

CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL DE UN CAMPO DE CAPTADORES SOLARES TÉRMICOS

Autor: Margarita Guerrero Gesto

Tutores: Antonio José Gutiérrez Trashorras, Eduardo Álvarez Álvarez

Departamento de Energía. Universidad de Oviedo.
Campus de Viesques, 33271. Gijón (Asturias), Spain.
UO226631@uniovi.es

1. RESUMEN

La demanda de energía y las emisiones de gases de efecto invernadero a nivel global se estiman que aumenten en un 60% en 2030 (IPCC, 2007) con respecto a los niveles del año 2000, así como un aumento de un 70% en la dependencia energética de la UE, lo cual lleva a buscar alternativas tecnológicamente viables para generar energía con reducido impacto ambiental. En este trabajo fin de máster se describe una evaluación experimental de un campo de colectores solares planos con orientación fija en distintas configuraciones buscando el máximo rendimiento y una temperatura suficiente para que su aplicación sea viable en instalaciones para producir frío en una máquina de absorción bajo condiciones climáticas reales de la zona norte peninsular.

Asimismo el trabajo propone una metodología de caracterización de campos solares lo que resulta de alto grado de innovación por su necesidad y la carencia de referencias al respecto. En los experimentos realizados se utilizaron 20 captadores solares situados en el Edificio de la Universidad de Oviedo en Gijón, dispuestos en series largas de 4 y 5 bloques en serie buscando la temperatura de salida del fluido más elevada posible.

Con los resultados obtenidos se observa que únicamente de manera puntual se obtienen los valores de radiación y temperatura necesarios para producir frío en esta instalación. Por tanto no parece viable que este campo pueda proporcionar la energía térmica necesaria para aplicaciones en sistemas de refrigeración solar precisándose otras fuentes de energía adicionales.

ABSTRACT

The energy demand and the green house effect gases at the global level are estimated to increase in a 60% in 2030 (IPCC, 2007), whereas an increase of the 70% in the energy dependence of the UE, which leads to seek for alternatives technologically feasible to generate energy with reduced environmental impact. This paper describes an experimental evaluation of a field of flat solar thermal collectors with fixed orientation in different configurations looking for maximum performance and an appropriate temperature to drive an absorption chiller under real-world weather conditions of the area north of Spain.

In addition, the paper proposes a methodology for the characterization of solar collectors which is of high degree of innovation for its need and the lack of references in this regard. In the experiments were used 20 solar thermal collectors located in the building of the University of Oviedo in Gijón, connected in long series of 4 and 5 blocks in series looking for the hottest outlet temperature possible.

The results showed that the values of radiation and the ambient temperature needed to produce cold in this kind of installations are barely acquired in Gijón.

Therefore, it does mean that this solar field may not provide the thermal energy needed for applications of solar cooling systems without an auxiliary source of energy.

2. INTRODUCCIÓN

El innegable aumento de la concentración de los gases de efecto invernadero, el cambio climático y el hecho de que la generación, transporte y uso de la energía es una de las actividades del hombre con mayor repercusión negativa en el Medio Ambiente, atrae la atención de los gobiernos de todos los países hacia la necesidad de fomentar la eficiencia energética y las energías renovables.

Dincer y Midilli [1] expusieron que la energía es la mayor interrelación entre el ser humano y la naturaleza, jugando un decisivo papel en el desarrollo económico. El crecimiento sostenido de la economía mundial durante las tres últimas décadas ha sido propulsado por un continuo incremento en el suministro de energía primaria, en particular de los combustibles fósiles: carbón, petróleo y gas, que nos proporcionan alrededor del 80% de la electricidad consumida. Dado el nivel de vida moderna actual, un 18% del consumo mundial anual de electricidad se destina a climatización y refrigeración; demanda que tiende a aumentar debido a la influencia del cambio climático y el calentamiento global [2]. El ahorro económico que suponen comportamientos y tecnologías eficientes, junto con los compromisos ambientales adquiridos, se suma a la necesidad de velar a largo plazo por la seguridad del suministro energético de la UE; ya que los consumos de estos últimos años están poniendo de manifiesto 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.

El Instituto Internacional de Refrigeración (IIR) ha estimado que aproximadamente un 15% de toda la electricidad producida a nivel mundial se destina a refrigeración y procesos industriales [3]. Se espera que esta demanda de energía de aumente debido al cambio climático y al aumento de 1.1 a 6.4 °C en las temperaturas de la superficie [4]. El frío solar se presenta como alternativa sostenible fiable capaz de dar solución a las demandas crecientes de aire acondicionado y refrigeración, en los últimos años se ha probado el gran potencial de la tecnología de frío solar en estudios como los de Fan [5], Hwang [6], Kim and Infante Ferreira [7] o Zhai [8].

En 2007, 191 países en el protocolo de Montreal firmaron un acuerdo para acelerar la retirada de sustancias peligrosas para el ozono estratosférico, incluyendo los refrigerantes HCFC usados en la industria de la calefacción y del aire acondicionado. Por otro lado, el Consejo Europeo de 17 de junio de 2010 ha fijado como objetivo para 2020 reducir en un 20% el consumo energético de la UE [9]. A día de hoy la mayor parte de los captadores solares instalados a nivel mundial tienen como finalidad la producción de ACS para uso doméstico, no obstante, diversos estudios confirman que el 50% de la demanda de calor a nivel industrial se encuentra a temperaturas ideales para usar energía solar, sólo en la Península Ibérica se estiman 5840 GWh (20,9 PJ), datos reflejados en POSHIP [10],

un estudio europeo del potencial del calor solar en procesos industriales. En el caso concreto de España, por geografía, climatología y 4kWh/m² de energía solar de media por año, se sitúa como uno de los países europeos con mayor capacidad para recoger energía del sol. Después de los procesos industriales, el calor no se reutiliza, a este calor residual podría dársele un uso para cubrir necesidades de refrigeración a través por ejemplo, de un ciclo de absorción [11]. Asumiendo que los colectores solares representan el 60-70% de la inversión inicial, la implementación de sistemas de frío solar no son viables económicamente si no se complementan con una instalación para producir agua caliente.

Queda puesto de manifiesto que las necesidades de energía térmica y/o refrigeración cada vez son y serán mayores, a su vez, cada vez se diseñan mayores instalaciones para comunidades de vecinos o usos industriales, lo que obliga a utilizar grandes superficies de captación solar, incrementar la eficacia del sistema y hacer un uso eficiente de los campos solares.

El objetivo de este trabajo es estudiar el comportamiento real de un campo de captadores solares situado en la zona Norte de España, buscando unas condiciones de trabajo óptimas para su aplicación en el ámbito del frío solar mediante máquinas de absorción para su uso en climatización (temperaturas de aporte en el rango de 80-100°C) durante los meses de verano (periodo de mayor demanda de refrigeración). Para ello se ha utilizado una instalación de 20 captadores que nos permitió analizar la eficiencia, el comportamiento térmico y la potencia absorbida según distintas configuraciones y las diferentes condiciones climáticas de la zona de estudio. Como ventaja añadida, una instalación outdoor de ensayos nos permite observar los problemas reales que surgen a lo largo del tiempo en una instalación de este tipo.

2.1 Tecnologías de frío solar

La refrigeración solar se puede categorizar ampliamente en refrigeración solar eléctrica (FV), refrigeración solar térmica (absorción y adsorción solar) y climatización solar térmica (ciclo con desecante líquido o sólido) [12]. La elección más común en cuanto a refrigeración térmica es el enfriador por absorción LiBr/H₂O de uno o doble efecto, como el 70% de la base de datos del SACE o el informe ESTIF, Federación Europea de la Industria Solar Térmica, 2006, principalmente por su rango de COP, 0,76-0,83 [6, 12-15] además de la ventaja añadida de no tener asociado gases de efecto invernadero. Basándonos en estos estudios, diversos sistemas de producción de frío emplean colectores solares con éxito, colectores solares planos en un 63% de los casos, alcanzando los más simples unos 60-90°C, 120°C con cubierta selectiva y hasta 150°C con materiales transparentes aislantes (TIM), y requiriéndose una media de 3 m² área solar /KW de refrigeración [11].

Como es de suponer, las máquinas de absorción Br-Li han ido dando lugar a diversas investigaciones a nivel experimental y de simulación, éstas últimas en su gran mayoría implementadas en TRNSYS [12-17], ya que hablaríamos de una

tecnología competitiva en el mercado si se alcanzan COPs superiores, en la actualidad menores que la unidad. [18].

En el caso de una máquina de absorción mediante el par LiBr-H₂O que nos cubriría nuestras necesidades de refrigeración, el calor generado durante el proceso de generación-condensación, así como el de la absorción- evaporación se recuperaría para producción de ACS o precalentar, por ejemplo, un proceso industrial. Otras soluciones propuestas son configuraciones con modos invierno y verano, para aprovechar el campo solar y optimizarlo según las necesidades estacionales, ACS y apoyo a calefacción en Modo Invierno y refrigeración y ACS en Modo Verano [19].

2.2 La instalación solar térmica

Una instalación solar térmica está constituida por un conjunto de componentes encargados de realizar las funciones de captar la energía solar, transformarla directamente en energía térmica cediéndola a un fluido de trabajo, calentamiento de agua (sistemas sanitarios), el calentamiento de aire (secado) y en menor grado para la producción de frío, en los que el colector no sólo debe captar la radiación durante el día, sino que debe liberar, a partir de un momento determinado, el calor absorbido, para así asegurar la producción de frío en la cámara del refrigerador. En este caso, el campo de captadores aporta la energía térmica de baja temperatura (> 60°C) actuando como un generador térmico que sustituye el trabajo del compresor mecánico de una instalación de frío convencional. El coeficiente de desempeño (COP, Coefficient of Performance) del refrigerador va a depender de la eficiencia del colector.

Para evaluar la eficacia técnica de una instalación tenemos 3 parámetros importantes:

- *Parámetros de diseño.*
- *Parámetros de operación.*
- *Parámetros meteorológicos.*

Debido a que las características técnicas y de diseño de captadores y del resto de equipo es algo intrínseco y cuya tecnología mejora con los años, y en cuanto a los parámetros meteorológicos dependen de cada zona geográfica e incluso del año, en este trabajo se presenta un estudio de la influencia de los distintos parámetros de operación y control en el sistema de captadores, la disposición óptima según la temperatura de salida deseada y en las condiciones de un clima de zona C1. Así como, el estudio del comportamiento y eficiencia de los colectores solares en conjunto, ya que encontramos mayores pérdidas en baterías de varios colectores, y los requerimientos de potencias en edificios obligan a la utilización de sistemas de colectores conectados entre sí en serie o en paralelo.

2.2.3 Rendimiento según la distribución del campo de colectores

Desde el año 2004, se han unificado los criterios de homologación en toda la Comunidad Europea con una normativa común que establece como curva de rendimiento la siguiente expresión que relaciona el rendimiento del colector

con la temperatura de entrada (T_e) y la temperatura ambiente (T_a) [20]:

$$\eta = \eta_0 - a_1 \frac{T_m - T_a}{G} - a_2 G \left(\frac{T_m - T_a}{G} \right)^2$$

η	Eficiencia térmica
η_0	Eficiencia térmica
G	Irradiación solar global [W/ m ²]
T_m	Temperatura media [°C]
T_a	Temperatura aire circundante [°C]
a_1	Coficiente perdidas [W/ m ² C]
a_2	Coficiente perdidas [W/ m ² C]

Los términos de pérdidas de primer y segundo grado que aproximan mejor los puntos de bajo rendimiento cuando el colector funciona a alta temperatura. Hay que decir que para la producción de ACS este hecho no influye demasiado puesto que no se llega a alta temperatura.

Si un sistema de varios colectores solares planos es diseñado para operar a altas temperaturas se recomienda la conexión en serie, pero si esa conexión se hace en una sola línea disminuye el rendimiento, incluso el último o últimos colectores de la fila presenta pérdidas de carga capaces de reducir muy significativamente el rendimiento de la serie completa, y en lo que al conjunto se refiere, se sabe que aquellos colectores más cercanos al tanque de almacenamiento por operar a una temperatura de entrada elevada también presentan un rendimiento menor al esperado. Lo que sugiere que ha de existir una combinación óptima en función de varios parámetros que pretendemos valorar experimentalmente en este trabajo. La Fig.1 muestra una fotografía del conjunto de los colectores del campo solar.



Fig. 1. Campo solar compuesto por 20 colectores situado en el edificio de Energía. Universidad de Oviedo.

Existen diversas referencias e investigaciones acerca del rendimiento de grandes superficies de captación solar. El tamaño del campo de colectores tiene una gran influencia tanto a nivel energético como económico del sistema.

Arata y Winter [21] presentaron el estudio comparativo de siete configuraciones distintas empleando colectores solares para producir ACS en aplicaciones a gran escala en Chile.

Weiss y Rommel [22] han recopilado el estado del arte del desarrollo de colectores de temperaturas medias para aplicaciones industriales.

Adnan Shariah [23] buscó el mejor tipo de conexión de 20 colectores para producción de agua caliente por termosifón simulando unas condiciones de carga y fijando una temperatura deseada.

En la mayoría de estos trabajos el objetivo es dimensionar una instalación solar maximizando la cobertura con captadores, y con el presente trabajo se pretende profundizar más en el diseño y en una forma de conexión óptima, buscando el máximo rendimiento para unas condiciones determinadas de irradiación y una temperatura suficiente para aplicaciones de frío solar. También nos da pie a pensar que exista un caudal ideal en función del tipo de la conexión seleccionada y que puede ser posible diseñar una instalación que nos permita variar la configuración en función de la energía demanda a lo largo del año, lo que podría ser objeto de futuros estudios.

3. MÉTODO EXPERIMENTAL

Para los ensayos se utilizó un campo solar experimental compuesto por 20 colectores solares térmicos con una superficie total de 40,8 m., que pueden aportar a la instalación potencias de 30 kW, instalados en la azotea del Edificio Departamental Este en el Campus de Viesques de Gijón, de la Universidad de Oviedo, tal como se puede ver en la Fig. 1.

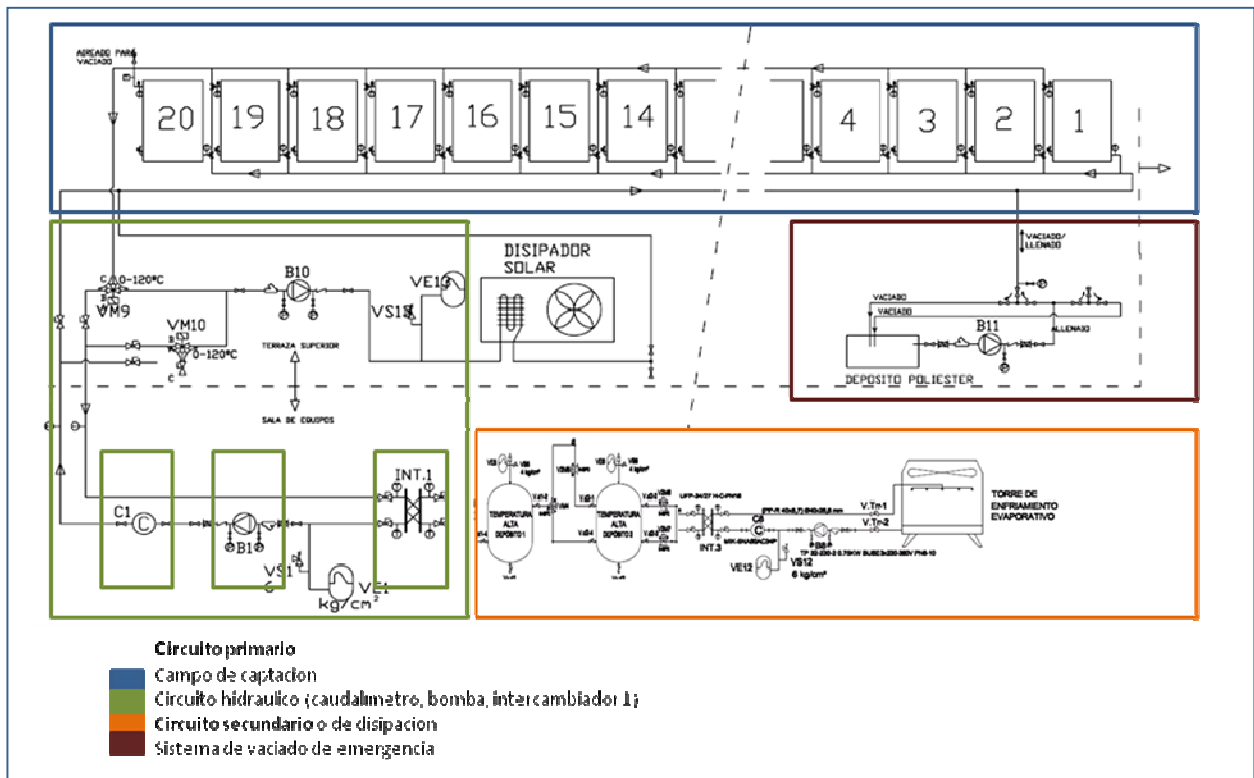
Los captadores disponen de válvulas de 3 vías que permiten interconectarlos entre sí en paralelo o en serie, posibilitando el estudio de las diferentes configuraciones, incluso aislar captadores solares, permitiendo asociar grupos impares. A continuación se presenta con detalle el conjunto de la instalación empleada para este trabajo.

3.1 Detalle instalación campo solar out-door:

- El campo solar experimental es del tipo orientación fija, a 43° sur sureste con coordenadas latitud 43°31'21.08"N longitud 5°37'19.57"O. Esta inclinación favorece la captación solar anual y no es la más idónea para aprovechar la máxima radiación en los meses de verano para frío solar. Se dispone de una tubería de retorno invertido que permite que los recorridos se igualen, consecuentemente las pérdidas de carga, favoreciendo el equilibrado hidráulico de la instalación. El circuito hidráulico o primario, dispone de un grupo de bombeo, así como los elementos de seguridad pertinentes, y está conectado a un circuito secundario mediante un intercambiador de placas. El fluido hidráulico del primario está compuesto por agua mezclada con una proporción del 30% de etilenglicol con una temperatura de congelación de - 17 °C.

El circuito secundario o de disipación, por el que circula agua, está formado por dos tanques de 1500L en serie con la posibilidad de conectarse a distintos métodos de disipación: piscina de agua, aerotermo, torre de refrigeración o máquina de refrigeración por absorción. Para los ensayos se utilizaron los dos depósitos en serie resultando un depósito de 3000 litros, que ofrece una buena inercia para las temperaturas de los ensayos, y finalmente la torre de refrigeración. Ver Figura 2.

Fig. 2. Esquema de los distintos circuitos que componen la instalación



El campo solar de ensayos se divide en los siguientes bloques:

- **Campo de captación.** Que incluye los captadores solares así como las interconexiones entre ellos.
 - *Captadores solares modelo Unisol 90 Clima TIM*, del grupo UNISOLAR S.A. captadores de cubierta plana con barrera convectiva TIM para reducción de pérdidas térmicas y las características indicadas en la tabla I del ANEXO.

La tecnología TIM es un acetato de celulosa con estructura de nido de abeja adosado al vidrio que destruye las células que se llegan a formar en el panel por convección, incrementando la eficiencia del mismo

- **Sistema de disipación.** Que permite la rápida disipación de la energía térmica absorbida por los captadores solares a distintos circuitos.
 - *Torre de enfriamiento evaporativo Modelo EWK 036* con una potencia de disipación de 40 KW, situada en el tejado del mismo edificio.
- **Sistema de vaciado de emergencia y seguridad.** Que tiene como finalidad el vaciado del fluido caloportador en caso de emergencia o anomalía en la instalación que impida la disipación, o para situaciones con largos periodos de inactividad. Elementos de seguridad:
 - *Válvulas de seguridad y purgadores.* Dado que cada captador solar puede quedar aislado del resto de la instalación, todos ellos disponen de un purgador y una válvula de seguridad para la protección de los mismos.
 - *Vaso de expansión (VE1)* de 300 litros y válvula de seguridad (VS1) tarada a 6 bares de presión, para protección del circuito.

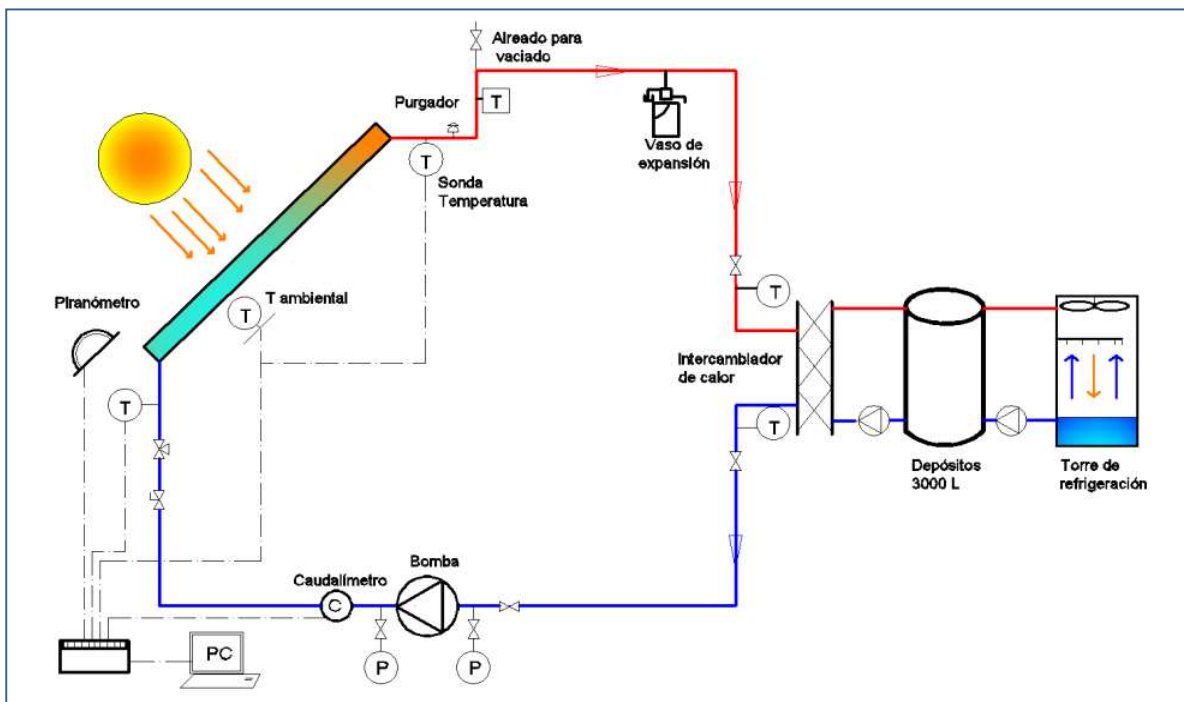
- **Circuito hidráulico.** Que comprende el equipo de bombeo y conducciones que permiten que la energía absorbida por los colectores solares térmicos sea entregada al circuito secundario a través del intercambiador de placas.
 - *Conducciones y aislamiento térmico.*
 - *Intercambiador de calor (INT.1).* Compuesto por un intercambiador de placas marca SEDICAL, modelo UFP-34/19 H-C-PN16 con potencia de 30 kW.
 - *Grupo de bombeo (B1).*
 - *Caudalímetro (C1).* Situado aguas abajo del equipo de bombeo y a una distancia suficiente de él para que las turbulencias causadas por éste no afecten a la medida.

Brevemente, tendríamos por un lado un circuito primario, que se encargaría de captar la energía solar, para ello dispone de una bomba que hace circular el fluido de trabajo (Etilenglicol 30%) a través del campo solar de manera que transporta la energía absorbida del sol en forma de calor (incremento de temperaturas entre entrada y salida del campo).

A su vez este circuito primario está conectado a un circuito secundario de disipación a través de un intercambiador de calor de placas.

Durante todos los ensayos con el fin de mantener constante la temperatura de entrada al campo solar, se igualan los caudales a ambos lados de los intercambiadores (primer intercambiador: circuitos primario y secundario y último intercambiador: circuitos secundario y de disipación), de manera que la disipación en el circuito primario sea igual que la generación.

Figura 3. Esquema de control y puntos de medida.



3.2 Instrumentación y control. (Ver figura 3)

- *Sondas de temperatura.* Cada captador dispone de una sonda de temperatura a la entrada y otra a la salida, de modo que se pueda registrar la variación que sufre el fluido caloportador en cada elemento. También se dispone de sondas de temperatura en los colectores de unión de todos los captadores y en las entradas y salidas del intercambiador primario/secundario, así como en los depósitos de disipación.

- *Medidas del caudal del líquido del captador.* La medida del caudal másico que circula por los captadores no pudo ser obtenida directamente ya que la instalación experimental carece aún de caudalímetros que permitan la medida del caudal que circula por cada colector. La instalación dispone de un caudalímetro conectado al circuito primario de captación que proporciona la medida del caudal volumétrico expresado en L/m. Mediante la temperatura del fluido caloportador (Agua con Etilenglicol al 30% temperatura de congelación de $-17^{\circ}\text{C}/\text{m}^3$) y la tablas de densidad y Cp (coeficiente de transferencia de calor) obtenidas de ASHRAE, calculamos el flujo másico en kg/s. (Ver Tabla II ANEXO). Tener más de un caudalímetro en el circuito primario nos proporcionaría mayor información y poder comprobar que realmente se producía una distribución uniforme por todos los colectores solares.

Bomba y dispositivos de control de caudal. Se dispone de bombas regulables en el circuito primario de captación y otra en el secundario, ubicadas en la sala de máquinas. Controlamos su caudal mediante un variador de frecuencia que actúa sobre la velocidad del motor que alimenta la bomba.

- *Recopilación de datos.* Todos los resultados de los ensayos fueron monitorizados y recopilados por un sistema de adquisición de datos gobernado por el programa de instrumentación virtual Labview. El sistema de adquisición y control está formado por equipos de National Instruments. Las medidas se toman cada 10 segundos.

3.3 Condiciones de ensayos y procedimiento

3.3.1 Eficiencia

Existen distintos métodos de ensayo para obtener el rendimiento u eficiencia de los colectores solares térmicos.

Los ensayos realizados en este trabajo se han tratado de adaptar a la NORMA UNE-EN 12975-2:2006 [24] que hace referencia al ensayo de un captador solar. Se ha considerado el campo solar experimental, con las distintas configuraciones, como si se tratase de un solo colector solar de grandes dimensiones tomando las medidas de temperatura, caudal, radiación solar, temperatura ambiente que interactúan con él.

Existen dos sistemas de control comunes para las instalaciones de solares de colectores planos: mantener el caudal de HTF constante o la temperatura de salida del HTF constante [25]. Mantener una temperatura del fluido a la salida del sistema de captadores constante, variando el caudal es el tipo de estrategia más empleado en aplicaciones de alta temperatura o aquellas donde se pueda dañar el HTF o el

sistema. En nuestro caso, que operamos a medias temperaturas, $75-90^{\circ}\text{C}$, fijaremos un caudal para todas las configuraciones con el fin de comparar mejor los datos obtenidos y buscando una temperatura de salida constante para un mayor rendimiento de la máquina de absorción.

En estudios como los de R.Best et al, 2011, [26] se ve la influencia del tamaño del campo de colectores en la calor útil producido y el calor específico, aprovechado para frío solar., grandes superficies producen valores mayores de calor útil, pero el calor específico disminuye, debido a que esas grandes superficies llevan a temperaturas medias del fluido más altas, reduciendo la eficiencia media de cada colector; aumentando las pérdidas con el ambiente. Es el caso de aplicaciones de frío solar, donde son necesarias superficies amplias de colectores y temperaturas medias-altas para el ciclo de absorción, por lo que se intuye; que habrá que buscar una disposición y un tamaño óptimo del campo solar en el que la curva de generación de frío se corte con la curva de calor específico.

Tabla 1. Parámetros y sistema de control

Parámetro	Set point
Fijos	
Temp. mín arranque interc.1	T min = 80°C
Temp. Arranque cto disipación	$75\pm 5^{\circ}\text{C}$
Temperatura salida buscada	T out constante = 90°C
Caudal HTF Cto. primario	$3\text{L}/\text{m} = 180\text{ l/h-captador}$
Configuraciones	5x4, 4x5, 3x8
Área total absorbedor	$38,2\text{ m}^2$ y $34,4\text{ m}^2$
Temp. Torre refrigeración	Por debajo de 32°C
Tiempo recogida de datos	10 seg
Variables.	
Temperatura ambiente y humedad	Valores medios.
Irradiación solar	Irradiancias medias.
Potencia intercambiada	Medida.
Caudal disipación	Calculado
Velocidad del aire	Despreciada.
Tiempo	0.09 A.M- 19.00h PM

Con el estudio de distintas configuraciones pretendemos corroborar esa relación y no sólo dar datos de área de colector sino de óptima disposición de los captadores.

- *Caudal másico de fluido caloportador, HTF.* Resulta muy importante poder controlar y fijar el caudal ya que será un parámetro fijo, común a las disposiciones de captadores y decisivo para el correcto funcionamiento del campo solar. Se ha elegido un valor de $3\text{L}/\text{min}$ por recomendaciones del libro Duffie and Beckmann, [20] ya que para un número de captadores en paralelo mayor que 3, se ha de trabajar por encima del valor máximo de diseño, y basándonos en datos de experimentos anteriores, ya que con este valor no se presentaban grandes pérdidas de eficiencia a altas temperaturas y se consigue evitar una subida excesiva de temperatura en los últimos captadores que podría llegar a vaporizar el anticongelante.

- *Velocidad del aire.* El rendimiento de los captadores es sensible a la velocidad del aire, especialmente aquellos sin cubierta. La pérdida de calor de un captador aumenta cuando lo hace la velocidad del aire sobre éste. En nuestro caso en particular, la velocidad del viento fue despreciada durante los ensayos, ya que por la situación del campo solar en el edificio, éste proporciona un resguardo que se traduce en medidas de velocidad media en el plano paralelo de los colectores < 1,5 m/s, un valor que entra en el rango fijado por la norma UNE – EN 12975-2, de 1m/s a 4m/s.

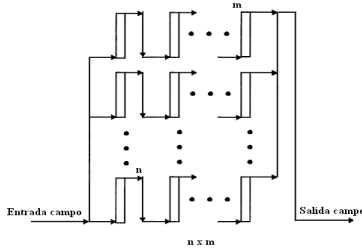
3.3.2 Ensayo de rendimiento del campo solar.

Los ensayos fueron realizados durante finales del mes de Abril y principios de julio de 2012.

Las configuraciones del campo solar objeto de ensayo fueron las siguientes:

- (A) 5 grupos en paralelo de 4 colectores en serie.
- (B) 4 grupos en paralelo de 5 colectores en serie.

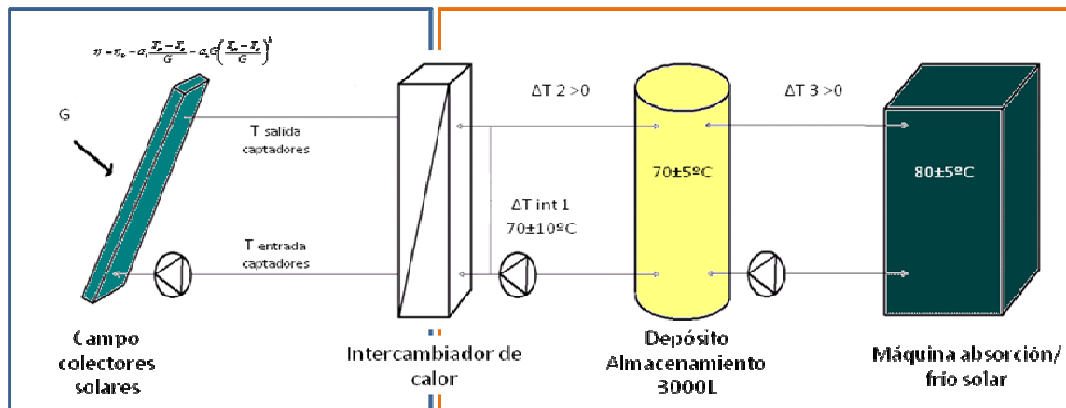
Fig. 4. Tipos de conexión del campo solar ensayados.



Durante todos los ensayos se realizaron medidas de temperatura a la entrada y salida del campo, temperatura ambiente, velocidad del viento, caudal y radiación solar para cada una de las configuraciones con el objetivo de determinar en función de la irradiación solar una tendencia en el rendimiento η y en la potencia o producción de calor Q_U , comparar las distintas configuraciones y tener una idea de la idoneidad de la instalación para proporcionar frío solar.

Para ello la temperatura de consigna para que entre a funcionar el circuito secundario se fija en 80°C, a partir de esta temperatura el circuito primario cede la potencia para calentar los depósitos de inercia en los que debemos asegurar una temperatura de 75±5°C.

Fig 5. Esquema simplificado de las temperaturas de consigna



A partir de esta temperatura se aseguraría el arranque y buen funcionamiento de la máquina de frío solar., que esta instalación queda representada por el sistema de disipación. (Ver Fig. 5).

La producción de calor útil captada por el campo solar se determinó por la fórmula.

$$Qu = \dot{m} \cdot Cp \cdot \Delta T \quad [1]$$

m	Caudal másico del fluido caloportador [kg/s]
Cp	Calor específico fluido [J/kg °C]
A	Área del collector solar [m ²]
Ac	Área, superficie absorbedor [m ²]

La potencia máxima interceptada por el campo solar en función de la radiación solar y la superficie del absorbedor total sería la energía incidente.

$$\dot{Q} = A \cdot G \quad [2]$$

Utilizando las dos expresiones anteriores obtendríamos el rendimiento del campo solar.

$$\eta = \frac{Qu}{\dot{Q}} = \frac{\dot{m} \cdot Cp \cdot (T_s - T_e)}{A_c \cdot G} \quad [3]$$

El balance energético solo es correcto para condiciones estacionarias, es decir, que no debe haber cambios de radiación incidente o de las temperaturas durante la evaluación. De la ecuación [3], durante el ensayo podemos obtener \dot{m} , Cp, Ts, Te, T_{amb}, Ac y Gt. La temperatura media del fluido de transferencia de calor se calcula con las temperaturas de entrada y salida.

$$\eta = \eta_0 - a_1 \frac{T_m - T_a}{G} - a_2 \cdot G \left(\frac{T_m - T_a}{G} \right)^2 \quad [6]$$

También proporciona la fórmula de producción de calor del colector.

$$\dot{Q} = A \cdot G \left(\eta_0 - a_1 \frac{T_m - T_a}{G} - a_2 \frac{(T_m - T_a)}{G} \right) \quad [7]$$

Donde A se refiere al área del absorbedor, en nuestro caso la de los 20 captadores.

4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

La idea inicial del proyecto era realizar ensayos con el mayor número de configuraciones posible y caracterizar así con más exactitud el campo de colectores.

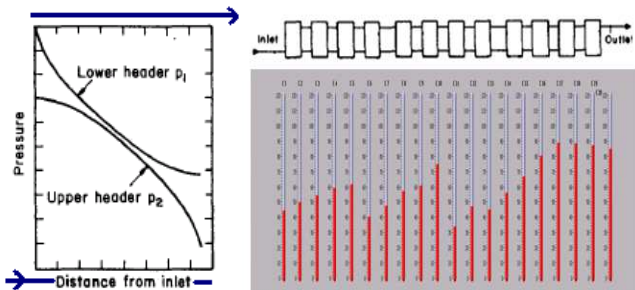
Para los fines perseguidos de alcanzar una temperatura lo más alta posible para que resulte adecuada para aplicaciones de frío solar nos interesan bloques de captadores de 3, 4 y 5 en serie, no obstante se hicieron pruebas con los 20 colectores en serie para comprobar la distribución del flujo mientras se ponía en marcha la instalación y se el sistema de control.

Una configuración de 20 colectores en paralelo no se encontraría en la realidad porque el CTE en su apartado HE4 lo prohíbe, en este trabajo, por tratarse de una instalación experimental pudimos comprobar que la falta de uniformidad de flujo en este tipo de configuración. No sólo la influencia de los parámetros de diseño del colector afecta a la distribución del flujo a través de él, y éste a su vez al comportamiento térmico, sino también la disposición de varios colectores en paralelo. Es conveniente decir que los cálculos de rendimiento de los colectores se basan en asumir una distribución uniforme de flujo.

Los tres parámetros que mayor influencia tienen en la distribución del flujo en un colector son: [27].

- *Ratio de diámetro de tubo y diámetro de colector.*
- *Número de tubos distribuidores.*
- *Longitud de tubos.*

Fig 6. Distribución irregular del flujo



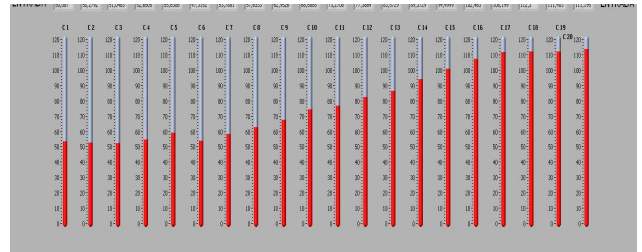
Por un lado, en el comportamiento individual de un colector se aprecia una caída de presión a lo largo de la parrilla de tubos ya que el agua entra por un extremo y de un solo lado del colector, estrechándose el diámetro de paso del colector a cada tubo de cobre individual, aumentando la velocidad y disminuyendo la presión, a su vez influenciada por la disposición de los tubos en paralelo, serpentín y la tecnología y mejoras que presente el colector en estudio [N. molero 3D]. Colectivamente, se añaden las influencias de un mayor número de uniones hidráulicas y la adición de más colectores en serie o paralelo, que se traduce en una peor distribución del flujo, hecho que queda patente en la imagen capturada del sistema de control, donde las temperaturas de salida durante un tiempo no muy prolongado son muy diferentes debido a la falta de uniformidad en la distribución del flujo en la fase de enfriamiento, un hecho estudiado por G.F Jones. [27]

En el resto de los ensayos con la elección de un flujo y configuración adecuados no se observó esta problemática, debido a que el reparto de caudales fue lo suficientemente homogéneo, afectando en menor medida a la eficiencia térmica del sistema.

Observaciones del sistema de disipación

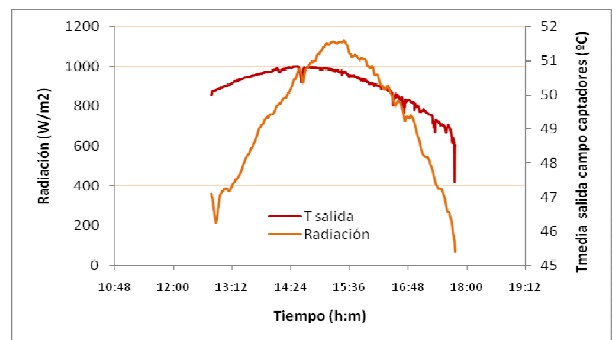
En el sistema de disipación del campo de captadores trabajando con los 20 en paralelo, la disipación del calor se produce de forma irregular. Se trata de una apreciación cualitativa, ya que no tenemos manera de medir el caudal de la bomba de disipación que hay en el tejado, pero resulta también un fenómeno curioso, y puede que importante para la duración de los captadores, además de que la mala disipación patente en los últimos colectores, implica una menor eficiencia de estos y por tanto afectan al conjunto. Arranque de la disipación, finalmente transcurrido unos minutos se estabiliza aunque siguiendo esta tendencia.

Fig 7. Disipación anómala observada



Como se observa en las capturas de pantalla, al tener una distribución heterogénea del caudal y por tanto una diferencia de temperaturas entre entrada y salida del captador diferente, el rendimiento no es el esperado en cada captador, es un fenómeno ya estudiado por otros autores que no tiene tanta importancia en cuanto a que no se va a dar esa disposición en la realidad.

Fig 8. Radiación y temperatura de salida promedio a la salida de captadores con los 20 en paralelo.



A continuación se muestran las gráficas de rendimiento, radiación solar, temperatura alcanzada con el campo de captadores y potencia interceptada para las configuraciones propuestas, de 4 y 5 colectores en serie.

Fig 9. Radiación y Temperatura de salida. 4 bloques de 5 captadores en serie. Día soleado.

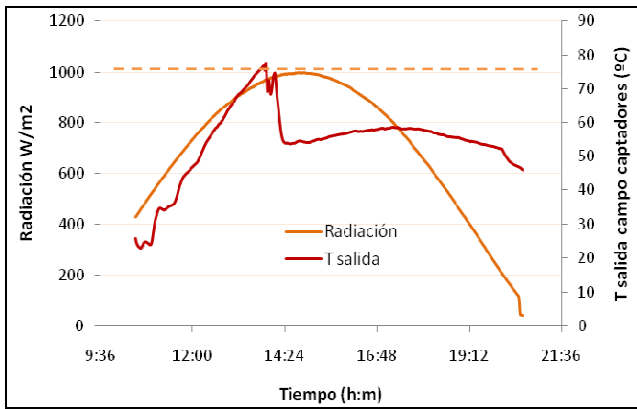


Fig 10. Radiación y Temperatura de salida. 5 bloques de 4 captadores en serie. Día soleado.

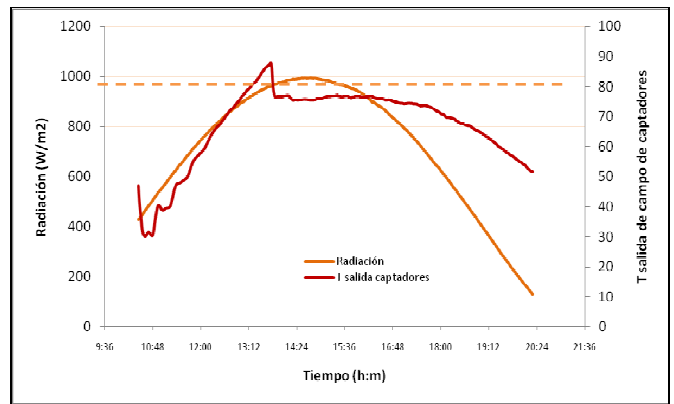


Fig 11. Radiación y Temperatura de salida. 4 bloques de 5 captadores en serie. Día nublado.

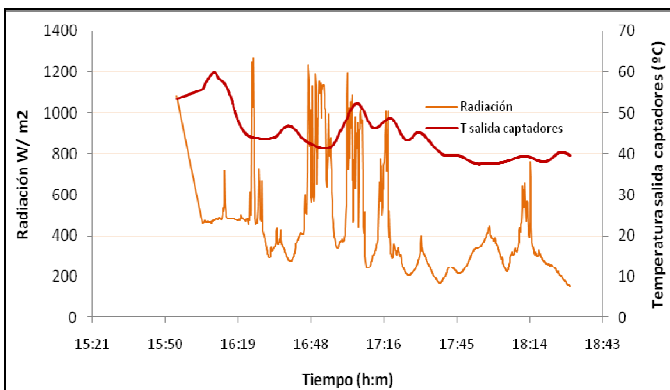
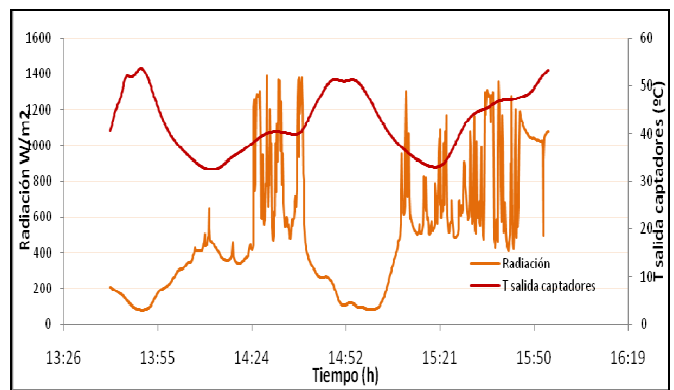


Fig 12. Radiación y Temperatura de salida. 5 bloques de 4 captadores en serie. Día nublado.



La disposición de 5 captadores en serie nos proporcionó una temperatura de salida del fluido sensiblemente mayor, el hecho de colocar un captador más en serie aumenta la temperatura del fluido pero disminuye la eficiencia de la configuración como se verá en gráficas posteriores. En el ensayo de la configuración de 4 en serie se alcanza más temperatura porque el día anterior se realizó el ensayo de 5 captadores en serie, la instalación partía de mejores condiciones, más temperatura en depósitos y menos potencia necesaria para arrancar el circuito secundario.

Otro dato extraído de los ensayos es el buen comportamiento del retorno invertido, la medición del caudal con el tiempo no muestra una gran desviación, si bien es cierto que la bomba ajusta mejor un caudal menor ya que a mayor caudal y mayor temperatura, las propiedades del fluido varían más y el volumen desalojado no se mantiene constante, pero hablamos de una desviación de ± 1 Litro sobre el caudal deseado.

El descenso de la temperatura que se observa en las gráficas 9 y 10, sobre las 13:00 y 14:00h en los dos casos de día soleado, se debe a que entra en funcionamiento el circuito de disipación, se logra para una radiación entre $950-1100 \text{ w/m}^2$ y una temperatura del fluido de 80°C .

En un día de claros y nubes, con alta radiación difusa y a pesar de tener una temperatura ambiental de 23°C , apenas se logra una temperatura de salida de captadores del orden de 50°C , que aunque suficiente para aplicaciones como ACS o suelo radiante no es representativa para la finalidad que aquí buscamos que es frío solar.

Todos estos ensayos se realizaron con un caudal fijo, de 3 L por captador como se mencionó con anterioridad, queda propuesto para un futuro realizar ensayos con las mismas configuraciones variando el caudal para poder hacer una mejor comparación de las configuraciones.

A continuación se presentan las gráficas de rendimiento de los captadores de cada configuración.

Fig 13. Rendimiento medio de configuración (A): 5 bloques de 4 captadores en serie. Día nublado.

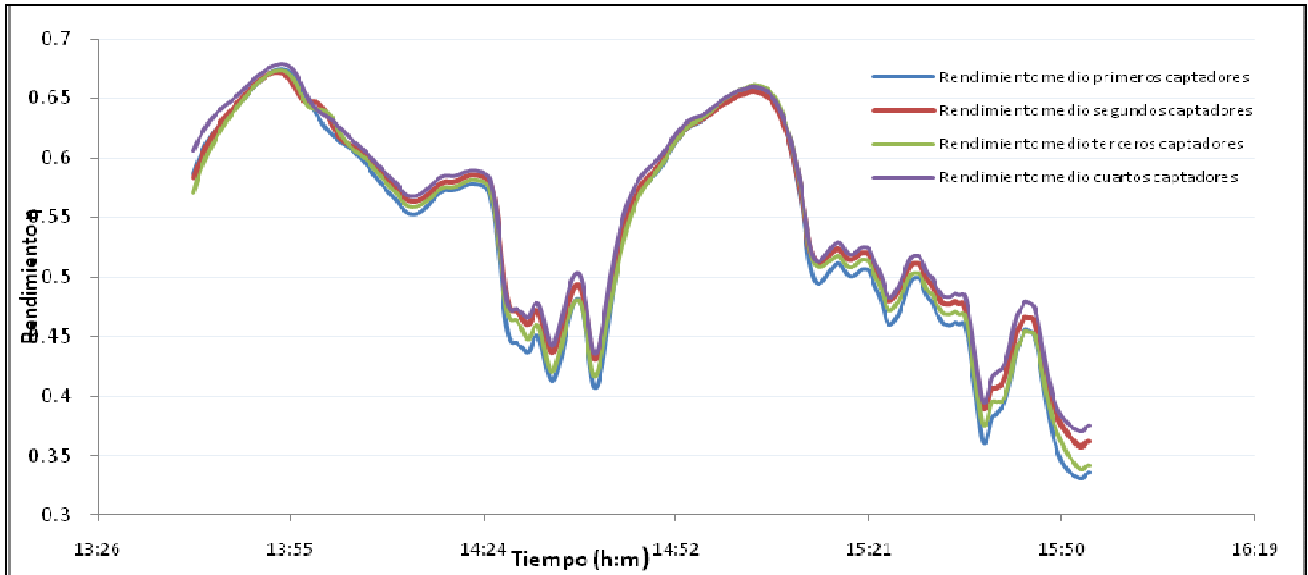


Fig 14. Rendimiento medio de configuración (A): 5 bloques de 4 captadores en serie. Día soleado.

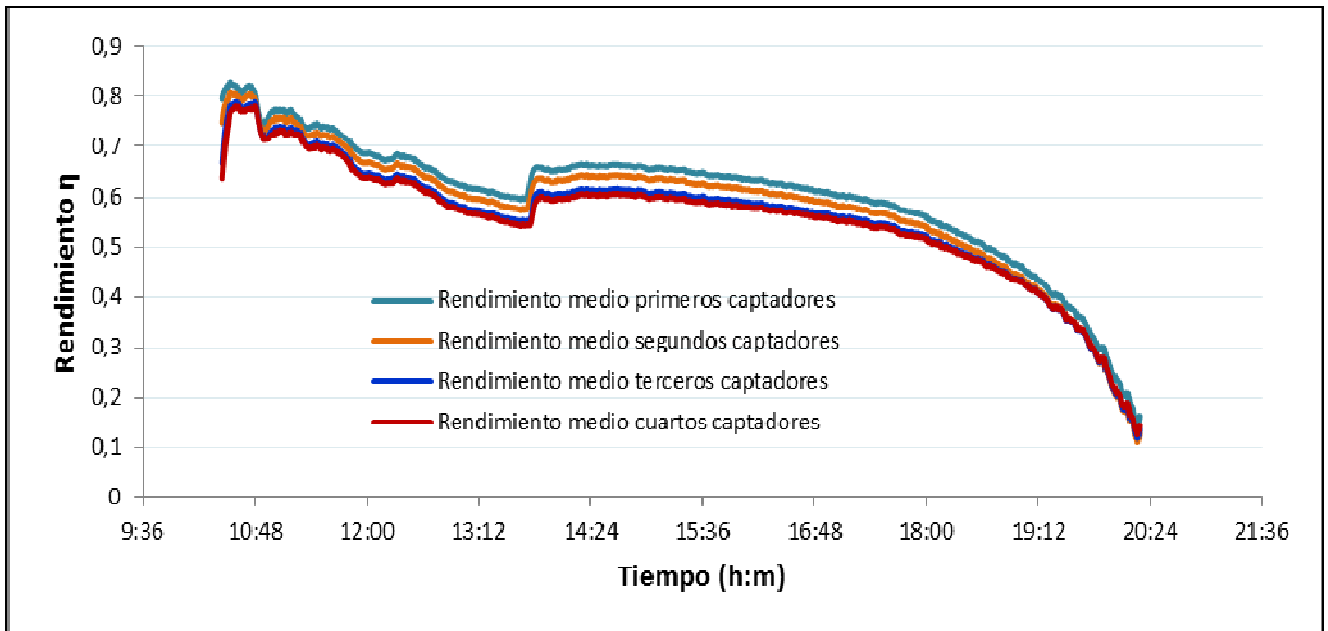


Fig 15. Rendimiento medio de configuración (B): 4 bloques de 5 captadores en serie. Día nublado.

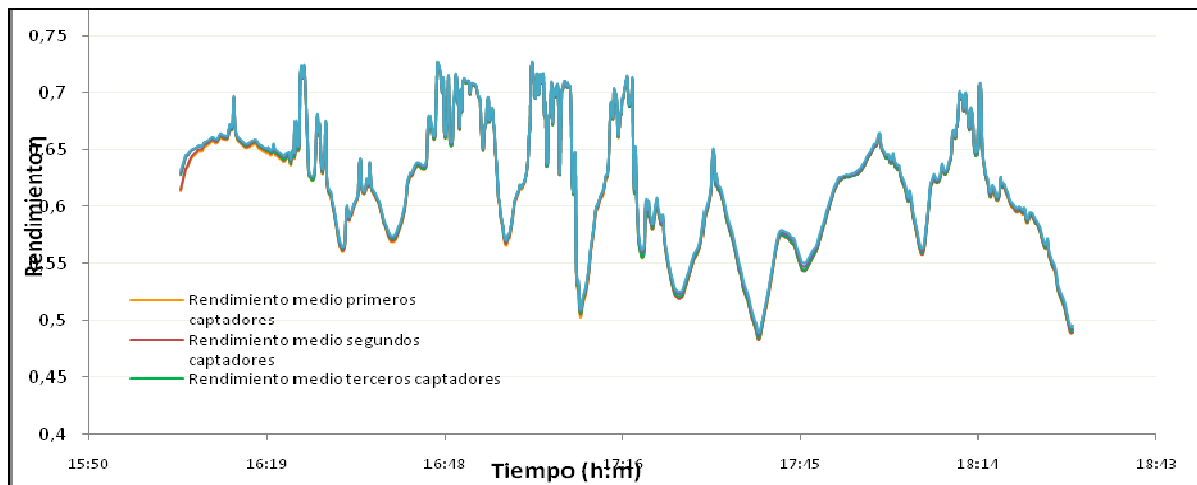
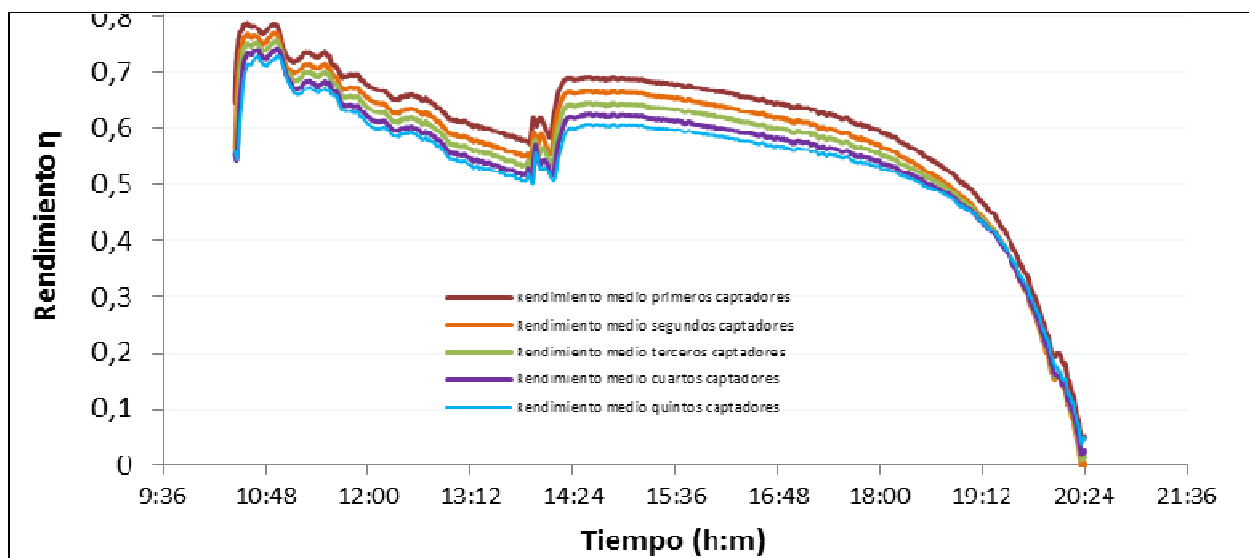


Fig 16. Rendimiento medio de configuración (B): 4 bloques de 5 captadores en serie. Día soleado.



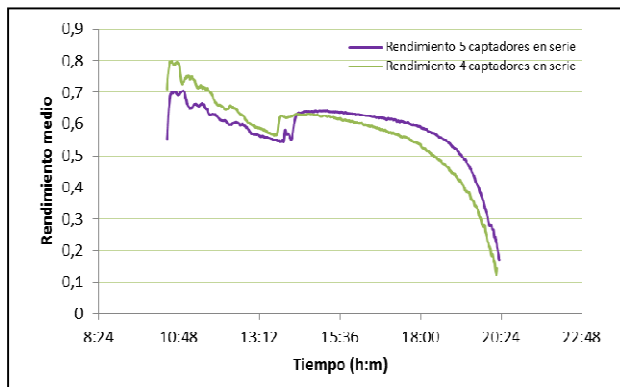
La bajada del rendimiento a primeras horas se corresponde a que la temperatura de entrada y salida del captador es muy similar, porque realmente está funcionando el circuito primario recirculando fluido absorbiendo calor, cuanto mayor es la temperatura del fluido menor rendimiento, hasta que del la temperatura media del fluido llega a ser de 80°C y entra el secundario en funcionamiento, baja notablemente la temperatura de entrada y se mantiene casi constante la temperatura de salida, con lo q el rendimiento aumenta.

A últimas horas la falta de radiación hace caer el rendimiento, aumenta considerablemente el término de pérdidas, este efecto se ve más pronunciado en la gráfica 16.

Con la configuración de 5 captadores en serie y las condiciones climáticas favorables, la instalación adquirió una buena inercia térmica y la temperatura del fluido era bastante elevada, con lo que eran los captadores los que transmitían al ambiente cuando la temperatura ambiente y la radiación empezaron a caer hacia la tarde noche.

Puede llamar la atención los rendimientos elevados al comienzo de los ensayos, esto se debe a que la diferencia de temperatura del fluido es muy baja debido a que la tubería está fría, menor que la temperatura ambiental, resultando el término de pérdidas negativo y sumándose éste a la eficiencia óptica obtenemos un rendimiento mayor.

Fig 17. Rendimiento medio de las dos configuraciones estudiadas.



En esta última gráfica se comprueba que el rendimiento medio de la configuración de 4 captadores en serie es sensiblemente mayor, no obstante, las condiciones de ensayo no fueron del todo iguales, si bien el caudal por captador era constante y la radiación y temperatura ambiental muy similares, otros factores como la inercia térmica de la instalación, especialmente la mayor temperatura en depósitos y consecuentemente una temperatura de fluido mayor afectan a que aumente el término de pérdidas notablemente, y a partir de un punto, el rendimiento medio de la serie de 4 captadores cae mucho más rápido, los captadores disipan al ambiente y el rendimiento llega a ser negativo.

Como se comentó en su momento superficies mayores de captadores producen mayor potencia útil en valores absolutos pero la potencia específica disminuye, debido al hecho de que mayores áreas llevan a temperaturas medias más elevadas del fluido, reduciendo la eficiencia media cada colector y consiguientemente, del sistema. Sin embargo, mayor área de colectores posibilita el trabajar con COPs mayores en máquinas de absorción que necesitan una temperatura de entrada de agua caliente entre 80-100°C. Para una zona C1 como la estudiada, se observa que en días soleados del periodo estival no se llega a alcanzar la radiación necesaria para mantener en funcionamiento una máquina de frío solar, hasta las 14:00h no se alcanza la temperatura de consigna del fluido caloportador de 75-80 °C para que entre en funcionamiento el circuito secundario. En días nublados es impensable. Por lo extraído de los ensayos podríamos concluir que no es viable una instalación de este tipo en el norte de España, ya que las condiciones climáticas lo imposibilitan.

Si bien se rechaza la posibilidad de alimentar una máquina de frío solar únicamente con captadores solares térmicos, queda pendiente analizar que aporte podría conseguirse en el caso de que existiese otra unidad principal y los captadores solares actuasen de apoyo. También nos interesa estudiar la viabilidad y configuración óptima para la producción de ACS y calefacción de baja temperatura como es el caso del suelo radiante, así como una combinación de las distintas aplicaciones, de manera que a lo largo del año se consiga el

máximo apoyo por medio de energía solar térmica. Para investigaciones y trabajos futuros se cree que los ensayos deberían seguir en esta línea.

Planteamiento de objetivos futuros de estudio:

Como consecuencia del creciente interés de alimentar este tipo de máquinas mediante agua caliente generada mediante energía solar térmica, están apareciendo en el mercado máquinas adaptadas o específicamente diseñadas para funcionar con energía solar y con potencias nominales inferiores, con lo que este tipo de estudios resultan útiles para comprobar el funcionamiento y la respuesta de un campo de colectores, mejorar en la medida de lo posible lo relativo los captadores solares y así evaluar más acertadamente la eficiencia energética del sistema.

Otro posible objetivo sería estudiar la configuración óptima para la producción de ACS y agua caliente para calefacción por suelo radiante, comprobar cómo se comporta el campo de colectores con disposiciones de 2, 3 y 4 colectores en serie. Para mayor precisión en las conclusiones sería interesante poder monitorizar el flujo por cada colector, lo que nos llevaría a un estudio más detallado del comportamiento de cada configuración mejorando la fiabilidad de los ensayos y pudiendo comprobar que el retorno invertido cumple con su propósito en cualquiera de las configuraciones.

Con la instalación a punto resultaría muy útil realizar ensayos más duraderos en el tiempo, variando el caudal y con las radiaciones en las distintas épocas del año de las configuraciones que presenten mejores resultados en cuanto a rendimientos, potencia e incremento de temperaturas, pudiendo llegar a configurar una tabla en la que se distinga tipo de configuración, aplicación (ACS, calefacción a baja-media temperatura, apoyo a calefacción de media-alta temperatura, apoyo a aplicaciones de climatización etc) y rango de radiación, para simplificar la elección de una futura instalación de captadores solares térmicos.

5. CONCLUSIONES

Después de realizar varios ensayos con las configuraciones planteadas para el estudio bajo condiciones externas diferentes se concluye que no es posible emplear únicamente energía solar térmica para su uso como parte de un sistema de refrigeración frío solar, se necesitaría un aporte eléctrico adicional, y por lo menos en zonas climáticas como la estudiada, el aporte de energía solar sería un apoyo para este tipo de aplicaciones.

6. NOMENCLATURA

A	Area del colector solar [m ²]
A _c	Área, superficie absorbedor [m ²]
η	Eficiencia térmica
G	Irradiación solar global [W/m ²]
Q _U	Potencia útil extraída final[W]
Q	Energía solar interceptada por el captador [W]
Q _{ab}	Potencia absorbida por el captador [W]
m	Flujo másico del fluido caloportador [kg/s]
C _p	Calor específico fluido [J/kg °C]
T _m	Temperatura media [°C]
T _e	Temperatura entrada [°C]
T _s	Temperatura salida [°C]
T _{amb}	Temperatura aire circundante [°C]
α	Absortancia solar
ε	Emitancia hemisférica

7. AGRADECIMIENTOS

La autora agradece al proyecto PSE-ARFRISOL, referencia PS-120000-2005-1, y a todos los miembros del Consorcio de PSE-ARFRISOL. Especialmente a Isaac Sarries, María José Suárez, y mis tutores, que gracias a su ayuda, interés y dedicación, varios alumnos hemos realizado nuestro proyecto fin de Máster.

8. REFERENCIAS

- [1] Midilli A., Dincer I., Green Energy Strategies for sustainable development, Diciembre 2006. Pages 3623-3633.
- [2] Gonzalo Escribano, Seguridad Energética : concepto, escenarios e implicaciones para España y la UE. Real Instituto Elcano. DT n° 33, Diciembre 2006.
- [3] Instituto Internacional de Refrigeración. International Journal of Refrigeration, 2009.
- [4] Intergovernmental Panel On Climate Change(IPCC) Report, Paris; 2008.< www.ipcc.ch>.
- [5] Fan,Y., Luo,L., Souyri,B., 2007. Review of solar sorption refrigeration technologies: development and applications. Renewable and Sustainable Energy Reviews11, 1758-1775.
- [6] Hwang, Y.H., Radermacher, R., Al Alili, A., Kubo, I., 2008. Review of solar cooling technologies. HVAC&R Research 14, 507-528
- [7] Kim,D.S., Infante Ferreira,C.A., 2008. Analytical modeling of steady state single-effect absorption cycles. International Journal of Refrigeration 31, 1012-1020.
- [8] Zhai X. Q., Wang,R.Z., Wu, U.Y., Dai Y.J., Ma,Q., 2008. Design and performance of a solar powered air-conditioning in a green building. Applied Energy 85, 297-311.
- [9] José Manuel López Cozar. Manual de Energía Solar Térmica. IDAE.
- [10] POSHIP, The Potential of Solar Heat for Industrial Processes, Project n. NNE5-1999-0308. Final Report. 2001.
- [11] Pongsid Srihirin., Satha Aphornratana., 2001. A review of absorption refrigeration technologies. Renewable Energy. Volume 5, Issuee 4, pages 343-372,December 2001.
- [12] Fong, S.K.F., Chow, T.T., Lin, J.Z., Chan, A.L.S., 2007. Application potential of solar thermal technologies for buildings in Hong Kong. In: conference Proceedings of Joing Hong Kong and Hangzhou Seminar for Sustainable Building, Hangzhou , China, September 2007,pp.118-126.
- [13] Duffie , J Beckman, W.A., 2006. Solar Engineering of Thermal Processes, third ed. Jhon Wiley and Sons, Hoboken, New Jersey.
- [13] Gordon, J.M., Ng, K.C.,2000. High-efficiency solar cooling. Solar Energy 68, 23-31.
- [15] Bovca, M.D., Cabello, R., Querol., D., 2007. Comparative life cycle assessment of commonly used refrigerants in comercial refrigeration systems, International Journal of LCA, 12, 299-307
- [16] Florides G.A, Tassou, S.A., Kalogirou 2002. Modelling, simulation and warming impact assessment of a domestic size absorption solar cooling system. Applied Thermal Engineering 22, 1312-1325.
- [17] Atmaca, I., Yigit, A., 2003. Simulation of solar powered absorption cooling system. Renewable Energy 28, 1277-1293.
- [18] Otanicar T., Taylor R.A., Phelan P.E., 2012. Prospects for solar cooling- An economical and environmental assessment. Solar Energy 1287-1299.
- [19] N. Molero-Villar, J.M Cejudo-López*, F.Domínguez-Muñoz. A comparison of solar absorption system configurations. Science Direct. Solar Energy 86 (2012) 242.
- [20] Duffie, J.A., Beckmann W.A., 2006. Solar Engineering of Thermal Processes. Third Ed, Wiley.
- [21] Arata A, de Winter F. Design and Performance of Large Solar Water Heating Systems. Advances in Solar Energy Technology,Congress of the International Solar Energy Society, Hamburg, Germany, 13-14 September, 1987.
- [22] Weiss, W., and Rommel, M. (2005). Solar Heat for Industrial Processes: Medium Temperature Collectors. Published _task33.pdf. AEE – Institute for Sustainable Technologies, Gleisdorf, Austria.
- [23] Shariah A., Dajeh D., 1998. Best connection scheme of collector modules of thermosyphon solar water heater operated at high temperatures. Renewable Energy 17. 573
- [24]NORMA UNE-EN 12975-2:2006. Sistemas Solares Térmicos y Componentes. Captadores solares. Parte 2: Métodos de ensayo.
- [25] Ming Qu, Hongxi Yin et al, 2009. A solar thermal cooling and heating system for a building. Experimental and model based performance analysis and design. Science Direct. Solar Energy 84, 166-182, 2010.
- [26] Best, R., Ortega, N., 1999. Solar refrigeration and cooling. Renewable Energy 16, 685- 690.
- [27] G.F.Jones, Lior., N., Flow Distribution in manifolded solar collectors with negligible buoyancy effects. Solar Energy vol 52. 1994.

ANEXO

Tabla I. Características de los captadores planos.

Tabla 1. Captadores planos con cubierta UNISOL 90 clima TIM		
Material carcasa	Aluminio	Parámetros basados en el área del absorbedor
Ángulo de inclinación	Fijo. 40° 3' 0''.	η_o eficiencia óptica
Orientación	Fija. sur sureste con coordenadas latitud 43°31'21.08"N longitud 5°37'19.57"O.	Coficiente de pérdidas (a1)
Área total	2,06 m ²	Coficiente de pérdidas (a2)
Área de apertura	1,91 m ²	Parámetros basados en el área de apertura
Área de absorbedor	1,91 m ²	η_o eficiencia óptica
Lx a x h	2020x1020x90 mm	Coficiente de pérdidas (a1)
Cubierta	Vidrio 3.2 mm TIM: 18mm	Coficiente de pérdidas (a2)
Rango de flujo	75 a 150 L/h	Constante de tiempo τ
Presión de operación	Máx 10 bar	0: 01: 13 h: min: s
Número de tubos	Colectores: 2, Verticales : 7	
Diámetro de tubo	Colectores Ø ext 22 mm Verticales Ø ext 8 mm	
Aislamiento térmico	Posterior: lana de roca 30mm Lateral: lana de roca 20mm	

Tabla II. A continuación se muestra una tabla resumen con los valores de densidad y Cp para el fluido caloportador empleado durante los ensayos.

Tabla 2. Densidad y Cp Etilenglicol al 30%			
Temperatura °C	Densidad kg/ m ³	Cp	kJ/(kg °C)
65	1023,45	3,773	
70	1020,42	3,787	
75	1017,27	3,801	
80	1014,00	3,816	
85	1010,60	3,830	
90	1006,60	3,844	

Tabla III.

Tabla 3. Características y especificación de instrumentación y equipos	
Parámetro/ instrumento	Medida y características
Caudal del fluido	Agua+ etilenglicol 30%, llamado en adelante HTF (heat transfer fluid). Caudal por captador 3L/min = 0,05 kg/s
Bomba	Grundfos TPE 32-180/2 AFA RUUE 1X230 dotada con variador de velocidad.
Presurización	La caída de presión del fluido por colector no supera ±3,5 KPa.
Caudalímetro	C. magnético inductivo marca Kobold. Calibrado en todo el rango de caudales del fluido y temperaturas. Precisión de ± 0,3%, Situado aguas abajo del equipo de bombeo y a una distancia suficiente de él para que las turbulencias causadas por éste no afecten a la medida.
Termorresistencias	Pt100 a 3hilos, precisión 1/3 din, distancia <200mm del captador.
Registrador de datos	Equipos de National Instrument. Gobernados por el programa Virtual LabView. Error mejor que el 0,5% de la lectura de fondo de escala y una constante de tiempo < 1s.
Control de válvulas	Purgador y una válvula de seguridad para la protección de cada captador.
Aislamiento	Aislamiento tubular flexible de 35 mm con una cobertura semirrígida plástica. Conductividad térmica de 0,035 W/m·K.
Tuberías y conducciones	Compuesta por conductos de cobre de 42 mm de diámetro exterior y 40 mm de diámetro interior, con aislamiento de protección contra agentes climatológicos, biológicos y radiación UV
Piranómetro	Piranómetro Kipp Zonen modelo CMP-11 de clase 2 con un error del ±0,02% que proporciona una medida directa de la radiación solar en sus componentes semiesféricas total, directa y difusa. Con igual ángulo de inclinación que la instalación.
Ángulo de incidencia	EL piranómetro fue instalado junto al campo solar con la misma inclinación y orientación de manera que la medida de la radiación es directa.
Temperatura ambiente y humedad	La temperatura ambiente la mide una sonda similar a las que mide la temperatura de los captadores y está a la sombra, bajo uno de ellos.
Velocidad del aire	Valores siempre entre los especificados en norma UNE, 2-4m/s.