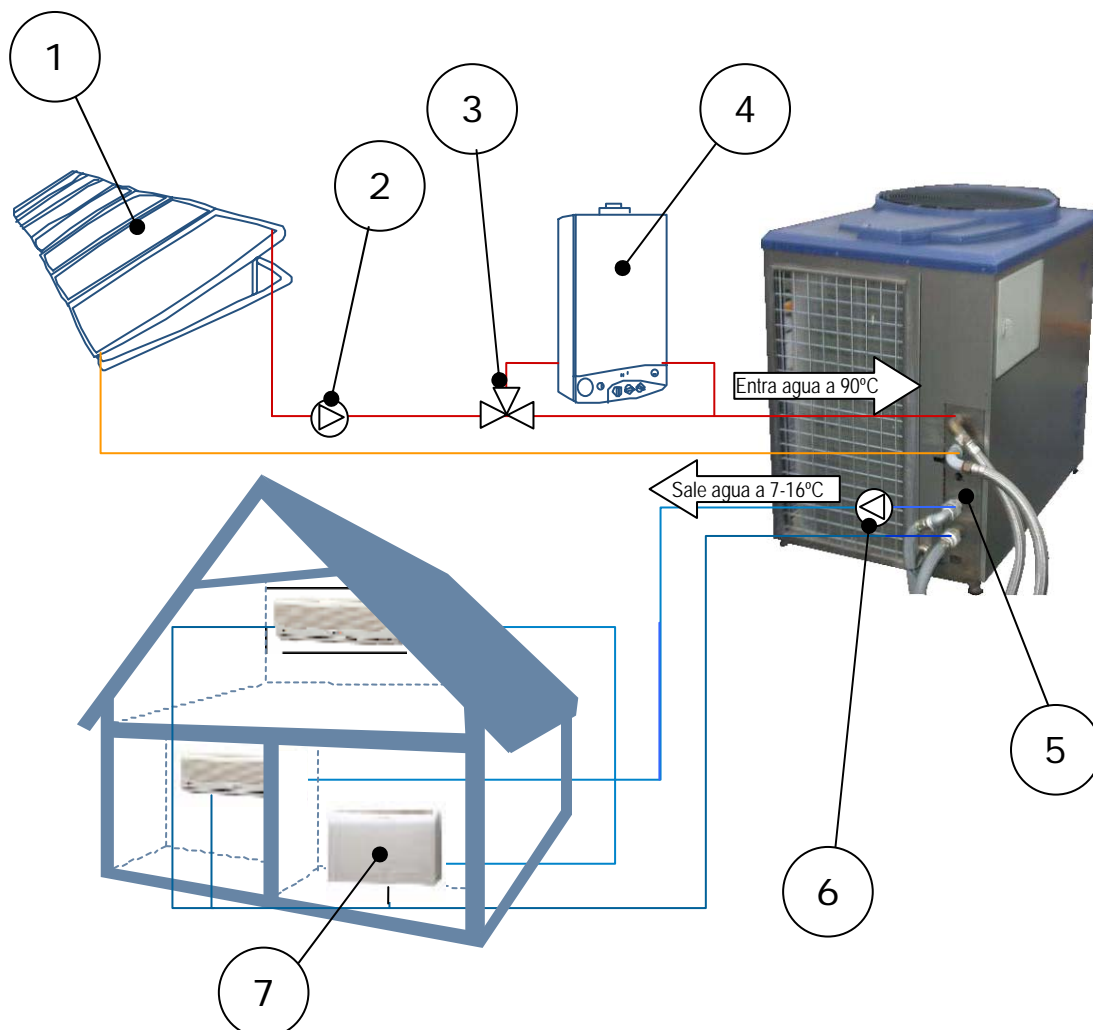
Factor de capacidad para instalaciones				
Tsuministro a Generador (de panel solar + caldera apoyo)	Tipo de Instalación			
	Factor de Capacidad Norma ARI 560; 2000	Int: fancoil (7-12° C) Ext: Torre refrigeración (29° C)	Int: suelo/techo radiante (18-20° C) Ext: disipación seca (38-42° C)	Int: fancoil (7-12° C) Ext: disipación seca (38-42° C)
80° C	0,8	5,6 kW	4,2 kW	2,5 kW
90° C	0,9	6,3 kW	5,5 kW	3,5 kW
100° C	1	7,0 kW	6,8 kW	4,5 kW
110° C	1,15	8,1 kW	7,8 kW	5,5 kW
120° C	1,4	9,8 kW	9,5 kW	6,7 kW

06/ FUNCIONAMIENTO GENERAL DEL APARATO

El aparato recibe agua caliente a una temperatura de 90°C procedente de unos colectores solares térmicos (1). En la instalación se incluye una caldera de apoyo (4) que calienta el agua hasta la temperatura requerida, en las ocasiones en las que el sol sea insuficiente.

En el interior del aparato el agua caliente se transforma en fría, mediante el proceso termodinámico de absorción. Además, se produce una cantidad residual de agua caliente, que se disipa mediante el aerotermo.

El agua fría se puede distribuir en la estancia a enfriar mediante suelo o techo radiante, que climatizará el lugar, o mediante fan-coils (7) de cualquier tipo, que convertirán este agua fría en aire acondicionado a través de los intercambiadores que poseen.



1) Colectores Solares Térmicos: Pueden ser planos o de vacío, obteniéndose con estos últimos una mayor eficiencia. Se recomienda la elección de colectores con una eficiencia aceptable a 90°C.

2) Bomba de circulación del circuito primario: Mueve el agua que se calienta en los colectores y lo impulsa hasta el aparato **ROTARTICA SOLAR 045v**, donde se trata y transforma en agua fría en un circuito y caliente en el otro.

3) Válvulas de tres vías: Sirven para gobernar los flujos de agua y sus destinos. El número de válvulas variará en función del tipo de instalación.

4) Caldera de apoyo: Esta caldera entra en funcionamiento en las ocasiones en las que el sol sea insuficiente para calentar el agua a 90°C. De esta forma se proporciona la energía necesaria para alcanzar el punto de funcionamiento óptimo para el aparato.

5) Aparato Rotartica Solar 045v

6) Bomba de circulación del circuito de agua fría: Mueve el agua.

7) Emisores finales (fan-coils, suelo o techo radiante): Son los que proporcionan bienestar al usuario, a través del aire emitido por fan-coils o radiando las temperaturas requeridas por el usuario mediante suelo o techo radiantes.

Nota: Para el funcionamiento de **ROTARTICA SOLAR 045v** es necesario colocar un termostato en la habitación a acondicionar. Este termostato debe conectarse en la caja de conexiones del aparato (Ver apartado 08.1.).

06.1/ Descripción técnica de la Absorción Rotativa

El **SOLAR 045v** es un aparato que forma parte de un sistema de climatización para aire acondicionado (y agua caliente) en verano, utilizando energía residual, pudiendo ser esta **ENERGÍA SOLAR** u otro tipo de energía.

Se trata de un equipo de aire acondicionado que funciona por un ciclo de absorción de efecto simple. El fluido usado en el circuito frigorífico es una solución de agua y Bromuro de Litio (LiBr), donde el agua es el refrigerante y el Bromuro de Litio es el fluido absorbente.

El sistema de absorción de simple efecto tiene una eficiencia de COP (coefficient of performance) de aproximadamente 0,68. Esto significa que por cada kW introducido en el generador se obtienen 0,68 kW de frío en el evaporador.

El conjunto frigorífico (llamado unidad generadora) está formado por 2 cámaras (A y B) que operan a diferentes presiones. Estas presiones son de 0.14 bar (P_{total}) ó -0.86 bar (P_{atm}) en la cámara A y de 0.008 bar (P_{total}) ó -0.992 bar (P_{atm}) en la cámara B, es decir existe vacío dentro del aparato.

En el generador, la solución de agua y Bromuro de Litio se calienta debido al calor aportado por el agua caliente, que entra por la parte izquierda del aparato en el intercambiador de cobre (situado en la cámara A). Este calor hace que se evapore el agua (refrigerante) de la solución de LiBr, y esta agua (del refrigerante), en forma de vapor, va hacia al condensador.

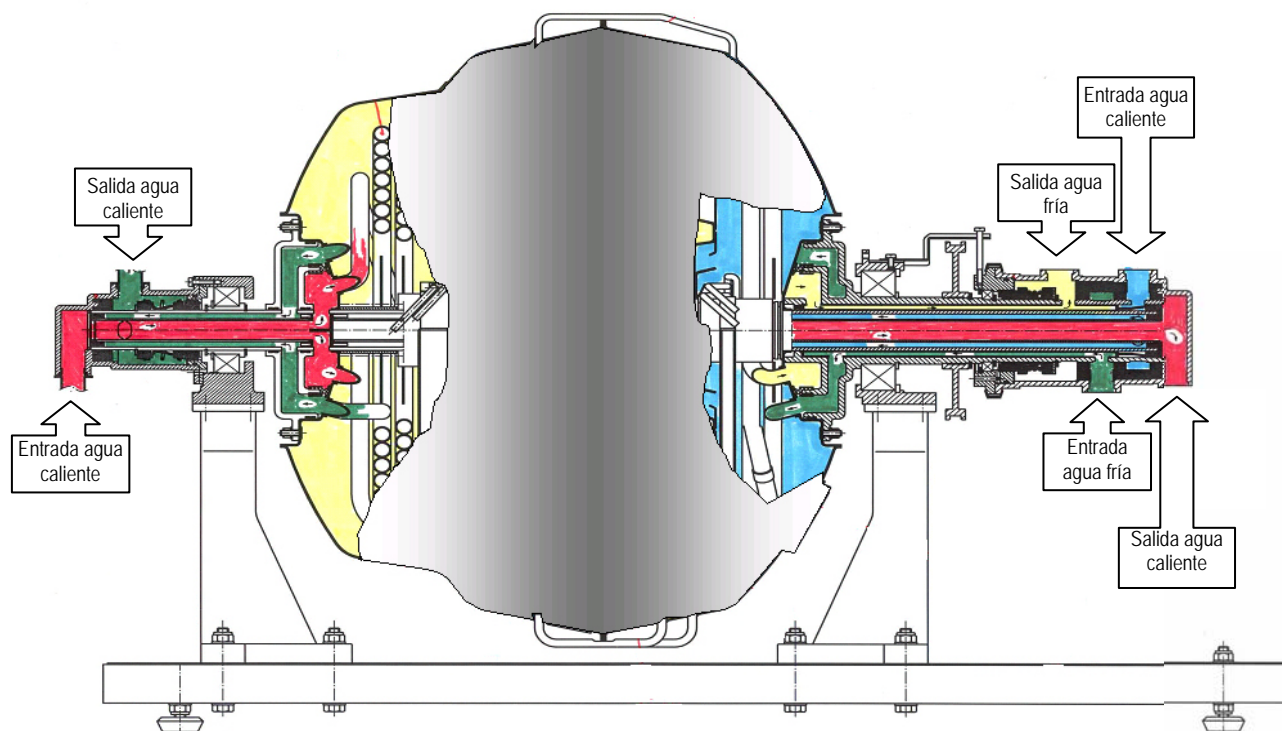
En el condensador, el agua (refrigerante) se condensa pasando de estado gaseoso a líquido, y el agua (refrigerante) es enfriada por el agua (del circuito secundario exterior, que entra por la parte derecha del aparato).

Después de haber pasado por la válvula de expansión, esta agua (refrigerante) en fase líquida se evapora en el evaporador, absorbiendo el calor del agua (del circuito secundario exterior) y por lo tanto se enfría el agua (del circuito secundario exterior) que es el encargado de refrigerar el ambiente interior de la vivienda.

El agua (refrigerante) ya vaporizada es conducida hacia el absorbedor, donde llega la solución de LiBr, proveniente del generador. Aquí es donde ocurre la absorción, es el proceso que da nombre al ciclo. El vapor de agua (refrigerante) es absorbido por la solución de LiBr, y es conducida al generador, donde el ciclo vuelve a comenzar.

Otra característica de este aparato es que esta continuamente girando para favorecer el proceso de absorción que es crítico en estos sistemas. Este giro se realiza por medio de un motor.

06.1.1/ Esquema de funcionamiento del aparato.



06.1.2/ Esquema de la instalación completa

Hay múltiples posibilidades de instalar **ROTARTICA SOLAR 045v** en una instalación solar ya existente o partiendo de cero. A continuación se presenta una posible propuesta a modo de ejemplo.

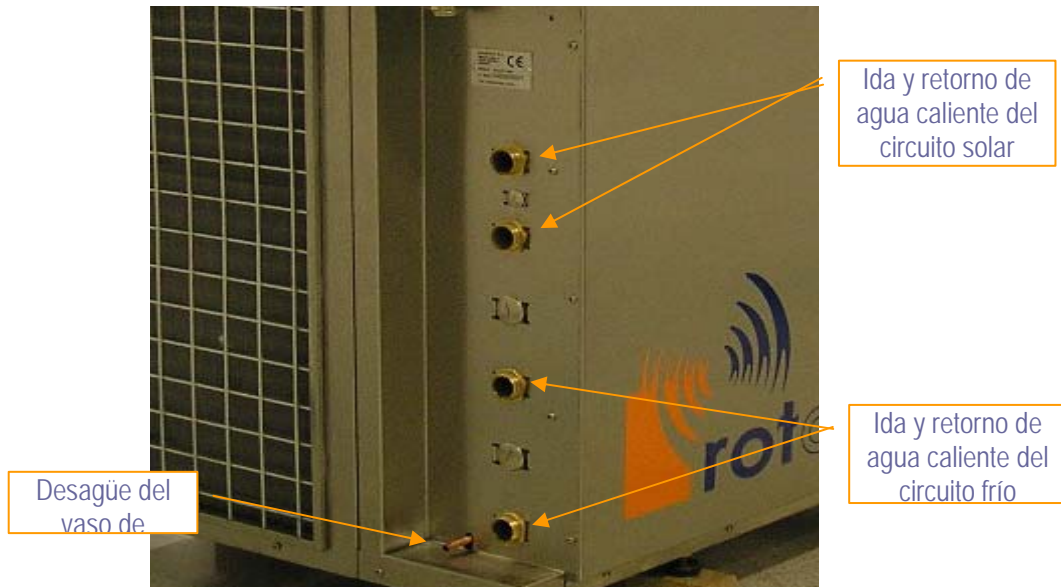
07/ INSTALACIÓN.

07.1/ Instalación hidráulica.

- En el circuito de agua caliente (utilizada como aporte de energía) es OBLIGATORIO:
 - Colocar una válvula de seguridad hidráulica tarada a 3bar.
 - colocar una válvula de 3 vías, de manera que no envíe el agua caliente al aparato cuando el control electrónico, por razones de su funcionamiento, detecte que no es necesario mandarle más agua caliente debido a que ha detectado alguna anomalía.
 - Colocar una llave de paso lo más cerca posible del aparato para poder cortar el paso del agua al mismo.
- Por otra parte, sería aconsejable colocar en los circuitos de agua fría y caliente, unos grifos de corte para aislar la instalación de los circuitos con el aparato. Estos grifos deben colocarse lo más cercanos posible al aparato.
- Se recomienda colocar un reductor de presión a 3bar en la toma principal de agua por donde se llenarán los circuitos.
- En los circuitos de agua fría y agua caliente, se deben colocar válvulas de vaciado para facilitar posibles reparaciones futuras.
- Se recomienda colocar un llenado automático con regulación de presión a 2bar en el circuito primario (solar).
- Se recomienda colocar un llenado automático con regulación de presión a 1,5bar en el circuito frío.

07.1.1/ Conexiones hidráulicas del aparato

El aparato incorpora 4 racords de empalme para su conexión con el circuito hidráulico de la instalación.

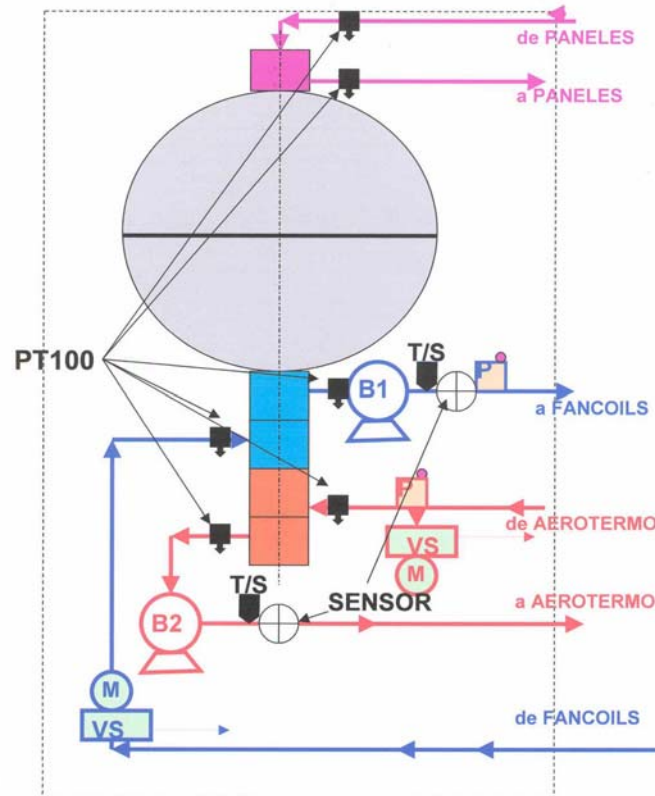


- 2 racords para la conexión al circuito de agua caliente, utilizado como aporte de energía.
- 2 racords para la conexión a tuberías del circuito de agua fría. Este circuito es el que se conecta a los fan-coils utilizados para refrigerar el local destinado a utilizar el aire acondicionado.

ATENCIÓN

Es importante colocar un filtro de agua en la entrada de cada circuito del aparato.

07.1.2/ Circuito hidráulico del aparato



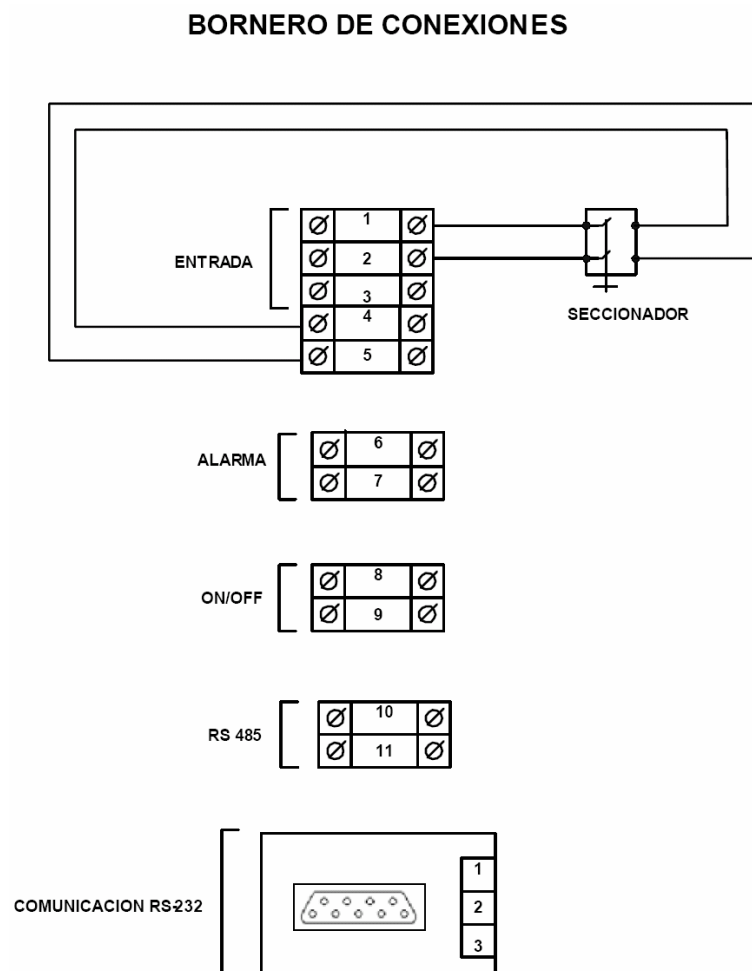
- B1** : Bomba agua fría.
- B2** : Bomba agua caliente.
- T/ S** : Cortocircuitador térmico del circuito de agua caliente, reglado a 60° C.
- T/ S** : Cortocircuitador térmico del circuito de agua fría, reglado a 3° C.
- P** : Purgador.
- VS +M** : Válvula de sobrepresión con manómetro incorporado.
- PT 100** : Tomas de temperatura de entrada y salida de agua (son 6).
- SENSOR** : Sensor de presión.

07.2/ Instalación eléctrica.

Es importante asegurarse de que la instalación eléctrica está provista de una eficaz puesta a tierra.

En la instalación eléctrica debe colocarse un magnetotérmico de 10 A que sirva de protección al circuito eléctrico y al motor.

07.2.1/ Bornero de conexiones



CÓDIGO NUMÉRICO

1, 2 y 3: Conexión de la alimentación (fase, neutro y tierra).

6 y 7: OPCIONAL, para conectar una alarma.

8 y 9: Conexión del termostato de la vivienda (indica si hay demanda o no en el lugar a climatizar).

10 y 11: Línea de comunicaciones 485.

Conector delta: Línea de comunicaciones 232.

08/ PUESTA EN SERVICIO

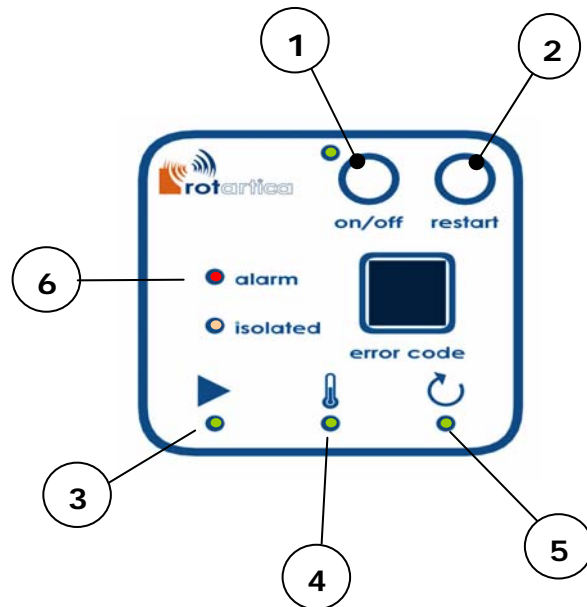
Conectar el aparato a la red eléctrica 220-230V 50Hz.

IMPORTANTE: Antes de poner en marcha **ROTARTICA SOLAR 045v** es necesario realizar el llenado de los circuitos internos del aparato, así como del resto de los circuitos de agua. Para poder ver la presión de llenado de los circuitos internos es necesario quitar el panel lateral izquierdo para poder ver los manómetros indicadores de la presión.

- La presión que indican los manómetros debe estar entre 1,5 y 2 bar, (Presión con el agua fría de llenado).
- Comprobar que la estanqueidad de los circuitos de agua fría y caliente es correcta.
- Purgar los 3 circuitos correctamente. Para ello deben encenderse y apagarse las bombas repetidas veces, de manera que el aire de las tuberías salga al exterior. **VER CAPÍTULO 012.2**

09/ PORTAMANDOS

El panel portamandos está ubicado en el frontal exterior del aparato y es la principal vía de comunicación entre el instalador o el usuario final y el aparato o Unidad Principal. En la figura siguiente se muestra su configuración:



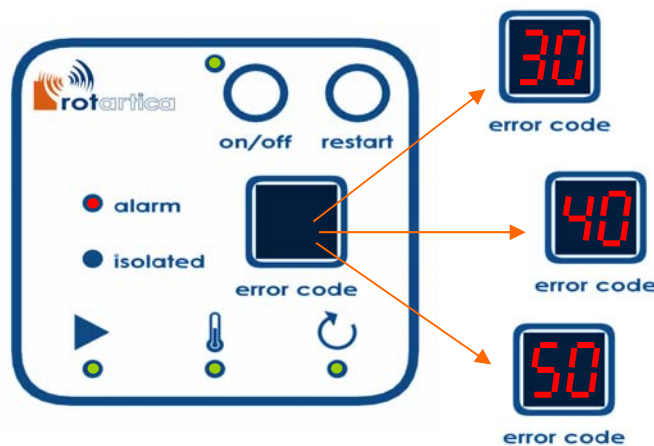
- 1 Pulsador de membrana de encendido / apagado ("on/off").
- 2 Pulsador de membrana de rearme ("restart").
- 3 Indicador de caudal ►. Cuando el led está encendido (color verde) indica que el caudal en los 3 circuitos: alimentación (solar), refrigeración y agua caliente residual; entra dentro de los rangos establecidos para poner en marcha la Unidad Generadora.

Cuando esta luz parpadea, significa que el sistema antihielo se ha puesto en marcha para evitar la congelación de los circuitos que gobiernan el aparato.
- 4 Indicador de temperatura 🌡. Cuando el led está encendido (color verde) indica que el agua que recibe el generador tiene una temperatura suficiente (más de 80°C) y no sobrepasa la temperatura máxima de seguridad (130°C).
- 5 Indicador de giro ↻. Cuando las premisas de caudal y temperatura son correctas y existe demanda (necesidad de enfriar el habitáculo) por parte del usuario, la unidad generadora puede empezar a girar. Cuando se enciende la luz verde confirma el giro de la unidad generadora.
- 6 Led de alarma. Cuando el led "alarm" está iluminado (color rojo) indica que el control electrónico ha detectado un fallo de funcionamiento, o que existe una variable externa o interna del aparato que temporalmente no permite el funcionamiento normal del

mismo. Se hace necesario un rearme manual, mediante el pulsador de desbloqueo para volver a ponerlo en marcha.

El pulsador de desbloqueo ("restart") permite reactivar el aparato cuando se ha detectado una alarma (led "alarm" iluminado).

Si en el display "error code" aparecen las alarmas 30, 40 o 50, el aparato realiza un ciclo de parada que durará 20 minutos. Durante este periodo de tiempo el botón "restart" no es funcional. Es necesario que transcurran los 20 minutos para reiniciar el aparato mediante el botón "restart". En este transitorio, la pantalla del portamandos tendría la siguiente configuración:



El control electrónico envía una señal de alarma al portamandos y esta alarma queda reflejada en el display "error code", tal y como se describe en el apartado 08, Anomalías de Funcionamiento.

ATENCIÓN

Una vez bloqueado el aparato, se debe esperar durante 20 minutos antes de su desbloqueo con la función "restart". Durante estos 20 minutos el pulsador "restart" no será funcional.

010/ FUNCIONAMIENTO GENERAL

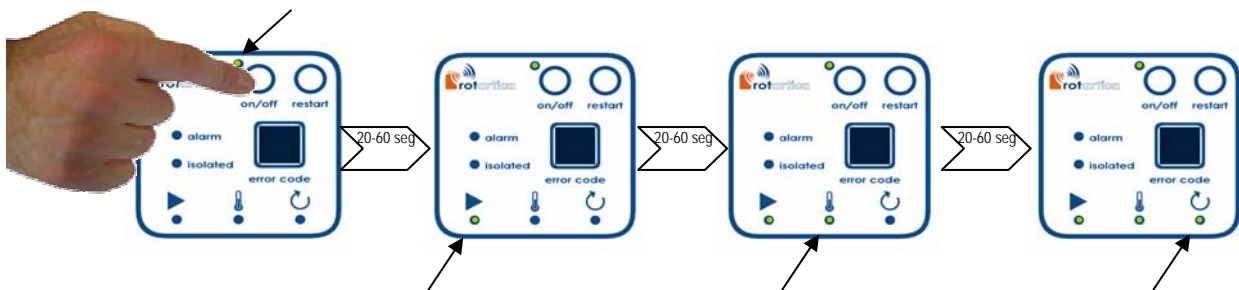
010.1/ Puesta en marcha del aparato

Una vez instalado y debidamente conectado, presionar el pulsador "on / off". El aparato se pondrá en marcha automáticamente si se cumplen las condiciones especificadas a continuación:

1. Hay demanda de frío por parte del usuario (ej. mediante el termostato del local a refrigerar)
2. Los circuitos tienen el caudal correcto (>10l/min en el circuito solar; >20l/min en el circuito de agua fría; >30l/min en el circuito de agua caliente)
3. La temperatura que llega al generador del aparato (circuito solar) es superior a 80°C.

Al presionar el pulsador "on", la tarjeta de control necesita aproximadamente dos minutos para hacer las citadas comprobaciones de demanda, caudal y temperatura. Si todos los parámetros son correctos, éste será el tiempo de puesta en marcha del aparato.

En la siguiente figura se describe la secuencia de la puesta en marcha, en condiciones normales:



ATENCIÓN

Para que el aparato funcione correctamente, además de seguir las instrucciones aquí descritas, deberán ponerse en marcha todos los mecanismos necesarios para el correcto funcionamiento de toda la instalación.

010.2/ Parada del aparato

El aparato dejará de funcionar (se apagará) cuando:

- No existe demanda de frío por parte del usuario. En este caso el aparato realiza un ciclo de parada de 20 minutos.
- No se cumple alguna de las premisas indicadas en el portamandos (caudal, temperatura, giro). Si no existe giro, se muestra la alarma nº 20 en el display "error code". En los demás casos el sistema se aísla y permanece girando a la espera de caudal o temperatura adecuados según sea el caso.
- El caudal en los tres circuitos es correcto, la temperatura en el circuito solar es suficiente y la Unidad Generadora está girando, pero el aparato está aislado.

- Aparece el nº 1 en "error code". La causa es que el aparato se está acercando al punto de cristalización. Esta es una situación transitoria, **el usuario no tiene que actuar para subsanar la situación, una vez que el propio aparato se recupera, continúa enfriando normalmente.**



- Aparece el nº 2 en "error code". La causa es que la temperatura en el circuito de agua fría es menor de 7°C. **El usuario no tiene que actuar para subsanar la situación, una vez que el propio aparato se recupera, continúa enfriando normalmente.**



- Aparece el nº 3 en "error code". La causa es que la temperatura en el circuito de agua caliente supera los 55°C. **El usuario no tiene que actuar para subsanar la situación, una vez que el propio aparato se recupera, continúa enfriando normalmente.**



- Aparece el nº 4 en "error code". La causa es que la temperatura del circuito de alimentación (solar) supera los 105°C. **El usuario no tiene que actuar para subsanar la situación, una vez que el propio aparato se recupera, continúa enfriando normalmente.**



- Se desconecte el aparato por medio del pulsador "on/off". En este caso el aparato realiza el ciclo de parada de 20 minutos.

Hay que tener en cuenta que si al aparato no le llega agua caliente, por algún problema en el circuito hidráulico de alimentación de calor, no enfriará, pero permanecerá girando en espera de agua caliente.

010.3/ Bloqueo / Desbloqueo del aparato

010.3.1/ Bloqueo

Si en el panel de mandos exterior del aparato se enciende el led rojo en "**alarm**", es señal de que el control electrónico del aparato ha detectado un fallo de funcionamiento y/o avería.

El control electrónico envía una señal de alarma al panel de mandos y esta alarma queda reflejada en el display "**error code**" del panel portamandos, tal y como se describe en **apartado 8, Anomalías de funcionamiento**. Al mismo tiempo se enciende el piloto rojo del panel de mandos exterior (led de alarma) y el aparato se bloquea.

010.3.2/ Desbloqueo

El aparato en el portamandos dispone de un pulsador de desbloqueo "**restart**"

- Si el usuario detecta que se ha encendido el led de alarma, puede tratarse de una alarma temporal debido a un fallo momentáneo en el aparato, o externo al mismo, es

decir, en el resto de la instalación. En este caso, el usuario puede desbloquear el aparato accionando el pulsador "restart".

ATENCIÓN

En la mayoría de los casos (ver cap.10), es muy importante que el usuario ESPERE 20 MINUTOS ANTES DE PROCEDER AL DESBLOQUEO accionando el pulsador "restart". Este pulsador sólo es operativo pasado dicho tiempo.

- Al accionar el pulsador de desbloqueo para rearmar el sistema, el aparato debe ponerse en funcionamiento de nuevo.
- Si volviera a saltar la alarma, significaría que la anomalía producida no se ha solucionado:

ATENCIÓN

NO INTENTAR REARMAR DE NUEVO EL APARATO. La avería debe ser solucionada por un instalador cualificado. Avisar al Servicio de Asistencia Técnica.

011/ MANTENIMIENTO

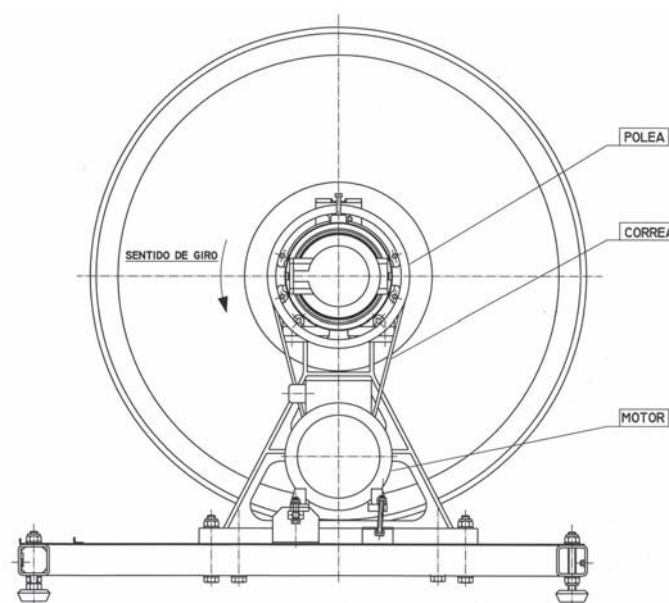
Se recomienda realizar un mantenimiento anual del aparato. Este mantenimiento deberá llevarlo a cabo el Servicio de Asistencia Técnica de **ROTARTICA S.A.** o un instalador cualificado.

Las operaciones de regulación, mantenimiento, reparación y conservación de la máquina se deben realizar con el aparato fuera de servicio, desconectado de la red eléctrica. Además deben cerrarse todas las llaves del circuito hidráulico.

Si para realizar alguna operación de mantenimiento ha sido necesaria la desconexión de alguna tubería de los circuitos hidráulicos de instalación, la conexión de dichos tubos debe realizarse según lo indicado en el punto 8.1.2 de este manual de instalación.

IMPORTANTE:

Si se realiza alguna acción en la que es necesario desmontar el mecanismo de giro del aparato, al volver a montarlo, es importante tener en cuenta que el sentido de giro debe ser siempre el indicado en la figura que se muestra a continuación.

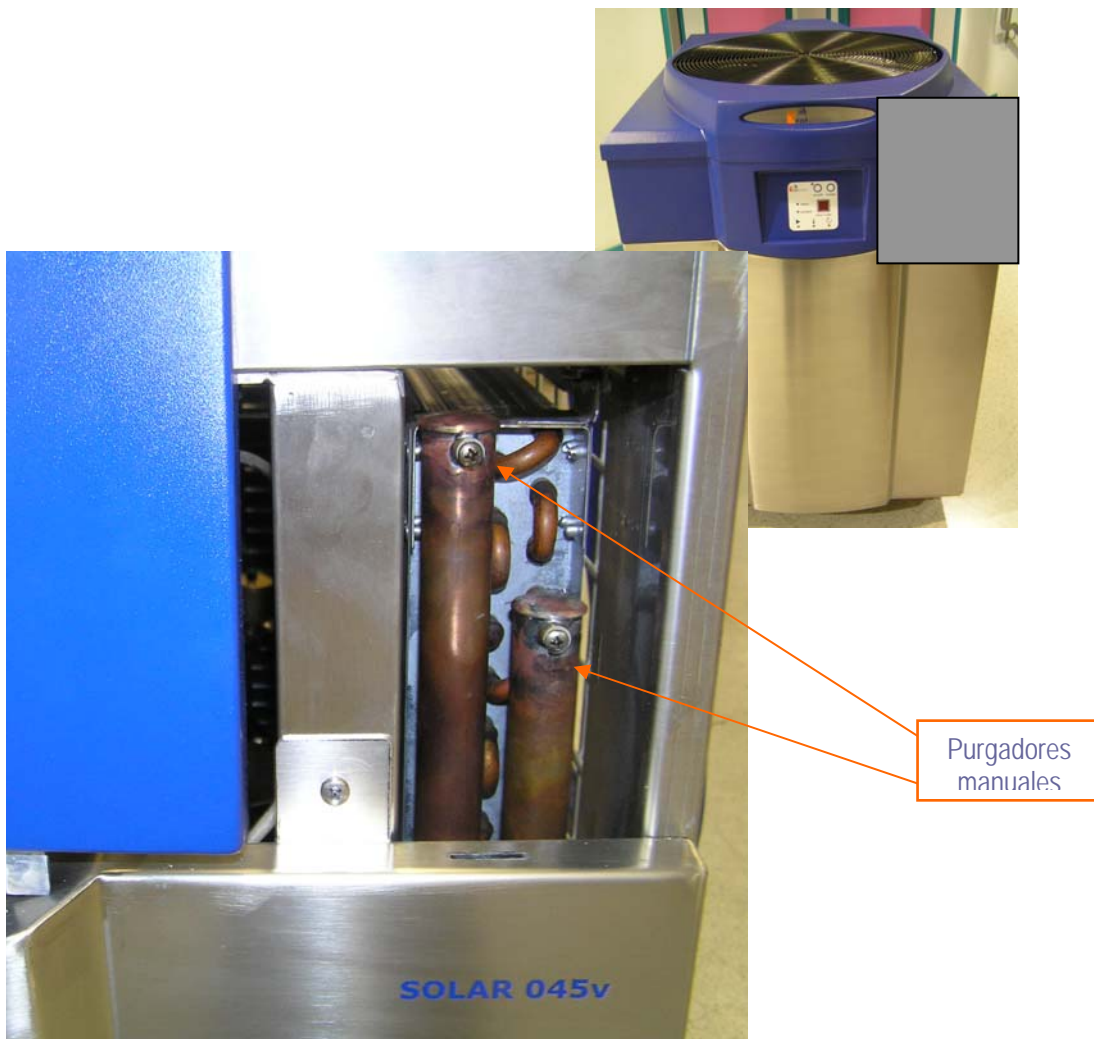


011.1/ Conexiones eléctricas

Ver capítulo 08.3.

011.2/ Purgado de circuitos

El aparato dispone de tres purgadores automáticos. Además, existen purgadores manuales en el intercambiador exterior. Para acceder a ellos, es necesario desmontar dos paneles, el superior y el panel donde se ubica el portamandos.



En el momento de realizar la puesta en marcha, o con nuevos llenados (por ej. después de una ausencia prolongada donde se vacían los circuitos), es necesario retirar el aire de los circuitos mediante el uso de los purgadores manuales. Para activar estos purgadores, se debe girar ligeramente el tornillo en sentido antihorario y esperar a que salga todo el aire antes de volver a apretarlo.

ATENCIÓN

NO sacar nunca el tornillo del purgador manual.

011.3/ Llenado de circuitos

En el caso de requerir un llenado de los circuitos frío y caliente residual, hay que acometer la carga de agua por la conexión hidráulica correspondiente al circuito de agua fría (ver apartado 2.3 de este manual).



Los circuitos deben llenarse hasta que los manómetros muestren una presión de 1.5 bares.

012/ PRECAUCIONES CONTRA LAS HELADAS

La Unidad Principal lleva incorporada una seguridad antihielo. Para mantener esta seguridad es imprescindible que el aparato no se desconecte de la red eléctrica.

Cuando la temperatura del exterior es inferior a los 5°C, las bombas de los circuitos de agua caliente y fría se ponen en marcha hasta que la temperatura del exterior sea superior a los 9°C.

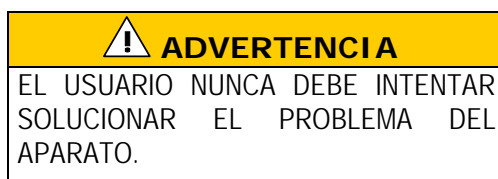
Cuando el led ► está parpadeando es señal de que el sistema antihielo está activado, es decir, las bombas están en funcionamiento.

ATENCIÓN
Es responsabilidad del instalador proteger el circuito solar contra las heladas.

Nota: En el caso de ausencias prolongadas se recomienda vaciar los circuitos de agua fría y agua caliente, actuando sobre las válvulas de vaciado que incorporan dichos circuitos.

013/ ADVERTENCIAS EN CASO DE EMERGENCIA

Cuando el usuario detecte el led de alarma encendido en el panel de mandos, deberá presionar el pulsador de membrana "restart" para poner de nuevo en marcha el aparato (**no olvidar que el desbloqueo es funcional transcurridos 20 minutos desde el momento en que la alarma ha aparecido**). Si el intento es fallido y la alarma aparece de nuevo, es señal inequívoca de que es necesario llamar al SAT para solucionar el problema detectado por el control electrónico del aparato.



013.1/ Instalación eléctrica








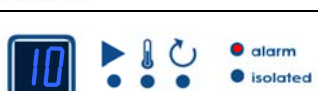


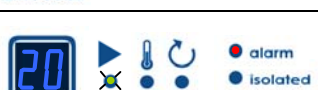

El aparato dispone de un interruptor de emergencia, que normalmente está en posición **ON**, y permite la desconexión de la energía eléctrica del aparato respecto a la red eléctrica.



Este interruptor sólo debe accionarse a posición **OFF** cuando ocurra una emergencia. Si se desconecta cuando el aparato está en funcionamiento puede provocarse una anomalía o avería interior en el aparato que requeriría del Servicio de Asistencia Técnica para solucionarla.

013.2/ Instalación hidráulica

La instalación dispone de llaves de corte en los dos circuitos de agua, que deben ser cerrados siempre que surja alguna emergencia en el conjunto de la instalación hidráulica.

014/ ANOMALÍAS DE FUNCIONAMIENTO

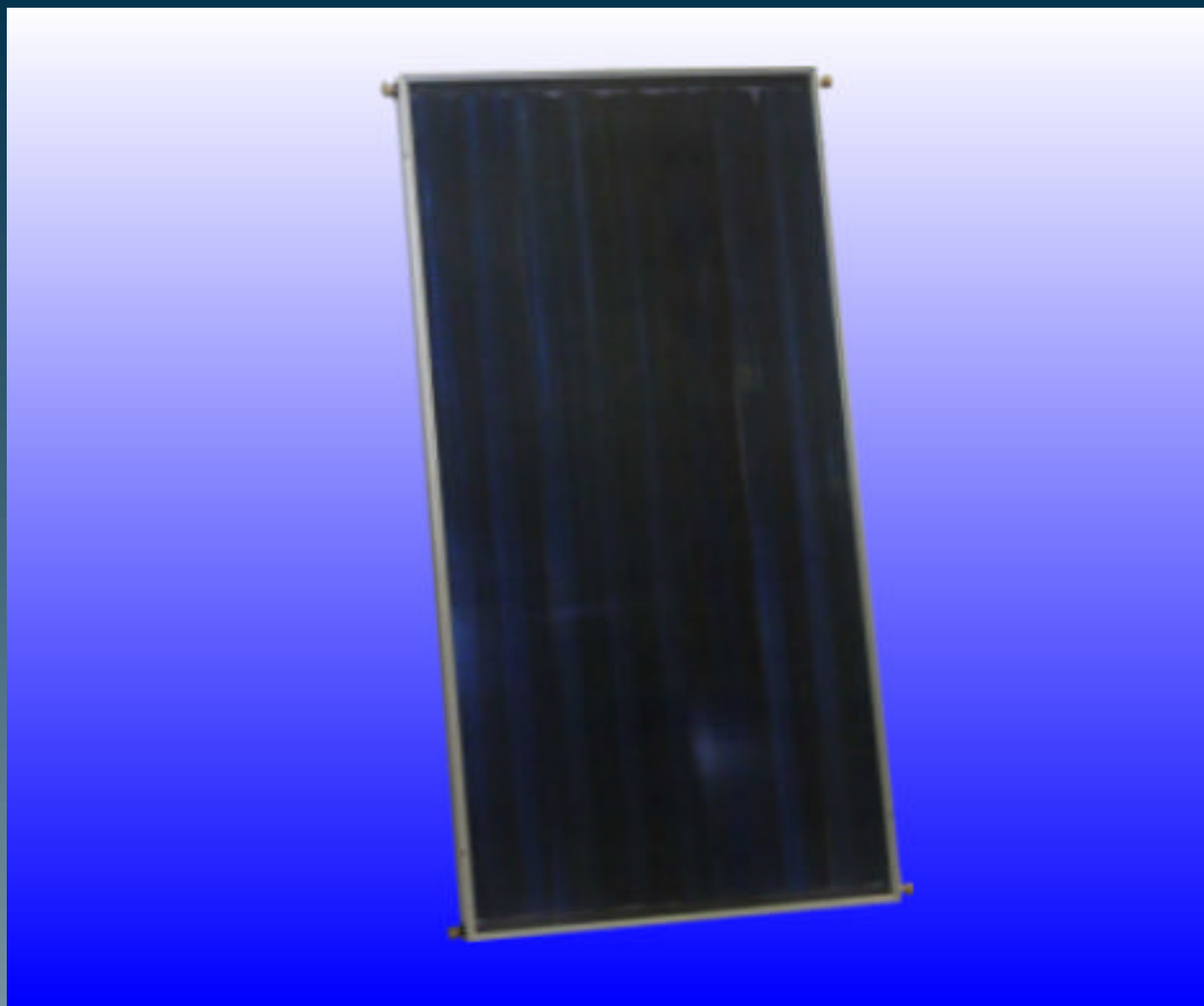
Código	Descripción	Causa	Solución
	Las bombas del aparato están en funcionamiento (LED parpadeando), el motor de giro parado y no hay Tª adecuada en circuito primario (solar).	El pulsador de encendido está en posición OFF o no hay demanda, pero se ha activado el sistema ANTIHIELO.	Esta situación entra dentro del funcionamiento correcto.
	El caudal, la temperatura del circuito solar y el giro del aparato son correctos.	El aparato está funcionando correctamente.	
	Caudal en los tres circuitos correcto, temperatura suficiente en el circuito solar y Unidad Generadora girando, pero el aparato está aislado.	El aparato está acercándose al punto de cristalización.	
	Caudal en los tres circuitos correcto, temperatura suficiente en el circuito solar y Unidad Generadora girando, pero el aparato está aislado.	La temperatura en el circuito de agua fría es menor de 7°C.	
	Caudal en los tres circuitos correcto, temperatura suficiente en el circuito solar y Unidad Generadora girando, pero el aparato está aislado.	La temperatura en el circuito de agua caliente residual supera los 55°C.	
	Caudal en los tres circuitos correcto, temperatura suficiente en el circuito solar y Unidad Generadora girando, pero el aparato está aislado.	La temperatura del circuito de alimentación (solar) supera los 105°C.	
	Sólo se aprecia la letra "C" en el display.	Se ha perdido la comunicación entre el control y el portamandos	Pulsar "restart". Si la alarma persiste llamar al SAT.
	Las bombas y el motor de giro están parados y se ha encendido el led rojo de alarma "alarm".	Alarma de vibración.	Pulsar "restart". Si la alarma persiste llamar al SAT.
	El motor de giro está parado pero las bombas funcionan. Se ha encendido el led rojo de alarma y el led verde de bombas parpadea.	Alarma de vibración y la temperatura exterior es inferior a 5°C con lo que se activa el sistema ANTIHIELO.	Pulsar "restart". Si la alarma persiste llamar al SAT.
	Las bombas y el motor de giro están parados y se ha encendido el led rojo de alarma "alarm".	La Unidad Generadora no puede girar (correa rota, fuera de lugar o motor de giro sobrecalentado).	Pulsar "restart". Si la alarma persiste llamar al SAT.
	El motor de giro está parado pero las bombas funcionan. Se ha encendido el led rojo de alarma y el led verde de bombas parpadea.	La Unidad Generadora no puede girar y la temperatura exterior es inferior a 5°C con lo que se activa el sistema ANTIHIELO.	Pulsar "restart". Si la alarma persiste llamar al SAT.
	Bombas de circulación paradas, motor de giro parado y aparato aislado.	Alarma de SUBENFRIAMIENTO.	Pulsar "restart". Si la alarma persiste llamar al SAT.

 <p>error code</p>	<p>Bombas de circulación en funcionamiento, motor de giro parado y aparato aislado.</p>	<p>Alarma de SUBENFRIAMIENTO y la temperatura exterior es inferior a 5°C con lo que se activa el sistema ANTIHIELO.</p>	<p>Pulsar "restart". Si la alarma persiste llamar al SAT.</p>
 <p>error code</p>	<p>Bombas de circulación paradas, motor de giro parado y aparato aislado.</p>	<p>Alarma de SOBRECALENTAMIENTO.</p>	<p>Pulsar "restart". Si la alarma persiste llamar al SAT.</p>

Nota: En verano puede aparecer agua en el aparato debido a las condensaciones.

ROTARTICA, S.A.
Polo de Innovación GARAIA
Uribarri auzoa 3
20500 ARRASATE – MONDRAGON
(Guipúzcoa) ESPAÑA
Teléfono: 34 943 73 94 31

CAPTADOR TÉRMICO ISONOX II



27 Marzo de 2002



ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

PLACA COLECTORA:

Tipo:	Parrillas de tubos de 20/22 y 8/10 ó 13/15 mm.	Superficie útil (m ²):	1.90
Construcción:	Tubos soldados a chapa.	Capacidad (l):	1.6 (8/10) y 2.7 (13/15)
Material:	Cobre.	Presión max. de trabajo (kg/cm ²):	7
Soldadura:	Estaño-plomo.	Presión de prueba (kg/cm ²):	20

SUPERFICIE ABSORBENTE:

Material:	Cobre con deposición de óxido de titanio.	Emisividad:	0,05 +/- 0,03
Absortividad:	0,95 + / 0,015	Temperatura max. (°C):	180

CUBIERTA DE VIDRIO:

Unidades:	1	Dimensiones L x A (mm):	1970 x 970
Tipo:	Templado.	Espesor (mm):	3,17
Contenido en hierro:	0,05%	Transmitancia:	92%

AISLAMIENTO:

Tipo:	Poliisocianurato expandido.
Espesor (mm):	20

TUBERÍAS:

Conexión:	22-1"
-----------	-------

CAJA:

Dimensiones LxAxE (mm):	2000x1000x88	Material tapa posterior:	Chapa galvanizada (0,6 mm).
Material perfil:	Aluminio anodizado (1,4 mm).		

PESO:

En funcionamiento (kg):	39.8 (8/10)	42.9 (13/15)
En vacío (kg):	38.2 (8/10)	40.2(13/15)

TEMP. MÁX. DE FUNCIONAMIENTO (°C):

-20 +180

CAUDAL RECOMENDADO:

50 a 120 l/h m² (Según aplicación).

PÉRDIDA DE CARGA:

4 mm.c.a. (20°C y 120 l/h).

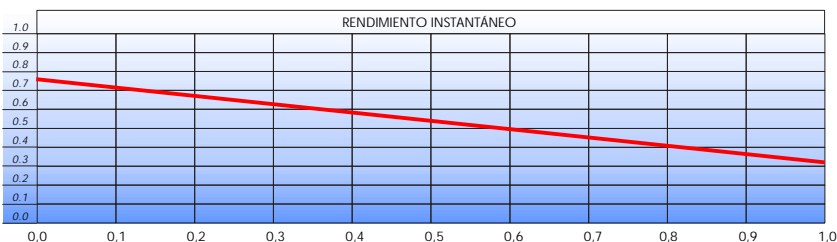
GARANTÍA:

8 años en defectos de fabricación.

COMBUSTIBILIDAD:

Incombustible, no tóxico.

Nota: ISOFOTON, S.A. Se reserva el derecho a introducir cambios en este folleto, sin previo aviso.



CURVA DE RENDIMIENTO ESTACIONARIO DEL COLECTOR:

ECUACIÓN RECOMENDADA:

$$\mu = \mu - a_1 T^*$$

$$\mu = 0,76 - 0,45 T^*$$

$$T^* = U_0(T_e - T_a) / I$$

DISTRIBUIDOR



C/ Montalbán, 9 2º Izda. 28014 MADRID
 Tel: + 34 - 91 531 26 25 . Fax: + 34 - 91 531 10 07
 e-mail: isofoton@isofoton.es
 www.isofoton.es

DEPÓSITOS PARA ACUMULACIÓN EN CIRCUITO CERRADO

MASTER INERCIA

Gama industrial de depósitos de "INERCIA" desde 1500 hasta 5000 litros de capacidad, destinados a funciones de acumulación de agua caliente o fría en circuito cerrado, para instalaciones de gran capacidad.

Su incomparable capacidad de acumulación, se la proporciona el aislamiento térmico en poliuretano inyectado en molde, con 80 mm. de espesor y 45 kg/m³ de densidad homogénea, que forma un bloque compacto con el depósito.

La gama en sus modelos "IB", incorpora boca de hombre lateral DN 400. Para evitar las pérdidas caloríficas por la boca de hombre, estos modelos se suministran con una cubierta de poliuretano inyectado igual al resto del aislamiento del depósito, adaptada al hueco de la boca de hombre.

También está disponible como opción, un conjunto de forro y cubierta externo que logra un magnífico acabado estético del conjunto.

de 1500 a 5000 litros

Características técnicas

Presión máx.	bar	8
Temperatura máx.	°C	100

DEPÓSITOS DE INERCIA, serie MV

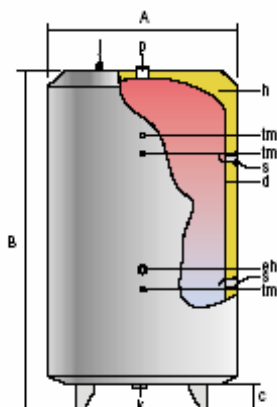
Depósitos de gran capacidad, fabricados en **acero al carbono**, para su instalación vertical, como depósito de inercia en circuitos cerrados de refrigeración y/o calefacción.

Capacidades de **1500, 2000, 2500, 3000, 3500, 4000 y 5000 litros**.

Todos los modelos, van aislados térmicamente con espuma rígida de poliuretano inyectado en molde y libre de CFC de 80 mm. de espesor, (hasta 5000 litros de capacidad).

Bajo demanda, fabricamos depósitos de inercia de cualquier capacidad o presión de trabajo, también para instalación horizontal.

También están disponibles conjuntos de forro acolchado desmontable y cubiertas, para nuestros modelos de serie (hasta 5000 l.).



Modelo MV...-I

- d- Depósito acumulador
- h- Aislamiento térmico
- j- Cáncamos manipulación

Conexiones / Dimensiones		MV-1500-I	MV-2000-I	MV-2500-I	MV-3000-I	MV-3500-I	MV-4000-I	MV-5000-I
Capacidad total	l.	1500	2000	2500	3000	3500	4000	5000
Peso en vacío (aprox.)	kg.	322	381	538	597	652	690	784
s: Conexión lateral	"GAS/H	4	4	4	4	4	4	4
p: Conexión superior	"GAS/H	2	2	2	2	2	2	2
tm: Conexión lateral	"GAS/H	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2
eh: Conexión lateral	"GAS/H	2	2	2	2	2	2	2
k: Conexión inferior	"GAS/H	2	2	2	2	2	2	2
Cota A: Diámetro exterior	mm.	1360	1360	1660	1660	1660	1910	1910
Cota B: Longitud total	mm.	1850	2300	2035	2325	2610	2345	2750
Cota C:	mm.	200	200	235	235	235	195	195

Lapesa Grupo Empresarial S.L.

Polígono Industrial Malpica, Calle A, Parcela 1-A
50057 ZARAGOZA (España)
Tel. 976 46 51 80 / Fax 976 57 43 93 - 976 57 43 27
www.lapesa.es • e-mail: lapesa@lapesa.es



HIGH-EFFICIENCY SOLAR COOLING

JEFFREY M. GORDON***† and KIM CHOON NG***

*Department of Energy & Environmental Physics, Jacob Blaustein Institute for Desert Research, Ben-Gurion University of the Negev, Sede Boqer Campus 84990, Israel

**The Pearlstone Center for Aeronautical Engineering Studies, Department of Mechanical Engineering, Ben-Gurion University of the Negev, Beersheva 84105, Israel

***Department of Mechanical and Production Engineering, National University of Singapore, 10 Kent Ridge Crescent, Singapore 119260

Received 26 August 1998; accepted 21 June 1999

Communicated by JOACHIM LUTHER

Abstract—How efficiently can solar radiation *realistically* be converted into cooling power? With recent advances in the solar and chiller fields, net coefficients of performance (COPs) of 100% and above should be attainable (i.e. 1 kW of incident solar radiation yielding 1 kW or more of cooling power) with existing technologies. The performance leap, relative to current state-of-the-art solar cooling systems, stems from the introduction of solar fiber-optic mini-dish systems that can deliver high-temperature heat at high solar-to-thermal conversion efficiencies. Driving efficient commercially-available double-stage absorption chillers, solar mini-dish systems should be able to realize net COPs of around 1.0. A further boost in net COP to around 1.4 can be achieved by modifying the conventional scheme to a thermodynamic cascade that takes maximal advantage of high-temperature input heat. The cascade comprises a solar-fired gas micro-turbine producing electricity that drives a mechanical chiller, with turbine heat rejection running an absorption chiller. An additional virtue is that the energy of concentrated sunlight can be stored compactly as ice produced at a retrofitted evaporator of the mechanical chiller. The compactness and modularity of solar mini-dish systems opens the possibility for small-scale ultra-high-performance solar cooling systems. © 2000 Elsevier Science Ltd. All rights reserved.

1. INTRODUCTION

Our aim in this paper is to establish *realistic* figures for the highest efficiency with which sunlight can be converted into cooling power, i.e. using only existing technologies. Thanks to recent advances in solar energy and cooling system technologies, it is now feasible to convert sunlight into cooling power at net coefficients of performance (COPs) reaching, and exceeding, 100%. COP is defined as the delivered cooling power divided by the input power (the input power can be electrical, thermal, solar or otherwise). COPs above 100% from primary energy to cooling power are commonplace with conventional commercially-available off-the-shelf technologies. A familiar example is a mechanical (e.g. reciprocating, centrifugal or screw-compressor) chiller driven by electricity from a power plant. ‘Chiller’ refers to any general cooling or refrigeration system.

Say the power plant converts one unit of the

calorific value of fossil fuel into 1/3 of a unit of delivered AC electricity; and the mechanical chiller has a COP of 3. Then the overall or net COP is 1.0. COP_{net} can be considerably higher with, for example, a combined-cycle power plant converting primary fuel into delivered electricity at an efficiency of 50%, and large centrifugal chillers that can realize COPs of about 4 (Gordon and Ng, 1995).

Absorption chillers are driven directly by thermal power. Today’s commercial units exhibit nominal COPs of up to 1.35 for two-stage devices with parallel-flow heat regeneration, and heat input around 140 to 190°C (Ebara Corporation, 1997a). Recent progress is leading to triple-effect absorption chillers with COPs as high as 1.8, provided the heat input is effected at about 220 to 300°C (Gopalnarayanan and Radermacher, 1996).

Now consider the two types of large commercial solar-driven cooling systems that have been developed: (1) generating electricity from solar radiation to operate a mechanical chiller; and (2) converting sunlight to heat which in turn drives an absorption chiller. In the former category, consider the example of current large commercial photovoltaic systems, which can attain yearly-

† Author to whom correspondence should be addressed. Tel.: +972-7-659-6923; fax: +972-7-659-6921; e-mail: jeff@menix.bgu.ac.il

average conversion efficiencies from sunlight to AC electricity of about 10%. Recent advances in solar cell technology have demonstrated that yearly average efficiencies of 20% may be realizable (Garboushian *et al.*, 1994; Bett *et al.*, 1999). The best large commercial solar *thermal* electricity systems have exhibited annual conversion efficiencies of no better than 10%, with optimistic projections for future systems approaching 15% (Mancini *et al.*, 1997). These figures include deductions for parasitics. With a mechanical chiller of $COP_{\text{mech}} = 3$, the net COP (solar to cooling power) is therefore in the range 0.3 (currently) to 0.6 (with optimistic future improvements).

Regarding the latter category, absorption chillers driven directly by solar heat have been considered for many years. But low-efficiency single-stage absorption chillers driven by low-efficiency flat-plate collectors usually rendered their overall conversion efficiencies inadequately low. Recently, however, stationary evacuated nonimaging concentrators have been developed in concert with two-stage regenerative absorption chillers (Winston *et al.*, 1997). The concentrators can attain yearly collection efficiencies of around 40% (referenced to normal beam radiation, accounting for the partial collection of diffuse sunlight, and including parasitic losses) at operating temperatures of up to 200°C. With the best commercial absorption chillers exhibiting a COP of 1.35, the highest net solar-to-cooling COP is around 0.5.

All of these generic schemes for producing cooling power are reviewed schematically in Fig. 1a–d. They adopt an ‘either/or’ approach: *either* produce electricity to power a mechanical chiller, *or* produce heat to drive an absorption chiller.

We propose realizing a major leap in the net COP for solar cooling by introducing solar fiber-optic mini-dish concentrators that offer a significant increase in collection efficiency while retaining the possibility of high-temperature delivery (Feuermann and Gordon, 1999). Two separate strategies for exploiting mini-dish systems will be considered. The simpler one retains the approach of solar heat directly driving an efficient absorption chiller. The marked increase in net COP stems solely from a doubling of the solar collection efficiency. Although the mini-dish system can efficiently deliver heat at high temperatures, the delivery temperature is purposely kept relatively low (around 360°C) because higher temperatures do not benefit *existing* chiller performance. The combination of mini-dishes and double-stage absorption chillers should be able to reach net COPs of around 1.0.

Yet fiber-optic mini-dish systems that can equally efficiently generate heat at temperatures in excess of 1000°C offer a thermodynamic potential that, with some additional complications and thermodynamic machinery, could be exploited to produce even higher COPs. Our second strategy takes advantage of the availability of higher-temperature heat input with a thermodynamic cascade (Fig. 1e). At the top of the cascade, gas micro-turbines are driven by $\sim 1000^\circ\text{C}$ solar heat input (or by backup heating from conventional natural gas firing). The AC electricity produced by the turbine runs a mechanical chiller. The turbine’s heat rejection (at around 360°C) serves as the driving thermal power for an absorption chiller. These solar cooling systems should be able to produce net COPs of about 1.4. The use of mechanical chillers in the cascade offers the additional option of storing the energy of concentrated sunlight as ice, which helps to obviate the intermittent nature of solar availability.

An additional attractive element of mini-dish systems is modularity: being able to realize practical compact cooling plants with relatively small installed capacities.

2. THERMODYNAMIC FLOW DIAGRAMS FOR COOLING SYSTEMS

Fig. 1a–d schematically show the generic cooling system schemes mentioned above, along with performance estimates for a nominal and an optimistic scenario, based on current technologies. In citing the assorted parameter values in Fig. 1, we are not aiming for precise system performance predictions. Rather, we are trying to establish realistic performance estimates for a comparison among the principal generic cooling configurations, to see where major improvements are possible and roughly by how much.

The new high-efficiency mini-dish solar cooling systems proposed here, and reviewed in Section 3, enter Fig. 1d and e. In Fig. 1d, the solar source that currently typically comprises stationary evacuated concentrators is replaced by a mini-dish system at far greater collection efficiency, but with the same absorption chiller. In Fig. 1e, we will take unique advantage of the efficient high-temperature capability of the mini-dish system to drive the thermodynamic cascade (detailed in Section 4).

In addition to losses incurred in the energy collection and conversion from the solar field (terms listed in the Nomenclature), the following losses are noted explicitly.

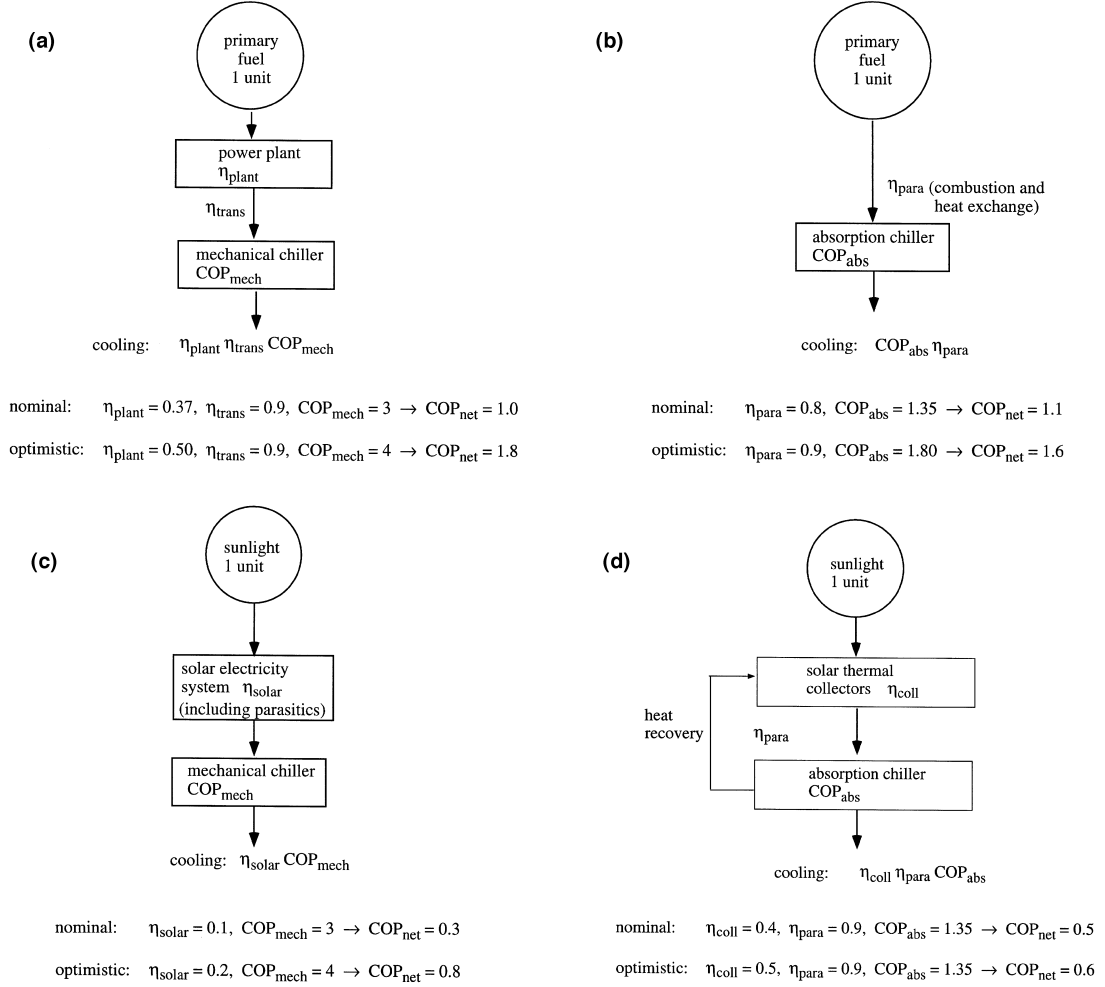


Fig. 1. Schematics for assorted schemes to convert primary energy into cooling power, including figures for a nominal and an optimistic scenario. Variables are defined in the Nomenclature. (a) Electricity from a conventional power plant that consumes primary fuel drives a mechanical chiller. (b) A conventional heat source (e.g. natural gas combustion, industrial waste heat, etc.) drives an absorption chiller. (c) Solar (photovoltaic or thermal) electricity system powers a mechanical chiller. (d) Solar thermal collectors drive an absorption chiller. (e) Solar fiber-optic mini-dish system powers a gas micro-turbine. Electricity produced by the turbine powers a mechanical chiller, and turbine heat rejection drives an absorption chiller. The system can also be run solely by the combustion of natural gas (the nominal backup mode).

1. Heat-to-electricity conversion losses: η_{plant} is the conversion efficiency for a conventional power plant, including combustion losses. η_{turb} denotes the conversion efficiency of the gas micro-turbine.
2. Transmission losses (over high-tension cables and in transformers): η_{trans} denotes the transmission efficiency from the power plant to the consumer. In typical remote power plants, η_{trans} is around 0.9. For solar plants dedicated to local cooling loads, η_{trans} would be about 1.0.
3. Parasitic losses: η_{para} (with the appropriate superscript) accounts for losses incurred in: the shaft of a turbine; solar collector field pump-

ing; heat exchanger thermal penalties; or combustion.

3. BRIEF REVIEW OF SOLAR FIBER-OPTIC MINI-DISH SYSTEMS

Solar fiber-optic mini-dish systems engender the miniaturization of solar concentrator units, in concert with entirely optical transport of collected sunlight into a remote receiver (see Fig. 2) (Feuermann and Gordon, 1999). At the remote site, conversion to thermal energy can be carried out indoors, at ground level, and under controlled conditions. The system's building block is a miniature (e.g. 0.2 m diameter) solar dish which

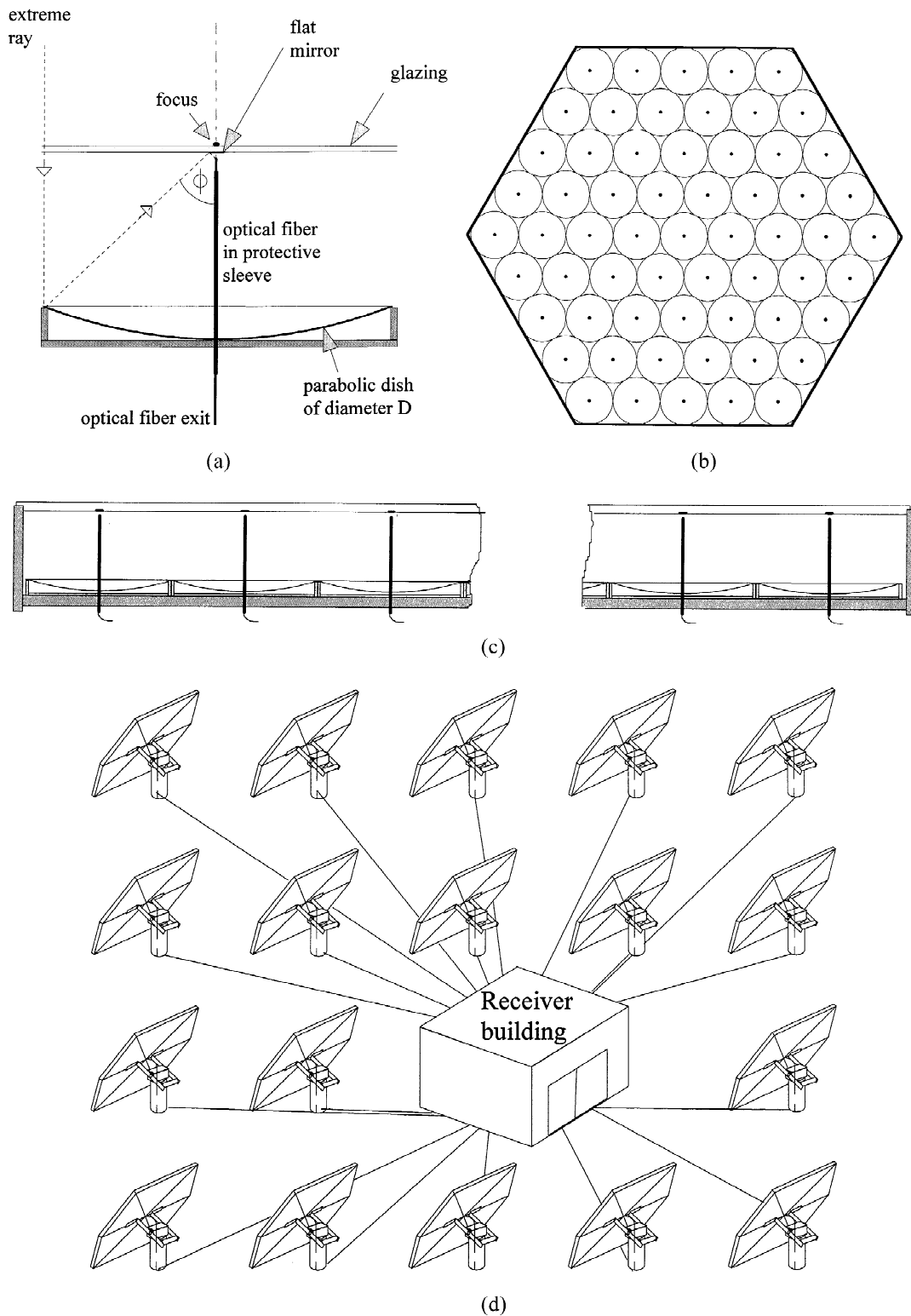


Fig. 2. Schematics of a solar fiber-optic mini-dish system. (a) Cross-sectional drawing of a single unit. The primary concentrator is a paraboloidal dish reflector of rim half-angle ϕ and diameter D . A small flat mirror below the focal plane of the dish re-directs rays reflected from the dish downward so that an upward-facing absorber can be used. The fiber is enclosed in a protective sleeve. One extreme ray is shown traced to the absorber. Top view (b) and cross-section (c) schematics of a module of circular mini-dishes. The module is covered with a transparent window. The small dots are the flat mirrors depicted in Fig. 2a. (d) Part of a solar field comprised of many modules, with all optical fibers transporting concentrated sunlight to a remote protected receiver.

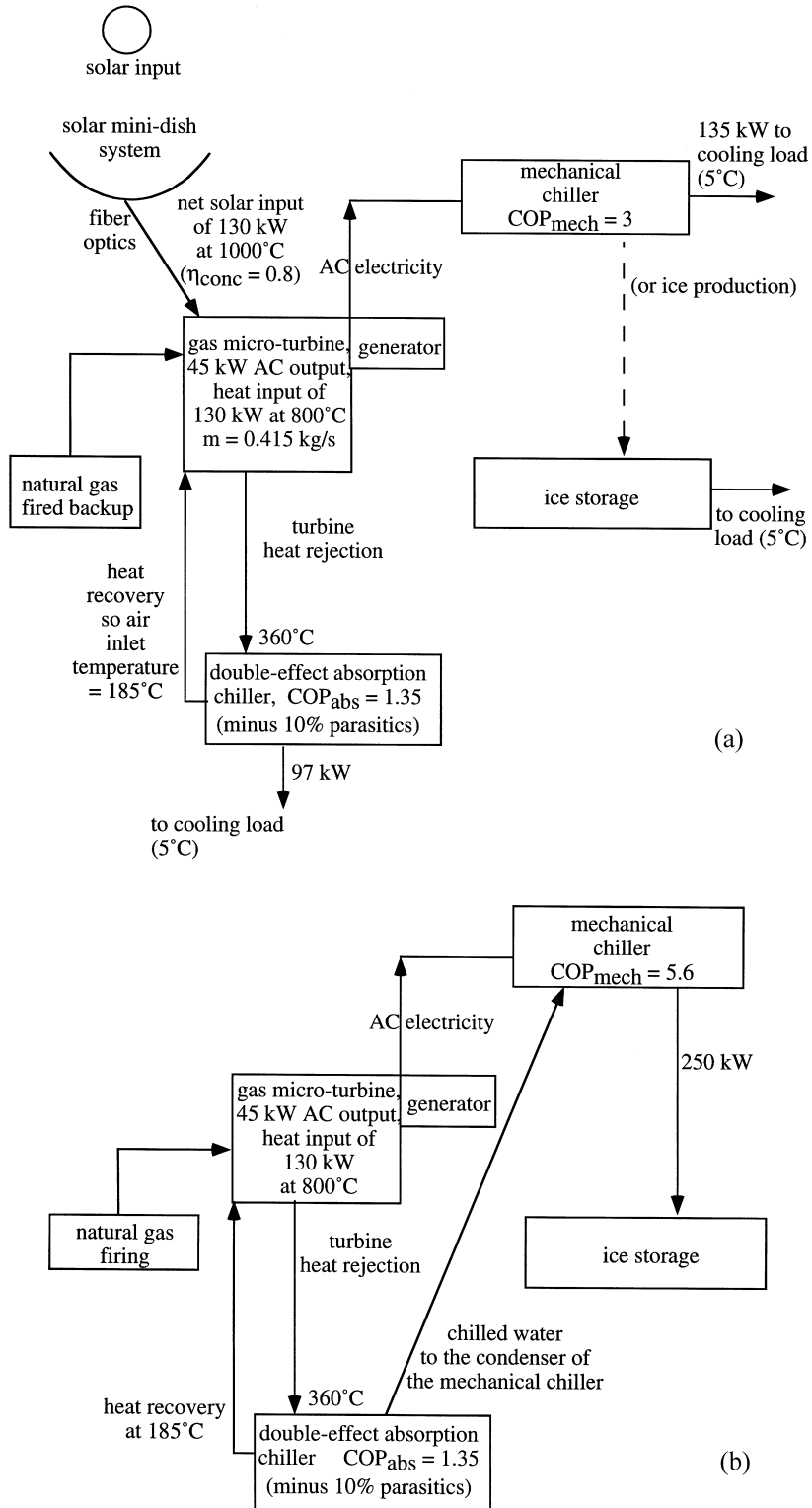


Fig. 3. Scheme for the operation of the proposed cascaded solar cooling plant. (a) Daytime solar-driven operation with the possibilities of gas-fired backup and of ice storage. (b) Auxiliary gas-fired operation during night-time for dedicated ice (storage) production whereby chilled water from the absorption chiller is routed to the condenser of the mechanical chiller.

exchange, satisfies the turbine's requirement for an effective hot gas temperature of 800°C. The air mass flow rate is $m=0.415 \text{ kg s}^{-1}$. Based on manufacturer specifications, one can estimate that at an air inlet temperature of 185°C, η_{turb} increases to about 0.35. So for the same air mass flow rate through the turbine and the same electrical output of 45 kW, only 130 kW of thermal input ($mC_p\Delta T$) are required. The air temperature at the turbine's exit is around 360°C. Parasitics are $1-\eta_{\text{para}}^{\text{turb}}=0.1$ of the thermal input.

Gas-firing serves as backup to the solar system. But in order to recirculate solar-heated air, separate air-heating chambers must be introduced, because the combustive exhaust gases are corrosive to the turbine. The gas-fired loop would also require a heat recovery exchanger in order to benefit from 185°C input air. If economics dictate that a single heating chamber which accepts both solar and gas-firing be used, and that no heat recovery be effected, then: (1) the turbine efficiency drops to 0.23; and (2) the turbine thermal input power increases to 200 kW. In that instance, all values below for COP_{net} need to be modified accordingly.

Furthermore, manufacturer projections indicate an efficiency for coming generations of micro-turbines of around 0.28 for heating ambient air, which corresponds to an efficiency of around 0.42 at an inlet air temperature of 185°C.

4.2. Mechanical chiller

At a COP of 3.0 and an electrical power input of 45 kW, the mechanical chiller produces 135 kW of cooling power.

4.3. Absorption chiller

The absorption chiller is driven by the 360°C heat rejected from the micro-turbine, and in turn rejects heat at around 185°C. The available thermal power to drive the chiller ($mC_p\Delta T$) is therefore 80 kW. A realistic value of heat exchanger losses is 10% ($\eta_{\text{para}}^{\text{heat exch}}=0.9$), so that the actual thermal input power is 72 kW. At a chiller COP of 1.35, the useful cooling power is 97 kW.

4.4. Net cooling power

The total delivered cooling power of 232 kW consists of around 60% from the turbine-driven mechanical chiller, plus 40% from the absorption chiller driven by the turbine's heat rejection. The gross solar thermal input power required is 130/0.8 kW, for which $\text{COP}_{\text{net}}=1.4$. Under clear-sky conditions, this would correspond to a required collector aperture area of about 180 to 200 m².

Finally, we have not explicitly addressed the case implied in Fig. 1c where the conventional solar electricity system is replaced by a mini-dish electricity-generating plant. There are two reasons. Firstly, this represents a special case of Fig. 1e when the absorption chiller is omitted. Secondly, the augmentation of COP_{net} is less dramatic than for either the corresponding simpler mini-dish option of Fig. 1d or the full cascade of Fig. 1e.

5. OPERATING CONSIDERATIONS AND ENERGY STORAGE

An obvious complement, depending on the relative economics, is energy storage. For the specific end-use of cooling, one can store the energy of collected sunlight as ice. Ice storage offers the advantages of compactness (relative to any form of sensible heat storage), safety and low expense. The evaporator of a mechanical chiller can be retrofitted to produce thin sheets of ice (or ice slurry) that fall naturally into an insulated storage unit (Ohira *et al.*, 1998). Since the temperature difference between ice and ambient is far smaller than that in any comparable storage scheme for solar heat, insulation requirements are less stringent. Ice storage can be (and has been) introduced for any conventional mechanical chiller plant. Here we will examine its potential for the solar-driven thermodynamic cooling cascade.

The thermodynamic combination depicted in Fig. 1e permits a marked boost in COP_{net} for periods when cooling loads are relatively low and the system is run primarily to produce ice (especially night-time — see Fig. 3b). Chilled water from the evaporator of the absorption chiller can be fed to the condenser of the mechanical chiller to almost double its COP (for ice production). A realistic value for these operating conditions is $\text{COP}_{\text{mech}}=5.6$ (Ebara Corporation, 1997b). The jump in COP_{mech} derives from the substantial reduction in the thermal lift (and hence in the internal losses) of the ice-making cycle. The condenser and evaporator can operate at about 5°C and −20°C, respectively. In contrast, during daytime operation, the mechanical chiller's condenser will operate at about 35°C. The heat rejection from the turbine contributes to enhanced ice production.

In the scenario analyzed in the previous section, with 45 kW of electrical input to the mechanical chiller, the effective cooling energy stored in ice would be around 250 kWh per hour of dedicated ice-making operation. For example, 12 h of night-

time operation would result in the production of about 20 tons of ice, which require a store of around 30 m³. The incremental cooling capacity for the 12-h daytime period would be 250 kW, namely, the high-performance night-time ice production strategy would more than double the installed cooling capacity.

For daytime operation, at $COP_{mech} = 3.0$, ice production driven by the full 45 kW of turbine output would yield 135 kWh of cooling energy per hour of ice-making operation — equivalent to the production of around 1.2 tons of ice per hour, and requiring about 1.7 m³ of additional storage per hour of dedicated ice production.

6. DISCUSSION

Solar fiber-optic mini-dish systems open new possibilities for solar cooling for two reasons: (a) their collection efficiency is far higher than existing practical solar collector alternatives while maintaining the modularity required in cooling systems; and (b) their ability to deliver high temperatures, which opens pragmatic options for thermodynamic cascading schemes.

Viewing mini-dish systems solely as collection efficiency boosters, and not fully exploiting their high-temperature capabilities, we should be able to heighten the net COP of the best current solar cooling systems by around a factor of two, to about 1.0. We adopt existing double-stage absorption chillers, and replace current solar fields such as stationary evacuated concentrators with mini-dish fields and an intermediate-temperature receiver (since the chiller only requires generator temperatures in the range of 120 to 200°C). In fact, the lessened material and thermal constraints in this instance render mini-dish systems even less expensive and less complicated than those originally envisioned for high-temperature applications.

By additionally taking advantage of the high-temperature capability of mini-dish systems, we can create a thermodynamic cascade scheme whereby most of the inherent thermodynamic potential is utilized: part to generate electricity in a gas micro-turbine and run a mechanical chiller of high COP, and the rest (the turbine heat rejection) to drive the absorption chiller. This engenders a different approach to solar cooling, and the net COPs (beam radiation to delivered cooling power) achievable with existing components is around 1.4.

In comparing solar cooling systems, an ‘either/or’ view has usually been adopted: *either* oper-

ating a mechanical chiller with solar-generated electricity, *or* driving an absorption chiller with solar-produced heat. Either way, the best solar-to-cooling COPs with current commercial technologies are in the range 0.3–0.5.

The thermodynamic cascade strategy, and calculations of attainable net COPs, reveal that the analysis need not be ‘either/or’, but rather ‘both’. The solar block is a field of compact low-profile fiber-optic mini-dishes that can deliver heat at temperatures of order 1000°C at collection efficiencies as high as 80% (Feuermann and Gordon, 1999).

Any high-efficiency, high-concentration solar cooling system can generate values of COP_{net} exceeding 1.0 with the thermodynamic cascading scheme noted here. But until recently, such solar systems have not been able to satisfy the criteria of: (1) modularity; (2) compactness; (3) low wind-loads and associated low structural costs; while (4) producing high enough temperatures to run efficient gas turbines. The fiber-optic mini-dish system satisfies all these criteria at costs that should be less than or comparable to current high-concentration solar alternatives (Feuermann and Gordon, 1999).

One can also store the energy of sunlight as ice. With a simple retrofit of the mechanical chiller’s evaporator, sheets of ice or ice slurry can be produced at high COP and stored in the immediate vicinity of the chiller (Ohira *et al.*, 1998). By driving the cooling system at night by combusting natural gas for dedicated ice production, one can markedly boost chiller COP. This is accomplished by routing the chilled water from the evaporator of the absorption machine to the condenser of the mechanical chiller. The stored ice can then be used to displace (more than double) installed cooling capacity without the installation of additional equipment. Relative to high-temperature thermal storage, ice storage benefits from minimal storage volume requirements, far less demanding insulation requirements, and no significant safety problems.

Solar cooling systems have been relegated to inferior COPs because they could not succeed in satisfying both the high solar efficiency and the thermodynamic cascading requirements. For example, photovoltaic refrigeration systems are limited today both by the relatively low solar-to-electricity conversion efficiency of current commercial solar cells, as well as by the low temperature of heat rejection from the photovoltaic panels. The COP of recently-developed systems of regenerative absorption chillers driven by

stationary evacuated concentrators is inherently restricted by the low-to-intermediate temperatures of solar-generated heat. Solar fiber-optic mini-dish cooling systems, either directly driving efficient absorption chillers, or coupled to a thermodynamic cascade of an electricity-producing gas micro-turbine in series with an absorption chiller, overcome these inherent limitations.

NOMENCLATURE

COP	Coefficient of performance=(cooling power produced)/(power input)
COP _{abs}	COP of absorption chiller
COP _{mech}	COP of mechanical chiller
COP _{net}	net system COP (conversion efficiency from gross input power to cooling power)
C_p	specific heat ($\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
m	mass flow rate (kg s^{-1})
ΔT	coolant temperature difference (inlet minus outlet) (K)
η_{coil}	collection efficiency of the solar system
η_{para}	(with appropriate superscript) efficiency factor that accounts for parasitic losses incurred in: the shaft of a turbine, heat exchanger thermal penalties, combustion or pumping for a solar field
η_{plant}	conversion efficiency of a conventional power plant (thermal to AC electricity), including combustion losses
η_{solar}	solar electricity system conversion efficiency (solar normal beam radiation to AC electricity)
η_{trans}	efficiency of power transmission from the power plant to the consumer
η_{turb}	gas micro-turbine conversion efficiency (thermal to AC electricity)

REFERENCES

- Allied Signal Aerospace Equipment Systems (1998). *Private communication*, Allied Signal Aerospace Equipment Systems, 1300 West Warner Road, Tempe, AZ, USA.
- Bett, A. W., Dimroth, F., Stollwerck, G. and Sulima O. V. (1999). III-V compounds for solar cell applications. *Appl. Phys. A*. In press.
- Bowman Power Systems Ltd (1997). *Private communication and Commercial Prospectus*, Bowman Power Systems Ltd, Ocean Quay, Belvidere Road, Southampton SQ 14 5QY, UK.
- Capstone Turbine Corporation (1998). *Commercial Prospectus*, Capstone Turbine Corporation, 18700 Oxnard Street, Tarzana, CA, USA.
- Ebara Corporation (1997a). *Catalog for mid-size gas absorption chiller — Ebara Mighty 2*, Ebara Corporation, Ota-ku, Haneda-cho 11-1, Tokyo 144, Japan, Catalog No. CR9245JB.
- Ebara Corporation (1997b). *Screw chiller for refrigeration*, Ebara Corporation, Ota-ku, Haneda-cho 11-1, Tokyo 144, Japan, Catalog No. CR4123JF.
- Feuermann D. and Gordon J. M. (1999) Solar fiber-optic mini-dishes: a new approach to the efficient collection of sunlight. *Solar Energy* **65**, 159–170.
- Garboushian V., Yoon S., Turner G., Gunn A. and Fair D. (1994) A novel high-concentration PV technology for cost competitive bulk power generation. In *Proceedings of the First World Conference On Photovoltaic Energy Conversion, Hawaii, 5–9 Dec., 1994*, pp. 1060–1063, IEEE.
- Gopalnarayanan S. and Radermacher R. (1996) Analysis of a low pressure triple effect ammonia-water cycle in multiple operating modes. In *Proceedings of the International Absorption Heat Pump Conference*, Montreal, Canada, Vol. vol. 1, pp. 153–160.
- Gordon J. M. and Ng K. C. (1995) Predictive and diagnostic aspects of a universal thermodynamic model for chillers. *Int J Heat Mass Transfer* **38**, 807–818.
- Mancini T. R., Kolb G. J. and Prairie M. R. (1997) Solar thermal power. In *Advances in Solar Energy*, Vol. vol. 11, Böer K. W. (Ed.), American Solar Energy Society, Boulder, CO, Chap. 1.
- Ohira A., Michio S., Fujitani Y., Utamura M., Hosen S. and Ezaki M. (1998) Characteristics of high density harvest ice input thermal storage system. In *Proceedings of the 32nd Japanese Joint Conference On Air-conditioning and Refrigeration, April, Tokyo, Japan*.
- Winston R., O’Gallagher J., Duff W. S. and Cavallaro A. (1997) The integrated compound parabolic concentrator: from development to demonstration. In *ISES World Congress, 24–30 August, Taejon, Korea*.



PERGAMON

Renewable Energy 16 (1999) 685–690

**RENEWABLE
ENERGY**

SOLAR REFRIGERATION AND COOLING

R. BEST and N. ORTEGA*

Centro de Investigación en Energía, UNAM
*Posgrado en Energía Solar, UNAM
Apartado Postal 34, 62580, Temixco, Morelos, México

ABSTRACT

In this paper a review of solar cooling and refrigeration technologies is presented. A discussion on the main reasons why these technologies are not presently economically feasible is carried out, and two installations in Mexico are analysed. © 1998 Elsevier Science Ltd. All rights reserved.

KEYWORDS

Solar cooling, solar refrigeration, absorption, solar collectors.

Refrigeration is available in the industrialised countries through the availability of electricity but is not readily available in the major part of the world. An alternative solution for this problem is solar energy, available in most areas and it represents a good source of thermal energy; the combination of solar energy with absorption, adsorption, desiccant, and others technologies less studied for refrigeration are being investigated and improved around the world.

Many arrangements or cycles are possible: solar collectors can be used to provide energy for absorption cooling, desiccant cooling, and Rankine-vapour compression cycles. Solar hybrid cooling systems are also possible. The concept of cooling is appealing because the cooling load is roughly in phase with solar energy availability. Although a large potential market exists for this technology, existing solar cooling systems are not competitive with electricity-driven or gas-fired air-conditioning systems because of their high first costs. Lowering the cost of components and improving their performance could reduce the cost of solar cooling systems. Improvements such as reduced collector area because of improved system performance and reduced collector cost will lower the cost of solar components.

Several solar driven refrigeration have been proposed and are under development such as sorption systems including liquid/vapour and solid/vapour absorption, adsorption, vapour compression systems, photovoltaic/vapour compression, adsorption; but most of them are economically justified.

The main technical problem of solar refrigeration is that the system is highly dependent upon environmental factors such as cooling water temperature, air temperature, solar radiation, wind speed and others. On the other hand, its energetic conversion efficiency is low, and from an economic point of view, solar cooling and refrigeration are not competitive with the conventional systems.

In order to evaluate the potential of the different solar cooling systems a classification has been made. It uses two main concepts: solar thermal technologies and technologies for cold production. The solar technologies relevant are:

- Flat plate collectors,
- Evacuated tube collectors,
- Stationary non-imaging concentrating collectors,
- Dish type-concentrating collectors,
- Linear focusing concentrators,
- Solar ponds,
- Photovoltaic and
- Thermoelectric systems.

The cooling technologies are:

- Continuous absorption,
- Intermittent absorption,
- Solid/gas absorption
- Diffusion,
- Adsorption and
- Desiccant systems.

According to a study (Martínez et al., 1991), where a survey was carried out with information given by researchers specialised in solar cooling, 19 possible technologies were identified for solar refrigeration. The photovoltaic / vapour-compression systems and the photovoltaic / thermoelectric have predominated in the application of small refrigerators for medical use in isolated areas like vaccine conservation where high system cost is justified. Solar thermal systems such as flat plate collectors and lithium bromide/water absorption cooling systems are in the stage of pre-production and commercial introduction, also for small capacities. Five companies are not fabricating systems due to a lack of a market for their products. The global efficiency of solar refrigeration systems oscillated between 7% and 20% and differs because of insolation conditions. Critoph, (1991) mentions that under sufficient insolation (5.5 kWh/m²-day) the majority of systems have a global efficiency of between 8 and 11%. In the situation that electricity prices continue to be invariable (low), the solar refrigeration systems will have to reduce their costs by a factor of 3 to 5 times the actual costs in order to become competitive with the traditional vapour compression systems. The experts expected that all the technologies described would achieve the state of commercial introduction by 1995. Only ammonia /water absorption systems with flat plate collectors could achieve it by the year 2000. It was considered difficult to predict the date when these solar technologies reach maturity. The problem is not only technical but it incorporates economical, social and environmental aspects.

In general it is expected that a technology will have to wait 15 years to pass from the stage of commercial introduction to the one of maturity. It does not always happen that a technology that reaches a development stage continues to the next. Apart from flat plate collectors / LiBr-H₂O, the photovoltaic / vapour compression and photovoltaic / thermoelectric, the other technologies that have the major potential to reach maturity are:

For uses between 4 and 25 °C evacuated tube with ammonia/water absorption systems.

For uses between -10 and 4 °C dish type concentrating collectors with solid/gas absorption.

For uses between -20 and -10 °C parabolic trough concentrators with ammonia/water absorption.

Although the study was carried out in 1991 and the number of experts that answered all the questions were only 16, the methodology employed and the type of results obtained gave a clear view of the potential of solar refrigeration technology and what is needed to do in terms of cost and efficiency.

It should be mentioned that desiccant cooling systems were not included in this study and that the experts consulted provided no information.

In the basis of the aforementioned study, in this paper a recent review was carried out in order to identify the type of solar cooling and refrigeration technologies that are being development in the world in the last years.

There is has not been a large amount of work published recently on solar cooling systems.

Yeung et al. [1992] studied the feasibility of utilising solar powered for comfort cooling in Hong Kong. The designed system consisted of a flat-plate collector array with a surface area of 38.2 m², a 4.7-kW nominal cooling capacity LiBr-H₂O absorption chiller, an electrical auxiliary heater. It had an annual system efficiency of 7.8% and an average solar fraction of 55%. The collector efficiency of 37.5% was achieved.

Alkhamis and Sherif [1997] too reported a feasibility study of a solar powered heating/cooling for a swimming pool. Their system utilised an absorption chiller and a cooling tower to meet the facilities and locker room load. The absorption chiller utilised hot mater to regenerate the LiBr solution. Simulation results indicated that a combination of a double glazed collector area of 600-4800 m² and a storage tank results in a 25-37% reduction in the consumption of gas natural. In their analysis, a flat plate collector was selected over a solar cover, or a combination of both, since the pool was considered to be in constant use from 6:00 a.m. to 9:00 p.m. All references to solar-assisted system cost, or conventional system costs, refer to the cost increment above the common costs. They demonstrated that the average yearly performance of the simulated system was more sensitive to the collector area than to the storage volume within ranges reported. This is not inconsistent with the acceptable practice of assuming that the collector area is the dominant design parameter, while the storage volume size is mostly a cost-related parameter. Simulation results also indicated that a collector area approximately half that of the pool, resulted in a 25% solar fraction. Optimisation of the life-cycle savings of the proposed solar-assisted over its useful life is more sensitive to the fuel prices than the fuel inflation rate for a given set of economics parameters. In addition, the selection of optimum collector areas is not critical. With the economic factors, the solar-assisted heating/cooling system using flat collectors in a tropical environment is not economical over a life period of ten years.

Izquierdo et al., (1997), presented a theoretical simulation of a lithium bromide absorption cooling system they obtained a daily collector efficiency of about 35%, a daily COP of the cooling machine of about 55% and a daily efficiency of the solar energy-cooling conversion of about 12%. Their analysis was made with the introduction the new concept of a clear day; its daily level of solar energy is higher than the daily threshold energy imposed by the process. The daily collector efficiency obtained by simulation was in agreement with the experimental. . The daily global efficiency of flat plate collectors with a single cover, was about 10% for a warm clear day and about 13% for very hot clear days, for the climatological conditions in Madrid.

In recent years, research on solid absorption refrigeration has increased. Hawlader et al., (1993) investigated a prototype solar assisted absorption cooling system. The liquid absorbents were lithium chloride or lithium bromide with water as refrigerant. Experiments were conducted on an 11 m × 11 m collector/regenerator to measure solution flow rates and concentrations at inlet and outlet, and temperatures at several locations of the collector. A parametric study of the collector/regenerator performance enabled the identification of important variables. Water evaporation rate is affected considerably by the solution flow rate, solar

irradiance, inlet concentration of the solution, and ambient humidity. There is an optimum flow rate for a particular length of collector where the rate of evaporation is maximum. A high wind speed reduces evaporation especially at the higher ambient humidity ratios. The experimental results showed a regeneration efficiency varying between 38 and 67%, and the corresponding cooling capacities ranged from 31 to 72 kW (8.8 to 20 tons).

Erhard and Hahne (1997) built a solar cooling machine for demonstration purposes. The main principal part of the device is an absorber / desorber unit which is mounted inside a concentrating solar collector. The working pair consists of NH_3 and SrCl_2 . The overall COP of the cooling system had been calculated as 0.04%, using data of 1994. In 1995, a better overall COP (0.045-0.082) was attained. Their simulation program was a highly capable tool for the planning of solid absorption cooling machines and their components.

Bansal et al., (1997), designed and fabricated a solar cooling unit on solid-vapour intermittent absorption system, which utilises thermal energy supplied by the heat pipe vacuum tube solar collectors through thermosyphonic flow water. The unit of 1.5 kWh/day cooling capacity uses ammonia as a refrigerant and IMPEX material (80% SrCl_2 and 20% Graphite) that has high heat and mass transfer coefficient as well as high absorption capacity. Theoretical maximum overall COP of the unit was 0.143, and it depends upon the climatic conditions. Under field conditions, it was found that if the maximum daytime ambient temperature was 30°C and night-time temperature 20°C. The overall COP was found to be only 0.081.

Headley et al., (1994), used a compound parabolic concentrating solar collector (CPC) of concentration ratio 3.9 and aperture area 2 m² to power an intermittent solid adsorption refrigerator and ice maker using activated charcoal (carbon) as the adsorbing medium and methanol as the working fluid. Up to 1 kg of ice at an evaporator temperature of -6°C was produced, with the net solar coefficient of performance (COP) being of the order of 0.02. Maximum receiver/adsorbent temperature recorder was 154°C on a day when the insolation was 26.8 MJ/m². Temperatures in excess of 150°C are undesirable since they favour the conversion of methanol to dimethyl ether, a noncondensable gas that inhibits both condensation and adsorption. The major advantage of this system is its ability to produce ice even on overcast days (insolation ~ 10 MJ/m²). There was excessive heating capacity in the system, and only 2% of the incident solar radiation was converted to the refrigeration effect. The system as it stands is therefore not economically viable. However, the cost of heating using the CPC is about half as expensive as the cost of heating using electrical power. The CPC is therefore a natural candidate for industrial process heat generation in the temperature region 80° to 200°C.

Pesaran and Wipke (1994) used an unglazed transpired solar collector for desiccant regeneration in a solid desiccant cooling cycle. These types of collectors are less expensive than conventional glazed flat-plate collectors. They found that the thermal coefficient of performance of the cooling system with unglazed collectors was lower than that of the cooling system with glazed collectors because the former system did not use the heat of adsorption released during the dehumidification process. The thermal COP of a desiccant cooling system regenerated with an unglazed transpired solar collector is about 50% less than the thermal COP of a desiccant system regenerated with a conventional glazed flat-plate collector. The collector efficiency of the unglazed collector is about 20% higher than that of the glazed collector at a regeneration temperature of 70°C. Although the area required for the unglazed collector array was 70% more than that required for the glazed collector array in a 10.56 kW solar cooling system, the cost of the unglazed array was 45% less than the cost of the glassed array. Although the use of unglazed transpired collectors seems to make economic sense relative to use of glazed conventional collectors, some practical considerations (such as sustaining very low emissivity for a long period of time, the use of horizontal orientation during winter, and lower absorber heat-exchanger effectiveness) may limit their use for desiccant regeneration.

The Sonntlan Mexicali Solar Cooling Project

The Solar Cooling project Pilatowsky et al. (1992), consisted of six one-family houses, five attached to each other and one separated all that incorporated passive elements for reducing the cooling load and a machine tower containing components of the active solar system. The collectors were installed on the roofs of the houses. The reduced cooling load of 7 kW (against a typical value of 18 kW for a normal house in Mexicali) was provided by a 90 kW ARKLA-WFB 300 solaire lithium bromide / water absorption chiller. The chilled water was first delivered to a cold water storage tank and then distributed to air handling units installed on the upper level of each house. Table 1 shows the technical data for the system. During 1983 the houses were not yet occupied and system operation was for test purposes only. A modification of subsystem components based on the operational experience of 1983 and 1984 was completed by the end of 1985. The modifications included decentralisation of air handler control, replacement of control computer capable of withstanding the severe environmental conditions in the machine tower, bypassing of the heat exchanger between collector area and hot water storage tanks, elimination of parts of hot water and chilled water tubing. These modifications increased the overall collector field efficiency from 26 to 29%. The yearly solar fraction increased from 59% in 1985 to 75% in 1986, as shown in Figure 13. The efficiency of the chiller varied from 53 to 73%. For reasonable operating hot water inlet conditions of 75-95 °C, cooling water temperatures of 29 to 32°C and chilled water temperatures of 8 to 10°C the steady state efficiency showed almost constant figures of about 69% and daily efficiencies of 64%. From 1984 to 1986 the major part of the houses were inhabited continuously and cooling service was provided to the houses. Inside conditions were regularly kept within a comfortable range of approximately 26-28°C and 50% relative humidity even during the extreme hot season with outside highs of 42-48°C.

Table 1. Lithium bromide/water absorption solar cooling system in Mexicali, BC, México

<u>Solar Collector System</u>	
Flat plate collectors (288 modules of 1.1 m ² each)	316 m ²
Operation temperature summer	70-90 °C
Heat storage capacity (2 tanks)	30 m ³
Thermal gain in summer	up to 1800 kWh/day
Heat transport and storage medium	water
<u>Air Conditioning System</u>	
Arkla-WFB 300 Solaire absorption chiller	max. 90 kW
Temperature hot water	70-90 °C
Temperature chilled water	min 7-11°C
Temperature cooling water	25-28 °C
Capacity of wet cooling tower	max. 200 kW
Cooling load in summer	up to 500 kWh/day
Air handling units	1 in each house (6)
Air outlets/inlets	1 in each floor (12)

Solar refrigeration in Maruata, Michoacán, México.

Under the sponsorship of the Mexican government PRONASOL program a fishing village on the Pacific coast of Michoacán, the American Company Energy Concepts Co., installed six Double Isaac systems, three for ice production and three for cooling a cold storage room Energy Concepts (1993). The project started in October 1991 with the installation of two double Isaac and after being hit by two hurricanes which damaged the most of the concentrating collectors has now been completed and is under the management of the local

authorities. The double Isaac has a nominal capacity of 66 kg. of ice per day. Measurements in Maruata made in November-December 1994 showed an average ice production of 29 kg. per day per unit. The cold storage had an average temperature of 5 °C during these months, which is quite adequate for short time preservation of fish. The village at the time of installation had no electricity but now it has. It is imperative to have a good supervision and maintenance of the system in order to have the system operational so that it can survive the temptation of changing them for a conventional unit. In February 1998 a visit to the Maruata installation confirmed that at that time the system was not operating due to a lack of maintenance and proper handling.

CONCLUSION

The possible solar / cooling technologies that are relevant to cooling and refrigeration have been revised. It is clear that lowering first cost of the systems is still the main target to pursue in order to allow this technology to enter the market. It continues to be difficult to predict the date when these solar technologies reach maturity. The problem is not only technical but it incorporates economical, social and environmental aspects.

REFERENCES

- Alkhamis, A.Y. and Sherif, S.A. (1997). Feasibility study of a solar-assisted heating/cooling system for an aquatic centre in hot and humid climates. *International Journal of Energy Research*, 21, 823-839.
- Bansal, N.K., Blumenberg, J., Kavash, H.J. and Roettinger, T. (1997). Performance testing and evaluation of solid absorption solar cooling unit. *Solar Energy*, 61, 127-140.
- Critoph, R.E., (1991). Department of Engineering, University of Warwick, Coventry U. K., private communication.
- Energy Concepts Company (1993). Double Isaac solar icemakers at Maruata, México, Report prepared for Sandia National Laboratories, December.
- Erhand, A. and Hahne, E. (1997). Test and simulation of a solar-powered absorption cooling machine. *Solar Energy*, 4-6, 155-162.
- Hawladar, M.N.A., Novak, K.S. and Wood, B.D. (1993). Unglazed collector/regenerator performance for a solar assisted open cycle absorption cooling system. *Solar Energy*, 50, 59-73.
- Headley, O.St.C., Kothdiwala, A.F. and McDoom, A. (1994). Charcoal-Metanol adsorption refrigerator powered by a compound parabolic concentrating solar collector. *Solar Energy*, 53, 191-197.
- Izquierdo Millán, M., Hernández F. and Martín, E. (1997). Solar cooling in Madrid: energetic efficiencies. *Solar Energy*, 60, 367-377.
- Martinez, M., Rodriguez, L. and Salcedo, E. (December 1991). Estudio prospectivo de la tecnología de producción de frío con energía solar, Laboratorio de Energía Solar, IIM-UNAM. Final Report.
- Pesaran, A.A. and Wipke, K.B. (1994). Use of unglazed transpired solar collectors for desiccant cooling, *Solar Energy*, 52, 419-427.
- Pilatowsky, I., Tanner, W., Haberda, F. and Obermair, F. (1992). Proyecto Sonntlan: Investigación aplicada y desarrollo tecnológico para la utilización de la energía solar Parte II. Proyecto urbano "Casas solares Mexicali", Datos técnicos, resultados y experiencias. Presented at the Conferencia Internacional de Refrigeración, Climatización y Energía No-Convencional, 25-30 junio, La Habana, Cuba, (not published).
- Yeung, M.R., Yuen, P.K., Dunn, A. and Cornish, L.S. (1992). Performance* of a solar-powered air conditioning system in Hong Kong. *Solar Energy*, 48, 309-319.



MODELLING AND SIMULATION OF AN ABSORPTION SOLAR COOLING SYSTEM FOR CYPRUS

G. A. FLORIDES*, S. A. KALOGIROU^{†,*}, S. A. TASSOU** and L. C. WROBEL**

*Mechanical Engineering Department, Higher Technical Institute, P.O. Box 20423, Nicosia 2152, Cyprus

**Mechanical Engineering Department, Brunel University, Uxbridge, Middlesex UB8 3PH, UK

Received 21 February 2000; revised version accepted 28 June 2001

Communicated by BYARD WOOD

Abstract—In this paper a modelling and simulation of an absorption solar cooling system is presented. The system is modelled with the TRNSYS simulation program and the typical meteorological year file containing the weather parameters of Nicosia, Cyprus. Initially a system optimisation is carried out in order to select the appropriate type of collector, the optimum size of storage tank, the optimum collector slope and area, and the optimum thermostat setting of the auxiliary boiler. The final optimised system consists of a 15-m² compound parabolic collector tilted 30° from the horizontal and a 600-l hot water storage tank. The collector area is determined by performing the life cycle analysis of the system. The optimum solar system selected gives life cycle savings of C£1376 when a nonsubsidized fuel cost is considered. The system operates with maximum performance when the auxiliary boiler thermostat is set at 87°C. The system long-term integrated performance shows that 84,240 MJ required for cooling and 41,263 MJ for hot water production are supplied with solar energy. © 2002 Elsevier Science Ltd. All rights reserved.

1. INTRODUCTION

Cyprus is called the ‘Sun Island’ because the sun shines for about 300 days per year. This means that solar energy is in abundance on the island. During the summer the mean monthly temperature for Nicosia at 14:00 h in July is 35.4°C (Kalogirou, 1991) with the temperature sometimes reaching 42°C. Therefore, there is a need to lower the indoor temperature considerably in order to be able to provide comfort. Solar cooling of buildings seems to be one of the most attractive solutions. This is an application in which the demand for cooling energy closely matches the availability of solar energy, both in the seasonal and the daily variations.

One of the many categories of solar cooling systems is the solar absorption cooling. Absorption is the process of attracting and holding moisture by substances called desiccants. Desiccants are sorbents, i.e. materials that have an ability to attract and hold other gases or liquids, which have a particular affinity for water. During absorption the desiccant undergoes a chemical

change as it takes on moisture, for example, table salt which changes from a solid to a liquid as it absorbs moisture. The characteristic of the binding of desiccants to moisture, makes the desiccants very useful in chemical separation processes (ASHRAE, 1989).

Absorption systems are similar to vapour-compression air conditioning systems but differ in the pressurisation stages. In general an absorbent on the low-pressure side absorbs an evaporating refrigerant. The most usual combinations of fluids include lithium bromide–water (LiBr–H₂O) where water vapour is the refrigerant and ammonia–water (NH₃–H₂O) systems where ammonia is the refrigerant.

The pressurisation is achieved by dissolving the refrigerant in the absorbent in the absorber section (Fig. 1). Subsequently, the solution is pumped to a high pressure with an ordinary liquid pump. The addition of heat in the generator is used to separate the low-boiling refrigerant from the solution. In this way the refrigerant vapour is compressed without the need of large amounts of mechanical energy that a vapour-compression air conditioning system demands.

The remainder of the system consists of a condenser, expansion valve and an evaporator, which function in a similar way as those in a vapour-compression air conditioning system.

The NH₃–H₂O system is more complicated

[†]Author to whom correspondence should be addressed.
Tel.: + 357-2-306-266; fax: + 357-2-494-953;
e-mail: skalogir@spidernet.com.cy

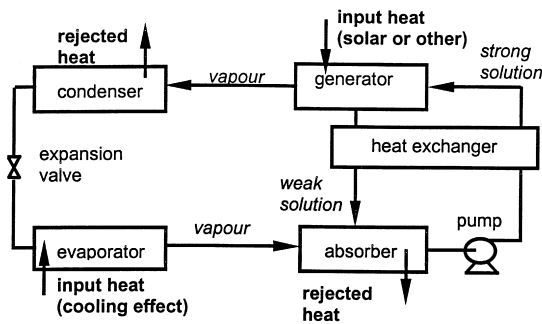


Fig. 1. Basic principle of the absorption air conditioning system.

than the $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ system, since it needs a rectifying column that assures that no water vapour enters the evaporator where it could freeze. The $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ system requires generator temperatures in the range of 125 to 170°C with air-cooled absorber and condenser and 95 to 120°C when water-cooling is used. These temperatures cannot be obtained with flat-plate collectors. The coefficient of performance (COP), which is defined as the ratio of the cooling effect to the heat input, is between 0.6 and 0.7.

The $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ system operates at a generator temperature in the range of 70 to 95°C with water used as a coolant in the absorber and condenser. The COP of this system is between 0.6 and 0.8 (Duffie and Beckman, 1991) and is higher than for $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ systems. A disadvantage of the $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ systems is that their evaporator cannot operate at temperatures much below 5°C since the refrigerant is water vapour.

1.1. Types of $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ absorption chillers

Commercially available absorption chillers for air conditioning applications usually operate with a solution of lithium bromide in water and use steam or hot water as the heat source. Two types of chillers are available on the market: the single and the double effect.

The single effect absorption chiller is mainly used for building cooling loads, where chilled water is required at 6–7°C. The COP will vary to a small extent with the heat source and the cooling water temperature. Single effect chillers can operate with a hot water temperature ranging from about 80 to 150°C when water is pressurised.

The double effect absorption chiller has two stages of generation to separate the refrigerant from the absorbent. Thus, the temperature of the heat source needed to drive the high-stage genera-

tor is essentially higher than that needed for the single-effect machine and is in the range of 155 to 205°C. Double effect chillers have a higher COP of about 0.9–1.2 (Dorgan *et al.*, 1995). Although double effect chillers are more efficient than the single-effect machines they are obviously more expensive to purchase. However, every individual application must be considered on its merits since the resulting savings in capital cost of the single-effect units can largely offset the extra capital cost of the double effect chiller.

The Carrier Corporation pioneered lithium-bromide absorption chiller technology in the United States, with early single-effect machines introduced around 1945. Due to the success of the product, other companies soon joined the production. The absorption business thrived until 1975. Then, the generally held belief that natural gas supplies were lessening led to US government regulations prohibiting the use of gas in new constructions. Together with the low cost of electricity, this led to the decline of the absorption refrigeration market (Keith, 1995). Today the major decisive factor for choosing the type of system to install for a particular application is the economic trade-off between the different cooling technologies. Absorption chillers typically cost less to operate, but they cost more to purchase than vapour compression units. The payback period depends strongly on the relative cost of fuel and electricity assuming that the operating cost for the needed heat is less than the operating cost for electricity.

The technology was exported to Japan from the US early in the 1960s, and the Japanese manufacturers set up a research and development program to improve further the absorption systems. The program led to the introduction of the direct-fired double-effect machines with improved thermal performance.

Today gas-fired absorption chillers deliver 50% of commercial space cooling load worldwide but less than 5% in the US, where electricity-driven vapour compression machines carry the majority of the load (Keith, 1995).

Nowadays the majority of the city-houses in Cyprus are provided with boilers for heating, and flat plate solar collectors for domestic water heating production. Therefore, in the present study, the absorption chiller is powered by both a conventional boiler and solar energy collectors, which are available to some extent. Also the relative cost of electricity and fuel in Cyprus is promising since at present the unit cost for electricity is about four times that of diesel oil,

thus allowing a good prospect for economic viability of the system.

1.2. Literature review

Many researchers have developed solar assisted absorption refrigeration systems. Most of them have been produced as experimental units and computer codes were written to simulate the systems. Some of these designs are presented here.

Hammad and Audi (1992) described the performance of a non-storage, continuous, solar operated absorption refrigeration cycle. The maximum ideal coefficient of performance of the system was determined to be equal to 1.6, while the peak actual coefficient of performance was determined to be equal to 0.55.

Haim *et al.* (1992) performed a simulation and analysis of two open-cycle absorption systems. Both systems comprise a closed absorber and evaporator as in conventional single stage chillers. The regenerator, used to reconcentrate the absorber solution by means of solar energy, makes up the open part of the cycle. The analysis was performed with a computer code developed for modular simulation of absorption systems under varying cycle configurations (open- and closed-cycle systems) and with different working fluids. Based on the specified design features, the code calculates the operating parameters in each system. Results indicate a definite performance advantage of the direct-regeneration system over the indirect one.

Hawlder *et al.* (1993) developed a lithium bromide absorption cooling system employing an 11×11 m collector/regenerator unit. They also have developed a computer model, which they validated against real experimental values with good agreement. The experimental results showed a regeneration efficiency varying between 38 and 67% and the corresponding cooling capacities ranged from 31 to 72 kW.

Ameel *et al.* (1995) gives performance predictions of alternative low-cost absorbents for open cycle absorption using a number of absorbents. The most promising of the absorbents considered was a mixture of two elements, lithium chloride and zinc chloride. The estimated capacities per unit absorber area were 50–70% less than those of lithium bromide systems.

Ghaddar *et al.* (1997) presented modelling and simulation of a solar absorption system for Beirut. The results showed that for each ton of refrigeration it is required to have a minimum collector area of 23.3 m^2 with an optimum water storage

capacity ranging from 1000 to 1500 l when the system is to operate solely on solar energy for about 7 h per day. The monthly solar fraction of total energy use for cooling is determined as a function of solar collector area and storage tank capacity. The economic analysis performed showed that the solar cooling system is marginally competitive only when it is combined with domestic water heating.

Erhard and Hahne (1997) simulated and tested a solar-powered absorption cooling machine. The main part of the device is an absorber/desorber unit, which is mounted inside a concentrating solar collector. Results obtained from field tests are discussed and compared with the results obtained from a simulation program developed for this purpose.

Hammad and Zurigat (1998) described the performance of a 1.5-ton solar cooling unit. The unit comprises a 14-m^2 flat-plate solar collector system and five shell and tube heat exchangers. The unit was tested in April and May in Jordan. The maximum value obtained for actual coefficient of performance was 0.85.

Computer modelling of thermal systems presents many advantages. The most important are the elimination of the expense of building prototypes, the optimisation of the system components, estimation of the amount of energy delivered from the system, and prediction of temperature variations of the system.

The objective of this work is to model a complete system, comprised of a solar collector, storage tank, a boiler and a LiBr–water absorption refrigerator, which will cover a typical house load during the whole year. The TRNSYS program is used to model the system, together with the weather values of a typical meteorological year (TMY) file for Nicosia, Cyprus.

Using this approach a system optimisation is performed in order to select the right equipment, i.e. the collector type, the storage tank volume, the collector slope angle and area and the optimum setting of the auxiliary boiler thermostat. The collector area is decided by performing an economic analysis of the system. Also the long-term integrated system performance and the dynamic system's behaviour is evaluated. Finally the economics of the complete solar powered absorption system are presented.

2. DESCRIPTION OF THE SYSTEM

The system consists of a number of solar collectors, a thermally insulated vertical storage

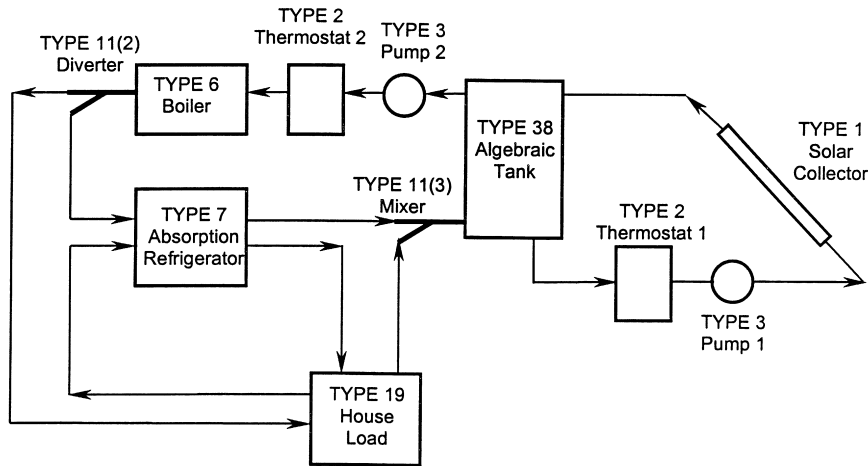


Fig. 2. Circuit diagram and TRNSYS types used for modelling the system.

tank, an absorption refrigerator, a conventional boiler and interconnecting piping. A schematic of the system showing also the simulation program information flow is shown in Fig. 2.

The system is modelled with the TRNSYS simulation program. TRNSYS is an acronym for a 'transient simulation program' and is a quasi-steady simulation model. This program was developed by the University of Wisconsin by the members of the Solar Energy Laboratory (Klein *et al.*, 1998). It is written in ANSI standard Fortran-77. The program consists of many sub-routines that model subsystem components. The mathematical models for the sub-system components are given in terms of their ordinary differential or algebraic equations.

With a program such as TRNSYS, the entire problem of system simulation reduces to a problem of identifying all the components that comprise the particular system and formulating a general mathematical description of each. The type number of every TRNSYS subroutine used to model each component is also shown in Fig. 2.

The construction and type of the solar collectors are important and relevant to the operation and efficiency of the whole system. Three types of

solar collectors, modelled with TRNSYS Type 1, are evaluated in this study as follows:

(a) Flat plate collectors. Conventional flat plate collectors are developed for use in sunny, warm climates and are predominantly used for domestic hot water production. The characteristics of this type of collector are shown in Table 1.

(b) Compound parabolic collectors (CPC). These collectors use curved reflecting surfaces to concentrate sunlight onto a small absorber area. CPCs are used for applications requiring higher water temperatures than those produced by flat plate collectors. Such focusing collectors perform very well in direct sunlight but, depending on the concentration ratio, do not perform very well under cloudy or hazy skies because only a few rays are captured and reflected onto the absorber. Concentrating collectors work best in climates with a high amount of direct solar radiation as in Cyprus. The characteristics of the CPC collector considered are shown in Table 2.

(c) Evacuated tube collectors. These collectors are highly efficient, made of an absorber pipe enclosed within a larger glass tube. The

Table 1. Flat plate collector characteristics used in the TRNSYS simulations

Parameter no.		Value
C_{pc}	Specific heat of collector fluid (kJ/kg °C)	4.19
Efficiency mode		$n v_s (T_i - T_a)/I_T$
G_{test}	Flow rate per unit area at test conditions (kg/h m ²)	54
a_o	Intercept efficiency	0.792
a_1	Negative of the first-order coefficient of the efficiency (kJ/h m ² °C)	23.994
e	Effectiveness of the collector loop heat exchanger	No heat exchanger used
Optical mode		Use incidence modifiers
b_o	Incidence angle modifier constant	0.1

n , efficiency; T_i , temperature of fluid entering cold side of heat exchanger or collector inlet if no heat exchanger present (°C); T_a , ambient temperature (°C); I_T , incident radiation (kJ/m² h).

Table 2. Compound parabolic collector (CPC) characteristics used in the TRNSYS simulations

Parameter no.		Value
C_{pc}	Specific heat of collector fluid (kJ/kg C)	4.19
F_f^{pc}	Collector fin efficiency factor	0.9
U_L	Overall loss coefficient of collector per unit aperture area (kJ/h m ² C)	5.4
ρ_R	Reflectivity of walls of CPC	0.85
θ_c	Half-acceptance angle of CPC (degrees)	45
h_{av}/h	Ratio of truncated to full height of CPC	0.67
Axis orientation		Receiver axis is horizontal and in a plane with a slope of β (transverse)
a	Absorbance of absorber plate	0.95
N_G	Number of cover plates	1
η_R	Index of refraction of cover material	1.526
K_L	Product of extinction coefficient and the thickness of each cover plate	0.0375

absorber pipe may also be attached to a black copper fin that fills the tube (absorber plate). The space between the glass and the absorber is evacuated. The characteristics of the evacuated tube collector considered are shown in Table 3.

The different performances of the system employing these three types of collectors are investigated in order to select the most suitable for the present application. The final selection is made by considering the financial viability of the system.

Hot water is stored in a TRNSYS Type 38 algebraic tank. The vertical cylinder construction is made of copper and is thermally insulated with polyurethane. The tank is protected by a galvanised outer shell 0.6 mm thick.

The system boiler (TRNSYS Type 6) is assumed to have a maximum heating rate of 65,000 kJ/h and a set upper temperature of 93°C.

The LiBr–water absorption air conditioner (TRNSYS Type 7) is a single-effect unit, based on Arkla model WF-36. Its nominal capacity is taken as 65,000 kJ/h, assuming no auxiliary heater and energy rate control.

The building considered is a typical Cypriot house of 196 m² floor area. Its load is calculated using TRNSYS Type 19 component. The typical house consists of four identical external walls. Every wall is 14 m in length by 3 m in height and has a double glazing window of 5.2 m². The

typical house is constructed with double-walls made of 0.1 m hollow brick and 0.02 m plaster on each side and a layer of 0.05 m insulation in between. The roof is constructed from fair-face 15 cm heavy concrete, 5 cm polystyrene insulation, 7 cm screed and 0.4 cm asphalt, covered with aluminum paint of 0.55 solar absorptivity. The model house is further divided into four identical zones and the partition walls are considered as walls separating the four zones. For every zone a separate TRNSYS Type 19 unit is necessary. Details of the input parameters required to model the typical house are given in Florides *et al.* (2000).

The above construction requires a yearly cooling load at 25°C, of 78,235 MJ with a maximum hourly load of 40 MJ and a heating yearly load at 21°C of 12,528 MJ with a maximum hourly load of 51.6 MJ.

A number of thermostats (TRNSYS Type 2) are also used in order to control:

- the flow to the solar panels, allowing the fluid to circulate only when the temperature of the fluid returning from the collectors to the storage tank is higher than that of the fluid delivered to the load and
- the operation of the boiler, allowing the boiler to operate only when the temperature of the fluid delivered to the load is below an optimum value.

Table 3. Evacuated solar tube collector characteristics used in the TRNSYS simulations

Parameter no.		Value
C_{pc}	Specific heat of collector fluid (kJ/kg C)	4.19
Efficiency mode		$n v_s (T_{av} - T_a)/I_T$
G_{test}	Flow rate per unit area at test conditions (kg/h m ²)	50
a_o	Intercept efficiency	0.82
a_1	Negative of the first-order coefficient of the efficiency (kJ/h m ² C)	7.884
e	Effectiveness of the collector loop heat exchanger	No heat exchanger used
Optical mode		Use incidence modifiers
b_o	Incidence angle modifier constant	0.2

n , efficiency; T_{av} , average collector fluid temperature (°C); T_a , ambient temperature (°C); I_T , incident radiation (kJ/m² h).

3. SYSTEM OPTIMISATION

A number of runs are carried out in order to optimise the various factors affecting the performance of the system. All runs consider the weather data for Nicosia, Cyprus contained in a TMY file constructed by Petrakis *et al.* (1998). The parameters considered are as follows:

(a) The collector slope angle. The solar heat gain from the system for various collector slope angles is shown in Fig. 3. The optimum angles in the Cyprus environment are:

- (i) 27° for the flat plate collector,
- (ii) 30° for the compound parabolic collector, and
- (iii) 30° for the evacuated tube solar collector.

This is due to the solar altitude angle, which for the latitude of Cyprus (35°) can reach 78° during noon in June. Also, because of the load characteristics where the cooling loads are about six times larger than the heating loads, the optimum angle should be chosen so that the collectors absorb the greatest amount of heat during summer.

(b) Boiler thermostat setting. The boiler thermostat (Fig. 2, thermostat 2) is used in order to control the operation of the boiler, allowing the boiler to operate only when the temperature of the fluid delivered to the load, is below an optimum value, which minimises the required boiler input. The boiler heat required versus the boiler set temperature is shown in Fig. 4. The optimum values are:

- (i) 84°C for the flat plate collector,
- (ii) 87°C for the compound parabolic collector, and
- (iii) 87°C for the evacuated tube solar collector.

It should be noted though that the collector heat

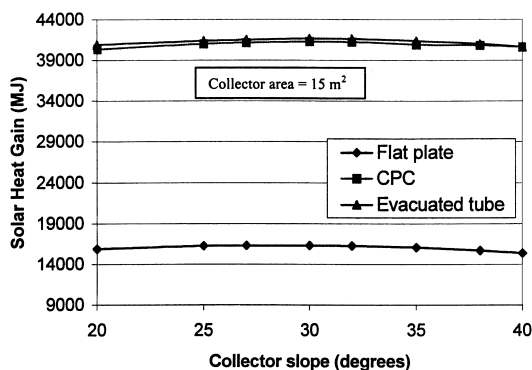


Fig. 3. Effect of collector slope angle on solar energy gain.

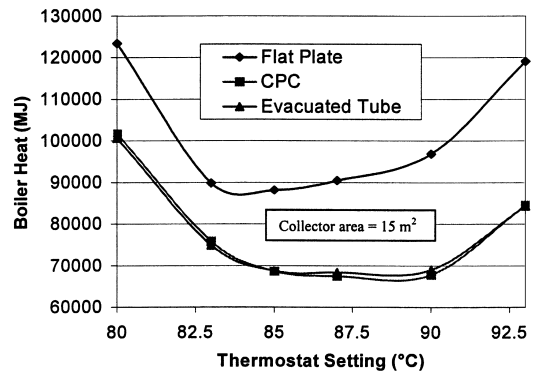


Fig. 4. Effect of thermostat setting on the boiler heat required by the systems.

gain diminishes with an increase in the thermostat setting, since fluid heated below this temperature is not utilised by the system. The collector heat gain indicated in Fig. 5 shows that the heat obtained from the flat plate collector is diminishing with a greater slope since this type of collector cannot operate with a high efficiency at high temperatures. Additionally, the thermostat setting for the other two higher performance collectors (CPC and evacuated tube) can vary from 85 to 90°C without any serious degradation of the performance of the solar system. This is important if the set value errors of the commercially available thermostats are considered. These are $\sim 1\text{--}2^\circ\text{C}$, depending on their cost.

(c) Storage tank size. This factor also plays a role in the optimisation of the system. The boiler heat required by the system for different storage volumes is shown in Fig. 6. As observed, a smaller size tank results in less energy consumption by the boiler. The optimum size of the storage tank is:

- (i) 1 m^3 for the flat plate collector,
- (ii) 0.6 m^3 for the compound parabolic collector, and

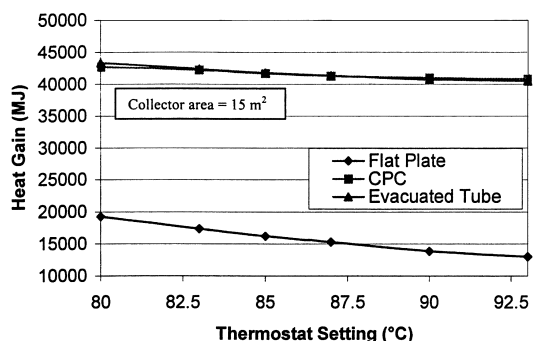


Fig. 5. Effect of boiler thermostat setting on the collector heat gain.

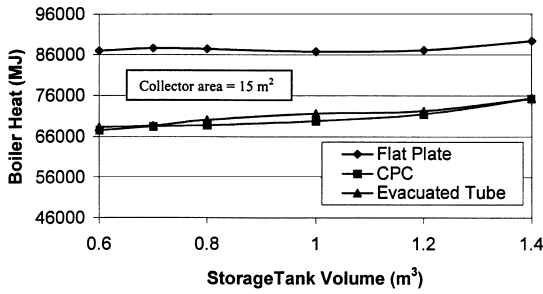


Fig. 6. Effect of storage tank size on the boiler heat.

(iii) 0.6 m³ for the evacuated tube solar collector.

Fig. 7 shows the effect of the storage tank size on the collector heat gain. The curves for the CPC and evacuated tube collector fall on the same path and are indistinguishable. The heat collected is not affected much by the storage tank size. It should be noted that a storage tank size smaller than the optimum values shown above cannot keep the stored water at the required temperature. This results in a continuous burning of the boiler.

Finally the effect of the collector area is evaluated against the boiler heat required. As expected, the greater the collector area the less the boiler heat needed as indicated in Fig. 8 and the more the collected heat as indicated in Fig. 9.

When increasing the collector area above a certain value, it is observed that the collectors can also provide extra heat for the production of domestic hot water. This is possible since there are days during which the absorption refrigeration system cannot absorb all the energy collected and stored in the tank. This is in agreement with Ghaddar *et al.* (1997). This extra heat is indicated in Fig. 10 and, as expected, is greater for the CPC and evacuated tube collectors which are more efficient than flat plate collectors at the operating temperature considered.

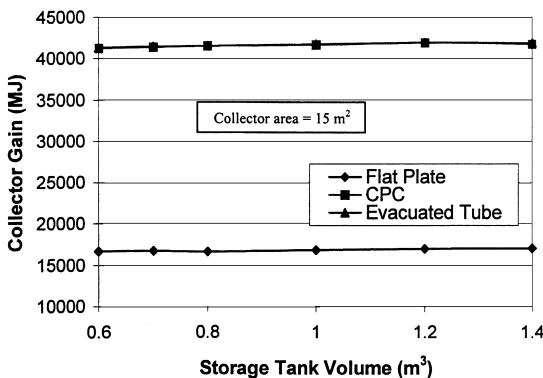


Fig. 7. Effect of the storage tank size on the collector heat gain.

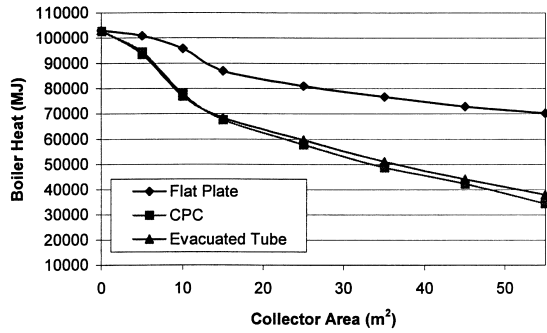


Fig. 8. Effect of the collector area on the boiler heat required by the system.

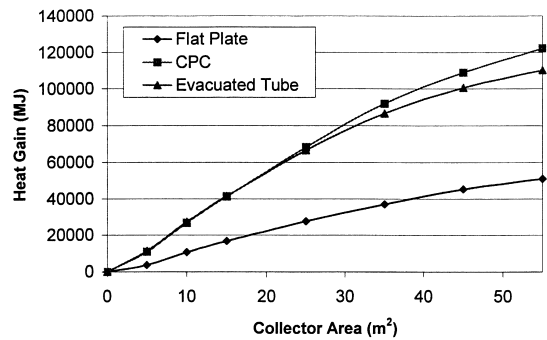


Fig. 9. Effect of the collector area on the collector heat gain.

To determine the optimum collector area the conventional fuel savings resulting from the use of the solar system is compared to the cost of the solar system. The costs of the various components of the solar system are shown in Table 4.

For the cost estimation it is also assumed that 6012 MJ per year are consumed for the hot water needs of the occupants of the typical house (for four people), for which the extra collector heat can be utilised, when available. The economic method used is the life cycle analysis. The scenario considered is that 30% of the initial cost of the system is paid at the beginning and the rest is paid in equal installments over 10 years. A

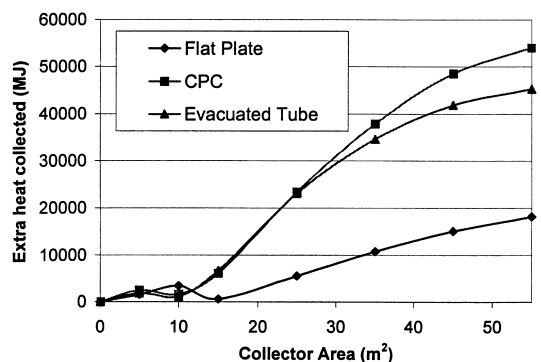


Fig. 10. Heat collected for various collector areas.

Table 4. Cost of the solar system

Item	Cost (C£)
Collectors	
Flat plate collector	110/m ²
Compound parabolic collector	180/m ²
Evacuated tube collector	250/m ²
Other equipment	
Hot water cylinder	500
Cold water tank	100
Pumps, fittings, insulation etc.	500
Total	1100

1C£ = 1.71 US\$ (January 2000).

market discount rate equal to 6.5% and a fuel cost rate of increase equal to 6% are considered, which are the mean values of the last 20 years (Statistical Abstracts, 1998). The evaluation is based on the present price of the diesel which is C£0.146 per l. The results of the economic analysis indicate that none of the above collector systems is viable since negative life cycle savings are obtained for all cases. However, the present price of the diesel in Cyprus is subsidised by the price of the petrol, which is now C£0.40 per l. This situation is to change soon (before 2003) and diesel is going to be sold at a 'balanced' price compared with petrol. Assuming a new minimum price of C£0.28 per l, the graph shown in Fig. 11 is obtained. As observed, the most economic solution is to use the CPC followed by the evacuated tube collector with an optimum area of 15 m² in both cases. The flat plate collector is not suitable for this application.

4. SYSTEM LONG-TERM PERFORMANCE

The specifications of the final system obtained from the optimisation study are shown in Table 5.

The energy flows of the system are shown in

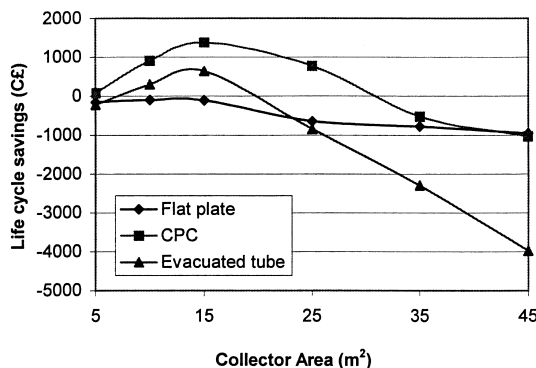


Fig. 11. Collector area against life cycle savings in C£ for a fuel price of C£0.28 per l and a 20-year period.

Table 5. The final system

Item	Value/type
Collector type	CPC
Collector area	15 m ²
Collector slope	30°
Storage tank size	600 l
Boiler thermostat setting	87°C

Fig. 12. The cooling load of the building reaches a maximum monthly value of 17,400 MJ (in July), whereas the maximum monthly heating load occurs during January and is equal to 4446 MJ. The heat required from the conventional boiler is also shown in Fig. 12. The maximum monthly load supplied by the solar system is 5241 MJ and as can be seen from the difference of the curves for the cooling load and boiler heat, not all collector heat can be utilised for cooling purposes. Therefore, the solar system can also be used to cover also the hot water needs of the house. This has also proved to be economically viable.

5. ECONOMICS OF THE COMPLETE SYSTEM

The results of the economic analysis of a complete system indicate that the total life cycle cost for an electric vapour compression chiller powered with electricity is C£15,290. The parameters of the economic analysis are as indicated in Section 3. The cost of electricity is assumed to be C£0.053 per kWh, and the annual rate of increase is 4.9% per year (Statistical Abstracts, 1998).

The economic analysis of a complete absorption unit powered completely with diesel is C£15,060, i.e. there is a saving of C£230 for the whole life of the system, compared to the electric vapour compression chiller.

Therefore the life cycle savings of a solar powered absorption unit employing the collector system described above increases to C£1600.

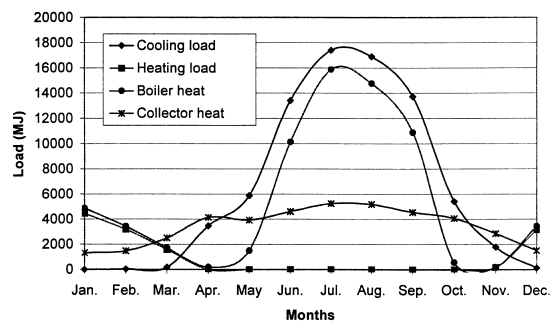


Fig. 12. System energy flows.

6. CONCLUSIONS

The aim of the current work was to present a method of utilising solar energy for the air-conditioning of a typical house in Cyprus. The system is modelled with the TRNSYS program and the weather conditions for Nicosia, Cyprus. The final optimum system consists of a 15-m² compound parabolic collector tilted at 30° from the horizontal and a 600-l hot water storage tank. The typical house, as estimated, requires a yearly cooling load at 25°C of 78,235 MJ with a maximum hourly load of 40 MJ and a heating yearly load at 21°C of 12,528 MJ with a maximum hourly load of 51.6 MJ. This yearly load can be met by spending about 102,600 MJ of boiler heat. The present price of the diesel, which is C£0.146 per l, indicates that it is not economical to replace any amount of this load with heat collected from solar collector systems. This situation will change with the expected increase in the fuel price in the near future. From the modelling of the system on an annual basis it can be concluded that from 84,240 MJ required for cooling and hot water production, 41,263 MJ are covered with solar energy and the life cycle savings of such a solar system are C£1376. The life cycle savings of a complete solar powered absorption unit increases to C£1600.

Although all the above findings refer to a particular application in Cyprus, the authors believe that similar results can be obtained in countries with high solar availability. However, before any decision is taken, on which type of system to install, the system needs to be optimised with the procedure suggested in this paper.

Finally by considering the problem of pollution on the planet due to the burning of fossil fuels the adoption of solar energy to power absorption

chillers, even with marginal economic benefits, should not be underestimated.

REFERENCES

- Ameel T. A., Gee K. G. and Wood B. D. (1995) Performance predictions of alternative, low cost absorbents for open-cycle absorption solar cooling. *Solar Energy* **54**(2), 65–73.
- ASHRAE (1989). *Handbook of Fundamentals*.
- Dorgan C. B., Leight S. P. and Dorgan C. E. (1995). *Application Guide for Absorption Cooling/Refrigeration using Recovered Heat*, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers.
- Duffie J. A. and Beckman W. A. (1991). In 2nd edn, *Solar Engineering of Thermal Processes*, John Wiley, New York.
- Erhard A. and Hahne E. (1997) Test and simulation of a solar-powered absorption cooling machine. *Solar Energy* **59**(4–6), 155–162.
- Florides G., Kalogirou S., Tassou S. and Wrombel L. (2000) Modelling of the modern houses of Cyprus and energy consumption analysis. *Energy* **25**(10), 915–937.
- Ghaddar N. K., Shihab M. and Bdeir F. (1997) Modelling and simulation of solar absorption system performance in Beirut. *Renew. Energy* **10**(4), 539–558.
- Haim I., Grossman G. and Shavit A. (1992) Simulation and analysis of open cycle absorption systems for solar cooling. *Solar Energy* **49**(6), 515–534.
- Hammad M. A. and Audi M. S. (1992) Performance of a solar LiBr–water absorption refrigeration system. *Renew. Energy* **2**(3), 275–282.
- Hammad M. and Zurigat Y. (1998) Performance of a second generation solar cooling unit. *Solar Energy* **62**(2), 79–84.
- Hawtlader M. N. A., Noval K. S. and Wood B. D. (1993) Unglazed collector/regenerator performance for a solar assisted open cycle absorption cooling system. *Solar Energy* **50**(1), 59–73.
- Kalogirou S. (1991). *Solar Energy Utilisation using Parabolic Trough Collectors*, The Polytechnic of Wales, Master thesis.
- Keith E. H. (1995) Design challenges in absorption chillers. *Mech. Eng. — CIME* **117**(10), 80(4).
- Klein S. A. et al. (1998). *TRNSYS Manual*, University of Wisconsin.
- Petrakis M., Kambezides H. D., Lykoudis S., Adamopoulos A. D., Kassomenos P., Michaelides I. M., Kalogirou S. A., Roditis G., Chrysis I. and Hadjigianni A. (1998) Generation of a typical meteorological year for Nicosia, Cyprus. *Renew. Energy* **13**(3), 381–388.
- Statistical Abstracts (1998). General Statistics Series I, Report No. 44, Government of Cyprus, Department of Statistics and Research, Ministry of Finance.



Modelling, simulation and warming impact assessment of a domestic-size absorption solar cooling system

G.A. Florides^a, S.A. Kalogirou^{a,*}, S.A. Tassou^b, L.C. Wrobel^b

^a *Mechanical Engineering Department, Higher Technical Institute, P.O. Box 20423, Nicosia 2152, Cyprus*

^b *Mechanical Engineering Department, Brunel University, Uxbridge, Middlesex UB8 3PH, UK*

Received 31 December 2001; received in revised form 15 March 2002; accepted 25 March 2002

Abstract

In this paper the modelling, simulation and total equivalent warming impact (TEWI) of a domestic-size absorption solar cooling system is presented. The system consists of a solar collector, storage tank, a boiler and a LiBr–water absorption refrigerator. Experimentally determined heat and mass transfer coefficients were employed in the design and costing of an 11 kW cooling capacity solar driven absorption cooling machine which, from simulations, was found to have sufficient capacity to satisfy the cooling needs of a well insulated domestic dwelling. The system is modelled with the TRNSYS simulation program using appropriate equations predicting the performance of the unit. The final optimum system consists of 15 m² compound parabolic collector tilted at 30° from horizontal and 600 l hot water storage tank. The total life cycle cost of a complete system, comprising the collector and the absorption unit, for a lifetime of 20 years will be of the order of C£ 13,380. The cost of the absorption system alone was determined to be C£ 4800. Economic analysis has shown that for such a system to be economically competitive compared to conventional cooling systems its capital cost should be below C£ 2000. The system however has a lower TEWI being 1.2 times smaller compared to conventional cooling systems. © 2002 Elsevier Science Ltd. All rights reserved.

Keywords: Absorption refrigeration; Solar cooling; Warming impact

1. Introduction

Absorption machines are thermally activated and for this reason, high input (shaft) power is not required. In this way, where power is expensive or unavailable, or where there is waste, gas, geothermal or solar heat available, absorption machines provide reliable and quiet cooling [1].

* Corresponding author. Tel.: +357-22406466; fax: +357-22494953.
E-mail address: skalogir@spidernet.com.cy (S.A. Kalogirou).

A number of refrigerant–absorbent pairs are used, for which the most common ones are water–lithium bromide (LiBr) and ammonia–water. These two pairs offer good thermodynamic performance and they are environmentally benign.

The ammonia–water pair is not suitable for solar applications because of the high temperature needed in the generator (125–170 °C). This temperature can only be obtained with medium concentration ratio parabolic trough collectors, which due to increased maintenance requirements cannot be installed in private houses.

The generator temperatures needed for the water–LiBr pair are lower (90–120 °C). These temperatures can be achieved with compound parabolic collectors (CPCs) and evacuated tube collectors that are both stationary and therefore are easier to install and operate than parabolic trough collectors.

The only natural energy resource abundantly available in Cyprus is solar energy, which could be used to power a low energy active cooling system based on the absorption cycle. To facilitate investigation of the feasibility of the application of solar driven absorption systems for domestic cooling, a 1 kW LiBr–water absorption–cooling unit was designed and constructed as detailed in [2] and is illustrated in Fig. 1.

The heat transfer area of each heat exchanger of the experimental unit was varied to provide the required output and to ensure the designed COP. The evaluated overall heat transfer coefficients

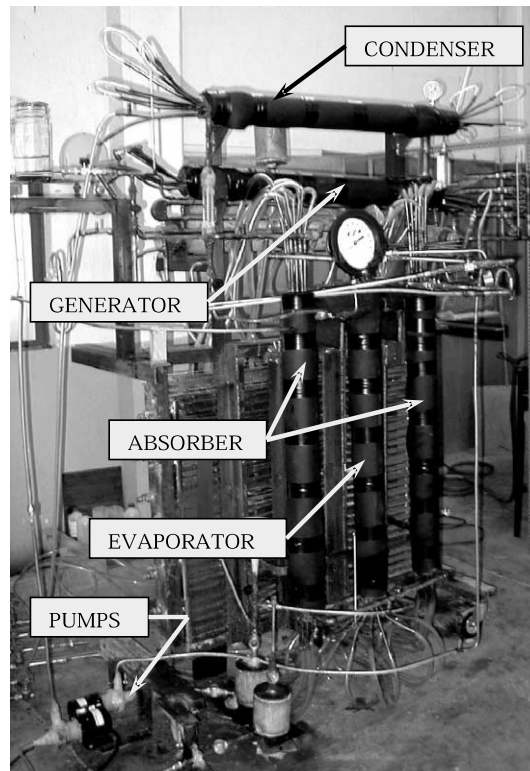


Fig. 1. A 1 kW experimental LiBr–water cooling system.

Table 1
Overall heat transfer coefficients of the various heat exchangers of the 1 kW unit

Heat exchanger	Overall heat transfer coefficient, U (W/m ² K)	
	Theoretically estimated	Actual value
Generator	1600–7500	2300
Condenser	2980	3265
Evaporator	–	195
Absorber	625	400
Solution heat exchanger	130	≈130

of the various heat exchangers are presented in Table 1. In certain cases these were found to differ from values obtained from heat and mass transfer correlations published by other investigators.

The construction of the small unit facilitated the determination of the heat transfer coefficients in the heat exchangers and the sizing of the major components of a full-scale unit with a cooling output of 11 kW. The cost for an 11 kW unit, that can cover the needs of a typical insulated house, was thus estimated to be C£ 4300¹. The total cost of an absorption unit together with all necessary secondary devices and installation cost is estimated as C£ 4800. The price therefore of a LiBr–water absorption refrigeration unit is high compared to a similar capacity electric chiller that is only C£ 1500. It should be noted however, that the absorption units offer possibilities of use of renewable energy sources and waste heat.

For this analysis the typical model house indicated in Fig. 2 is considered. The house load is minimised by considering an insulated roof, insulated walls, double glazed windows, internal shading and night ventilation (three ach) in summer. The above factors were found to be economically viable [3]. The double-walls are made of 0.10 m hollow brick and 0.02 m plaster on each side and a layer of 0.05 m insulation in between. The roof is constructed from fair-faced 0.15 m heavy concrete, 0.05 m polystyrene insulation, 0.07 m screed and 0.004 m asphalt, covered with aluminum paint of 0.55 solar absorptivity.

The above construction requires an annual cooling load at 25 °C of 17,600 kWh with a peak load of 10.3 kW and an annual heating load at 21 °C of 3,530 kWh with a peak load of 5.5 kW.

A review of absorption refrigeration technologies is given in [4]. Many researchers have developed solar assisted absorption refrigeration systems. Most of them have been produced as experimental units and computer codes were written to simulate the systems. Such applications of solar absorption systems are given in Refs. [5–11].

Computer modelling of thermal systems presents many advantages the most important of which are the elimination of the expense of building prototypes, the optimisation of the system components, estimation of the amount of energy delivered from the system, prediction of temperature variations of the system and many other less important ones.

The TRNSYS program is used to model the complete system (house load estimation with solar powered heating and absorption cooling), together with the weather values of a typical meteorological year (TMY) file for Nicosia, Cyprus. Appropriate equations predicting the performance of the absorption cooling system are used in the TRNSYS program.

¹ Exchange rate: 1C£ = 1.74 Euro (March, 2002).

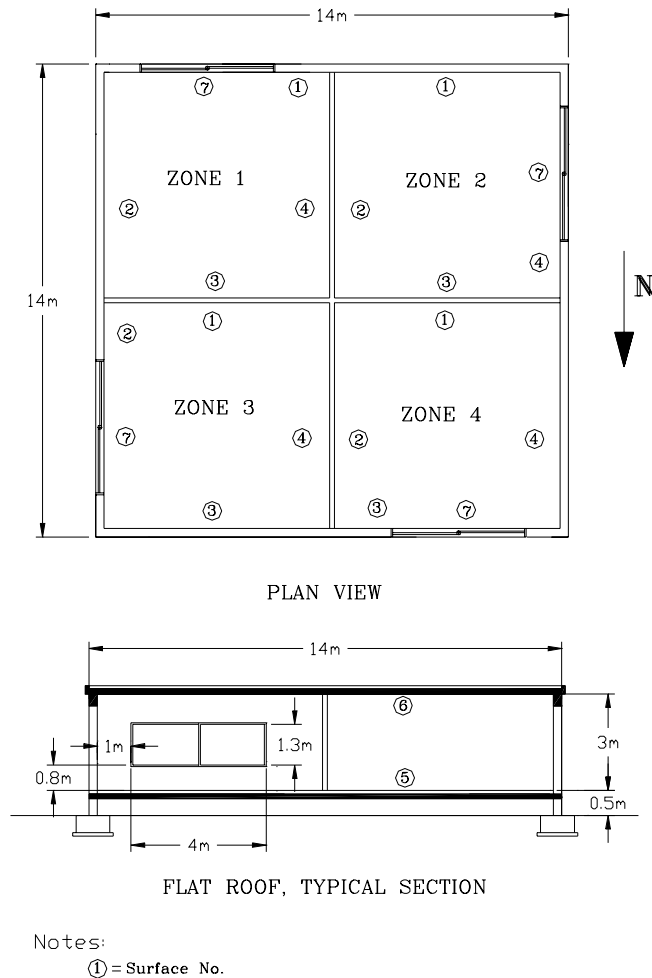


Fig. 2. Typical model house.

The solar powered system consists of an array of solar collectors, boiler, storage tank, 11 kW absorption cooling unit, pumps and thermostats.

Using this approach a system optimisation is performed in order to select the right equipment, i.e., the storage tank volume and the collector slope angle and area. The collector area is decided by performing an economic analysis of the system. Also the long-term integrated system performance and the dynamic system behaviour is evaluated. The collector type was decided by considering a number of possible collectors as detailed in [12].

The objective of the work described in this paper is to model a complete system, composing of a solar collector, storage tank, a boiler and a LiBr–water absorption refrigerator designed according to the data collected for the 1 kW unit and which will cover a typical house load during the whole year. Finally the total equivalent warming impact (TEWI) of the complete system is evaluated and compared to that of a conventional vapour compression air conditioner, satisfying the house load.

2. Characteristics of an 11 kW water–LiBr absorption chiller

Nowadays the majority of the city-houses in Cyprus are provided with boilers for heating, and solar collectors for domestic water heating production. Therefore, in the present study, the absorption chiller is powered by both a conventional boiler and solar energy collectors. The prospects of using a hybrid system powered with diesel oil are favourable as the cost of electricity in Cyprus at present is about four times that of diesel oil.

The characteristics needed in TRNSYS deck file are the generator load, the mass flow of the heating water to the generator heat exchanger and its input and output temperatures. Following the procedure described in [2] a computer program was developed and used to evaluate the characteristics of LiBr absorption units. A unit with 11 kW capacity can cover the cooling load of the typical model house constructed as outlined above. Its characteristics determined with the program are shown in Table 2.

An operational unit needs to be equipped with a number of controls to

1. Keep the levels of the solution and water in the various vessels constant, thus keep the LiBr–water percentages within the designed limits.

Table 2

Water–LiBr absorption refrigeration system calculations based on a generator temperature of 75 °C and a solution heat exchanger exit temperature of 55 °C

Reference point	H (kJ/kg)	\dot{m} (kg/s)	P (kPa)	T (°C)	% LiBr (X)	Remarks
1. Absorber outlet	83	0.05691	0.93	34.9	55	
2. Pump outlet	83	0.05691	4.82	34.9	55	
3. Generator inlet from HX	124.7	0.05691	4.82	55	55	Sub-cooled liquid
4. Generator outlet	183.2	0.05217	4.82	75	60	
5. Absorber inlet from HX	137.8	0.05217	4.82	51.5	60	
6. Solution inlet in absorber	137.8	0.05217	0.93	44.5	60	
7. Condenser inlet	2612	0.00474	4.82	70	0	Superheated steam
8. Condenser outlet to expansion valve	131.0	0.00474	4.82	31.5	0	Saturated liquid
9. Evaporator inlet from expansion valve	131.0	0.00474	0.93	6	0	
10. Vapour from evaporator to absorber	2511.8	0.00463	0.93	6	0	Saturated vapour
11. Spill over from evaporator to absorber	23.45	0.00011	0.93	6	0	Saturated liquid
Description					Symbol	kW
Capacity (evaporator output power)					\dot{Q}_e	11.0
Absorber heat, rejected to the environment					\dot{Q}_a	14.1
Heat input to the generator					\dot{Q}_g	14.9
Condenser heat, rejected to the environment					\dot{Q}_c	11.8
Coefficient of performance					COP	0.74

2. Prevent the preset pressure in the generator to exceed the designed limit by adjusting the heat input not to exceed the designed maximum capacity.
3. Prevent the preset pressure in the absorber to increase by adjusting the flow of cooling water in the absorber heat exchanger.

An actual 11 kW unit has the heat exchangers sized for the appropriate capacity. Therefore, the unit has oversized heat exchangers when it delivers a smaller capacity. This of course does not present a problem since the generator, condenser, evaporator and absorber heat exchangers can be controlled externally by adjusting the valves of the cooling or heating source water in such a way as to keep the cycle temperatures at their preset values. A control system can be utilised to automate this process. The solution heat exchanger though, will affect the efficiency of the cycle since for less capacity, the mass flows will be smaller but the heat exchanger area will be the same. The calculated area of the solution heat exchanger for the 11 kW unit is 0.343 m². The smaller mass flows when the unit operates at a smaller capacity, result in the coefficient of performance and the temperatures at the output of the solution heat exchanger of the fluid returning to the generator (T₃, Table 2) indicated in Fig. 3. The above values were calculated by the program developed for the evaluation of the characteristics of LiBr absorption units, mentioned before. The same computer program was also used for the evaluation of the variation of the generator input heat with reduced unit capacity which is shown in Fig. 4.

The temperature of the generator inlet heating water affects the amount of heat delivered to the generator. Since the pressure in the generator is set to 4.82 kPa and the percentage of LiBr/water solution to 60% (this is done by checking the solution levels in the generator and absorber) the generator water evaporates from the solution always at the same temperature (T₄, 75 °C), which depends on the working fluid properties.

When experimenting with the generator heat exchanger the results indicated that the overall heat transfer coefficient changes slightly with inlet heating water temperature, i.e., the temperatures used for the input heating water can be 85–92 °C without any significant variation in the operation of the heat exchanger. This value was around 2300 W/m² K, (see Table 1).

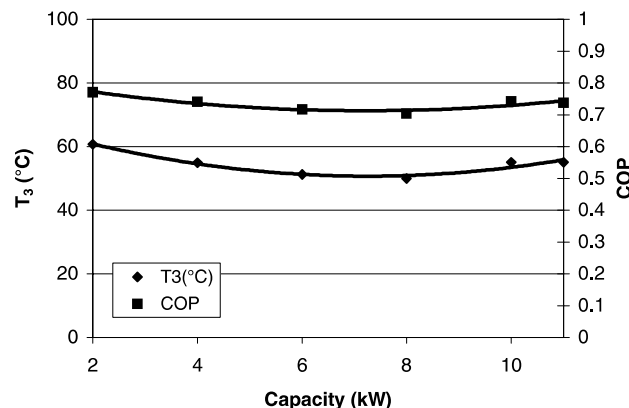


Fig. 3. Variation of temperature at the output of the solution heat exchanger of the fluid returning to the generator (T₃, °C) and coefficient of performance with unit capacity (kW).

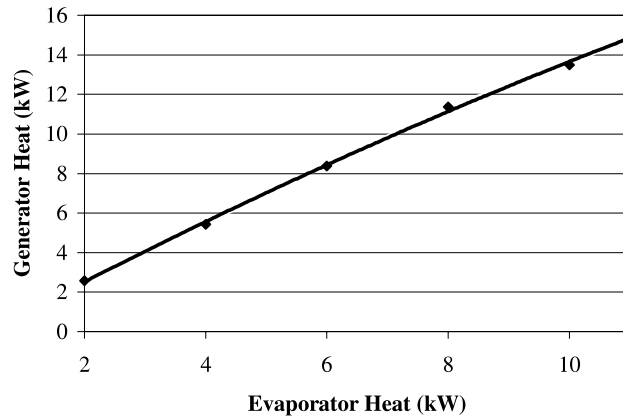


Fig. 4. Variation of generator input heat with unit capacity.

Since the maximum heat needed in the generator is about 15 kW (Table 2), 14 one-meter tubes could be used in the generator with a total mass flow of 1.26 kg/s. The output temperature can then be calculated according to the delivered load from equation

$$\dot{Q}_g = 1.26C_p(T_{in} - T_{out}) \tag{1}$$

where \dot{Q}_g is the generator load (kW), C_p the specific heat of water (kJ/kg K), T_{in} the inlet source water temperature (°C) and T_{out} the outlet source water temperature (°C).

3. The complete system characteristics

The complete system besides the absorption refrigerator consists of a number of solar collectors, a thermally insulated vertical storage tank, a conventional boiler and interconnecting piping. A schematic of the system is shown in Fig. 5.

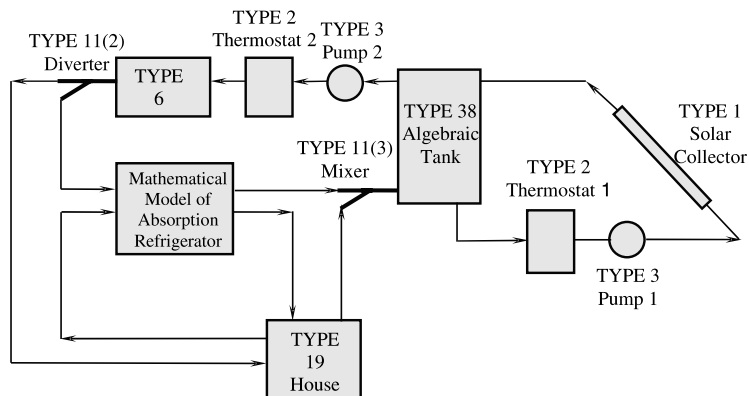


Fig. 5. Circuit diagram and TRNSYS types used for modelling the system.

The system was modelled with the TRNSYS simulation program. The program consists of many subroutines that model subsystem components. The type number of every TRNSYS subroutine used to model each component is also shown in Fig. 5.

The construction and type of the solar collectors is important and relevant to the operation and efficiency of the whole system. In this study, CPCs are considered modelled with TRNSYS Type 1, mode 4.

These collectors use curved reflecting surfaces to concentrate sunlight onto a small absorber area. CPCs are used for higher water temperature applications than the flat plate collectors. Such a focusing collector performs very well in direct sunlight but, depending on the concentration ratio, does not perform well under cloudy or hazy skies because only a few rays are captured and reflected onto the absorber. Stationary concentrating collectors work best in climates with a high amount of direct solar radiation as in Cyprus. The half acceptance angle of the collector considered, which determines the angle through which radiation falling on the collector aperture is intercepted, is 45° .

Hot water is stored in a TRNSYS Type 38 tank. The vertical cylinder construction is made of copper and is thermally insulated with polyurethane. Also the tank is protected by a galvanised outer shell 0.6 mm thick.

The backup boiler (TRNSYS Type 6) is assumed to have a maximum heating rate of 18 kW and a set upper temperature of 93°C .

A number of thermostats (TRNSYS Type 2) are also used in order to control:

1. the flow to the solar collectors, allowing the fluid to circulate only when the temperature of the fluid returning from the collectors to the storage tank is higher than that of the fluid delivered to the load; and
2. the operation of the boiler, allowing the boiler to operate only when the temperature of the fluid delivered to the load is below an optimum value. In this case the boiler will keep the water temperature delivered to the absorption cooler always above 85°C .

4. System optimisation

A number of simulations were carried out in order to optimise the various factors affecting the performance of the system. The parameters considered are as follows [12]:

The collector slope angle. The simulations have shown that the solar heat gain from the system is not significantly affected for collector slope angles between 25° and 35° and the optimum angle in the Cypriot environment is 30° . This is due to the solar altitude angle, which for the latitude of Cyprus (35°) can reach 78° during noon in June. Also, because of the load characteristics, with the total cooling loads being about six times bigger than the heating loads, the optimum angle should be such that the collectors are absorbing greater heat during summer.

Storage tank size. This factor also plays a role in the optimisation of the system. The boiler heat required by the system for different storage volumes is shown in Figs. 6 and 7. As can be seen, a smaller tank size results in slightly less energy consumption by the boiler and slightly less energy collected by the solar collectors.

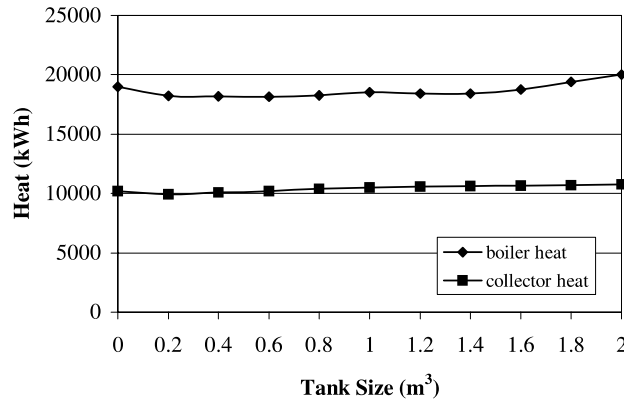


Fig. 6. Effect of storage tank size on boiler heat required and collected heat for compound parabolic concentrating collectors.

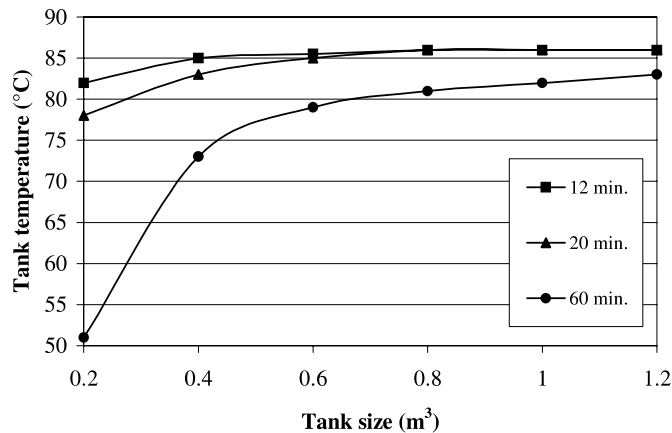


Fig. 7. Effect of storage tank size on the boiler heat.

The storage tank size is therefore decided only from the length of time intervals between firing the boiler. Between these intervals the tank should be able to supply the system with the needed water mass flow at the correct temperature in the summer. As can be seen in Fig. 7, when the storage tank size is small the temperature in the cylinder cannot be kept above 85 °C for long periods of time.

Assuming that the boiler is firing every 12 min, which may be a reasonable interval, the optimum storage tank size needed for the system would be 0.6 m³.

Collector area. Finally the effect of the collector area is evaluated against the boiler heat required. As it is expected the greater the collector area the less the boiler heat needed and the more the collected heat as indicated in Fig. 8.

To determine the optimum collector area the cost of the solar system must be compared against the fuel saved due to its use. The economic method used is the life cycle analysis [13]. For solar systems the system annual cost is given by:

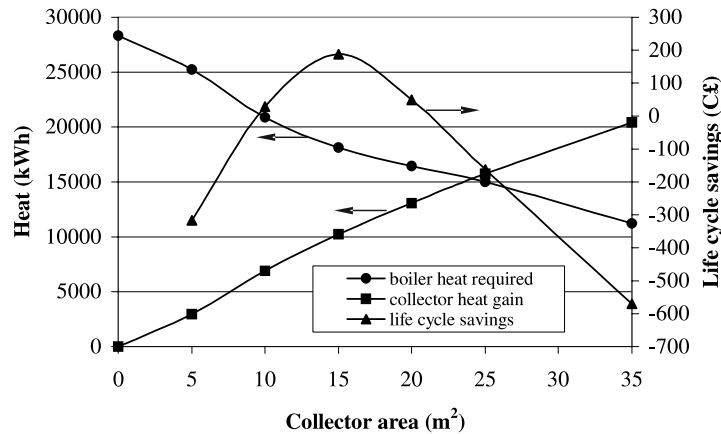


Fig. 8. Effect of the solar system collector area against the boiler heat required, collector heat gain and life cycle savings.

$$\begin{aligned}
 \text{System annual cost} &= \text{Extra mortgage payment} + \text{Maintenance cost} \\
 &\quad - \text{Extra fuel savings} - \text{Extra electricity savings} \\
 &\quad - \text{Extra tax savings} \quad (2)
 \end{aligned}$$

The scenario considered is that 30% of the initial cost of the system is paid at the beginning and the rest is paid in equal instalments in the next 10 years. The evaluation is based on the present price of the diesel, which is C£ 0.171 l⁻¹. The cost of the compound parabolic collector is C£ 180 m⁻².

The results of the economic analysis are also presented in Fig. 8. As it is observed the only economically viable solution is to use the CPC with a collector area of 15 m².

5. System long-term performance and economic analysis

The final system obtained from the optimisation study consists of 15 m² CPC collector inclined at 30° and a storage tank size of 600 l.

The energy flows of the system are shown in Fig. 9. The cooling load of the building reaches a maximum monthly value of 4200 kWh (in July), whereas the maximum monthly heating load occurs during January and is equal to 1250 kWh. The heat required from the conventional boiler is also shown in Fig. 9. The maximum monthly load supplied by the solar system is 1500 kWh and as can be seen from the difference of the curves for the cooling load and boiler heat, nearly all collector heat can be utilised for cooling or heating purposes.

The annual cooling load of 17,600 kWh is covered with a total supply of 15,220 kWh of boiler heat, supplemented by 8500 kWh of solar heat, offered by the solar system. The annual heating load of 3530 kWh is covered with a total supply of 2880 kWh of boiler heat and 1500 kWh of solar heat.

The total life cycle cost of the complete system described above, for a 20-year period, is C£ 13,380. The corresponding total life cycle cost of a system using an electric chiller (with a purchase

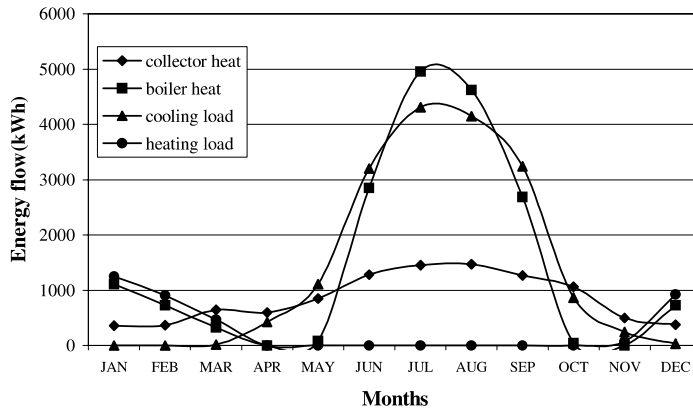


Fig. 9. System energy flows.

price of C£ 1500) is only C£ 10,630. In order to have the same total life cycle cost, the price of the absorption unit together with its accessories must not be higher than C£ 2000. It should be noted however, that the costing of the 11 kW unit was based on the production of the prototype 1 kW unit. It is believed that a mass-produced unit will be much cheaper.

6. Global warming impact

The depletion of the stratospheric ozone layer leads to global warming and was identified as a major environmental problem during the last 20 years. Air conditioners, heat pumps and refrigerating machines are thought to be major contributors to the ozone depletion. Examination of the global warming impact of these machines requires consideration of both direct and indirect effects. The direct component relates to release of refrigerants that are greenhouse gases, and the indirect one to carbon dioxide production in powering the equipment. One expression of the combined effects is the total equivalent warming impact (TEWI). In this expression, the direct effect is expressed in relation to the global warming potential (GWP) of a gas, which is a ratio of how strong a greenhouse gas is, compared to carbon dioxide. GWP actually varies depending on the time frame considered but usually a 100 year integrated time horizon is used. Therefore the direct component can be expressed in terms of an equivalent released amount of CO₂, as follows:

$$\text{direct effect (kg CO}_2\text{)} = [(\text{make-up rate} \times \text{service life}) + \text{end-of-life loss}] \times \text{charge} \times \text{GWP} \quad (3)$$

where charge is the initial charge of refrigerant in the system (kg), make-up rate is the percent refrigerant charge lost per year (averaged over the entire equipment life), service life is the number of years that the system is operational (years) and GWP is the global warming potential of gas.

The indirect effect is caused by the emission of CO₂ from power plants used to generate the electrical power needed to run the system and is:

$$\text{indirect effect (kg CO}_2\text{)} = \text{operation power} \times \text{service life} \times \text{emittedCO}_2 \quad (4)$$

where operation power is the power required by the system per year (kW h/year), emitted CO₂ is the amount of CO₂ (kg) emitted from the power plant per kW h received by the system.

In the case of this study it is of interest to compare the TEWI of the absorption solar cooling system to a conventional vapour compression cooler to cover the annual cooling load which is 17,600 kW h.

For the case of the absorption solar cooling system, since no hydrofluorocarbon (HFC) refrigerants are used, only the indirect effect needs to be estimated by Eq. (4). In this case, for a service life of 20 years, the amount of CO₂ emitted from the boiler is about 90,000 kg. This figure is calculated considering the following:

1. Required boiler heat = 15,220 kW h.
2. Boiler efficiency = 85% resulting in 17,900 kW h to be supplied by fuel.
3. Calorific value of fuel = 42,900 kJ/kg, resulting in 1500 kg of fuel consumption.
4. Every kg of fuel produces about 3 kg of CO₂.

In the case that a conventional R-22 air conditioner is used with an 11 kW capacity, the direct effect for a service life of 20 years, as calculated from Eq. (3), is 6,300 kg CO₂. This result is estimated with the following data:

1. Charge of R-22 = 3.5 kg (average figure from manufacturers catalogs).
2. Assumed make-up rate = 4% and an end-of-life loss = 15%.
3. GWP for R-22 for a 100-year period = 1900 [14].

The indirect effect for covering the annual cooling load (Eq. (4)) for a 20-year period would be 105,600 kg of CO₂, assuming a world average value of CO₂ release for electric energy production of 0.6 kg/kW h [14].

Therefore the TEWI when using a conventional R-22 air conditioner would be 6,300 + 105,600 = 111,900 kg of CO₂ or 1.24 times greater than when using the absorption solar cooling system.

7. Conclusions

The final optimum system as obtained from the complete system simulations, consists of 15 m² compound parabolic collector tilted at 30° from horizontal and 600 l hot water storage tank. The typical insulated house considered, requires an annual cooling load at 25 °C of 17,600 kW h with a peak load of 10.3 kW and an annual heating load at 21 °C of 3,530 kW h with a peak load of 5.5 kW. The present price of diesel, which is C£ 0.171 l⁻¹ indicates that it is economical to replace about 10,000 kW h with solar energy collected with 15 m² of CPC and the life cycle savings of such a system are C£ 187. It must also be stated that the total life cycle cost of a complete system comprising the collector and the absorption unit, for a 20-year period is C£ 13,380 with an estimated price for the absorption unit together with its accessories equal to C£ 4800. In order to have the same total life cycle cost with that of a conventional system, the price of the absorption

unit together with its accessories must not be higher than C£ 2000. This may be possible only when absorption units are mass-produced.

Referring to the global warming issue, conventional air conditioning machines contribute both to the release of HFC refrigerants and the emission of carbon dioxide for their energy requirements, to the destruction of the ozone layer. The TEWI of a conventional R-22 air conditioner is about 112,000 kg of CO₂ or 1.2 times greater than that of the absorption solar cooling system. This factor is in favour of the absorption solar cooling system and should be considered in the analysis and selection of appropriate equipment since the environmental impact has become a major aspect during the last years.

References

- [1] ASHRAE, Handbook of fundamentals, 1997.
- [2] S. Kalogirou, G. Florides, S. Tassou, Design and construction of a lithium bromide water absorption refrigerator, in: Proceedings of CLIMA 2000 Conference on CD-ROM, 7th Rehva World Congress, Naples, Italy, 2001.
- [3] G. Florides, S. Kalogirou, S. Tassou, L. Wrobel, Modelling of the modern houses of Cyprus and energy consumption analysis, *Energy—The International Journal* 25 (10) (2000) 915–937.
- [4] P. Srihirin, S. Aphorunratara, S. Chungpaibulpatana, A review of absorption refrigeration technologies, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 5 (4) (2001) 343–372.
- [5] M. Hammad, M. Audi, Performance of a solar LiBr–water absorption refrigeration system, *Renewable Energy* 2 (3) (1992) 275–282.
- [6] I. Haim, G. Grossman, A. Shavit, Simulation and analysis of open cycle absorption systems for solar cooling, *Solar Energy* 49 (6) (1992) 515–534.
- [7] M. Hawlader, K. Noval, B. Wood, Unglazed collector/regenerator performance for a solar assisted open cycle absorption cooling system, *Solar Energy* 50 (1) (1993) 59–73.
- [8] T. Ameel, K. Gee, B. Wood, Performance predictions of alternative, low cost absorbents for open-cycle absorption solar cooling, *Solar Energy* 54 (2) (1995) 65–73.
- [9] N. Ghaddar, M. Shihab, F. Bdeir, Modelling and simulation of solar absorption system performance in Beirut, *Renewable Energy* 10 (4) (1997) 539–558.
- [10] A. Erhard, E. Hahne, Test and simulation of a solar-powered absorption cooling machine, *Solar Energy* 59 (4–6) (1997) 155–162.
- [11] M. Hammad, Y. Zurigat, Performance of a second generation solar cooling unit, *Solar Energy* 62 (2) (1998) 79–84.
- [12] G. Florides, S. Kalogirou, S. Tassou, L. Wrobel, Modelling and simulation of an absorption solar cooling system for Cyprus, *Solar Energy* 72 (1) (2002) 43–51.
- [13] S. Kalogirou, Economic analysis of solar energy systems using spreadsheets, in: Proceedings of the Fourth World Renewable Energy Congress, Denver, CO, USA, Vol. 2, 1996, pp. 1303–1307.
- [14] A. Cavallini, G. Censi, D. Del Col, L. Doretto, L. Rossetto, G. Longo, Reduction of global warming impact in the HP/AC industry by employing new HFC refrigerants, in: Proceedings of CLIMA 2000 Conference on CD-ROM, 7th Rehva World Congress, Naples, Italy, 2001.



Simulation and optimization of a LiBr solar absorption cooling system with evacuated tube collectors

F. Assilzadeh^{a,*}, S.A. Kalogirou^b, Y. Ali^a, K. Sopian^a

^a*Department of Mechanical and Material Engineering, University Kebangsaan, 43600 Bangi, Selangor, Malaysia*

^b*Department of Mechanical Engineering, Higher Technical Institute, P.O. Box 20423, Nicosia 2152, Cyprus*

Received 9 August 2004; accepted 27 September 2004

Available online 19 November 2004

Abstract

Solar radiation is a clean form of energy, which is required for almost all natural processes on earth. Solar-powered air-conditioning has many advantages when compared to a conventional electrical system. This paper presents a solar cooling system that has been designed for Malaysia and similar tropical regions using evacuated tube solar collectors and LiBr absorption unit. The modeling and simulation of the absorption solar cooling system is carried out with TRNSYS program. The typical meteorological year file containing the weather parameters for Malaysia is used to simulate the system. The results presented show that the system is in phase with the weather, i.e. the cooling demand is large during periods that the solar radiation is high. In order to achieve continuous operation and increase the reliability of the system, a 0.8 m³ hot water storage tank is essential. The optimum system for Malaysia's climate for a 3.5 kW (1 refrigeration ton) system consists of 35 m² evacuated tubes solar collector sloped at 20°.

© 2004 Elsevier Ltd. All rights reserved.

Keywords: Air-conditioning; Solar energy; TRNSYS

* Corresponding author. Tel.: +60 1239 25903.

E-mail address: fardin_as@yahoo.com (F. Assilzadeh).

1. Introduction

Absorption cooling is one of the first and oldest forms of air-conditioning and refrigeration systems used. The system uses thermal energy to produce cooling and thus solar energy, waste heat and other forms of low grade heat can be employed. As no CFCs are used, absorption systems are friendlier to the environment. Absorption is the process of attracting and holding moisture by substances called desiccants. Desiccants are sorbent materials that have an ability to attract and hold other gases or liquids and have a particular affinity for water. During absorption the desiccant undergoes a chemical change as it takes in the moisture, for example, table salt, which changes from a solid to a liquid as it absorbs the moisture. The characteristics of the binding of desiccants to moisture make the desiccants very useful in chemical separation processes [1]. Absorption air-conditioning systems are similar to vapor compression air-conditioning systems, but differ in the pressurization stages. In general an absorbent in the low-pressure side absorbs an evaporating refrigerant (H_2O). The most usual combinations of chemical fluids used include lithium bromide–water ($LiBr-H_2O$), where water vapor is the refrigerant, and ammonia–water (NH_3-H_2O) system where ammonia is the refrigerant.

Computer modeling of thermal systems presents many advantages. The most important are the elimination of the expense of building prototypes, the optimization of the system components, estimation of the amount of energy delivered from the system, and prediction of temperature variations of the system.

Various researchers presented recently modeling and simulation studies of solar cooling and air-conditioning systems.

Ghaddar et al. [2] presented the modeling and simulation of a solar absorption system for Beirut. The results showed that for each ton of refrigeration it is required to have a minimum collector area of 23.3 m^2 with an optimum water storage capacity ranging from 1000 to 1500 l when the system operates solely on solar energy for about 7 h per day. The monthly solar fraction of total energy used for cooling is determined as a function of solar collector area and storage tank capacity. The economic analysis performed showed that the solar cooling system is marginally competitive only when it is combined with domestic water heating.

Hammad and Zurigat described the performance of a 1.5 ton solar cooling unit. The unit comprise a 14 m^2 flat-plate solar collector system and five shell and tube heat exchangers [3]. The unit was tested in April and May in Jordan. The maximum value obtained for actual coefficient of performance was 0.55.

Florides et al. [4] modeled a complete system, comprised of a solar collector, a storage tank, a boiler and a $LiBr$ –water absorption refrigerator, which can cover a typical house load for the whole year. The TRNSYS program was used to model the system, together with the weather values of a typical meteorological year (TMY) file for Nicosia, Cyprus. Using this approach, a system optimization was performed in order to select the right equipment, i.e. the collector type, the storage tank volume, the collector slope angle and area and the optimum setting of the auxiliary boiler thermostat. The collector area was decided by performing an economic analysis of the system. Also the long-term integrated system performance and the dynamic system's behavior was evaluated.

The objective of this work is to study the use evacuated tube solar collectors to collect solar radiation and use it as source of energy of a LiBr–H₂O absorption air-conditioning system. The analysis and optimization of the system components is carried out with the TRNSYS software, which is also used to simulate the best system with respect to the optimum coefficient of performance (COP). The coefficient of performance (COP) is defined as the ratio of the cooling effect to the heat input.

2. System description

The basic energy flows of a solar-powered cooling system are shown schematically in Fig. 1. The collector receives energy from sunlight. The energy is then transferred through high temperature energy storage reservoir to the refrigeration system. In the absorption system, heat is taken from the evaporator or cold storage reservoir (from the water that flows in the evaporator and comes out as chilled water), which evaporate the refrigerant as water vapor. The water vapor then passes into the absorber and is being absorbed by the lithium bromide in the absorber to form a weak solution. The weak solution is then pumped into the generator. In the generator, the water from the weak solution is separated to form water vapor and strong lithium bromide solution. The generator requires heat from the solar collector system to separate the water vapor from the solution. The water vapor thus generated is at high temperature and pressure. It is then passed to the condenser where heat is removed and the vapor cools down to form a liquid. The liquid water at high pressure is passed through the expansion valve to the low-pressure area in the evaporator where the water is turned into vapor again by drawing heat from the entering water in the tube heat exchanger. The vapor then passes to the absorber again and the process is repeated. The strong solution from the generator is pumped through a heat exchanger to

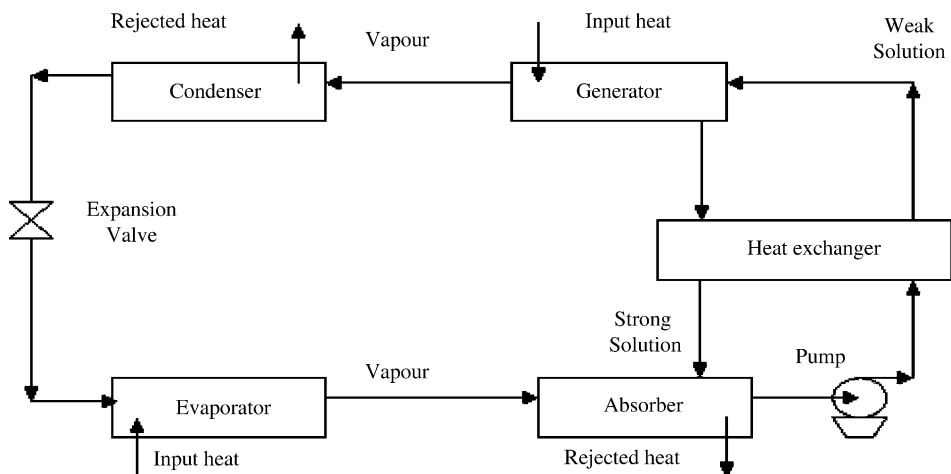


Fig. 1. The basic principle of the absorption air-conditioning system.

the absorber and the weak solution from the absorber is passed through the same heat exchanger to the generator. The heat is removed from the system by cooling water, which passes through the condenser and the absorber to a cooling tower where the heat is dissipated to the environment. In the case that the sun is not shining, the generator heating energy may be supplied from an auxiliary heat source such as electricity or conventional boiler to run the system.

There are many types of solar collectors, which are used in air-conditioning applications. These can be flat-plate collectors, evacuated tube collectors or compound parabolic collectors. In the present study, advanced evacuated tube collector with selective surface, which can be effective collectors for cooling applications, are considered.

Evacuated tube collectors are highly efficient as they are made of an absorber pipe enclosed within a larger glass tube and the space between the glass and the absorber is evacuated. The absorber pipe may also be attached to a black copper fin that fills the tube (absorber plate). The performance equation of the collector considered is given by

$$\eta = 0.82 - 7.884 \frac{T_i - T_a}{I_T} \quad (1)$$

where

T_i inlet temperature of fluid to collector (°C)

T_a ambient temperature (°C)

I_T total incident radiation on a flat surface per unit area (kJ/h m²)

Air collectors are not cost-effective for solar cooling applications because the heat exchange surface areas required are very large. The complete schematic solar cooling diagram is presented in Fig. 2. This schematic diagram represents the proposed conceptual design for the system under investigation. The system consists of two important parts: (a) the solar collector system and (b) the absorption cooling system. In the present application, evacuated tube solar collectors are used to produce the vapor in the generator. An auxiliary heater is used when the solar heating is not sufficient. A storage tank is also needed to store hot water in order to increase the efficiency of system and allow the system to operate when there is no sunshine but heat is available in the storage tank.

3. Program description and assumptions

TRNSYS program is employed for the modeling and simulation of both the solar collector system and the absorption cooling system based on Malaysia's climatic data. In Fig. 3, the steps for modeling and simulation of the system are described. Initially, the metrological weather data for the proposed site are created, then the suitable components are set-up in the deck file. This is followed by the determination of the parameters, inputs and variables and the execution of the program. Subsequently, the results are analyzed based on charts and diagrams produced by the program, thus the optimum components may be selected.

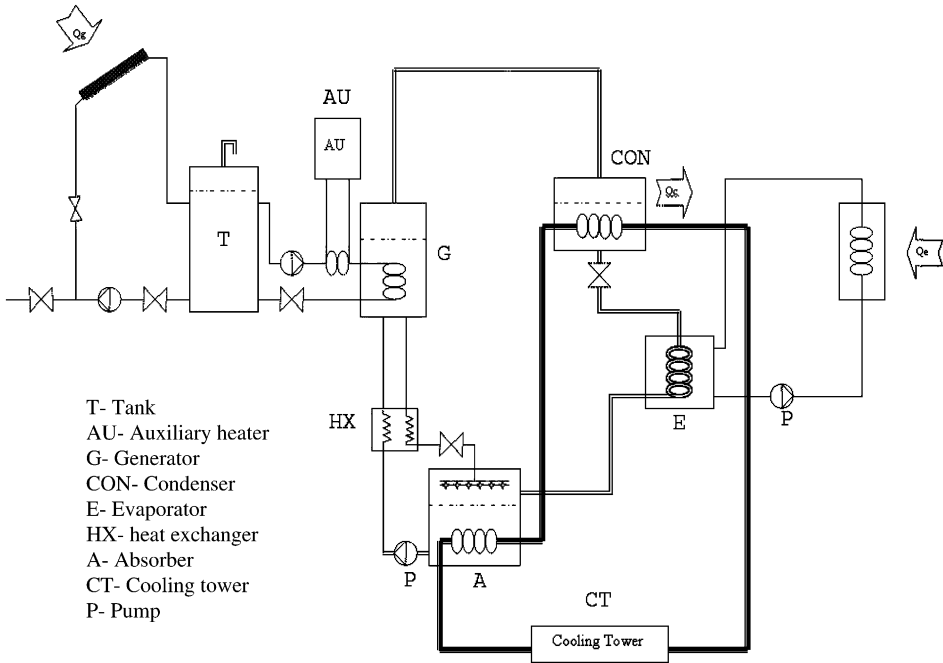


Fig. 2. Schematic diagram of solar air-conditioning system.

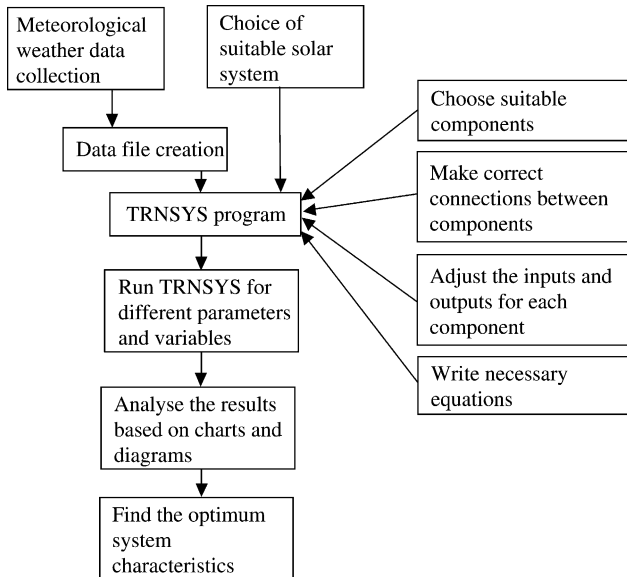


Fig. 3. Flowchart of solar air-conditioning project.

To model the system a number of assumptions are required. The assumptions are based on empirical and experimental results taken from published works on solar cooling and are necessary to create an integrated system for computer simulation. These are:

1. The solar fraction is taken to be the part of the generator load that can be covered by the solar system. Power consumption by other equipment (circulating pump and controllers) is excluded.
2. Since the daily average ambient temperature is higher than the indoor temperature, the storage tank is kept outdoors, thus the energy loss from the storage tank is minimized.
3. There is no need to use antifreeze solution or a heat exchanger between the collector water loop and the storage tank.
4. The circulation pump in the collector water loop operates when the temperature difference between the collector outlet water and the top layer temperature of the storage tank exceeds 3 °C, and stops when this difference becomes lower than 0.5 °C.

3.1. Weather data

In many applications, such as in solar energy technologies an accurate climatic database is needed. In these applications the accuracy of solar radiation and ambient air temperature are crucial. The climatic data based on the typical year concept for the Kuala Lumpur have been used in this work.

The variation of the average dry bulb temperature during 1 year is presented in Fig. 4. As can be seen the maximum dry bulb temperature occurs in March and the temperature is between 26 and 28 °C year round.

The variation of the total radiation on the surface of the collector, the direct normal solar radiation and the global horizontal solar radiation are presented in Fig. 5. As can be seen the average solar radiation on a horizontal surface is about 700 W/m² year round.

4. System optimization

A number of runs are carried out in order to optimize the various factors affecting the performance of the system. All runs consider the weather data for Kuala Lumpur, Malaysia. The parameters considered are as follows:

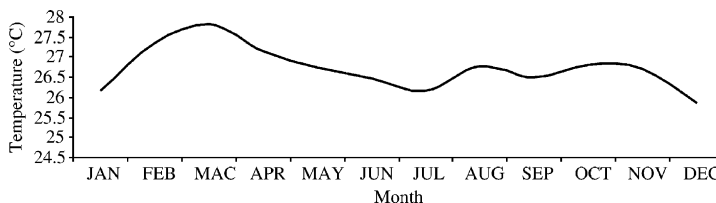


Fig. 4. Monthly average variation of dry bulb temperature during 1 year.

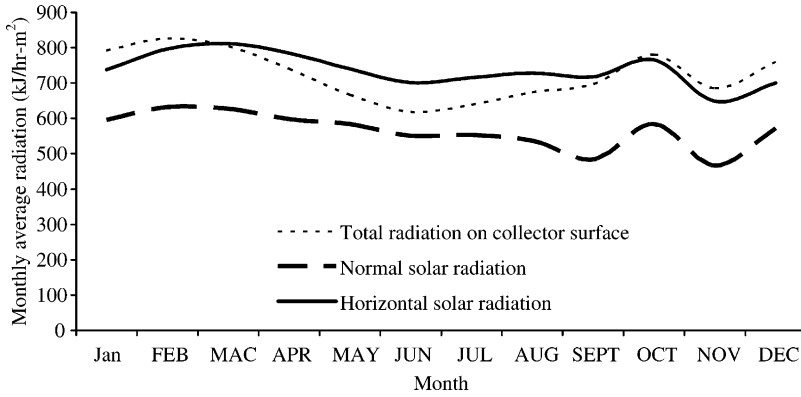


Fig. 5. Monthly variation of solar radiation.

- (a) *The collector slope angle.* The solar heat gain from the system for various collector slope angles is shown in Fig. 6. The optimum angle in the Malaysia environment is around 20° for the evacuated tube solar collector.
- (b) *Pump flow rate.* Variation of solar fraction is shown in Fig. 7. As observed the solar fraction increases dramatically by increasing the pump flow rate and decreases if its value is more than 0.25 kg/s. So this parameter has the best effect on solar fraction when it set on 0.25 kg/s.
- (c) *Boiler thermostat setting.* The boiler thermostat is used in order to control the operation of the boiler, allowing the boiler to operate only when the temperature of the fluid delivered to the load is below an optimum value, which minimizes the required boiler input. The variation of COP with the thermostat setting is shown in Fig. 8. The optimum value is around 91 °C.

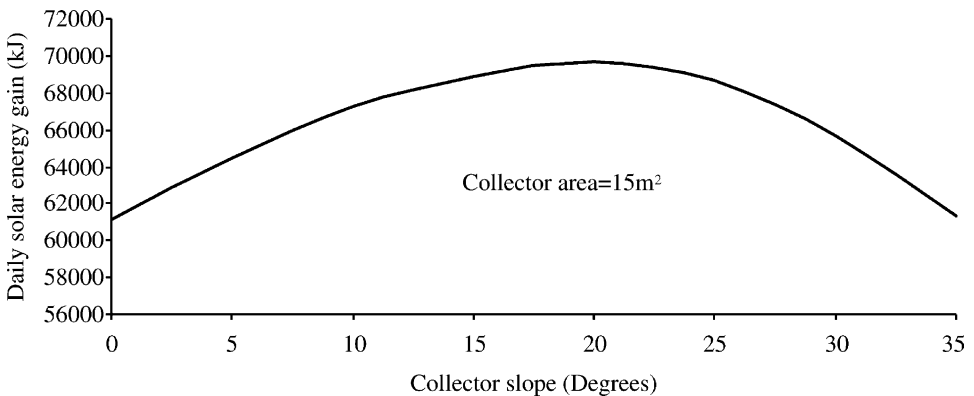


Fig. 6. Effect of collector slope angle on solar energy gain.

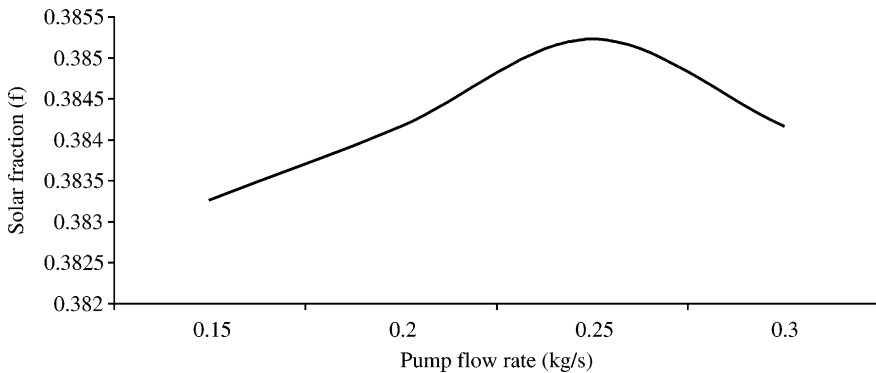


Fig. 7. Effect of pump flow rate on solar fraction.

- (d) *Storage tank size.* This factor also plays a role in the optimization of the system. The boiler heat required by the system for different storage volumes is shown in Fig. 9. The figure shows variation of the auxiliary heat required based on different tank sizes. As observed, the optimum size for storage tank is 0.8 m^3 .
- (e) *Collector area.* The effect of the collector area is evaluated against the boiler heat required. As expected, the greater the collector area the less the boiler heat needed as indicated in Fig. 10 and the more the collected heat as indicated in Fig. 11. Therefore, the optimum value needs to be decided by following an economic analysis, which is presented in Section 5.

5. Economic analysis

It is widely recognized that discounted cash flow analysis is the most appropriate for applications such as in sizing an energy system. This analysis take into account both

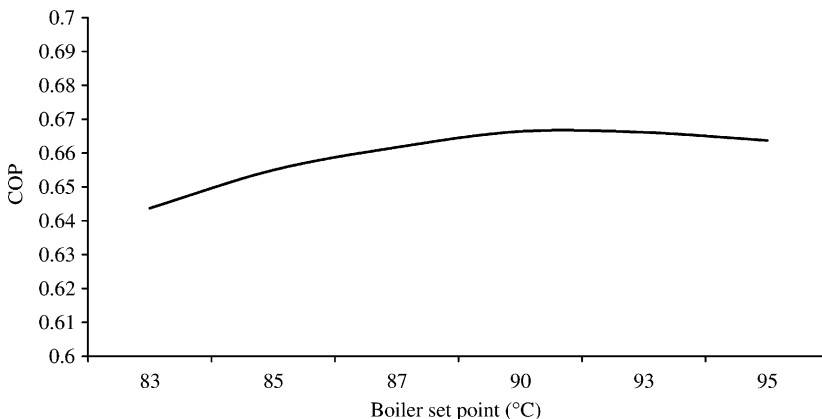


Fig. 8. Effect of boiler thermostat setting on the coefficient of performance.

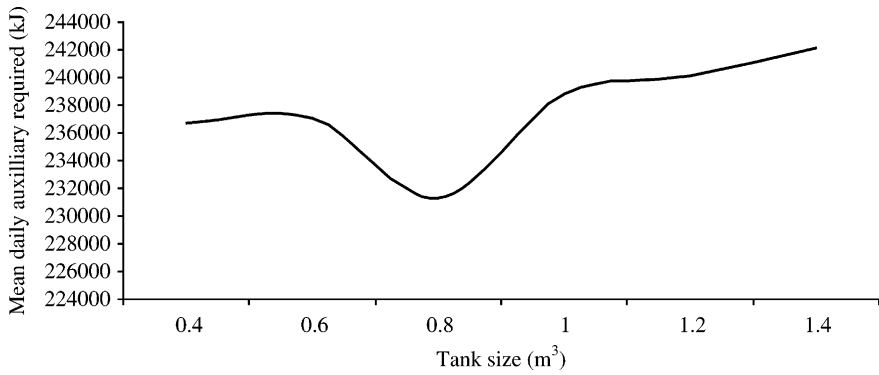


Fig. 9. Effect of storage tank size on the boiler heat.

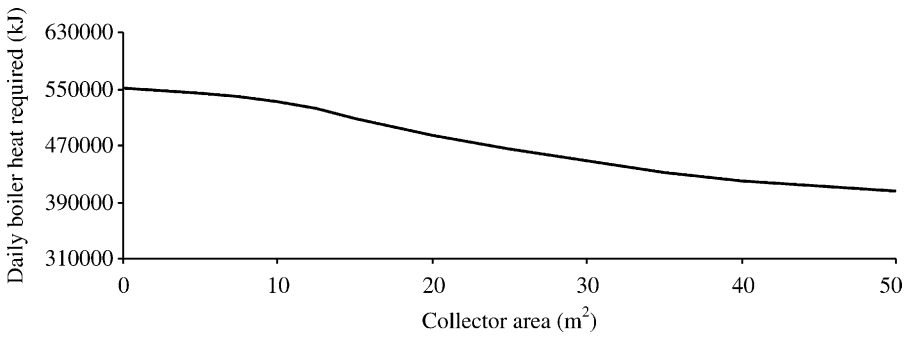


Fig. 10. Effect of collector area on boiler heat required.

the initial cost incurred during the installation of the system and the annual running cost over its entire life span.

The economic objective function for optimal system selection can be expressed in terms of either the energy cost incurred or the energy saving. These two approaches are

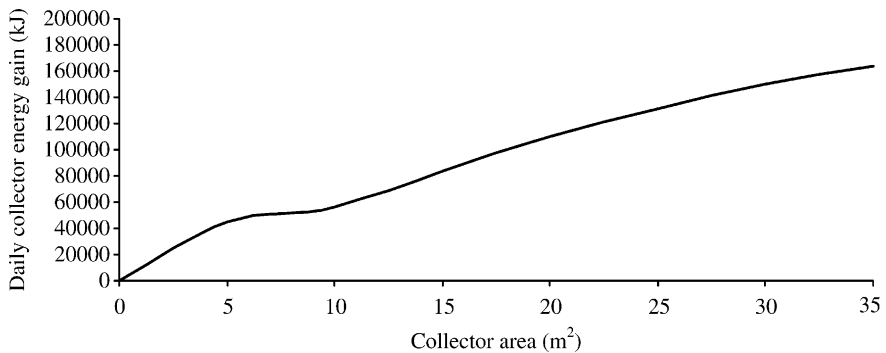


Fig. 11. Effect of collector area on collector energy gain.

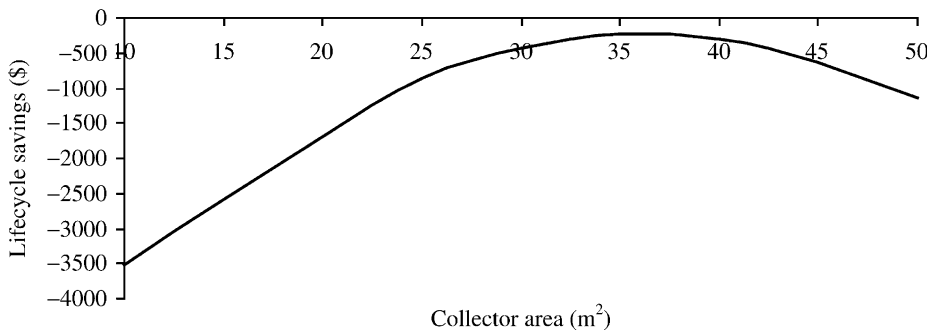


Fig. 12. Collector area against life cycle savings in dollars.

basically identical and differ in the sense that the former has to be minimized while the latter has to be maximized. In our analysis, the latter approach is considered, which can be further subdivided into the following two methods.

- Present worth or life cycle savings, wherein all running costs are discounted to the beginning of the first year of operation of the system.
- Annualized life cycle savings, wherein the initial expenditure incurred at the start as well as the running costs over the life of the system are expressed as yearly mean values.

To determine the optimum collector area, the electricity savings resulting from the use of the solar system is compared to the cost of the solar system. The results of economic optimization are shown graphically in Fig. 12.

As observed, based on the current rate of electricity for Malaysia which is equal to 0.058\$/kWh, the most economic solution is to use the evacuated tube collector with an optimum area of 35 m². As can be seen from Fig. 12 even the optimum solution gives negative life cycle savings which is due to the high cost of the solar collectors and the low price of electricity.

The specifications of the final system obtained from the optimization study are shown in Table 1.

Table 1
The final system specification

Collector type	Evacuated tube
Unit capacity	1 ton (3.5 kW)
Collector area	35 m ²
Collector slope	20°
Storage tank size	0.8 m ³
Boiler thermostat setting	91 °C

6. System long-term performance

In this section, the results of various simulations of the optimised system are presented. All graphs in this study are presented for the first day of July which is a typical day with good sunshine and no clouds.

6.1. Collector system performance

The hourly variation of the solar collector outlet temperature and the collector energy gain is presented in Figs. 13 and 14, respectively. At 7 o' clock in the morning when the sun rises the water temperature inside the collector start to increase. As can be seen from Fig. 13, between 13:00 and 15:00, the temperature coming out from the collector is at its maximum and is about 130 °C, i.e. the system needs to be pressurized to prevent evaporation of the water. This is because, as can be seen from Fig. 14, the collector energy gain is also maximum at the same time interval.

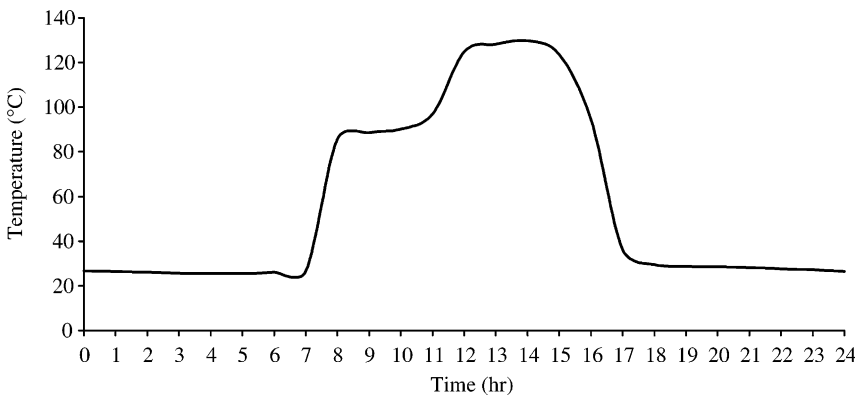


Fig. 13. Hourly variation of solar collector temperature (July 1st).

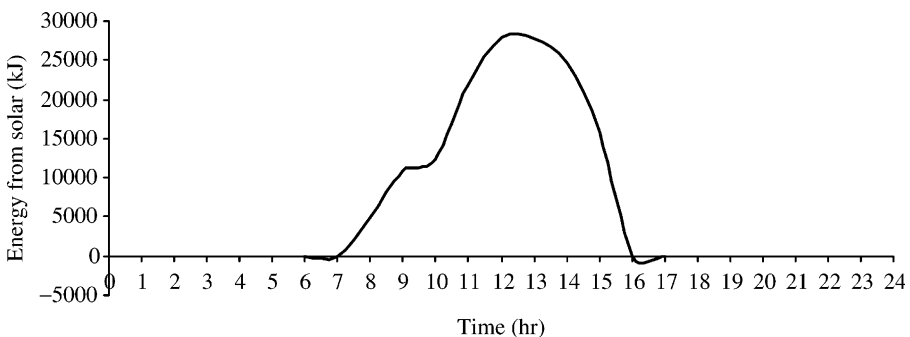


Fig. 14. Hourly variation of collector energy gain from solar collector (July 1st).

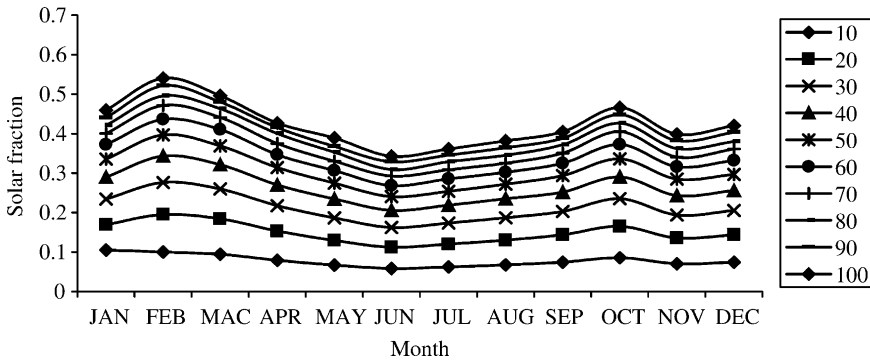


Fig. 15. Monthly variation of solar fraction for different solar collector areas.

6.2. Solar fraction

The purpose of solar energy systems is to displace part of the conventional fuel consumption of the auxiliary heater or boiler. The solar fraction is defined as

$$f = \frac{Q_u - Q_{aux}}{Q_u} \tag{2}$$

where

- Q_u rate of useful energy gain from solar collector system (kJ)
- Q_{aux} rate of auxiliary energy consumption (kJ)

Since solar fraction is one of the most important parameters to solar collectors, here we tried to investigate this parameter for the solar collector considered based on Malaysia’s climate.

Fig. 15 shows the monthly variation of solar fraction for different solar collector areas and Fig. 16 shows the variation of this property for different collector area for the month of February. For collector areas bigger than about 50 m² there is no sensible change in solar fraction.

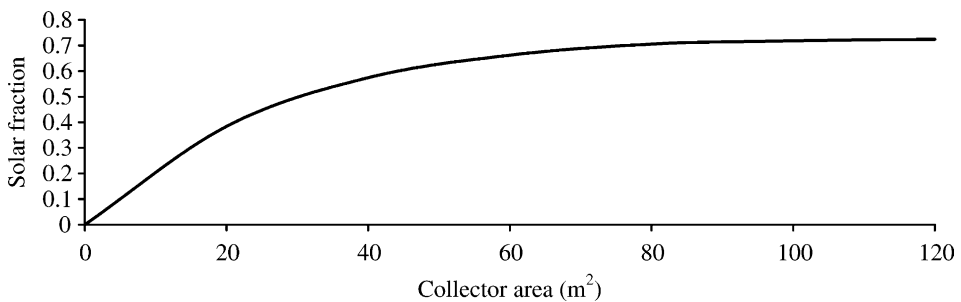


Fig. 16. Variation of solar fraction for different collector areas in February.

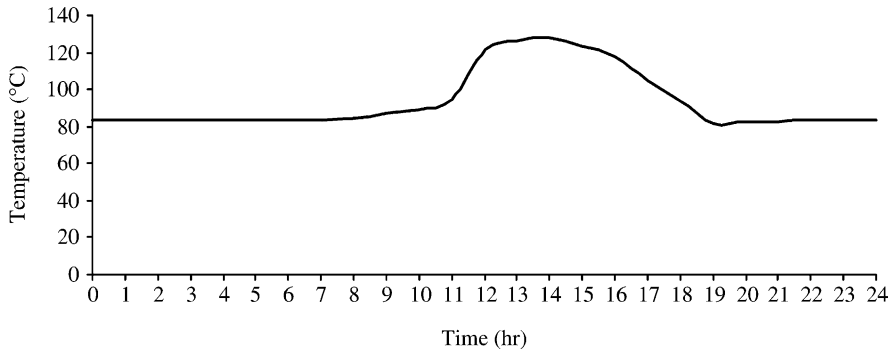


Fig. 17. Hourly variation of storage tank temperature (July 1st).

6.3. Storage tank

This component models the behavior of a temperature stratified storage tank with variable size segments of fluid. The size of segments is governed by the simulation time step, the magnitude of collector and load flow rates, heat losses and auxiliary input. The main advantage over fixed node simulation techniques is that temperature stratification can be modeled with small segments in the temperature gradient zone without the need to use small simulation time steps to obtain a good solution. This model is most appropriate for tanks that exhibit a large degree of stratification.

Fig. 17 shows the variation of the storage tank temperature. Load temperature from tank never falls below 80 °C because when the temperature from the solar collector is not enough and the auxiliary heater is automatically switched ON. Based on the results presented in Fig. 17, during noon when the system is supplied with solar energy the tank load temperature is increased to about 120 °C; therefore, the tank needs to be pressurized to avoid steam generation.

The energy rate from solar to storage tank and energy rate from storage tank to load can be seen in Figs. 14 and 18, respectively. During the operation of the absorption unit these

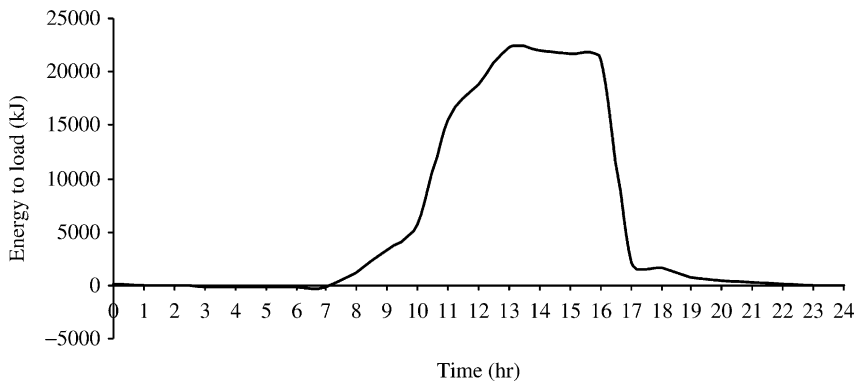


Fig. 18. Hourly energy rate to load from system storage tank (July 1st).

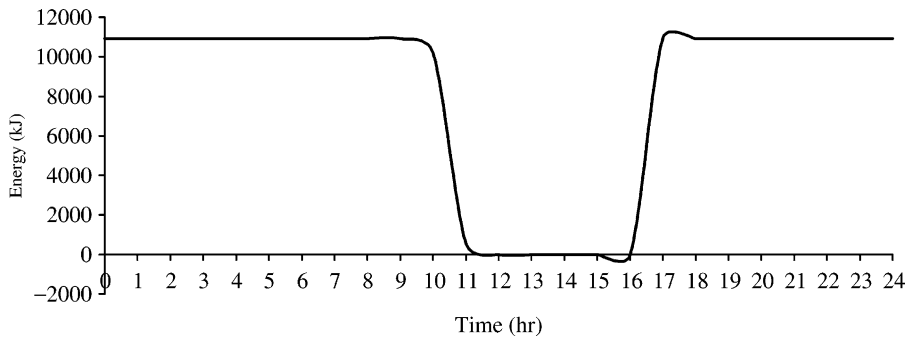


Fig. 19. Hourly auxiliary energy rate of heater operation (July 1st).

two diagrams can be used to find the maximum energy rate from solar collector that result in the maximum energy rate from storage tank to load. This occurs at noon when solar energy is maximum. A comparison of energy from solar and from auxiliary, shown in Fig. 19, proves that the system is in phase with the weather.

6.4. Auxiliary heater

An auxiliary heater is employed to elevate the temperature of a flow stream using internal control, external control or a combination of both types of control. The heater is designed to add heat to the flow stream at a user-designated rate (Q_{\max}) whenever the external control input signal is equal to one and the heater outlet temperature is less than a user-specified maximum (T_{set}). By specifying a constant value of the control function of one and specifying a sufficiently large value of Q_{\max} , this routine will perform like a domestic hot water auxiliary with internal control to maintain an outlet temperature of T_{set} . By providing a control function of zero or one from a thermostat or controller, this routine will perform like a furnace adding heat at a rate of Q_{\max} but not exceeding an outlet temperature of T_{set} . In this application, a constant outlet temperature is not required and T_{set} may be thought of as an arbitrary safety limit.

By considering that the maximum possible heat addition to fluid stream is equal to Q_{\max} times conversion efficiency (n_c)

$$Q_{\text{loss}} = UA(T - T_{\text{env}}) + (1 - n_c)Q_{\max} \quad (3)$$

where

Q_{loss} losses from heater (kJ)

T_{env} temperature of heater surroundings for loss calculations ($^{\circ}\text{C}$)

UA overall loss coefficient between the heater and its surrounding (kJ/h $^{\circ}\text{C}$)

As it was explained above, for the continuous operation of absorption unit, the auxiliary heater automatically operates whenever tank load temperature is below 80°C . Fig. 19 shows the auxiliary heater work time during 1 day (1st of July). During the period from

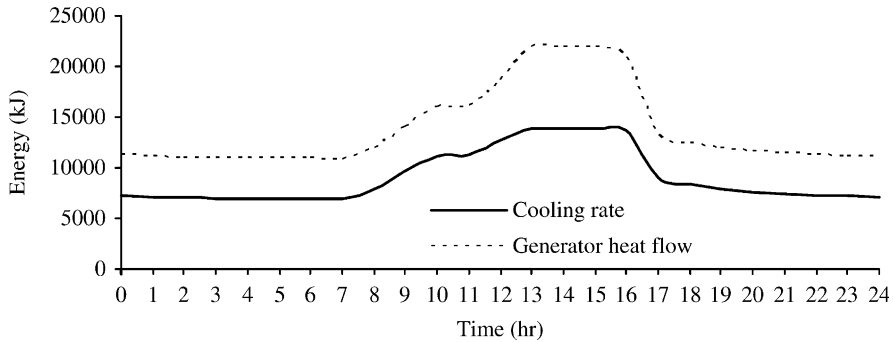


Fig. 20. Hourly cooling rate and generator heat flow of absorption system (July 1st).

11:00 to 16:00, tank temperature could satisfy the system (with energy supplied from the solar system) and there is no need to use the auxiliary heater.

7. Absorption cooling system simulation

The LiBr–water absorption air conditioner employed is a single-effect unit, based on Arkla model WF-36. Its nominal capacity is taken as 12,660 kJ/h, assuming no auxiliary heater.

The rate of cooling provided by the absorption chiller and the rate of energy transferred from the hot water to the generator of the absorption chiller is shown in Fig. 20. A comparison of these two heat rates gives an estimate of coefficient of performance for the absorption unit. The system energy flows during a typical day are presented in Fig. 21. From this graph, a comparison of operation time of each component of the system can easily be seen.

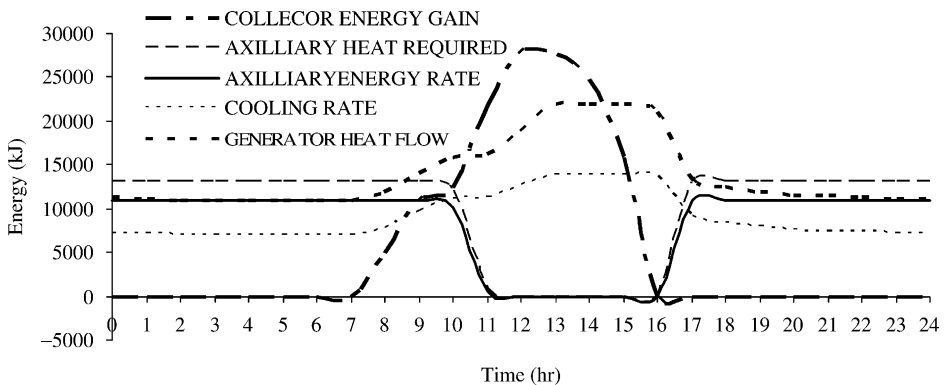


Fig. 21. Energy graph of the system (July 1st).

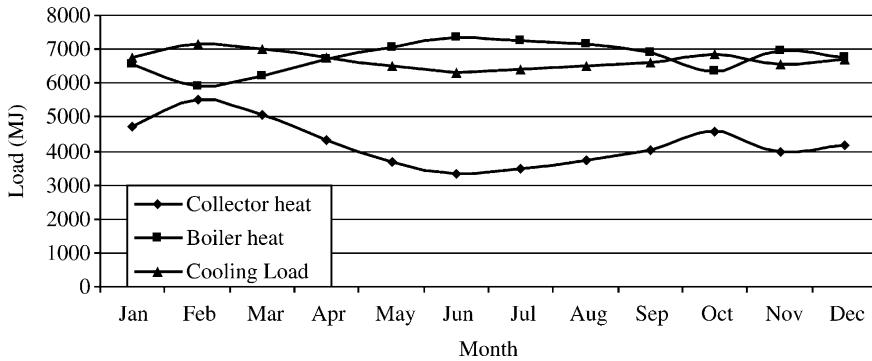


Fig. 22. System energy flows.

Finally the annual energy flows of the system are shown in Fig. 22. The cooling load of the building reaches a maximum monthly value of 7150 MJ (in February). The heat required from the conventional boiler is also shown in Fig. 22. The maximum value is 7432 MJ and occurs during the month of June where the energy supplied from the solar collector is minimum (3315 MJ). The maximum monthly heat energy supplied by the solar system is about 5500 MJ and occurs in February.

8. Conclusions

The greatest advantage of solar-powered air-conditioning when compared to other power sources is that the system is in phase with the daily solar radiation, i.e. the greater the sunshine and thus the cooling load, the larger the cooling effect achieved by the solar refrigerating system. In order to achieve continuous operation of the generator and increase the reliability of the system, a hot water storage tank is essential for high quality performance. As it was proved in this work due to high efficiency at high temperature, evacuated tube solar collector type has been chosen as it can provide good performance at the high temperature required by the absorption system.

Although all the above findings refer to a particular application in Malaysia, the authors believe that similar results can be obtained in countries with high solar availability. However, before any decision is taken, on which type of system to install, the system needs to be optimized with the procedure suggested in this paper. Finally by considering the problem of pollution of the planet due to the burning of fossil fuels the adoption of solar energy to power absorption chillers, even with marginal economic benefits, should not be underestimated.

Acknowledgements

The authors would like to acknowledge the support of UKM and the most for the funding of the project under the IRPA No. 02-02-02-0010-EA112.

References

- [1] ASHRAE. Handbook of fundamentals 1989. Dorgan CB, Leight SP, Dorgan CE. Application guide for absorption cooling/refrigeration using recovered heat.: American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers; 1995.
- [2] Ghaddar NK, Shihab M, Bdeir F. Modeling and simulation of solar absorption system performance in Beirut. *Renewable Energy* 1997;10(4):539–58.
- [3] Hammad M, Zurigat Y. Performance of a second generation solar cooling unit. *Solar Energy* 1998;62(2): 79–84.
- [4] Florides GA, Kalogirou SA, Tassou SA, Wrobel LC. Modeling and simulation of absorption solar cooling system for Cyprus. *Solar Energy* 2002;72(1):43–51.



SOLAR ABSORPTION COOLING WITH LOW GRADE HEAT SOURCE — A STRATEGY OF DEVELOPMENT IN SOUTH CHINA

K. SUMATHY[†], Z. C. HUANG and Z. F. LI

Department of Mechanical Engineering, The University of Hong Kong, Hong Kong

Received 29 May 2000; revised version accepted 11 October 2001

Communicated by BYARD WOOD

Abstract—Based on experiences with an operating solar cooling system in south China, a low temperature driven solar cooling system has been proposed, and a new model of two-stage lithium bromide absorption chiller has been developed. Test results have proved that the two-stage chiller could be driven by low temperature hot water ranging from 60 to 75°C, which can be easily provided by conventional solar hot water systems. Relying on the successes of the above system, an integrated solar cooling and heating system with two-stage absorption chiller was constructed (cooling capacity = 100 kW). Preliminary operating data of the system has indicated that this type of system could be efficient and cost effective. Compared to the conventional cooling system (with single-stage chiller), the proposed system with a two-stage chiller could achieve roughly the same total COP as of the conventional system with a cost reduction of about 50%.
© 2002 Elsevier Science Ltd. All rights reserved.

1. INTRODUCTION

Since the end of the 1970, many kinds of solar air conditioning systems had been developed with technical success. In most of the solar cooling systems, hot water driven single-stage lithium bromide absorption chillers were commonly used. Evacuated tubes or other high-grade solar collectors were adopted to provide hot water at temperatures 88–90°C as heat medium to drive the chiller (Nakahara *et al.*, 1977; Hinotani *et al.*, 1979). In recent years, efforts were made in developing more efficient and economically acceptable solar powered cooling systems. One of the common goals of present-day research activities on solar assisted cooling is to find, an optimum combination of collector and cooling system that matches the special cooling demands (Lazzarin *et al.*, 1993). A solar cooling plant has been successively working for about two years, in Pordenone, Italy (Lamp and Ziegler, 1998). With a monthly collector efficiency of about 30%, the chiller could reach a monthly mean COP of around 0.5, even during less favorable conditions as well as transient conditions. In south China, research and development on solar cooling systems have also been conducted since the 1980s in

Shenzhen City and in Hong Kong (Ward *et al.*, 1988; Huang *et al.*, 1988; Yeung *et al.*, 1992). Based on the experiences of operating a solar cooling system with single-stage absorption chillers, a low driving temperature strategy of solar absorption cooling development was proposed. A new model of two-stage lithium bromide absorption chiller has been developed to provide a more efficient and cost effective solution for solar powered integrated heating and cooling systems. In this paper, experience of operating a solar cooling system with single-stage chillers is analyzed, and test results of a two-stage chiller along with the operation of an integrated solar cooling and heating system are presented.

2. SOLAR COOLING IN SOUTH CHINA (SINGLE-STAGE CHILLER)

In 1987, an integrated solar powered air conditioning and hot water system was designed, constructed and was set in operation in Shenzhen, China (a city located near Hong Kong, longitude 113.17°E, latitude 22.23°N). Fig. 1 shows the view of the integrated solar system, which uses vacuum-tube collectors as the main heat source.

The system provided cooling in summer to guestrooms with a total area of 80 m², and supplied hot water to the hotel in other seasons. The system consists of the following main components:

[†]Author to whom correspondence should be addressed.
Tel.: +852-285-926-32; fax: +852-285-854-14;
e-mail: ksumathy@hkucc.hku.hk



Fig. 1. View of the integrated solar cooling and hot water system at Shenzhen.

- Solar collector system consisting of three types of solar collectors (locally fabricated):
 - Pass-through type evacuated tube collector (glass-to-metal sealed), aperture area 38 m^2 ;
 - Heat pipe vacuum tube collector, (glass-to-metal sealed), 38 m^2 ;
 - Flat-plate collectors with V-corrugated insulating film, 41 m^2 ;
- Two sets of single-stage lithium bromide absorption chillers with a cooling capacity of 7 kW each; (Japanese made, model WFC-600 Yazaki Co.);
- Two storage tanks for hot and cold water of volume 5 m^3 each;
- Automatic control system: A control system was designed to decide when to start the first and second chiller depending on the stored amount of heat and the trend of solar radiation, so that frequent switching on and off of the chillers, could be avoided.

Two years of solar cooling operation of the system demonstrated the technical successes of this solar cooling application. The chillers worked well within their specified limits of operation. On clear sunny days, the solar powered system could provide cooling for air-conditioned guestrooms during the day as well as night-time, early morning excepted. At the same time, operation of the system also revealed some disadvantages to be

overcome in order to develop a system for widespread practical use. One main problem was the economical aspect, as it required costly high-grade solar collectors to provide a generator temperature around 90°C . The other problem was that the chiller could not always operate at its nominal rating during periods of low solar radiation and high cooling water temperature. The strict demands of the chiller on its operating parameters strongly affected the performance of the system. For example, the temperature of hot water in the storage tank could not always be maintained at a temperature as high as $88 \sim 90^\circ\text{C}$ throughout the day even on clear sunny days. The summer in Shenzhen–Hong Kong area is hot and humid, often with cloudy sky and with afternoon temperatures frequently exceeding 32°C between June and September. The recommended cooling water temperature for conventional air conditioning design at this location is less than 32°C . All these factors were not favorable for the operation of single-stage absorption chiller.

To explain in detail, data from the performance curves (Yazaki Co., 1982) of the single-stage chiller are presented in Table 1. It could be seen from Table 1, that, in order to produce chilled water temperature of 9°C , for a given chiller nominal rating of 7 kW, the heat medium temperature and cooling water temperature should be maintained at 88°C and 29.5°C , respectively. With

Table 1. Performance parameters of the chiller model WFC-600

Hot water temp. (°C)	Cooling water temp. (°C)	Chilled water temp. (°C)	Cooling capacity (kW)	COP
88	29.5	9	7.0	0.60
85	29.5	9	5.6	0.54
80	29.5	9	3.5	0.41
75	29.5	9	1.7	0.25
93	31.0	9	7.0	0.58
88	31.0	9	5.8	0.53
80	31.0	9	3.0	0.36
75	31.0	9	0.7	0.09

the lowering of heat medium temperature or with the rising of cooling water temperature, the performances of the chiller (both the cooling capacity and COP value) deteriorates sharply. Hence, with 80°C hot water, only 50% cooling capacity can be obtained. In case of 31°C cooling water, to maintain the nominal capacity of the chiller, the heat medium temperature had to be raised to 93°C. At this temperature, water in the system may boil, or it may even lead to overheating some parts of the solar collector system. In practical conditions, the variation in solar radiation supply is inevitable, however, this could be compensated to a certain degree by the equipped hot water storage tank. It was also observed that the inlet cooling water temperature was above the recommended value of 29.5°C during the local summer season. Hence, it was often observed that the cooling system's performance was lower than the nominal value.

In order to avoid the existing disadvantages of a single-stage chiller, a low driving temperature strategy of solar cooling was developed. The idea was to create a new type of cooling machine that would be more suitable to make use of the low density, unsteady solar energy, under the local climatic conditions. On the economical aspect, because of the lower driving temperature required for the chiller, it was expected to use less expensive models of solar collectors in order to reduce the cost of the whole system. Hence, a two-stage absorption chiller has been developed and the results are presented in the following section.

3. TWO-STAGE LITHIUM BROMIDE ABSORPTION CHILLER

Based on the research achievement of low temperature waste heat recovery in industries, to produce cooling effect, a similar two-stage absorption refrigeration technology was introduced

using solar energy as the heat source (Huang *et al.*, 1991; Ward *et al.*, 1995).

3.1. Principle of two-stage absorption cooling cycle

The description of a two-stage absorption refrigeration cycle with water as refrigerant and lithium bromide as absorbent is given in the flow chart shown in Fig. 2. The cooling system is subdivided into two stages, namely, high pressure (HP) and low pressure (LP) stages. Each stage consists of a generator, heat exchanger and an absorber. The condensed vapor from the condenser in the high pressure zone (stage) is circulated to the evaporator in the low pressure zone, to effect cooling.

To begin with, in the HP generator, LiBr solution of lower concentration is heated by hot water to generate water vapor, which in turn is condensed in the condenser at the condensation pressure P_c . The condensed water-refrigerant is then circulated through an expansion valve to the evaporator (in low pressure stage) where evaporation occurs at the evaporation pressure P_e , producing the desired cooling effect. Later, the evaporated vapor is absorbed in the LP absorber at low pressure P_e by the concentrated solution. At the end of LP absorption process, the weak solution is circulated from the LP absorber to the LP generator through the heat exchanger for heat recovery. In the LP generator, the weak solution is heated by hot water and during this LP generation process, water vapor is generated at intermediate pressure P_m and is circulated to the HP absorber. At the same time, concentrated solution coming from the HP generator is circulated through the HP heat exchanger to the HP absorber to absorb the vapor coming from the LP generator, at the same pressure P_m . After the HP absorption process, the weak solution is once again circulated through the HP heat exchanger to the HP generator, to begin the HP generation

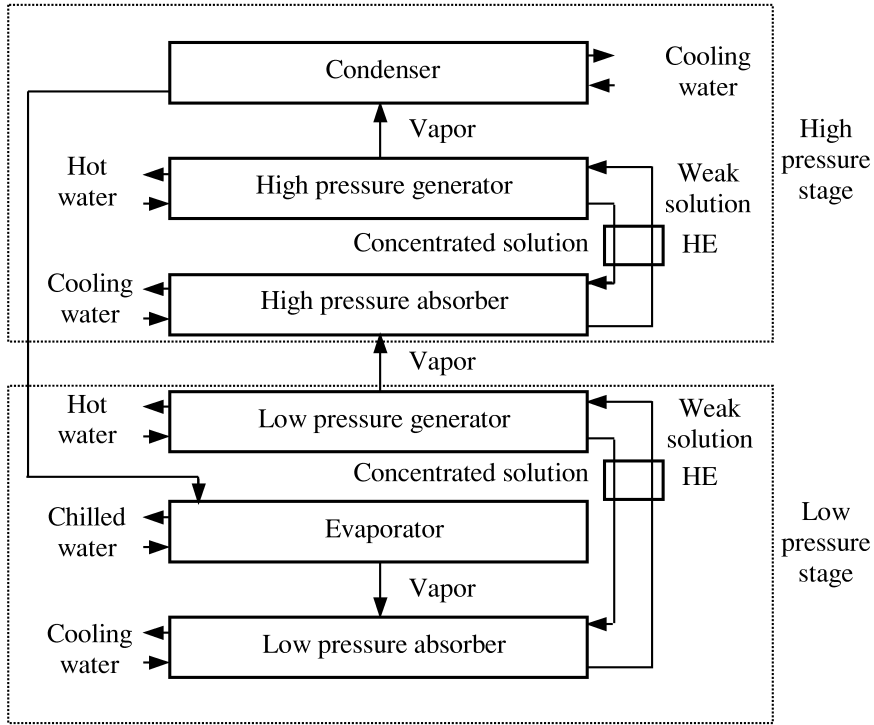


Fig. 2. Flowchart of the two-stage absorption cooling system.

process, and thus completing a full cycle of operation.

The idealized process of a two-stage absorption cooling cycle is given in Fig. 3. The state points 5-4-6-2-5 represent the cycle of high-pressure

stage and points 5'-4'-6'-2'-5' represent the cycle of low-pressure stage. The two stages are linked together with an intermediate pressure P_m . Processes 5-4 and 6-2 represent the high-pressure stage generation and absorption, respectively. The

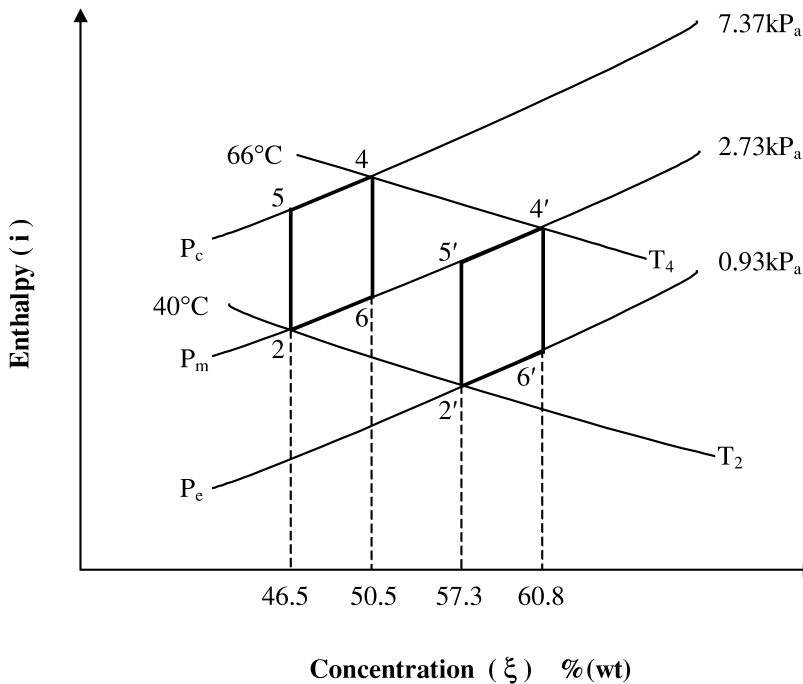


Fig. 3. Enthalpy-concentration chart of two-stage absorption cooling cycle.

same is for the processes 5'-4' and 6'-2' in the low-pressure stage. Refrigerant-water is produced in the high-pressure stage, while cooling effect is achieved in the low-pressure stage. Owing to the different concentration variations of LiBr solution in the two stages, the refrigerant-water can be produced at a lower heat medium temperature (T_4), and at the same time, the required low evaporation temperature can be achieved at pressure P_e .

3.2. Performance of a two-stage absorption chiller

A 20 RT two-stage lithium bromide absorption chiller prototype for solar application with a cooling capacity of 20 tons of refrigeration was designed and tested in Guangzhou city (Xia *et al.*, 1997). Fig. 4 shows the view of the 20 RT two-stage chiller. The chiller used waste hot water to provide chilled water for production process of in a steel factory. In order to obtain realistic performance data, field test of the chiller was conducted after one year of its successful operation in the steel factory. Tests were conducted on influence of hot water temperature and chilled water temperature on cooling capacity and COP of the chiller. During the testing period, the

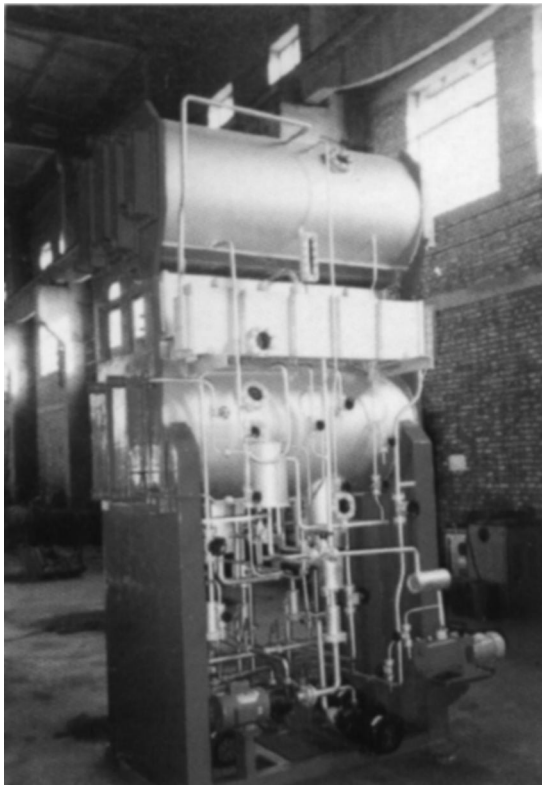


Fig. 4. View of the 20 RT two-stage absorption chiller.

cooling water temperature was maintained at a higher value of 32°C, and at constant flow rates. The performance of the chiller was studied for a range of hot water temperature from 65 to 80°C and the results are summarized in Fig. 5.

During the tests, the chiller operated very smoothly at driving temperature between 65 and 80°C. With the lowering of heat medium temperature, the cooling capacity of the chiller decreased steadily. When the hot water temperature was lowered from 80 to 75°C, the reduction of cooling capacity is less. It was noticed that the cooling capacity reduced sharply, when the hot water temperature was reduced to 70 and 65°C. It is mainly because of the reduced heat input to the generators and the flow ratio being kept constant. Also, the COP of the chiller decreased with the lowering of heat medium temperature, but the influence was not so sensitive. The temperature difference between the inlet and outlet of the chiller's generators is known as 'usable temperature drop of heat medium' which indicates the degree of utilization of the low-grade heat source. It should be mentioned here that, for two-stage chiller, the usable temperature drop of heat medium is much greater than that of a single-stage chiller (12~17°C versus 6~8°C).

To demonstrate the unique features of the two-stage chiller, comparison has been made between the operating parameters of the two-stage chiller and an existing single-stage chiller (model WFC-20, Yazaki Co.) with the same cooling capacity (Table 2).

From Table 2 it can be seen that to produce 9°C chilled water, for air conditioning purposes, the single-stage chiller is efficient (with COP = 0.58~0.64), only when the heat medium temperature is high enough (88~95°C) and when the cooling water temperature is maintained at a temperature below 31°C. Hence, the usable temperature drop is about 6~8°C. Also, it can be seen that, as the heat medium temperatures are lowered, the chiller's performance drops drastically. For instance, with 80°C hot water, it could achieve a cooling capacity of only 22 kW, less than 30% of the nominal value. It should be noticed that, when the hot water temperature is lowered to 75°C, it is not possible to achieve cooling effect below 10°C, whereas, a two-stage chiller can produce cooling effect of about 76 kW.

For a two-stage chiller, even at a cooling water temperature of about 32°C, the required heat medium temperature is much lower than that of a single stage chiller. It can be discerned from the Table 2 that, for heat medium temperatures

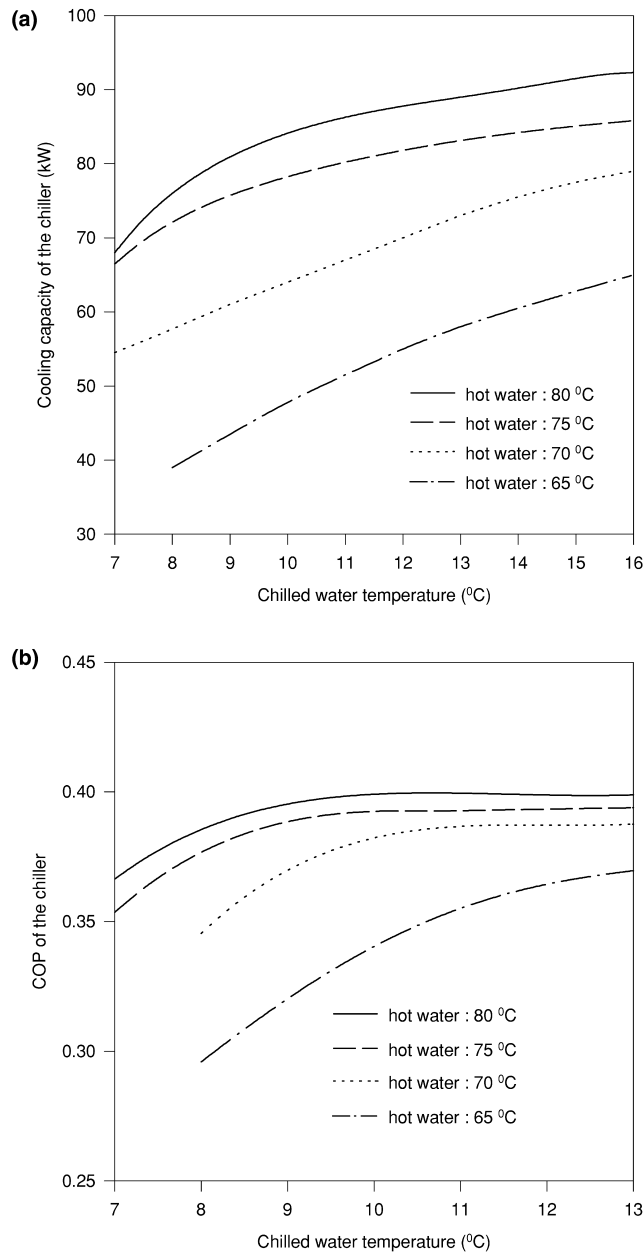


Fig. 5. (a) Cooling capacity of 20 RT two-stage absorption chiller; (b) COP of 20 RT two-stage absorption chiller.

between 80 and 65°C, a two-stage chiller can operate smoothly with satisfactory cooling capacity, and can assure a steady performance for

temperatures ranging from 80 to 75°C with a COP value of about 0.39. Unlike a single stage chiller, where its usable temperature drop is only 6~8°C,

Table 2. Comparison between performances of two-stage and single-stage chillers

Item	Two-stage chiller (20 RT)				Single-stage (WFC-20 ^a)			
Hot water inlet temperature (°C)	80	75	70	65	95	88	80	75
Hot water outlet temperature (°C)	63	59	56	54	88	81	74	70
Usable temperature drop (°C)	17	16	14	12	6~8	6~8	6	5
Cooling water temperature (°C)	32	32	32	32	31	31	31	31
Chilled water temperature (°C)	9	9	9	9	9	9	9	10
Cooling capacity (kW)	80	76	60	43	79	58	22	0
COP	0.39	0.39	0.36	0.31	0.64	0.58	0.32	~0

^a From the manual of the chiller.

a two-stage chiller has a usable temperature drop of about 12~17°C. This means, a two-stage chiller can extract more of the heat from the given heat source, thereby producing a higher cooling effect.

Working on low-grade heat, the COP of the two-stage chiller is roughly around 0.4, which is slightly lower than that of the single-stage one's (nominal value 0.6) which is working at high temperature heat medium. As the required heat medium temperature is lower for the two-stage chiller, simple solar collectors operating at a higher thermal efficiency could be used as the heat source. This would positively improve the total COP of the system which is roughly in the same order as that of a single-stage system.

To illustrate the trends of variation of collector efficiency for operating single-stage and two-stage chillers, a comparison was made with a Yazaki Blue Panel flat-plate collector model SC-X1020 (Yazaki Co., 1982), which was designed to match the single-stage chiller and for domestic hot water. The instantaneous efficiency of the collector (η) is expressed as:

$$\eta = 0.8 - 4.85 \frac{T_{in} - T_a}{I} \quad (1)$$

where T_{in} and T_a are the collector inlet water

temperature and ambient temperature, respectively. The above correlation is based on the collector aperture area (1.91 m²).

Based on the above equation, the instantaneous efficiency of the collector decreases with a increase in the collector inlet temperature and also with a decrease in solar radiation input (I). Fig. 6 shows the comparison of collector efficiency obtained when used as a heat source for a single-stage and two-stage chiller. The extract of the results is presented in Table 3. It can be seen that the instantaneous efficiency of solar collectors when used for a two-stage chiller, is about 50% higher than when used for a single-stage chiller. Also, as the solar radiation decreases, the value of efficiency ratio, η_{two}/η_{single} , increases, indicating that the two-stage system is favorable. Hence, for any given season, for regions, which experience a cloudy weather and low solar radiation, two-stage system is highly recommended.

4. INTEGRATED SOLAR SYSTEM USING TWO-STAGE CHILLER

The two-stage lithium bromide absorption chiller proposed herein has some significant advantages over the conventional single-stage chiller. For instance:

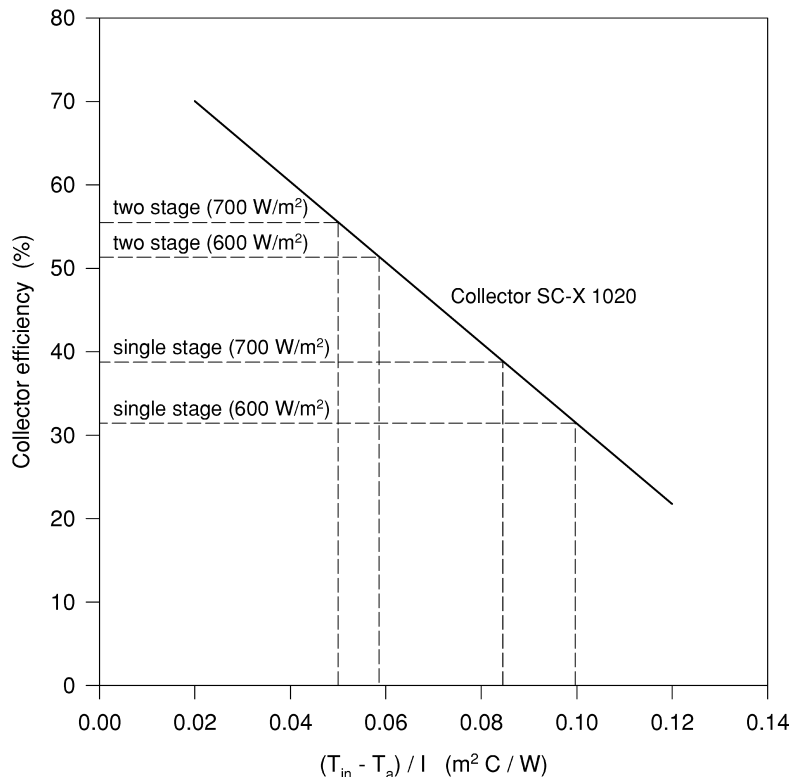


Fig. 6. Instantaneous efficiency curve of solar collector SC-X1020.

Table 3. Comparison of collector efficiencies operating with a single-stage and two-stage chiller

Chiller	T_{out} (°C)	T_{in} (°C)	T_f (°C)	T_a (°C)	$T_f - T_a$ (°C)	I (W/m ²)	$(T_f - T_a)/I$ (°C m ² /W)	η	η_{two}/η_{single}
Single	95	88	91.5	32	59.5	700	0.085	0.388	1.44
Two	75	59	67.0	32	35.0	700	0.050	0.558	
Single	95	88	91.5	32	59.5	600	0.099	0.319	1.62
Two	75	59	67.0	32	35.0	600	0.058	0.517	

- The solar collector system can work at lower operating temperatures, which results in higher thermal efficiency. Thus, a simple collector system can effectively use low-grade solar radiation, which has proven to be unproductive for a single-stage chiller. Hence, both the instantaneous and the daily efficiencies of the solar collector system, would be improved.
- The two-stage chiller can operate under a wide range of heat medium temperature with satisfactory performance. This provides steady operation of the cooling system even when the solar radiation input is unsteady. Consequently, this could also simplify the heat storage requirement.
- Due to the required lower operating temperature, there is a real possibility to use simpler and less expensive types of solar collectors, and thus reducing the construction cost of a solar air conditioning system, considerably.
- When the two-stage chiller is used, during the process of cooling mode, the operating temperature of the collectors is around 70~75°C. It means that the temperature of the collectors is about 40~45°C above ambient. This value is almost of the same order as that when the solar collectors are employed for hot water supply in winter. Hence, there is real feasibility to integrate the function of a conventional solar hot water system with cooling function to form a more practical, economically effective, year-round integrated solar system.

With the above said considerations and having experienced the successful operation of a 70 kW two-stage chiller, a practical 100 kW integrated solar cooling system based on the two-stage chiller was designed and installed (Li *et al.*, 1999) on a 24-storey building in Jiangmen City, south China (longitude: 113°E, latitude: 22.40°N). The building includes hotels, business centers, entertainment places and an education center. The solar system has been installed on the roof of the building. It supplies hot water to the building for daily use throughout the year and provides air

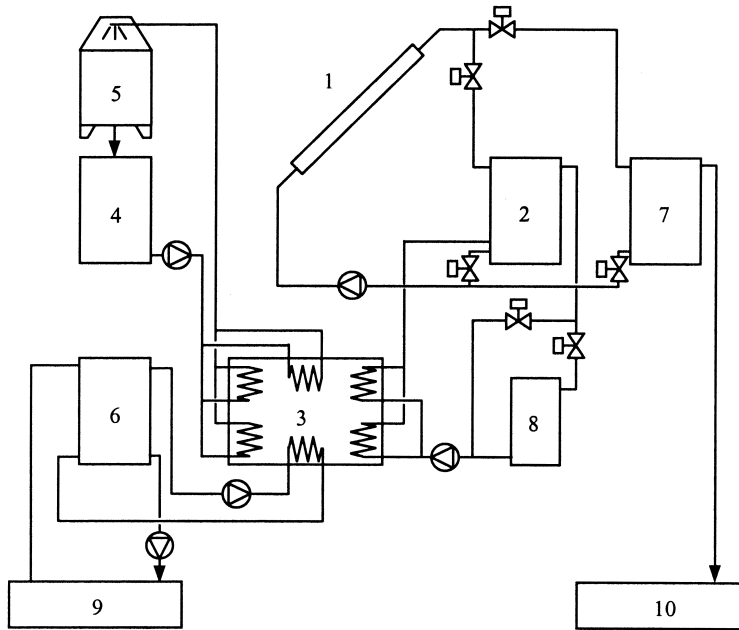
conditioning for the education center, which is located on the 22nd floor.

The system schematic is given in Fig. 7. The details on the main components of the solar system are as follows:

- Solar collector system:
 - Modified flat-plate collector (convection suppression)
 - Solar collector area: 500 m²
 - Amount of hot water supply: 30 m³/day
 - Hot water temperature: 60°C, for daily use; 75°C, for driving the chiller
- The chiller unit:
 - Two-stage lithium bromide absorption chiller
 - Cooling capacity (nominal): 100 kW
 - Heat medium input temperature: 75°C
 - Chilled water temperature: 9°C
- Air conditioned area: 600 m²
- Additional heater: oil burner
- Automatic control unit

Using Fig. 7 as a guide, modified flat-plate collectors (1) were used. That is, the conventional flat-plate collectors were modified by equipping a thin transparent sheet between the absorber plate and the glass cover to suppress the convective heat loss from the top, thus improving the performance of the collector when operating at higher temperatures. The collectors provide hot water of about 70 to 75°C to the storage tank (2) for driving the chiller and also provide hot water around 60°C to the storage tank (7) for daily use. During sunny hours, priority is given to provide hot water for the chiller from the collectors. When the insulation is not high enough to raise the temperature in tank (2), the collector circulation is directed to tank (7), to supply hot water for daily use. To ensure all-weather operation of the system, an oil burner is equipped to give additional heating when required. A control unit provides for automatic operation of the system.

Figs. 8 and 9 show the installation of the solar collector array and the view of the 100 kW two-stage chiller, respectively. The preliminary opera-



1. Solar collector; 2. Hot water tank for cooling; 3. Two-stage absorption chiller;
 4. Cooling water tank; 5. Cooling tower; 6. Chilled water tank; 7: Hot water for daily life;
 8. Oil burner; 9. Air conditioning user; 10. Daily life hot water user.

Fig. 7. Schematic of the integrated solar cooling and hot water system.



Fig. 8. View of the solar collector array of the integrated system at Jiangmen city.

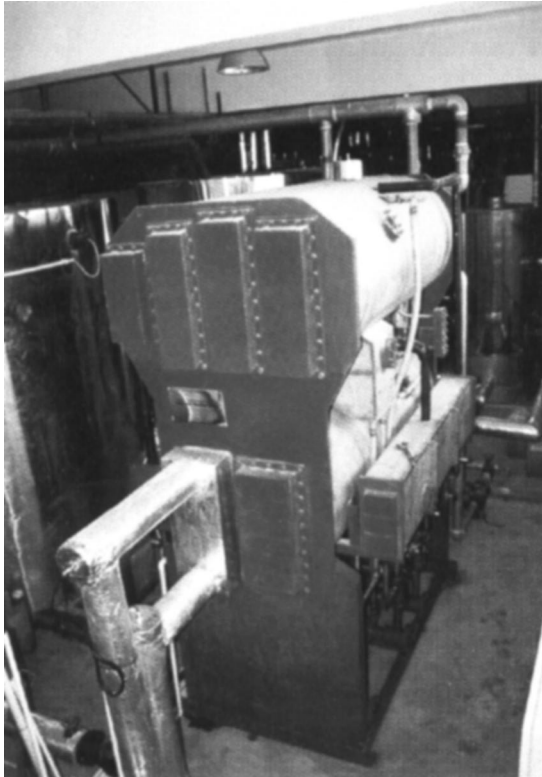


Fig. 9. View of the 100 kW two-stage absorption chiller.

tion of the system was begun in April 1999, showing satisfactory results of the system performance. Some typical operational data were recorded after 1 month's operation of the system, and are presented in Table 4.

It can be seen from Table 4 that the chiller gave satisfactory cooling capacities as well as expected COP values. It should be highlighted that the chilled water temperature could reach temperature as low as 7°C at hot water temperature of 62°C. The COP of the chiller remained the same to a value of about 0.4 even when the generator temperature varied over a wide range. In contrast to this two-stage integrated system, it is important

to note that (Table 1) the single-stage chiller cannot produce required cooling effect at the temperature parameters listed in Table 4.

5. FUTURE PROSPECTS

For the present situation, especially in developing countries, the practical development of solar cooling application is still limited because its relative high capital cost is not competitive with conventional systems. But on the other hand, solar hot water systems have been accepted as an environmentally friendly alternative and have proven to be an economically viable system. In China, the solar water heater industries have developed very rapidly in the past few years. The increasing rate is about one million square meters of collector area per year. Flat-plate collectors and all-glass vacuum tube collectors are commonly employed. In south China, solar hot water systems provide hot water for daily use, to meet the high demand especially during winter season. But in the summer season when the hot water consumption becomes less and solar radiation is high, a large portion of solar heat is under-utilized. As such, the hot water temperature can normally reach temperatures higher than 70°C. If a two-stage absorption chiller were added to the system, the excess solar heat could be fully utilized for cooling, to meet with the high cooling demand in the summer season. This situation would open a wide opportunity for solar cooling applications. A conventional solar hot water system integrated with a two-stage chiller would be a best alternative to meet the demand of hot water in winter season and demand of cooling in summer season.

In recent years, in China, modified flat-plate collectors and all-glass vacuum tube solar collectors are popular and competitive in the market. The cost per square meter collector area are usually 1/3~1/2 the cost of high grade glass-to-metal evacuated tube collectors. The two-stage

Table 4. Performance data of the 100 kW two-stage chiller

Date	Time	Temperature (°C)						Cooling capacity (kW)	COP
		Hot water		Chilled water		Cooling water			
		Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet		
April 29	11:30	60.8	50.4	14.7	10.1	28.4	33.0	71.3	0.388
April 29	13:00	62.0	51.9	11.1	6.8	28.2	32.1	66.7	0.373
May 4	12:00	69.1	55.7	15.5	10.1	29.6	35.7	102.8	0.434
May 4	15:30	68.6	56.0	13.5	8.7	30.1	35.8	91.3	0.410
May 5	13:00	69.1	56.9	12.0	7.5	29.6	35.1	86.6	0.397
May 6	10:00	62.6	52.2	14.4	10.1	29.1	33.9	81.8	0.440
May 7	11:30	70.8	56.8	15.1	9.5	29.2	35.7	106.5	0.426
May 8	11:00	66.4	54.1	17.3	12.0	29.9	35.5	100.8	0.458
May 8	15:30	72.6	59.7	14.5	8.8	30.6	36.9	108.4	0.437

chiller products have also been available in a number of local markets. Though the manufacturing costs of the two-stage chillers are slightly higher (25~30% higher than those of single-stage chillers), they could be justified by their advantages of low temperature operation and use of inexpensive solar collectors which reduces a major cost of the whole system. Through elaborate design work, such new integrated solar systems for both heating and cooling purposes would be efficient and economically acceptable in the market.

With the emerging of the two-stage chiller, solar cooling application would be adopted easily in practice. Based on the experience gained in this work, it is realized that an integrated solar cooling-heating system could serve as an attractive proposition, and one has to consider the following points before deciding to design an integrated system:

- Solar systems only used for cooling purpose, are not economically effective because it is too seasonal and the capital cost being very high. It must be used as an integrated system with both heating and cooling functions, which can operate all year round, and can make the best use of both high-grade and low-grade solar radiation.
- Compromise has to be made between the cooling function and heating requirement, depending on the demand. For instance, if the cooling demand is higher in summer, it would be effective to make use of the solar system for large scale heating purposes in winter, like swimming pool heating.
- To avoid energy storage problem, it is desirable to design a solar system to mainly meet the day-time cooling demand.

In the near future, it is hoped that the development of solar powered integrated cooling and heating systems using two-stage absorption chillers will provide realistic cost-effective solution for widespread application of solar energy in south China and regions with similar climatic conditions.

6. CONCLUSION

Based on the successful experiences of operating a solar powered cooling system in south China, to facilitate the practical development of solar cooling system, a low driving temperature strategy of solar cooling development was pro-

posed. A new model of two-stage lithium bromide absorption chiller has been developed and test results had indicated that it is particularly advantageous for solar energy application. Two-stage chiller can be driven by hot water of temperature from 75 to 60°C, which can be easily provided by conventional solar hot water systems. As a result, there is a real possibility to integrate the cooling function with the existing conventional solar hot water system to make the system efficient and cost effective. A practical integrated solar cooling and heating system with a 100 kW two-stage absorption chiller has been constructed for demonstration. The preliminary operation results are encouraging and it is hoped that with the development of low temperature driven two-stage chiller technology, solar cooling application would develop more rapidly and practically.

REFERENCES

- Hinotani K., Kanatani K. and Osumi M. (1979) An evacuated glass tube solar collector and its application to a solar cooling, heating and hot water supply system for the hospital in Kinki University. *Solar Energy* **22**, 535–545.
- Huang Z. C., Xia W. H. and Ma W. B. (1991) A 2-stage LiBr absorption chiller for solar cooling. *Proceedings of the Biennial Congress of the International Solar Energy Society*, ISES. Denver, pp. 1643–1648.
- Huang Z. C., Zheng Z. H., Huang H. H., Wong W. C., Ward H. S., Chu C. Y. and Hassett T. C. (1988) Performance of three types of collector in Shenzhen solar cooling and hot water supply system. *Proceedings of the 23rd Intersociety Energy Conversion Engineering*, ASME.
- Lamp P. and Ziegler F. (1998) European research on solar-assisted air conditioning. *International Journal of Refrigeration* **21**(2), 89–99.
- Lazzarin R. M., Romagnoni P. and Casasola L. (1993) Two years of operation of a solar cooling plant. *International Journal of Refrigeration* **16**, 185–190.
- Li J. H., Ma W. B., Jiang Q., Huang Z. C. and Xia W. H. (1999) A 100 kW solar air conditioning system. *Acta Energetica Solaris Sinica (Chinese)* **20**(3), 239–243.
- Nakahara N., Miyakawa Y. and Yamamoto M. (1977) Experimental study on house cooling and heating with solar energy using flat plate collector. *Solar Energy* **19**, 657–672.
- Ward H. S., Chu C. Y., Huang Z. C. and Xia W. H. (1995) Solar absorption cooling in South China. *Journal of Solar Energy Engineering, ASME* **2**, 1071–1077.
- Ward H. S., Huang Z. C., Wong W. C., Chu C. Y., Zheng Z. H. and Huang H. H. (1988) Shenzhen solar cooling and hot water supply system. *Advances in Solar Energy Technology* **3**, 2876–2880.
- Xia W. H., Huang Z. C. and Ma W. B. (1997) A novel model of solar absorption chiller. *The Proceedings of the 2nd Int. Symp. On Heat Transfer Enhancement and Energy Conservation*, pp. 79–84.
- Yazaki Co. (1982) Installation & Service Manual of the absorption chiller and Catalog of Blue Panel solar collector.
- Yeung M. R., Yuen P. K., Dunn A. and Cornish L. S. (1992) Performance of a solar-powered air conditioning system in Hong Kong. *Solar Energy* **48**, 309–319.

A novel experimental investigation of a solar cooling system in Madrid

A. Syed^{a,b}, M. Izquierdo^{d,*}, P. Rodríguez^e, G. Maidment^b, J. Missenden^b,
A. Lecuona^e, R. Tozer^{b,c}

^a*Cundall Johnston and Partners LLP Consulting Engineers, 13–17 Long Lane, EC1A 9RH London, UK*

^b*London South Bank University, Faculty of Engineering, Science and the Built Environment, 103 Borough Road, SE1 0AA London, UK*

^c*Waterman Gore Consulting Engineers, Versailles Court, 3 Paris Garden, SE1 8ND London, UK*

^d*Instituto de Ciencias de la Construcción Eduardo Torroja (CSIC), c/ Serrano Galavache S/no. 28033, Madrid, España*

^e*Universidad Carlos III de Madrid, Escuela Politécnica Superior, Avenida de la Universidad 30, 28911 Leganés, Madrid, España*

Received 12 January 2004; received in revised form 3 January 2005; accepted 25 January 2005

Available online 22 March 2005

Abstract

This paper reports novel experimental results derived through field testing of a part load solar energized cooling system for typical Spanish houses in Madrid during the summer period of 2003. Solar hot water was delivered by means of a 49.9 m² array of flat-plate collectors to drive a single-effect (LiBr/H₂O) absorption chiller of 35 kW nominal cooling capacity. Thermal energy was stored in a 2 m³ stratified hot water storage tank during hours of bright sunshine. Chilled water produced at the evaporator was supplied to a row of fan coil units and the heat of condensation and absorption was rejected by means of a forced draft cooling tower. Instantaneous, daily and period energy flows and energy balance in the installation is presented. System and absorption machine temperature profiles are given for a clear, hot and dry day's operation. Daily and period system efficiencies are given. Peak insolation of 969 W m⁻² (at 12:30 solar time on 08/08/03) produced 5.13 kW of cooling at a solar to cooling conversion efficiency of 11%. Maximum cooling capacity was 7.5 kW. Cooling was provided for 8.67 h and the chiller required a threshold insolation of 711 W m⁻² for start-up and 373 W m⁻² for shut-down. A minimum hot water inlet temperature to the generator of 65 °C was required to commence cold generation, whereas at 81 °C, 6.4 kW of cooling (18.3% of nominal capacity) was produced. The absorption refrigeration machine operated within the generation and absorption temperature ranges of 57–67 and 32–36 °C, respectively. The measured maximum instantaneous, daily average and period average COP were 0.60 (at maximum capacity), 0.42 and 0.34, respectively. Energy flows in the system are represented on a novel area diagram. The results clearly demonstrate that the technology works best in dry and hot climatic conditions where large daily variations in relative humidity and dry bulb temperature prevail. This case study provides benchmark data for the assessment of other similar prototypes and for the validation of mathematical models.

© 2005 Elsevier Ltd and IIR. All rights reserved.

Keywords: Air conditioning; Residential building; Spain; Experiment; Absorption system; Water-lithium bromide; Solar collector; Thermal storage

* Corresponding author. Fax: +34 91 8713248.

E-mail address: mizquierdo@ietcc.csic.es (M. Izquierdo).

Etude expérimentale sur un système de refroidissement solaire innovant à Madrid

Mots clés : Conditionnement d'air ; Immeuble résidentiel ; Espagne ; Expérimentation ; système à absorption ; Eau-bromure de lithium ; Capteur solaire ; Accumulation thermique

1. Introduction

The incidence of solar energy and cooling requirements are approximately in phase, which makes solar cooling an attractive alternative to conventional (electric) cooling in modern buildings.

A few contemporary investigators have demonstrated solar air-conditioning by energizing single-effect (LiBr/H₂O) absorption machines with heat of flat-plate collectors operating between 70 and 90 °C [1–5]. Recent technical

improvements in collectors [6] and sorption cycles [7] have presented opportunities for improved performance of solar cooling systems. Since the collector cost ranges from 50 to 80% of the system cost and is highly temperature sensitive, sorption cycles energized at lower driving temperature are more economical [8]. When the sun is used as the only heat source with thermal storage, these systems are characterized as having high collector efficiency, part load operation, high COP [9] and long daily cooling periods. Higher COP, cooling capacity and longer daily cooling periods can be

Nomenclature

A	absorber area (m ²)	e	evaporator
COP	coefficient of performance (–)	echw	entering chilled water
C_p	specific heat capacity of water (4.18 kJ kg ⁻¹ K ⁻¹)	ecw	entering cooling water
G	global (horizontal) insolation (W m ⁻²)	efpc	entering flat-plate collector
\dot{m}	mass flow rate (kg s ⁻¹)	ehw	entering hot water
N	sample size (–)	ehxpc	entering heat exchanger in primary circuit
\dot{Q}	heat (kW)	etsc	entering tank in secondary circuit
q	heat flux (W m ⁻²)	ettc	entering tank in tertiary circuit
RH	relative humidity (%)	eg	entering generator
SCOP	solar coefficient of performance (–)	ea	entering absorber
SCR	solar cooling ratio (–)	la	leaving absorber
S_x	standard deviation (–)	fpc	flat-plate collector
T	temperature (°C)	g	generator
X	characteristic parameter for collector efficiency plot (m ² K W ⁻¹)	lchw	leaving chilled water
X_i	single reading (–)	lcw	leaving cooling water
\bar{X}	mean of the sample (–)	lfpc	leaving flat-plate collector
x_{\max}	maximum allowable deviation about mean (–)	lhw	leaving hot water
<i>Greek symbols</i>		lhxpc	leaving heat exchanger in primary circuit
ε	effectiveness	lhxsc	leaving heat exchanger in secondary circuit
η	efficiency	ltsc	leaving tank in secondary circuit
τ	deviation from mean value	lttc	leaving tank in tertiary circuit
<i>Subscripts</i>		pcw	primary circuit water
a	absorber	scw	secondary circuit water
a,loss	absorption machine loss	shx	solution heat exchanger
c	condenser	T	tilted
cw	cooling water	t,input	tank input
chw	chilled water	t,loss	tank loss
db	dry bulb	t,output	tank output
		t,stored	tank stored
		tcw	tertiary circuit water

absorber, the refrigerant vapour from the evaporator was absorbed in the strong solution. The heat of condensation and absorption was removed from the system by means of cooling water entering/leaving the chiller at about 20/25 °C flowing through the tubes of the absorber and condenser in parallel connected to a forced draft cooling tower. The solution was circulated by thermosyphon principle, therefore the chiller design did not incorporate a mechanical pump. However, pumps were used to circulate water between the collector array and the plate heat exchanger, plate heat exchanger and storage tank, storage tank and generator, cooling tower and absorber/condenser and fan coil units and evaporator. Thermal energy was supplied entirely by solar collectors.

3. Experimental procedure

During the period of investigation of 20 days in the summer of 2003, the hours of bright sunshine were accompanied with high dry bulb temperature and lower relative humidity (at a wet bulb temperature of about 18 °C). Under such environmental conditions, heat was stored in the tank when the collector outlet water temperature exceeded the average tank temperature by 2–3 °C. Conversely, the primary (collector) circuit was isolated from the tank, so only the heat stored in the tank was supplied to the generator of the absorption chiller until no further cooling could be produced.

Fig. 2 shows a view of the collector array and Fig. 3(a)–(d), shows the absorption chiller, cooling tower, storage tank and plate heat exchanger. The following subsections describe these components in more detail and present methods for testing them under real time conditions.

3.1. Solar collectors

The flat-plate collector panels were supplied with a selective sol-titanium (TiNox) coating on a copper substrate.



Fig. 2. View of the flat-plate solar collector array installed on the roof of UC3M Leganés Campus.

This combination produced high absorptive and low emissive properties [14]. A serpentine copper tube brazed to the sheet was provided to accommodate the flow of hot water. To ensure hydraulic balance, the collector field was split into four rows of six, six, five and three panels. The row lengths were 15.85, 15.58, 12 and 7.19 m. The tilt was approximately 40° and the azimuth was due South. Safety release valves and check valves were installed in each row to avoid reverse flow and high-pressure buildup. Also, the collector pump was made to circulate hot water continuously to ensure that the collectors operated well below their stagnation temperature.

The collector efficiency was measured outdoors for a range of inlet and outlet temperatures, dry bulb temperatures, solar insolation and primary circuit flow rates. Fig. 4 shows the instantaneous experimental collector efficiency plot of the data acquired at solar noon on 62 clear days from 6th June to 18th August 2003. To derive the collector efficiency Eq. (2), the inlet and outlet collector water temperatures and flow rates were measured as well as the insolation at normal transmittance and absorptance of incident light and dry bulb temperatures. The following efficiency equation was used:

$$\eta_{fpc} = \frac{\dot{m}_{pcw} C_p (t_{fpc} - t_{efpc})}{GA_{fpc}} \quad (1)$$

Linear regression through the data points on Fig. 4 is shown by a solid line, which has the equation:

$$\eta_{fpc} = 77.43 - 344.9X \quad (2)$$

where

$$X = \frac{t_{efpc} + t_{fpc} - t_{db}}{G} \quad (3)$$

The correlation coefficient (R^2 value) for Eq. (2) is 0.58, which may seem low however it satisfies the Chauvenet's Criterion for the elimination of widely scattered data points [15]. The non-dimensional deviation about the mean value τ was found for each reading from the following equation:

$$\tau = \frac{X_i - \bar{X}}{S_X} \quad (4)$$

The standard deviation S_X was determined by:

$$S_X = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2}{N - 1}} \quad (5)$$

The τ value of each reading was compared with the ratio of the maximum allowable deviation from the mean value and standard deviation (x_{max}/S_X) which depends on the sample size [15]. A datum falling outside the allowable range of x_{max}/S_X was removed in two successive trials by computing the statistics for each trial. As a result, two points from an initial sample size of 64 were removed by applying the Criterion.

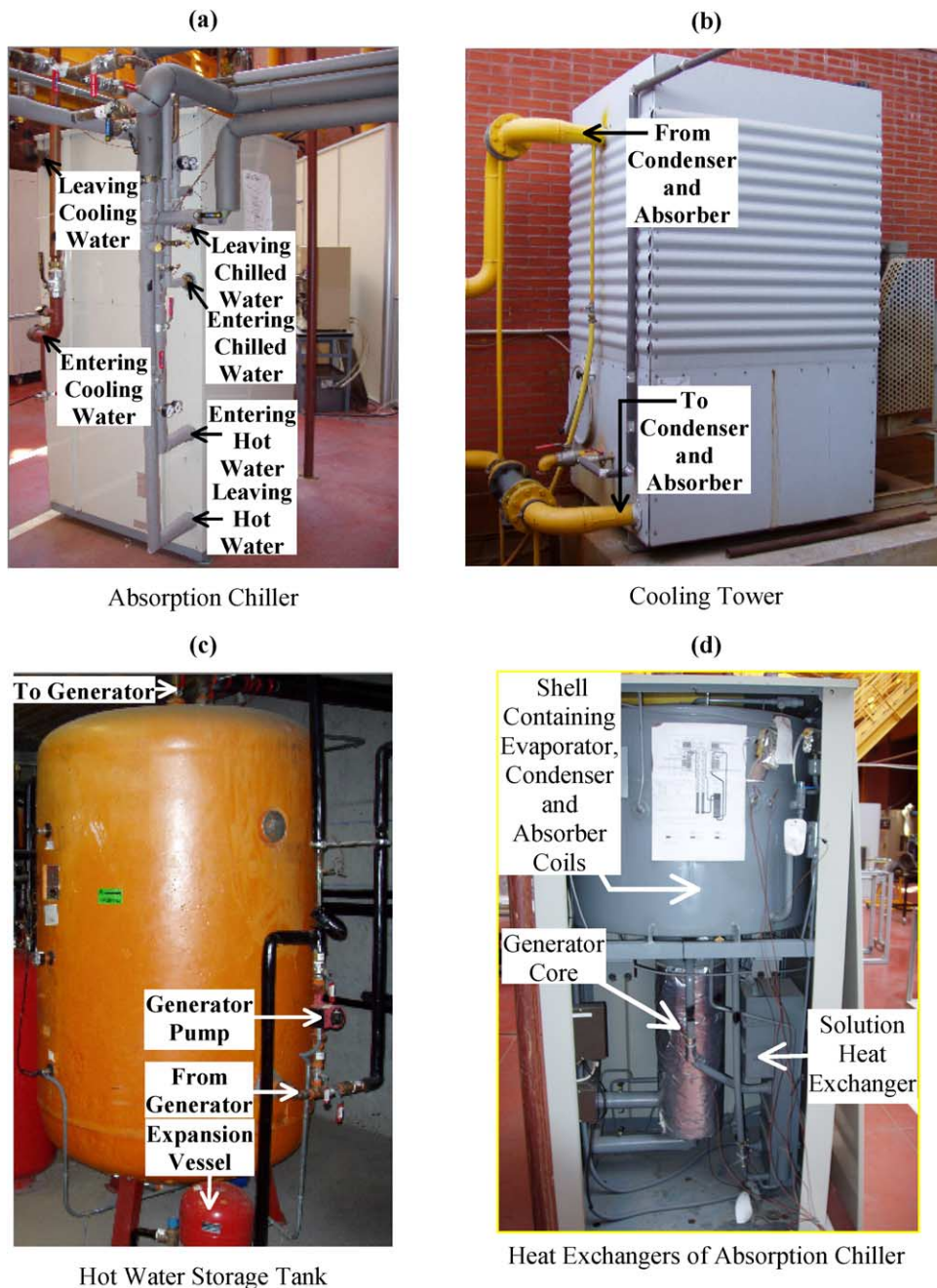


Fig. 3. (a) Absorption chiller; (b) cooling tower; (c) storage tank; (d) heat exchangers of absorption chiller.

The range of measurement uncertainty was found to be $\pm 1.91\%$, shown by the dashed lines on Fig. 4. This was determined for T_{efpc} , ΔT_{fpc} , T_{db} , \dot{m}_{pcw} , A_{fpc} within the limits of ISO 9806-1 [16] and G for a class 1 pyranometer [17] within the limits of ISO 9060 [18] by applying the root sum squares of the instrument errors.

A comparison was made between the efficiency plots generated with the coefficients provided by a collector

certifying authority [14] and our real test data, which showed small differences as indicated on Fig. 4. This validated the test data and confirmed that the measurement and data acquisition system were highly accurate.

3.2. Storage tank

The use of a hot water tank between the collector and the

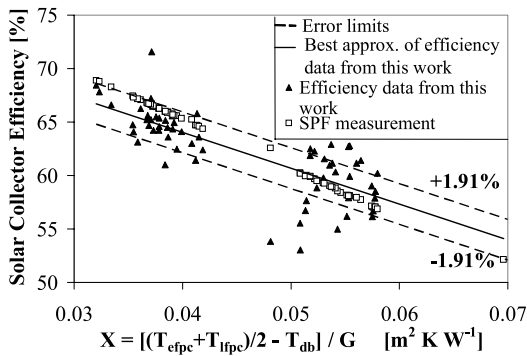


Fig. 4. Experimentally derived collector efficiency data and regression straight line for the installed flat-plate collectors.

absorption machine has been reported to yield higher system efficiency [5] and extends the daily cooling period. It also prevents cycling of the absorption machine due to variations in solar radiation intensity. In the mornings, the process of heat addition to the tank was initiated when the insolation was between 500 and 600 W m^{-2} and the temperature output from the collector was higher than the average tank temperature by $2\text{--}3 \text{ }^\circ\text{C}$. At 08:30 (solar time, 1 h: 1 min) on the morning of 08/08/03, the tank valves were opened and the generator pump was switched on to allow the flow of hot water into the generator. In the evenings, the decision to isolate the tank from the collectors (by closing the tank valves) to utilise the stored heat was made when the insolation reduced below 550 W m^{-2} . Further work is required to identify optimum storage and startup protocols. Circulation between the tank and the generator was maintained until the entering and leaving hot water temperature difference at the generator reduced to $1 \text{ }^\circ\text{C}$ or lower.

The useful solar heat input to the tank was determined with the measured flow rate in the secondary hot water circuit (between the plate heat exchanger and the tank) and the temperature difference across the inlet and outlet of the tank by applying:

$$\dot{Q}_{t,\text{input}} = \dot{m}_{\text{scw}} C_p (t_{\text{etsc}} - t_{\text{ltsc}}) \quad (6)$$

Similarly, the heat output from the tank was evaluated by applying the same form of equation to the tertiary hot water circuit (connecting the tank to the generator) as follows:

$$\dot{Q}_{t,\text{output}} = \dot{m}_{\text{tcw}} C_p (t_{\text{lttc}} - t_{\text{ettc}}) \quad (7)$$

The heat loss from the storage tank was found to be a significant contributing factor to the heat loss from the system to the environment. Applying energy balance on the tank the equation of following form was obtained:

$$Q_{t,\text{input}} + Q_{t,\text{stored}} = Q_{t,\text{loss}} + Q_{t,\text{output}} \quad (8)$$

To minimize the tank loss, a fiberglass insulating material with a thickness of $50\text{--}60 \text{ mm}$ has been

recommended, which yields an overall heat loss coefficient (U value) of $0.5\text{--}0.9 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$. Again, optimum storage characteristics are subject of future work.

3.3. Absorption chiller

A 35 kW nominal cooling capacity indirect hot water driven WFC-10 absorption chiller manufactured by Yazaki [19] was used, since a commercial product with a cooling capacity of 10 kW was not available.

The generator design of the machine allowed the use of hot water in the temperature range of $65\text{--}90 \text{ }^\circ\text{C}$. Cold production was observed to begin when the temperature at the uppermost part of the tank reached $65 \text{ }^\circ\text{C}$. The measured volumetric flow rate of hot water delivered by generator pump was about 0.28 l s^{-1} . Since the temperature of hot water entering and leaving the generator was also measured, at any given time, the heat delivered to the generator was evaluated from the following equation:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_{\text{tcw}} C_p (t_{\text{ehw}} - t_{\text{thw}}) \quad (9)$$

Nominal cooling capacity of 35 kW can be produced with this chiller at the following operating conditions:

- entering/leaving hot water temperature = $88/83 \text{ }^\circ\text{C}$ (at flow rate: 2.4 l s^{-1})
- entering/leaving cooling water temperature = $29.5/34.5 \text{ }^\circ\text{C}$ (at flow rate: 4.0 l s^{-1})
- leaving/entering chilled water temperature = $9/14 \text{ }^\circ\text{C}$ (at flow rate: 1.7 l s^{-1}).

Pumps supplying water to the generator, evaporator and absorber–condenser heat exchangers were sized to deliver 25% of the nominal cooling capacity. An entering generator hot water temperature of $79 \text{ }^\circ\text{C}$ on 8th August 2003, resulted in a cooling capacity of 7.5 kW (21.4% of nominal capacity) (Table 1).

A fan coil unit (FCU) of 10 kW cooling capacity (28.6% of nominal capacity) was used to supply cold air into the laboratory space. A second FCU was used to regulate the chilled water temperature and provided a safety measure for ensuring that the evaporator temperature was kept above $4\text{--}5 \text{ }^\circ\text{C}$ at all times, irrespective of the cooling coil load. Lower evaporating temperatures can result in a freezing problem. The cooling coil was directly connected to the evaporator. The chilled water temperature was kept within $7\text{--}10 \text{ }^\circ\text{C}$ by thermostatic control. Measured chilled water flow rate was about 0.29 l s^{-1} . The entering and leaving chilled water temperatures were measured, which allowed the estimation of the evaporator load at any given time from the following equation:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{\text{chw}} C_p (t_{\text{echw}} - t_{\text{tchw}}) \quad (10)$$

A cooling tower was used for rejecting the heat of absorption and condensation and supplied cooling water to the absorber and condenser in parallel at about $21 \text{ }^\circ\text{C}$.

Table 1
Summary of results for the monitored day: 8th August 2003

Solar time (h:min)	Measured solar insolation (W m^{-2})	Measured entering generator hot water temperature ($^{\circ}\text{C}$)	Measured leaving chilled water temperature ($^{\circ}\text{C}$)	Observations	Cooling capacity ^a (kW)	COP (-)
08:30	478	58.7	26.3	Start of heat input of tank	–	–
09:40	711	65	29.5	Start of cold production	0.2	–
12:30	969	79	8.7	Peak solar insolation or peak heat input to tank	5.13	0.38
14:30	809	79.7	8	Equal tank heat output and input	6.63	0.51
14:50	752	79	8.1	Peak cooling produced	7.5	0.6
16:40	373	68.5	8.9	End of heat input to tank	4.95	0.61
18:20	53	61.6	16.4	End of cold production	1.03	0.37

^a Nominal cooling capacity = 35 kW.

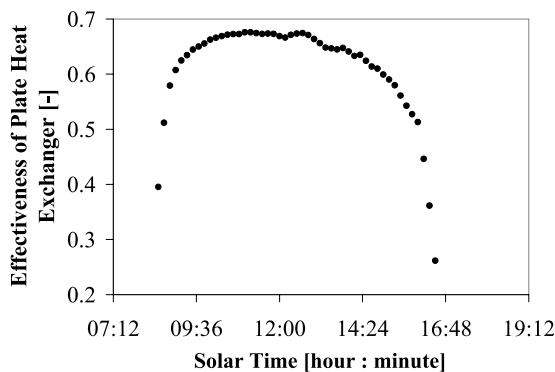


Fig. 5. Effectiveness of collector-tank plate heat exchanger against solar time (08/08/2003).

Crystallization problem was not encountered by supplying a low cooling water temperature. The measured flow rate of cooling water delivered by the condenser pumps was approximately 0.81 l s^{-1} . The cooling tower used was of open forced-draft type (fan located at the base of the unit). The total heat rejection rate was evaluated from the sum of the heat dissipated at the condenser and the absorber:

$$\dot{Q}_c + \dot{Q}_a = \dot{m}_{cw} C_p (t_{icw} - t_{ecw}) \quad (11)$$

Eq. (12) is an energy balance relation applied to the main heat exchangers of the absorption machine. The result showed that the machine was operating near adiabatically, such that minor losses to the surroundings were found.

$$Q_g + Q_e = Q_c + Q_a + Q_{a,loss} \quad (12)$$

The refrigeration coefficient of performance (COP) was determined from the ratio of the evaporator load and generator load:

$$\text{COP} = \frac{Q_c}{Q_g} \quad (13)$$

Although the COP varied widely during the day due to the chiller operating in transient regime, a maximum COP of 0.63 and an average of 0.42 was achieved for the period of cold production on 8th August 2003.

3.4. Plate heat exchanger

A plate heat exchanger located in the tank room was used to separate the primary and secondary water circuits. This was provided to operate the system in heating mode by adding propylene glycol in the primary circuit, which could not be allowed to mix with the tank water for public health reasons. The additive was removed for this investigation. An evaluation of the heat exchanger effectiveness was made with the following equation (with reference to Fig. 1):

$$\varepsilon = \frac{t_{etsc} - t_{ltsc}}{t_{ehxpc} - t_{ltsc}} \quad (14)$$

This parameter reduces the useful heat delivered by the solar collectors and is therefore desirable to be close to unity. The effectiveness varies with solar time, increasing and decreasing rapidly as the collector water temperature increases and decreases at the beginning and end of the day, respectively. For a major part of the period of heat input to tank on 08/08/03, from 08:30 to 16:30, the effectiveness was found to be between 0.6 and 0.7 as shown in Fig. 5.

4. Environmental parameters

Fig. 6 shows a plot of the environmental temperatures and relative humidity for 08/08/03, which affect the performance of the absorption machine and solar collectors. From Fig. 6, it can be seen that the relative humidity decreased significantly from 28.2% at 08:30 to 12.3% at

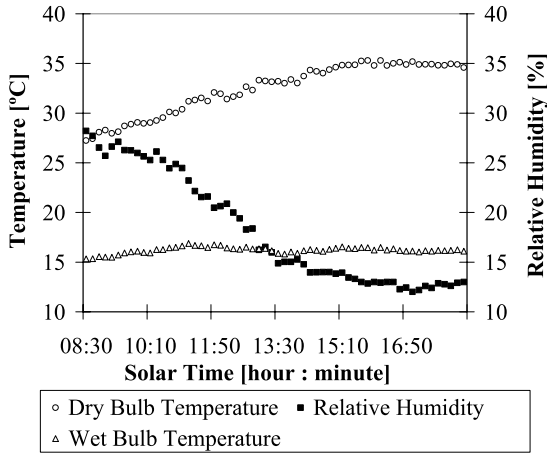


Fig. 6. Environmental temperature and relative humidity against solar time (08/08/2003).

16:40 where it stabilized until 17:10, followed by a small increase at the end of the cooling period. Conversely, the dry bulb temperature increased by 7.4 °C. Both these and atmospheric pressure data were used to determine the wet bulb temperature with EES software, found to be 15.3–16.9 °C. The temperature difference (approach) of the entering condensing water temperature and wet bulb temperature was hence determined. This was between 3.2 and 4.8 K from 09:40 to 18:20. In this period, the range (difference) of entering and leaving cooling water temperatures was found to be 3.3–5.5 K. Tozer and Lozano [20] found thermoeconomically optimum approach and range temperatures of 5 and 6 K, respectively, for 90/80 °C hot water, 21 °C wet bulb for a whole year of equivalent full load hours. As these optimum temperatures were

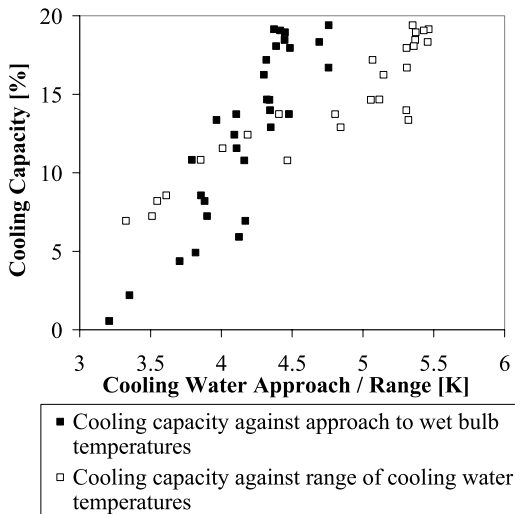


Fig. 7. Cooling capacity against approaches and ranges of cooling water (08/08/2003).

approached the cooling capacity was found to increase significantly as shown in Fig. 7.

The main reason for the low wet bulb temperature was the low relative humidity in Madrid during peak cooling period.

5. Process temperatures

Fig. 8 shows a plot of the temperatures of the water streams that flowed through the absorption chiller on 08/08/03. These temperatures have a strong impact on the COP and cooling capacity of the machine [21]. From the time the evaporator temperature started decreasing, the chiller entered transient regime of operation. This occurred at 09:40. When the leaving chilled water temperature reached 9 °C at 10:50, the chiller entered permanent regime, so the start-up duration of transient operation was 1.17 h. It operated under permanent regime until 18:10, for 7.33 h. The chiller once again entered transitory regime for a further 10 min until the leaving chilled water temperature exceeded 16 °C (at 18:20), as shown in Fig. 8.

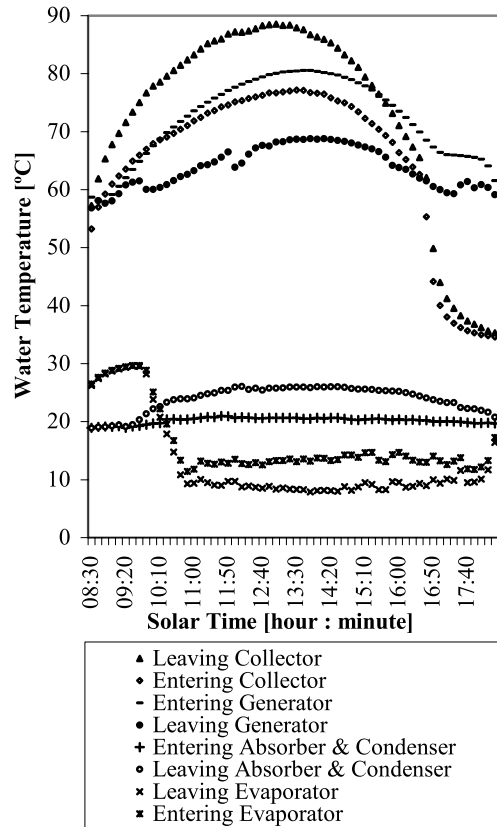


Fig. 8. Flow temperatures in water circuits against solar time (08/08/2003).

6. Results and discussion

The solar cooling system was tested daily from the 25th of July till the 19th of August 2003. During these days, the sky in Madrid was generally clear, thus ideal for solar cooling and permitted the use of clear sky models for the calculation of tilted insolation from the horizontal pyranometer reading [22]. In the present work, data from a hot sunny day on the 8th of August 2003 is presented in detail. This is because on this day, the highest cooling energy of 40 kW h day^{-1} was produced. The daily energy flows in the installation are represented in Fig. 9 and Table 2. Fig. 9 displays the overall result of operating the cooling system with solar energy.

Following sunrise at 05:10, the outlet collector water temperature began to rise rapidly, energizing the system. The tank valves were opened at 08:30 (478 W m^{-2}) and at 08:50 (543 W m^{-2}) the collector outlet temperature was 2°C higher than the average tank temperature. The generator pump was switched on immediately afterwards to allow the transfer of stored heat in the tank from the previous day's operation to raise the temperature of the LiBr solution to its boiling point at about 59°C inside the generator. This occurred when the hot water temperature entering the generator was 65°C . Cooling was realized at 09:40 solar time, when the chilled water temperature leaving the evaporator began to drop rapidly and was supplied to the FCUs until 18:20. Therefore, 4.5 h of solar insolation falling on the collectors could not be utilized to produce cooling. The grey area under the curve of the heat input to the evaporator on Fig. 9 shows the actual cooling produced. At 08:30, heat was supplied to the storage tank. From then on,

no cooling was produced for 1 h and 10 min. The insolation from sunrise to 08:30 is necessary to overcome thermal inertia in the system. In this period, the collector outlet temperature increased up to top of the tank temperature. From then until 16:30, the flat-plate collectors supplied heat to the storage tank, which in turn supplied heat to the generator. From 16:40 to sunset, the insolation was not useful for the process, since it was insufficient to add heat to the tank. The white area under the curve of the storage tank represents the total heat lost from the system from 05:10 to 08:30; from 08:30 to 16:40 and from 16:40 to 19:12, $5.5 \text{ kW h m}^{-2} \text{ day}^{-1}$. From 08:30 to 18:20, the hatched area above the generator curve represents the heat input to generator. From 08:30 to 16:30, the cross-hatched area represents the simultaneous process of heat delivered to the generator and supplemented from the collector array. From 16:30 to 18:20, the generator was supplied with heat stored in the tank and no heat was supplemented to the tank from the collector array. At 14:30, the heat input to the tank became approximately equal to the heat output of it. From 17:40 to 18:20, the absorption machine operated in transient regime. The transient regime was reached when the hot water temperature difference reduced to less than 1°C . The absorption chiller was operated from 09:40 to 18:20, a total 8 h and 40 min (approximately two third the sunshine time). This describes a typical day of solar cooling in Madrid.

The absorption cooling process was analysed in detail by representing the heat inputs and outputs to the machine on a diagram to establish a heat balance as shown in Fig. 10. Eqs. (9)–(11) were used to calculate the generator, evaporator and condenser plus absorber heat loads. The heat input to the chiller at the generator and evaporator was found to be

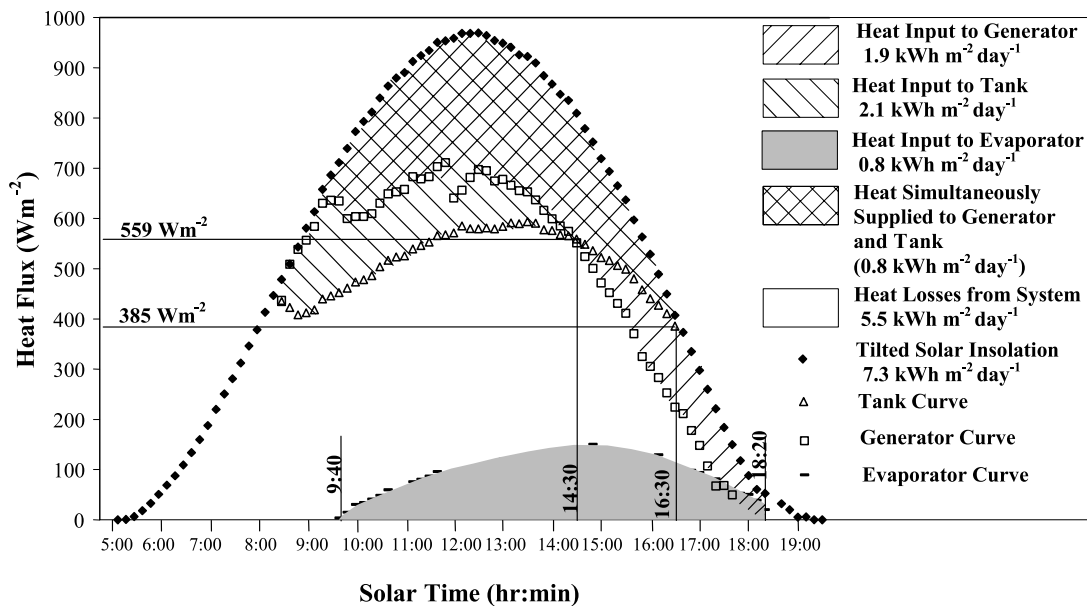


Fig. 9. Heat flows encountered during the conversion of solar insolation into cold (08/08/2003).

Table 2
Daily and period energy balance for the solar cooling system (25/07/03–19/08/03)

July– August 2003	Daily G_T (kW h day ⁻¹)	Daily \dot{Q}_e (kW h day ⁻¹)	Daily \dot{Q}_g (kW h day ⁻¹)	Daily $\dot{Q}_c + \dot{Q}_a$ (kW h day ⁻¹)	Daily \dot{Q}_{fpc} (kW h day ⁻¹)	Daily $\dot{Q}_{t,input}$ (kW h day ⁻¹)	Daily $\dot{Q}_{t,stored}$ (kW h day ⁻¹)	Daily ave. η_{fpc} (–)	Daily ave. COP (–)	Daily ave. $\dot{Q}_{t,input}/G_T$ (–)	Daily ave. \dot{Q}_g/G_T (–)	Daily ave. SCR (–)
25	366.7	35.0	99.5	126.5	194.0	111.3	124.6	0.53	0.35	0.30	0.27	0.10
26	355.3	26.9	92.2	113.6	194.6	106.6	116.4	0.55	0.29	0.30	0.26	0.08
27	357.3	23.0	95.0	107.0	175.3	106.6	125.2	0.49	0.24	0.30	0.27	0.06
29	353.2	26.9	94.5	110.8	178.4	108.5	122.3	0.51	0.28	0.31	0.27	0.08
30	328.5	30.6	84.1	108.2	175.3	93.0	107.1	0.53	0.36	0.28	0.26	0.09
31	358.0	32.6	87.3	115.5	183.7	104.9	105.1	0.51	0.37	0.29	0.24	0.09
2	321.3	31.9	86.9	112.5	170.1	98.1	119.5	0.53	0.37	0.31	0.27	0.10
5	342.9	34.8	90.5	119.2	180.1	103.1	125.6	0.53	0.38	0.30	0.26	0.10
6	354.7	33.6	84.1	112.3	179.4	97.7	117.4	0.51	0.40	0.28	0.24	0.09
8	364.1	40.0	95.9	129.4	183.4	106.7	132.1	0.50	0.42	0.29	0.26	0.11
10	326.0	25.4	73.3	91.1	168.6	92.2	100.5	0.52	0.35	0.28	0.22	0.08
11	344.3	35.3	87.1	117.6	178.0	102.7	119.8	0.52	0.41	0.30	0.25	0.10
12	348.7	24.4	83.2	98.0	180.8	100.4	114.7	0.52	0.29	0.29	0.24	0.07
13	349.3	21.2	92.1	105.0	179.2	102.1	123.8	0.51	0.23	0.29	0.26	0.06
14	328.0	18.2	69.8	82.6	174.7	86.3	94.3	0.53	0.26	0.26	0.21	0.06
15	329.2	19.3	79.5	91.8	172.6	90.0	109.2	0.52	0.24	0.27	0.24	0.06
16	336.1	35.2	85.6	111.2	170.2	99.0	116.4	0.51	0.41	0.29	0.25	0.10
17	346.5	26.6	83.7	101.2	178.6	97.1	115.4	0.52	0.32	0.28	0.24	0.08
18	376.3	38.9	94.6	122.6	198.2	113.6	127.3	0.53	0.41	0.30	0.25	0.10
19	354.9	37.6	91.3	117.4	187.8	110.1	125.1	0.53	0.41	0.31	0.26	0.11
Period ave.	347.1	29.9	87.5	109.7	180.1	101.5	117.1	0.52	0.34	0.29	0.25	0.09

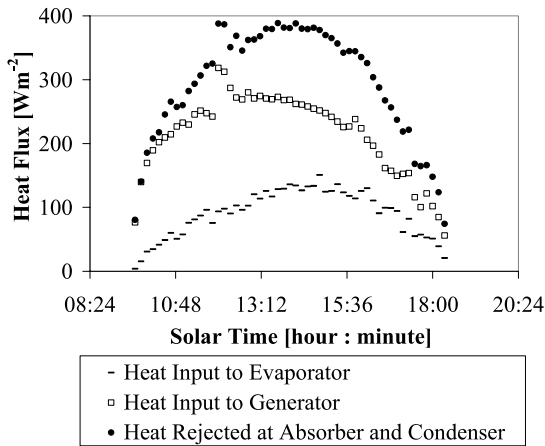


Fig. 10. Heat flows in the absorption cooling process against solar time (08/08/2003).

approximately equal to the sum of the heat rejected at the condenser and absorber. The heat flows were not exactly balanced due to the heat loss from the absorption machine, since the refrigeration process was non-adiabatic. The daily heat lost from the absorption machine heat exchangers was found to be $6.5 \text{ kW h day}^{-1}$ or $0.13 \text{ kW h m}^{-2} \text{ day}^{-1}$. This amounts to 6.8% of heat input to generator. In contrast, the bulk of the heat lost from the whole system was found to be associated with the difference between the incident solar energy from sunrise to sunset of $364.1 \text{ kW h day}^{-1}$ or $7.3 \text{ kW h m}^{-2} \text{ day}^{-1}$ and the heat input to generator of $95.9 \text{ kW h day}^{-1}$ or $1.92 \text{ kW h m}^{-2} \text{ day}^{-1}$. Thus the total heat lost from the system was found to be $274.7 \text{ kW h day}^{-1}$ or $5.5 \text{ kW h m}^{-2} \text{ day}^{-1}$ as shown in Fig. 9. The heat losses can be evaluated from Table 2.

Fig. 11 displays the refrigeration coefficient of performance obtained by applying Eq. (13), which varied from as low as 0.05 at the start of the cooling period to 0.63 at 17:00 on 08/08/03. The average COP for the day was 0.42. The low COP at the beginning and end of the day can be explained from the fact that the cooling capacity at these

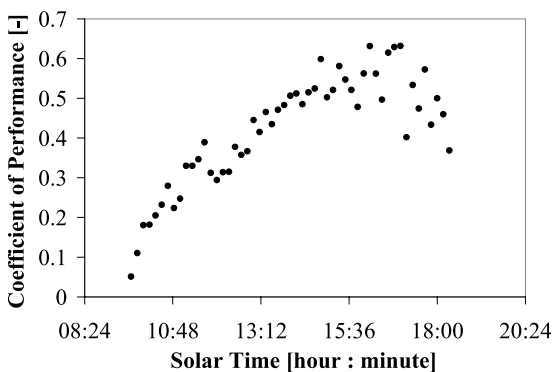


Fig. 11. Coefficient of performance of the absorption cooling process against solar time (08/08/2003).

times was extremely low compared with the generator heat load due to the transient behavior exhibited by the chiller and its heat losses.

The instantaneous solar cooling ratio (SCR) is a system efficiency parameter and was evaluated from the ratio of cooling produced and the solar radiation incident on the tilted plane of the collectors given by the following relation:

$$SCR = \frac{q_e}{G_T} \tag{15}$$

Fig. 12 represents the instantaneous SCR data plotted from 09:40 to 18:20. Daily cooling output and daily insolation were also evaluated in kW h day^{-1} for the collector area of 49.9 m^2 and the ratio of the two provided the daily average SCR given in Table 2. A daily average SCR of 11% was determined for the duration of cooling produced from the total sunshine hours on the day in question. SCR was found to increase strongly under two environmental conditions: high dry bulb temperature and low relative humidity. At a high ambient dry bulb temperature, lower collector heat loss was realised, resulting in higher collector efficiency. At a low relative humidity (low wet bulb temperature), higher cooling tower performance was realised, due to which lower absorption and condensation temperatures were obtained, which enhanced the COP of the chiller. This proves that the overall performance of the technology is highly dependent on environmental parameters and it works best in dry and hot summers such as that of Madrid.

7. Energy balance for the installation

Table 2 shows the daily energy balance for the installation during the entire monitoring period. The data consists essentially of 12 parameters relating to energy flows for the 49.9 m^2 of collector (absorber) area in addition to efficiency measures. The minimum to maximum daily values of these parameters are as follows:

- Tilted solar insolation: $321.3\text{--}376.3 \text{ kW h day}^{-1}$.

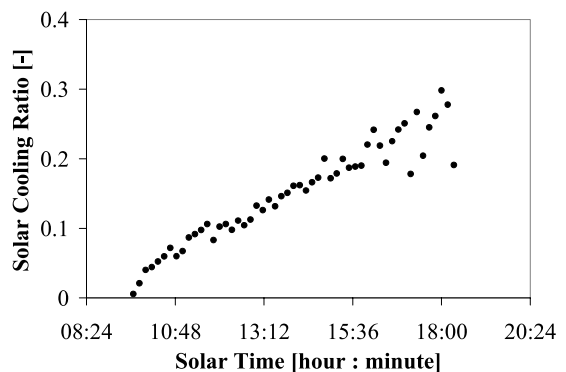


Fig. 12. Solar cooling ratio against solar time (08/08/2003).

- Heat input to evaporator: 18.2–40.0 kW h day⁻¹.
- Heat input to generator: 69.8–99.5 kW h day⁻¹.
- Heat rejected at condenser and absorber: 82.6–129.4 kW h day⁻¹.
- Heat output of flat-plate collectors: 168.6–198.2 kW h day⁻¹.
- Heat input to tank: 86.3–113.6 kW h day⁻¹.
- Heat stored in tank: 94.3–132.1 kW h day⁻¹.
- Efficiency of flat-plate collectors (without considering losses in pipes and plate heat exchanger): 0.49–0.55.
- Coefficient of performance of absorption chiller: 0.23–0.42.
- Ratio of heat input to tank and tilted solar insolation: 0.26–0.31.
- Ratio of heat input to generator and tilted solar insolation: 0.21–0.27.
- Solar cooling ratio: 0.06–0.11.

Over the period of 20 days of monitoring (25/07 to 19/08), the following results were achieved:

- Total solar energy intercepted was 139 kW h m⁻².
- Total solar energy supplied to the generator was 35.1 kW h m⁻².
- Total cold produced was 12 kW h m⁻².
- Period average refrigeration COP was 0.34.
- Period average solar cooling ratio was 0.09.

8. Conclusions

A solar cooling system consisting of a flat-plate collector array, absorption machine, cooling tower and hot water storage tank was demonstrated under real time conditions in Leganés 20 km Southwest of Madrid. The system worked entirely with solar energy and produced chilled water for 7.33 h (under permanent regime) on a hot day of 8th August 2003. The highest cooling energy was delivered on this day. The chiller operated in transient regime for 1.34 h (1.17 h for start-up and 0.17 h for shut-down). Data for this day has been plotted on a novel diagram showing energy flows in the solar cooling system. This diagram provides a clear indication of the total heat losses in the solar cooling process.

Table 1 summarises the results for the monitored day of 8th August 2003. It gives the solar times, system temperatures and solar insolation at which the main processes occurred: start and end of cold production, start and end of heat input to storage tank, equal tank heat input and output, maximum cooling capacity and COP.

For the monitored day, the following efficiencies were obtained:

- Daily average collector efficiency (without considering pipe and plate heat exchanger losses) was 0.50.
- Daily average ratio of heat input to tank and solar insolation was 0.29.

- Daily average ratio of heat input to generator and solar insolation was 0.26.
- Daily average COP was 0.42.
- Daily average solar cooling ratio was 0.11.

To improve the solar cooling ratio, it is recommended that thicker tank insulating material be used such that an overall heat loss coefficient of about 0.8 W m⁻² K⁻¹ can be achieved. Also, the steel pipes should be replaced with UPVC (plastic) pipes in the primary and tertiary circuits.

A primary circuit bypass should be provided to allow the collector water to mix with the storage tank water when the system does not contain antifreeze additive, to avoid the high heat losses at the plate heat exchanger.

The main lessons learned were:

- High thermal lag.
- High heat losses at storage tank, pipes and plate heat exchanger.
- Large penalty in cooling capacity.
- Moderate refrigeration COP.

COP could be improved by considering a customized low heat medium temperature driven commercially available single-effect (LiBr/H₂O) absorption chiller design of smaller nominal capacity [7].

The data presented in the paper can be used as benchmark figures for comparative purposes. For instance, mathematical models can be validated. Also, the performance of other similar installations operating in similar climatic conditions can be predicted.

Acknowledgements

The authors are grateful to Prof T.G. Karayiannis of London South Bank University for supporting this research collaboration between five participating organizations. Our thanks are also extended to C. Marugan and the academic and technical staff at UC3M particularly Dr M. Venegas, Dr M. Vega, M. Sardina and S. López. The valuable contribution of working knowledge of the installation by E. Martin of IETcc is gratefully acknowledged. Acknowledgements are also to ATYCA Program of the Ministerio de Industria of Spain, the Consejería de Medioambiente de la Comunidad de Madrid and London South Bank University for the financial support.

References

- [1] R. Chung, J.A. Duffie, G.O.G. Löf, A study of a solar air-conditioner, *Mech Eng* 85 (31) (1963).
- [2] N.R. Sheridan, Performance of the Brisbane solar house, *Proceedings of the ISES conference, International Solar Energy Society, Melbourne, Australia, 1970.*

- [3] M. Izquierdo, D. Tinaut, Instalación de refrigeración con colector plano de energía solar (in Spanish). El Instalador; 1984, Monografía No 17:121–6, España.
- [4] M. Izquierdo, D. Tinaut, Solar-heated absorption system: experimental results for summer period 1984. In: Ponencian, Poster and Proceedings of the XXIII Renc Int COMPLES: la Energía Solar en la Cooperación Norte-Sur; 1985, Sevilla, España: 427–32.
- [5] Z.F. Li, K. Sumathy, Experimental studies on a solar powered air-conditioning system with partitioned hot water storage tank, *Sol Energy* 71 (5) (2001) 285–297.
- [6] N.K. Vegen, S. Furbo, L.J. Shah, Development of a 12.5 m² solar collector panel for solar heating plants, *Sol Energy Mater Sol Cells* 84 (2004) 205–223.
- [7] J. Scharfe, New generation absorption chillers. ABO Newsletter No. 5: international energy agency heat pump programme—annex 24: absorption machines for heating and cooling in future energy systems, UK; 1999.
- [8] A. Syed, G.G. Maidment, R.M. Tozer, J.F. Missenden, A study of the economic perspectives of solar cooling schemes, Proceedings of the CIBSE national technical conference, Chartered Institution of Building Services Engineers, London, 2002. www.cibse.org.
- [9] ASHRAE Equipment Handbook, American society of heating, refrigerating and air-conditioning engineers, Atlanta, GA, USA 1988.
- [10] W.S. Duff, R. Winston, J.J. O’Gallagher, T. Henkel, J. Muschaweck, R. Christiansen, J. Bergquam, Demonstration of a new type of ICPC design with a double-effect absorption chiller in an office building in Sacramento, California, Proceedings of the ASES Solar 99 conference, American Section of the International Solar Energy Society, Portland, Maine, 1999, p. 175–179.
- [11] A. Syed, G.G. Maidment, R.M. Tozer, J.F. Missenden, An economic investigation of solar energy applied to water cooled liquid chillers, Proceedings of SET 02, Sustainable Energy Technologies, Porto, 2002. RHP 40/70-44-70.
- [12] International energy agency task 25: solar assisted air-conditioning of buildings. Web resource: <http://www.iea-shc.org/task25/>.
- [13] P. Lamp, F. Ziegler, European research on solar-assisted air-conditioning, *Int J Refrigeration* 21 (2) (1998) 89–99.
- [14] Solartechnik Prüfung Forschung (SPF) Info-CD 2002. Viessmann Vitosol 100 (2.5 m²) Collector Test Report, Institut für Solartechnik, Hochschule, Rapperswil HSR, Oberseestrasse 10, CH-8640, Rapperswil, Switzerland.
- [15] H.W. Coleman, Steele Jr, Experimental uncertainty analysis for engineers, Wiley, New York, 1999. ISBN: 0471121460.
- [16] E. Mathioulakis, K. Vorpoulos, V. Belessiotis, Assessment of uncertainty in solar collector modeling and testing, *Sol Energy* 66 (5) (1999) 337–347.
- [17] Kipp, Zonen. Instruction manual: pyranometer CM 6B/7B. Delft, The Netherlands; 2001.
- [18] V. Sabatelli, D. Marano, G. Braccio, V.K. Sharma, Efficiency test of solar collectors: uncertainty in the estimation of regression parameters and sensitivity analysis, *Energy Convers Manage* 43 (2002) 2287–2295.
- [19] Yazaki Energy Systems, Catalogue data on absorption chiller model (WFC-10) 1997.
- [20] R.M. Tozer, M.A. Lozano, Thermo-economic optimisation of a single-effect absorption chiller and cooling tower, Proceedings of the ISHPC 99 conference, International Sorption Heat Pump Conference, Munich, 1999, p. 1–7.
- [21] IEA Heat Pump Programme (Annex 24), Absorption machines for heating and cooling in future energy systems, HPP-AN24-4 (final report); 2000, p. 30–1.
- [22] J.A. Duffie, W.A. Beckman, Solar engineering of thermal processes, Wiley, New York, 1991. ISBN: 0471510564.