

UNIVERSIDAD DE ALMERIA

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR Y
FACULTAD DE CIENCIAS EXPERIMENTALES

**“Diseño de una planta solar de colectores
cilindricoparabólicos para una lavandería
industrial en Vúcar (Almería)”**

Curso 2013/2014

Alumno/a:

Diego Rodríguez Gil

Director/es:

Manuel Pérez García
Ricardo Parreira da Silva



DISEÑO DE UNA PLANTA SOLAR DE COLECTORES CILINDRICOPARABÓLICOS PARA UNA LAVANDERÍA INDUSTRIAL EN VÍCAR (ALMERÍA)



UNIVERSIDAD DE ALMERÍA

Escuela Politécnica Superior y Facultad de Ciencias Experimentales

Departamento de Química y Física

CIESOL

Centro de Investigación en Energía Solar

(Unidad de Modelado y Control)

Autor

Diego Rodríguez Gil

Directores

Manuel Pérez García

Ricardo Manuel Parrerira da Silva

Titulación

Grado en Ingeniería Mecánica

Almería, Septiembre 2014

A mis padres...

Agradecimientos

En primer lugar, desearía expresar mi agradecimiento a mis directores del presente Trabajo Fin de Grado, Dr. Manuel Pérez García por todo su interés en mí desde el inicio, ofrecerme todo aquello que ha estado en su mano para mi desarrollo académico y permitirme la gran experiencia de desarrollar dicho trabajo en el Centro de Investigación en Energía Solar CIESOL y a Dr. Ricardo Parreira da Silva por su atención cercana, tiempo y dedicación invertida en mí transmitiéndome con gran interés sus conocimientos.

Además, quisiera expresar mi gratitud a mis compañeros del grupo de Modelado y Control Automático del centro CIESOL, y en especial a mis compañeros laboratorio Javier Cabrera, M^a del Mar Castilla, con los que he convivido en este año.

También agradezco a mis amigos de carrera con los que he convivido y compartido la experiencia de realizar esta última etapa y en especial a mi compañero Jose, junto con quién, hemos vivido grandes momentos de esfuerzo, cansancio y nervios para alcanzar esta etapa final. He de agradecer a Marine toda la paciencia, cariño y apoyo ofrecido en todo momento.

Por último, y no por ello menos importante, a mi familia por toda la fe en mí, la paciencia e inigualable ayuda ofrecida en todo momento a lo largo de mi formación académica sin la cual todo esto no habría sido posible.

ÍNDICE

1	Introducción.....	1
1.1	Contexto.....	1
1.2	Interés y justificación.....	1
1.3	Objetivos.....	10
1.4	Estructura de la memoria del proyecto.....	11
2	Revisión bibliográfica.....	13
2.1	Fundamentos teóricos.....	13
2.2	Estado del arte.....	21
3	Modelado y caracterización.....	30
3.1	Descripción del emplazamiento y climatología.....	30
3.1.1	Características de la localización.....	30
3.1.2	Climatología.....	31
3.2	Descripción de los procesos de la lavandería.....	34
3.3	Descripción del sistema solar de generación de calor de proceso.....	39
3.3.1	Configuración del sistema solar.....	41
3.3.2	Disposición de los colectores en el campo.....	42
3.3.3	Selección del fluido térmico.....	44
3.3.4	Selección del tipo de colector:.....	49
3.3.5	Selección de tipo de almacenamiento.....	53
3.4	Modelo estático.....	55
3.4.1	Descripción de ecuaciones.....	56
3.4.2	Interfaz gráfica para el usuario.....	59
3.4.3	Predimensionado de la planta.....	60
3.5	Modelado dinámico.....	63
3.5.1	Modelo del sistema.....	63
3.5.2	Modelo climatológico.....	69
3.5.3	Modelo y caracterización de los colectores solares.....	73
3.5.4	Modelo y caracterización del almacenamiento.....	75
3.5.5	Modelo y caracterización del control.....	80
3.6	Modelo hidráulico.....	88
3.7	Indicadores de eficiencia de la planta.....	91
3.7.1	Fracción solar.....	91

3.7.2	Eficiencia.....	92
3.7.3	Índice combinado para evaluación.....	92
4	Resultados y discusión.....	94
4.1	Estudio paramétrico.....	94
4.1.1	Tratamiento de datos.....	95
4.1.2	Lectura y generación de gráficas.....	96
4.1.3	Selección y discusión.....	96
4.2	Resultados energéticos.....	106
4.3	Resultados económicos.....	116
4.4	Resultados ambientales.....	124
5	Conclusiones y futuros trabajos.....	129
5.1	Conclusiones.....	129
5.2	Futuros trabajos.....	131
6	Bibliografía.....	132
7	Anexos.....	137
7.1	Plano situación y emplazamiento.....	139
7.2	Plano disposición del terreno.....	141
7.3	Plano planta solar sobre terreno.....	143
7.4	Esquema de principio.....	145

1 Introducción.

1.1 Contexto.

El presente Trabajo Fin de Grado titulado *Diseño de una planta solar de colectores cilindricoparábolicos para una lavandería industrial en Vícar (Almería)*, ha sido realizado en el Centro de Investigaciones de la Energía Solar (CIESOL) y en el Departamento de Química y Física de la Escuela Politécnica Superior y Facultad de Ciencias Experimentales de la Universidad de Almería. Dicho trabajo ha sido dirigido por Dr. Ricardo Manuel Parreira da Silva, investigador del centro CIESOL y Dr. Manuel Pérez García, profesor titular del área de Física Aplicada y co-director del CIESOL.

1.2 Interés y justificación.

Uno de los grandes retos a los que la humanidad se enfrenta hoy día es el suministro de energía. El aumento de la población mundial así como el objetivo de mejora de nivel de vida de esta son factores consecuentes que hacen que este problema venga haciéndose más evidente en los últimos años. Además, el uso de fuentes de energía fósiles que siguen siendo utilizadas en la actualidad está generando un problema de contaminación ambiental que es sensible y que desencadena más problemas.

Debido a estos hechos, ha sido necesario la búsqueda y uso de otras fuentes energéticas alternativas que eviten estos problemas. En este trabajo trataremos con una fuente de energía renovable, la energía solar.

La mayor ventaja de la energía solar comparada con otras formas de energía es que es limpia y puede ser suministrada sin ningún tipo de contaminación medioambiental. Durante estas pasadas décadas, los combustibles fósiles han provisto la mayor parte de nuestra energía debido a que estos más baratos y más convenientes energéticamente hablando que las fuentes de energía alternativas, añadiendo a esto que anteriormente la contaminación ambiental no era un tema de gran preocupación.

La energía solar térmica posee una serie de características que la hacen idónea tanto para contribuir sustancialmente a cubrir la demanda energética como para evitar, o al menos minimizar, la contaminación mundial y el cambio climático.

La energía que posee la radiación solar puede ser usada directamente o convertida en otras formas de energía útil para la vida diaria como puede ser iluminación, calefacción, agua caliente sanitaria, refrigeración o electricidad entre otros mediante las tecnologías solares. Algunas de estas tecnologías, como la fotovoltaica o los captadores solares térmicos de baja temperatura, son ampliamente conocidas y extendidas a nivel comercial, mientras que otras, como los sistemas de concentración solar poseen un conocimiento menos generalizado. Las tecnologías de concentración permiten un mayor aprovechamiento de la radiación solar, ya que estos alcanzan mayores temperaturas de trabajo y mejores rendimientos a altas temperaturas que otras tecnologías solares.

Abordando desde el punto de vista de que los recursos fósiles son limitados, estamos enfrentados a una situación donde los precios de los combustibles se están acelerando a la vez que las reservas disminuyen.

Según los datos energéticos de Andalucía (Agencia Andaluza de la Energía, 2012) la participación del petróleo y sus derivados en la estructura de consumo primario viene reduciéndose en los últimos años, aunque continúa siendo mayoritaria en los tres ámbitos de análisis, siendo más intenso el aporte en el caso andaluz y nacional, con un peso en la estructura de consumo del 46,1% y 45,0% respectivamente, frente al 35,2% de la Unión Europea.

El gas natural continúa siendo la segunda fuente con mayor peso en el mix de consumo primario con el 29,5% en Andalucía, por encima del 23,4% europeo y del 22,4% de la media nacional. El carbón quedó relegado en 2010 a una cuarta posición por las fuentes renovables en Andalucía, y se mantiene en dicha posición a pesar del incremento de consumo para generación eléctrica en 2011. Abastece el 10,7% del consumo primario total frente al 9,8% de España y el 16,8% en la Unión Europea.

En 2011 las energías renovables aportan ya el 14,0% a la estructura de consumo primario de Andalucía, incluyendo los consumos con fines no energéticos y supera el peso relativo que tiene a nivel nacional y en la Unión Europea, del 11,3% y el 10,0% respectivamente.

Debido a la tendencia de aumento de los precios de los combustibles fósiles, así como a la limitación de cantidades disponibles y disminución de precios de la tecnología solar gracias a la investigación y maduración en los mercados, nos podremos encontrar en un punto de inflexión en el que este tipo de fuentes de energías serán más rentables en todos los aspectos sin necesidades de ser subvencionados como normalmente viene siendo hasta estos días.

Informes nacionales e internacionales recientes (IDAE 2011; Vaje, Lauterbach et al. 2012; Weiss 2013) establecen de forma concluyente que el consumo energético asociado a las demandas calor de los procesos industriales en áreas con altos niveles de insolación, como es el caso de Andalucía, es uno de los ámbitos con mayor potencial de desarrollo e implementación de tecnologías solares de concentración.

El número de las potenciales aplicaciones de la energía solar el ámbito de la generación de calor en procesos industriales (Taibi, Gielen et al. 2012), entendiendo como tales los relacionados con la obtención de bienes y productos tangibles como los aprovechamientos indirectos a través de cogeneración, producción de calor mediante sistemas solares o refrigeración por absorción de doble efecto es enorme en la actualidad. Diversas instancias, entre las que destacan la Agencia Internacional de la Energía (IEA 2007) y la Federación Europea de la Industria Solar Térmica (ESTIF 2009) han establecido de forma concluyente que el orden de magnitud de las cargas térmicas acumuladas a cubrir en este tipo de aplicaciones es tan elevado que cualquier aportación científica o tecnológica basada en recursos renovables en general y solares en particular queda justificada de forma inmediata. En términos cuantitativos, según estos informes, el porcentaje de consumo energético global asociado a estas aplicaciones en los países de la OCDE está en el orden del 30%, realizándose la mayor parte del mismo en forma de calor por debajo de 250°C (Werner y Constantinesku 2006; Schweiger *et al.* 2000).

Dentro de las tecnologías de concentración, aparte de la idoneidad de los concentradores de tipo lineal en general, como los concentradores de tipo cilindroparabólicos (CCP) (Fernández-García, Zarza et al. 2010) o tipo Fresnel con seguimiento en un eje, podría plantearse también la utilización de concentradores solares de dimensiones elevadas con razones de concentración elevadas y seguimiento en dos ejes, concentradores puntuales (Winter 1991). Sin embargo, la necesidad de afrontar problemas operativos inherentes a su utilización en entornos industriales como la ocupación del espacio hacen que esta opción no sea adecuada

para este tipo de proyectos y sí, por el contrario, en plantas de producción eléctrica, donde el planteamiento exclusivo de la función de la instalación, la mayor disponibilidad de área, la necesidad de obtención de temperaturas más elevadas, las grandes inversiones puestas en juego y la rentabilidad asociada a la existencia de un mercado regulado de la producción eléctrica requieren la utilización de concentradores de mayor rango óptico y tamaño.

De modo general, los ámbitos industriales a considerar serían los siguientes:

- Industrias papelera, alimentaria, textil y química.
- Refrigeración solar.
- Producción de hielo y conservación de alimentos y medicinas.
- Producción de electricidad mediante ciclos Rankine orgánicos.
- Desalación de agua marina por destilación MED y MSF.
- Bombeo de agua para riego.
- Grandes demandas de calor de bajo rango, agua caliente sanitaria y acondicionamiento en hospitales, piscinas, hoteles...

Siendo posible a continuación, en la tabla 1.1 distinguir los principales procesos industriales que usan energía térmica en el rango de temperaturas entre 80 y 250 °C, por representar uno de los rangos de mayor consumo, con elevado potencial para la utilización de captadores cilíndricoparábolicos, objeto de este proyecto monográfico.

Industria	Proceso	Temperatura [°C]
Láctea	Esterilización	100-120
	Secado	120-180
Conservera	Esterilización	110-125
	Decoloración	60-90
Textil	Blanqueado, teñido	60-90
	Secado, desgrasado	100-130
	Fijado	160-180
	Planchado	80-100
Papelera	Cocinado	170-180
	Secado	130-150
	Blanqueado	140-150
Química	Jabones	200-260
	Caucho sintético	150-200
	Pre calentamiento	60-90
Cárnica	Lavado y esterilización	60-90
	Cocinado	90-100
Madera	Termodifusión	80-100
	Secado	60-100
	Pre calentamiento	60-90
	Preparación pasta	120-170
Ladrillo	Curado	60-140
Plástica	Preparación	120-140
	Destilación	140-150
	Separación	200-220
	Extensión	140-160
	Secado	180-200
	Mezclado	120-140
Automóvil	Secado pintura	160-220
Vidrio	Laminado	120-170
	Secado	130-150

Tabla 1.1 - Rangos de temperatura para diferentes procesos industriales.
Fuente: (Schweiger et al., 2000; Schnitzer et al., 2007).

El sector textil estudiado en este trabajo, caracterizado por temperaturas de uso entre 120 y 180°C, acoge multitud de procesos (secado, esterilización, producción de vapor, curado térmico, destilación,...) que presentan la particularidad de encontrarse en una posición intermedia entre dos rangos térmicos que cuentan con tecnologías solares consolidadas, el de las aplicaciones domésticas a baja temperatura (<90°C) a través principalmente de captadores de placa plana y el de las aplicaciones de media-alta temperatura (>400 °C) que emplean concentradores cilindro-parabólicos de gran apertura y sistemas de receptor central dedicadas a la producción de electricidad mediante ciclos de potencia convencionales. Dentro de este rango intermedio la tecnología más adecuada es la de concentración con captadores cilíndricoparabólicos de baja apertura o de tipo Fresnel ya que para estos valores de temperatura los captadores planos, de tubos de vacío, o CPC presentan un bajo rendimiento. Sin embargo, a temperaturas inferiores a 120°C, son precisamente los colectores estacionarios avanzados los que presentan un rendimiento económico superior.

Dicha posición intermedia ha hecho que desde el punto de vista tecnológico, los dispositivos de conversión solar disponibles para estas aplicaciones hayan sido tradicionalmente escasos por la ausencia precisamente de mercado. Desarrollos recientes (IEA-SHC 2011) por parte de diversos fabricantes y organismos de investigación de concentradores cilindro-parabólicos de baja apertura permiten en este momento contar con elementos modulares e integrables en cualquier tipo de cubierta o espacio que permiten abordar proyectos de generación térmica de alto nivel prácticamente en cualquier circunstancia, siempre que se cuente, por supuesto, con un diseño adecuado y a costos razonables.

Adicionalmente, otro factor a tener en cuenta son los acoplamientos generador-demanda. Actualmente existe una gran multiplicidad de posibles esquemas derivados de la propia diversidad de procesos industriales. Es necesario obtener instalaciones viables, funcionales y económicamente factibles y para ello un factor que será de gran interés es la existencia de sincronía entre la demanda de calor y la disponibilidad de radiación solar.

Según la guía de mejores técnicas disponibles en España (MTD 2004), el sector textil genera grandes impactos medioambientales, donde los principales son:

- Emisiones atmosféricas.
- Consumo de agua y generación de aguas residuales.
- Generación de residuos.
- Alto consumo de energía.

En cuanto a la industria textil, entre los aspectos mencionados anteriormente, podemos mencionar el impacto generado por el elevado consumo de energía, debido principalmente a la necesidad de generar calor en muchos de sus procesos. Esto hace que sea totalmente recomendable el uso de energías renovables.



Figura 1.1 - Vista de la lavandería industrial.

Las lavanderías industriales del sur de España reciben una gran parte de su carga de producción de los hoteles costeros y hospitales, y por lo tanto tienen una tendencia pronunciada de las demandas térmicas más grande durante los meses de verano. Este hecho favorece el sincronismo temporal entre la demanda de energía y la radiación solar mencionado anteriormente, lo que unido a la alta disponibilidad de la radiación directa de esta región de España, origina una aplicación atractiva desde el punto de vista de punto de rendimiento del sistema solar y, consecuentemente, su viabilidad económica y medioambiental.

En el entorno del rango de media temperatura (100 a 250 °C), la demanda de energía en procesos industriales es un área donde la actuación es importante en términos absolutos de consumo de fuentes de energía fósiles y que posee un amplio potencial de aprovechamiento de la energía solar (Kalogirou 2003). Los captadores solares cilindroparábolicos de pequeña apertura (ancho inferior a 3 m) son sistemas termosolares de concentración que representan una solución tecnológica adecuada para el rango térmico mencionado anteriormente frente a otras opciones solares con mayor implantación pero no idóneas por la limitación de proporcionar energía en ese rango de temperaturas. Este es el caso de los captadores estacionarios en aplicaciones domésticas o terciarias. Además los captadores cilíndricoparábolicos usados en plantas termosolares de producción eléctrica poseen limitaciones debido a su gran tamaño y su complejidad de funcionamiento.

Los CCP (colectores cilíndricoparábolicos) son sistemas de concentración solar constituidos por un concentrador que refleja hacia un foco lineal todos los rayos solares que, sobre el plano transversal, inciden paralelos al eje de la parábola (Rabl

1985). En la línea focal se sitúa el tubo receptor, que absorbe la radiación solar y la transmite hacia el fluido que circula por su interior, aumentando su entalpía. De esta manera, es posible convertir la radiación solar en energía térmica en forma de calor sensible o de calor latente del fluido, es decir, aumentando su temperatura o modificando su estado.

Para poder garantizar que todos los rayos solares incidan perpendiculares al eje de la parábola, es necesario que el captador posea un sistema de seguimiento solar y accionado por mecanismo que proporcione el giro del captador alrededor de un único eje. Debido a que un concentrador se basa en la reflexión, el CCP sólo aprovecha mayoritariamente la componente directa de la radiación solar, siendo la componente difusa muy baja. A continuación se muestra un esquema realizado sobre el funcionamiento básico de este tipo de tecnología:

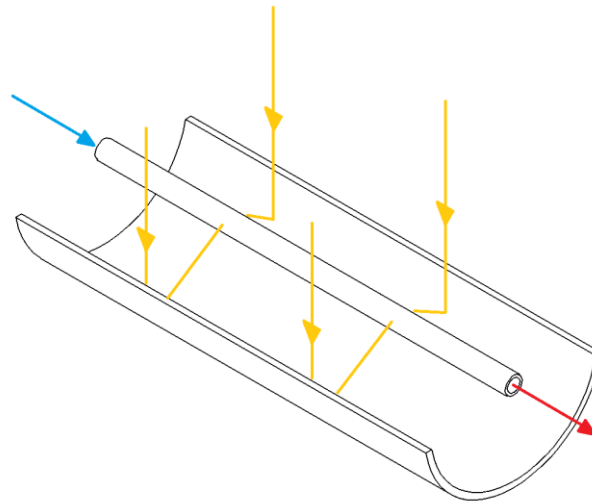


Figura 1.2 - Esquema de funcionamiento de un colector cilíndrico-parabólico.

Las ventajas que presentan los CCPs respecto a los captadores solares normalmente usados en instalaciones de baja temperatura son:

- Las pérdidas térmicas existentes son menores por lo que el rendimiento es superior a alta temperatura.
- Es necesario menor área total de apertura para alcanzar un determinado requerimiento energético en aplicaciones de alta temperatura.
- No posee riesgo de alcanzar peligrosas temperaturas que se pueden producir con el estancamiento en el colector ya que dispone de un sistema de control

Diseño de una planta solar de colectores cilindricoparabólicos para una lavandería industrial en Vícar (Almería)

que voltea estos colectores hasta una posición de seguridad donde no reciba radiación directa.

Los inconvenientes que los colectores cilindricoparabólicos pueden presentar son:

- El sistema de seguimiento requiere de más costes de instalación y los de mantenimiento.
- El colector ha de ser limpiado para evitar la disminución de rendimiento por lo que aumenta los costes de mantenimiento.
- Los CCPs sólo pueden enfocar la radiación solar directa por lo que la radiación difusa aprovechada es muy escasa.
- A partir de determinadas velocidades del viento es necesario posicionar el colector en un modo seguro.



Figura 1.3 - Campo de captadores solare cilindro parabólicos de baja apertura en una aplicación industrial en Suecia. Fuente: (www.nep-solar.com).

En este sentido, este trabajo fin de grado se realizará utilizando recursos y referencias del Centro de Investigación en Energía Solar (CIESOL) de la Universidad de Almería. Se plantea como un acercamiento técnico específico al diseño de una planta de generación de vapor para alimentar los procesos de lavado, secado y planchado de una instalación industrial en el municipio de Vícar (Almería), para lo cual, el punto de partida es la existencia real de una lavandería industrial en dicho municipio que da servicio a distintos usuarios, principalmente hoteles, en la provincia de Almería y de la que se cuenta con los datos operacionales necesarios para realizar los cálculos y valoraciones de la integración del sistema solar de manera detallada y completa. Dichos datos incluyen consumos actuales de combustibles convencionales, cargas de trabajo y características de los procesos térmicos principales.

1.3 Objetivos.

El objetivo principal de este trabajo final de grado, como ha sido mencionado, consiste en el diseño y dimensionamiento de una planta solar de colectores cilíndricoparabólicos de una lavandería industrial situada en Vúcar (Almería). Subyacente a este objetivo, y de acuerdo a la naturaleza de trabajo monográfico de este trabajo fin de grado, el desarrollo del diseño se basará en procedimientos de dimensionado de tipo dinámico y la asunción de configuraciones y combinaciones de elementos óptimas para la instalación finalmente propuesta.

Para poder alcanzar el objetivo principal es necesaria la realización de diversos sub-objetivos:

- Identificación de aspectos funcionales básicos de la industria bajo estudios necesarios para la simulación dinámica de la integración de una planta solar en los procesos de calor.
- Selección y caracterización de elementos primarios del sistema solar de aportación térmica al proceso industrial.
- Caracterización de condiciones de contorno climático y operacional y espacio (geometría y orientación).
- Desarrollo de un modelo estático en una herramienta simplificada para dimensionado preliminar basado en metodología de punto de diseño como punto de partida para el desarrollo de un modelo dinámico más avanzado.
- Desarrollo de un modelo dinámico térmico y de un modelo hidráulico a nivel de sistema basado en primeros principios para estimaciones anuales de rendimiento de la planta
- Desarrollo de indicadores de diseño de fracción solar y eficiencia. Se creará un índice de diseño combinado novedoso en el que se expresará un balance de la ponderación entre la fracción solar aportada y la eficiencia del sistema.
- Análisis energético mediante métodos de análisis paramétricos teniendo en cuenta las principales variables de diseño y las restricciones geométricas y operacionales.

- Análisis económico donde se mostrará un presupuesto aproximado del coste del campo y algunos factores claves. También será analizado el impacto ambiental que resulta del uso de esta tecnología de energía renovable como puede ser la cantidad de CO₂ evitados a la atmósfera.
- Desarrollo de conclusiones y futuros trabajos.

1.4 Estructura de la memoria del proyecto.

Este trabajo monográfico está formado por el presente capítulo de introducción donde se expone el interés justificado con información procedente de informes oficiales y artículos científicos, y por otros cinco capítulos donde se exponen los fundamentos teóricos en los que este se basa, realización de cálculos y obteniendo resultados de simulaciones que permiten alcanzar los objetivos expuestos anteriormente. A continuación se muestra una síntesis de cada capítulo:

- En el *capítulo 2* se realiza una revisión bibliográfica de algunos de los informes y proyectos más relevantes en relación con el objeto de este trabajo mediante los cuales es posible redactar conceptos teóricos básicos así como un estado del arte de la tecnología solar térmica.
- En el *capítulo 3* se realiza una descripción del modelado del sistema solar y la caracterización de aquellos factores que afectan a este. Se realiza una descripción del emplazamiento del sistema solar y la industria así como la climatología de la zona. También se habla de los procesos que se llevan a cabo en la lavandería industrial. Es descrito el tipo de sistema solar que se aborda analizando y justificando la elección de cada componente. También se desarrolla un modelo estático del sistema solar que es usado para realizar un predimensionado del campo solar. La parte fundamental de este capítulo es el modelo dinámico del sistema donde se exponen una descripción y caracterización de las partes que componen este. Con la finalidad del cálculo de la bomba necesaria para el sistema se genera un modelo hidráulico que determina estos parámetros. Por último, se exponen los indicadores que determinan el aporte solar de la planta y su eficiencia creando un índice para la determinación de un criterio de selección.

- En el *capítulo 4* se describe la metodología usada para la obtención de los valores que caracterizan el campo solar. Se hace un análisis de los resultados tanto energéticos del sistema, se realiza un estudio económico sobre la viabilidad del proyecto y además se expone un análisis ambiental de la implantación de esta tecnología.
- En el *capítulo 5* se expone las conclusiones obtenidas tras la realización de dicho trabajo así como la propuesta de nuevos trabajos de mejora y continuación del presente trabajo.

Por último se exponen aquellas referencias usadas en este trabajo en un apartado de bibliografía. Además se adjunta un apartado de anexos en los que incluye un plano de situación y emplazamiento, un plano de disposición del terreno, un plano sobre la disposición del sistema solar sobre el terreno.

2 Revisión bibliográfica.

2.1 Fundamentos teóricos.

Radiación solar.

Los captadores cilíndricoparabólicos, y en general las tecnologías de concentración solar aprovechan la denominada radiación solar directa. Esta componente tiene un carácter direccional y dinámico ya que junto a las variabilidades climáticas, su característica principal es que su aprovechamiento óptimo exige cierto nivel de seguimiento del disco solar en su movimiento diario.

La radiación solar que alcanza la superficie de la tierra tiene baja densidad energética debido a la distancia del sol, y a que gran parte de esta se dispersa, se refleja y vuelve al espacio y es absorbida por la atmósfera (Duffie et Beckman, 1981). Como resultado de la interacción atmosférica con la radiación solar, una parte de los rayos se convierten en dispersos y no direccionales. Parte de esta radiación dispersada alcanza la superficie de la tierra desde toda la bóveda del cielo. Esto es llamado radiación difusa. La radiación solar que proviene directamente del sol a través de la atmósfera es llamada radiación directa. La radiación solar global recibida en una superficie de la tierra es la sumatoria de la radiación difusa y de la componente normal de la radiación directa. La radiación solar en cualquier punto de la tierra depende de:

- El espesor de la capa de ozono.
- La distancia recorrida a través de la atmósfera para llegar a ese punto.
- La cantidad de neblina en el aire (partículas de polvo, vapor de agua, etc).
- La extensión de la cobertura de las nubes.

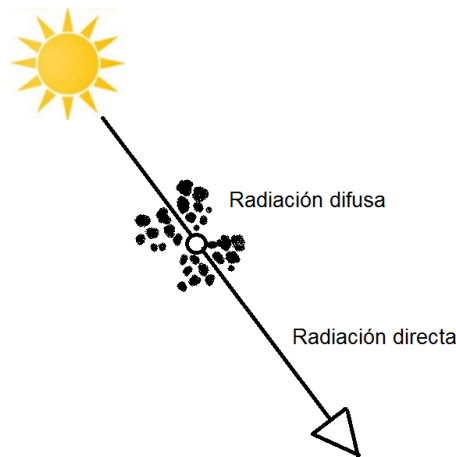


Figura 2.1 - Interacción de la radiación solar directa con la atmósfera (scattering).

A pesar de ser sólo una pequeña fracción de toda la energía emitida por el Sol, la potencia interceptada por la Tierra es tan importante que, la energía solar recibida en la atmósfera exterior de la Tierra en un año, conocida como SERPY (Solar Energy Received Per Year) tiene un valor que corresponde a $1,55 \cdot 10^{15}$ MWh, lo que equivale aproximadamente a 12000 veces la energía consumida en el mundo.

La alta temperatura del sol confiere una elevada densidad exergética a la radiación solar en su origen, pero esta se ve disminuida drásticamente cuando llega a la superficie terrestre (1367 W/m^2 en el exterior de la atmósfera terrestre, frente a los $63,2 \text{ MW/m}^2$ en la superficie del Sol). Por tanto, si se desean conseguir temperaturas más altas, es necesaria concentrar la radiación solar que llega a la superficie terrestre (menos de 1000 W/m^2), para aumentar su densidad y permitir un mejor aprovechamiento de la misma.

Captadores solares.

Los captadores solares térmicos convierten la radiación solar en calor útil. Existe variedad de tecnologías, incluyendo, planos con y sin cobertura, tubos de vacío, CPC y colectores de concentración, que están disponibles en el mercado para suministrar las temperaturas y eficiencias necesarias para distintas aplicaciones. Los tres rangos de temperatura en cuyos los colectores de energía solar térmica operan y sus correspondientes aplicaciones y tecnologías son definidas a continuación:

Rango de temperaturas	Tipo de aplicación	Tecnología de colectores usada
Baja temperatura 20 °C – 95 °C	Piscinas, Agua caliente sanitaria, calefacción, refrigeración solar y procesos de calor a baja temperatura	Planos con y sin cobertura, tubos de vacío con concentrador CPC
Media temperatura 95 °C – 250 °C	Procesos de calor, desalación, tratamiento de aguas, refrigeración solar de alta eficiencia, distribución de calor y frío	Colectores planos aislados con vacío de alta eficiencia, CPC, Fresnel y colectores cilíndricoparábolicos.
Alta temperatura >250 °C	Procesos de calor de alta temperatura y producción eléctrica vía ciclos térmicos.	Colectores cilíndricoparábolicos, Fresnel, discos parabólicos y torres de concentración.

Tabla 2.1 - Aplicaciones y tecnologías usadas dependiendo del rango de temperatura. Fuente: adaptación de (Minder S. 2013).

Captadores cilíndricoparábolicos.

Los captadores cilíndricoparábolicos consisten en un reflector o espejo cilíndricoparábolicos que concentra la radiación solar directa en un receptor lineal (tubo absorbedor) localizado en la línea focal de la parábola, a través del cual circula un fluido caloportador que absorbe la energía solar concentrada y aumenta su entalpía. Para aprovechar la radiación solar directa, es necesario que el captador siga al Sol de forma continua a lo largo del día mediante un sistema de seguimiento, normalmente en un eje. Estas tecnologías operan actualmente con rendimientos en el orden del 60%–70% hasta temperaturas de 400 °C.

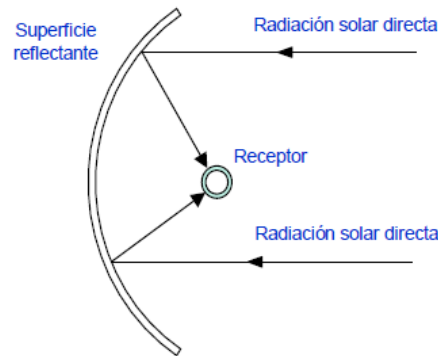


Figura 2.2 - Reflexión sobre un colector cilindricoparábólico.

Se considera un CCP como la unidad de los elementos de captación que forman la parte solar de una planta solar de generación de electricidad. En la figura 3 se muestran los elementos principales de un CCP que a continuación se relacionan, estos son:

- Cimentación y estructura metálica
- Reflector cilindro parabólico
- Tubo absorbente
- Transmisión
- Sistema de seguimiento del sol
- Conexión entre partes fijas y móviles
- Fluido de transferencia de calor.

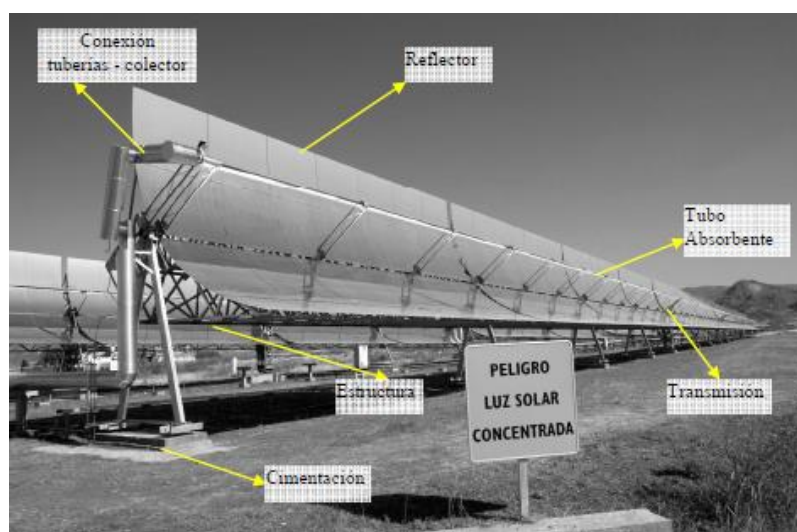


Figura 2.3 - Partes que conforman un colector cilindricoparábólico.

Fuente: (Zarza et al. 2007).

Aunque este tipo de captadores suele montarse en el suelo, existen modelos pequeños que pueden instalarse tanto en el suelo como en azoteas, siempre que la estructura del edificio esté preparada para esa sobrecarga. Las estructuras de estos captadores pueden montarse horizontalmente o inclinadas, si se quiere aprovechar la pendiente del terreno o de la azotea. Este tipo de colectores tienen la ventaja que pueden adaptarse a gran variedad de terrenos gracias a su tamaño reducido y su carácter modular.

Fluido térmico.

El tipo de fluido de trabajo que se utiliza en los CCP depende del fin para el que se necesite el sistema, es decir, de la temperatura que se desee alcanzar. Generalmente se han utilizado agua o aceites térmicos, sales fundidas y otros. El agua en estado líquido se ha utilizado para temperaturas bajas, de 200°C como máximo.

Para temperaturas altas las tuberías estarían sometidas a elevadas presiones si el fluido de trabajo es agua, porque para evitar que se evapore el agua es necesario mantenerla en todo momento a una presión superior a la de vapor correspondiente a la temperatura máxima que alcance el agua en los captadores solares. Poder trabajar a menores presiones posibilita usar materiales más económicos para las tuberías.

Principales ventajas del aceite:

- No hay necesidad de presurizar a presiones elevadas.
- Posibilidad de almacenamiento directo.
- No hay cambio de fase durante la operación, flujo monofásico.
- Menor espesor de pared en los tubos debido a la menor presión de operación.

Principales ventajas del agua:

- Bajo coste.
- No hay riesgo de incendio.
- Pérdidas de carga más bajas implica reducción de cargas parasitas.

Desventajas del aceite:

- Riesgo de contaminación ambiental en caso de pérdidas.
- Necesidad de sistema de inertización.
- Necesidad de un sistema contra incendios.
- Mayor coste.

Desventajas del agua:

- Peligro de refrigeración no homogénea del tubo absorbente.
- Si se utiliza almacenamiento térmico, se necesitara intercambiador de calor.
- Necesidad de equipos más robustos para trabajar a presiones más altas.

Rendimiento

El funcionamiento térmico de cualquier captador solar (Kreith et Goswami 2007) está determinado por el rendimiento global η_{global} , definido como la relación entre la potencia térmica que el captador es capaz de proporcionar o potencia térmica útil, $P_{\acute{u}til}$ y la potencia procedente del Sol que se tome como referencia, P_{sol} , según la ecuación:

$$\eta_{global} = \frac{P_{\acute{u}til}}{P_{sol}}$$

Para conseguir el mejor aprovechamiento de la energía solar por medio de un CCP, hay que tener en cuenta que la $P_{\acute{u}til}$ que proporcionaría un CCP es menor que la dada en condiciones ideales, ya que una cantidad importante de la radiación solar no se aprovecha en el captador debido a diferentes factores.

$$P_{\acute{u}til} = P_{absorvida} - P_{p\acute{e}rdidas}$$

El total de las pérdidas se puede dividir en tres grupos:

- Pérdidas ópticas.
- Pérdidas geométricas.
- Pérdidas térmicas.

Configuración del campo:

Un campo de colectores cilíndricoparábolicos está compuesto por un número de lazos, paralelos entre sí, en cada uno de las cuales se agrupan varios captadores conectados en serie. Dependiendo de la forma en que se alimente de fluido de trabajo el campo de captadores, el campo puede adoptar una configuración de

retorno directo, retorno inverso o alimentación central (Zarza et al. 2007). A continuación se muestra una figura representativa de dichas configuraciones:

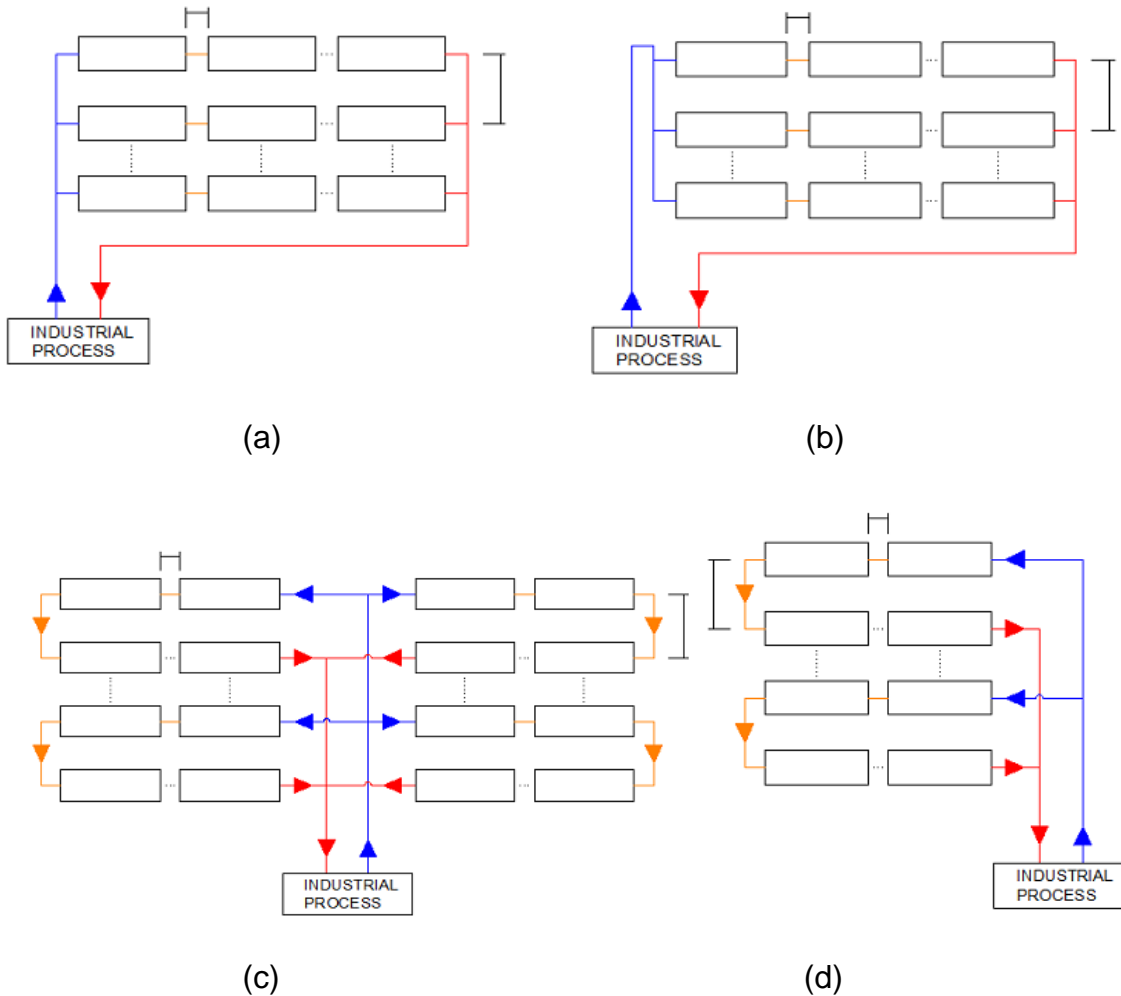


Figura 2.4 - Configuraciones posibles en la alimentación del campo de captadores: a) retorno directo, b) retorno invertido, c) alimentación central, d) alimentación directa doblada.

Al igual que en otro tipo de circuitos térmicos, el agrupamiento en serie tiene como objetivo el incremento del salto térmico introducido al fluido caloportador y el agrupamiento en paralelo tiene como objetivo el aumentar el caudal de fluido susceptible de sufrir ese salto térmico. Un agrupamiento balanceado de los CCPs que constituyen el generador térmico permite alcanzar un funcionamiento eficiente del mismo de acuerdo a la potencia demanda.

Orientación:

Todas las filas en un campo de captadores han de tener la misma orientación para que el control de la planta no resulte excesivamente complicado. Esta orientación puede ser Norte-Sur, Este-Oeste o intermedio. Puesto que la altura solar varía a lo largo del año, para un mismo emplazamiento la radiación incidente sobre el plano de apertura del captador y, por tanto, la energía útil que suministra, depende de la orientación de su eje de seguimiento. Si las filas están orientadas Norte-Sur en verano el máximo de radiación es mayor que si la orientación de las filas fuera Este-Oeste. En invierno, con una orientación Norte-Sur el mínimo es menor que el correspondiente a una orientación Este-Oeste. Es decir, la orientación Norte-Sur es menos homogénea a lo largo del año, con diferencias en energía diaria suministrada de hasta tres veces mayor en verano que en invierno. En balance anual, la energía suministrada con filas con esta orientación es mayor. En las filas con orientación Este-Oeste la energía útil es más homogénea a lo largo del año (las diferencias entre invierno y verano no superan el 50%), pero la energía total suministrada a lo largo del año es menor. Por tanto, dependiendo del perfil anual de la demanda energética a la que responda la planta de CCPs, será conveniente utilizar una orientación de filas u otra.

Otras aplicaciones de plantas de colectores cilíndricoparabólicos.

- Agua caliente sanitaria (ACS) y calefacción.
- Aire acondicionado y refrigeración.
- Bombeo de agua para riego.
- Desalación.
- Química solar.

Almacenamiento

Por su naturaleza, la energía solar es una fuente energética fluctuante. Por ello, el almacenamiento térmico es muy importante para garantizar un suministro constante de la energía térmica al consumidor o proceso de calor requerido. La eficiencia de una planta solar térmica se mejora significativamente con la utilización de almacenamiento térmico eficiente.

El material usado típicamente utilizado en almacenamientos térmicos corrientes es agua. El agua tiene muchas ventajas que lo establecen como un medio de almacenamiento muy importante para muchas aplicaciones, especialmente para aquellas en las que el espacio no es un problema y las temperaturas están

comprendidas entre 0 °C y 100°C. En otras áreas de aplicación, son necesarios otros materiales o tecnologías de almacenamiento, especialmente para temperaturas más elevadas, periodos de almacenamiento largos, o donde el espacio es limitado.

Almacenamiento de energía térmica	Sensible	Agua, tierra, cemento, etc. <i>Ejemplos: tanques de agua caliente o refrigerada, almacenamiento de energía térmica subterráneo.</i>
	Latente	Sales inorgánicas, parafinas, etc. <i>Ejemplos: Almacenaje de hielo, paneles y módulos PCM.</i>
	Termoquímica	Reacciones química. <i>Ejemplos: Gel de sílice y agua, Zeolita y agua.</i>

Tabla 2.2 - Caracterización del almacenamiento de energía térmica.

Fuente: (RHC 2012).

2.2 Estado del arte.

Gran parte de la bibliografía y referencias previas para este trabajo han quedado reflejadas en el capítulo 1. Aun así, es necesario remarcar algunos informes generados por diversas organizaciones y proyectos que han servido como base para el desarrollo del presente trabajo dentro del marco tecnológico y económico actual. Estos informes reúnen experiencias y conocimientos sobre sobre calor solar para procesos industriales.

Desde el punto de vista cronológico, se destaca lo siguiente:

- 2001** - **POSHIP. Potencial de Aplicación de Calor Solar en Procesos Industriales en España y Portugal.** (POSHIP 2001) Se trata de un estudio donde se analiza el potencial de aplicación para demandas de calor de temperatura media en España y Portugal donde revisan los sectores industriales, niveles de temperatura y aplicación de

procesos. También realizan un análisis técnico y económico en industrias seleccionadas donde además proponen demostraciones de proyectos.

- 2005** - **ESTIF. Calor de Procesos Industriales Solares.** (ESTIF 2005). En este informe generado por la Federación Europea de la Industria Solar Térmica donde refleja un informe sobre componentes de sistemas solares térmicos para procesos industriales así como el potencial del mercado entre otros aspectos.
- 2007** - **Task 33. Calor Solar para Procesos Industriales.** Se trata de un proyecto de colaboración del SHC (Solar Heating and Cooling Program) y del programa SolarPACES de la agencia internacional de energía (IEA) donde 16 institutos y 11 empresas de Australia, Austria, Alemania, Italia, España, Portugal, México estaban involucrados. El objetivo del proyecto fue el desarrollo de plantas de energía solar térmica para calor de proceso industrial. (Vannoni et al. 2008; Weis y Rommel 2008)
- 2011** - **IDAE. Plan de Ahorro y Eficiencia Energética 2011-2010.** Se trata de un informe generado por Instituto para la diversificación y ahorro de la Energía español donde se expone un plan de acción sobre la eficiencia del uso final de la energía y los servicios energéticos. El objetivo de dicho informe es reducir en 2020 un 20% nuestro consumo energético (IDAE 2011).
- 2012** - **Task 49 .Calor solar para procesos industriales (SHIP) Base de datos creada en el marco de IEA Task 49/IV.** Se trata de una base de datos que contiene una revisión mundial de las plantas solares térmicas que existen y que proporcionan energía térmica para producción de procesos en diferentes sectores industriales con objetivo hasta 2015 (IEA SHC 2012).

Organismos y programas:

A continuación se exponen algunas de las organizaciones tanto a nivel nacional como europeo así como algunos programas internacionales que han servido de base de información para el presente trabajo:

IDAE. Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía.

Es una Entidad Pública Empresarial, adscrita al Ministerio español de Industria, Turismo y Comercio, a través de la Secretaría de Estado de Energía, de quien depende orgánicamente (IDAE 2014). La consecución de los objetivos que marcan las planificaciones referidas al ahorro y a la eficiencia energética; y a las energías renovables constituye el marco estratégico de su actividad. Dentro de sus actividades más recientes destaca la creación del Plan nacional de Energías Renovables para el periodo 2011 – 2020.

CIEMAT. Centro de Investigaciones Energéticas, Medioambientales y Tecnológicas.

Se trata de un organismo público nacional de investigación (CIEMAT 2014). Trabaja estrechamente con otros centros nacionales de I+D+i, instituciones, universidades y empresas del sector de nuestro país con el fin de transferir los conocimientos y la tecnología que se han generado, y con ello apoyar y ayudar al impulso de la innovación y al cambio del modelo económico basándose en el conocimiento. La actividad I+D+i realizada por el CIEMAT se enmarca en el ámbito nacional e internacional.

IEA. Agencia Internacional de la Energía.

La Agencia Internacional de Energía es una organización internacional, creada por la Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económico (OCDE), que busca coordinar las políticas energéticas de sus estados miembros, con la finalidad de asegurar energía confiable, adquirible y limpia a sus respectivos habitantes.

En la actualidad, la Agencia Internacional de la Energía se preocupa de los tres aspectos más relevantes de las políticas energéticas: seguridad energética, desarrollo económico y protección del medio ambiente.

Este organismo cuenta con varios programas e iniciativas cuyo objetivo es el desarrollo de las tecnologías de generación de frío y calor con fuentes renovables y su almacenamiento. (IEA 2007; IEA 2012).

AEE INTEC.

Se trata del Instituto de Tecnologías Sostenibles Austriaco fundado como una asociación independiente de investigación, donde es uno de los principales institutos de investigación aplicada en el campo de la energía solar térmica, y eficiencia energética en edificios, así como eficiencia energética en la industria (AEE 2014).

ASIT. Asociación Solar de la Industria Térmica.

ASIT es foro de encuentro, de debate de ideas y de propuestas comunes encaminadas a la reivindicación de las legítimas aspiraciones de mejora de la situación actual del Sector de la Energía Solar Térmica en el conjunto del Estado Español. Una iniciativa que pretende dar una interlocución unificada, con el objetivo de lograr una canalización óptima de los esfuerzos comunes que redunden en medidas efectivas de mejora de la actual situación y que asienten el futuro del sector

ISES. Sociedad Internacional de Energía Solar.

Sociedad con sede en la ciudad de Friburgo (ISES 2014). En la actualidad, tiene aproximadamente 5.000 miembros en más de 100 países. ISES es la organización más grande a nivel mundial, sin ánimo de lucro que promueve el uso e implementación de energías renovables. Los intereses de ISES incluyen todos los aspectos técnicos de las fuentes de energía renovable, así como también los aspectos socioeconómicos y políticos.

SHC. Acuerdo de implementación de calefacción y refrigeración solar.

Se trata de un programa cuyo objetivo es lograr la participación de los distintos socios implicados en proyectos conjuntos que impulsen el desarrollo de sistemas solares tanto para calefacción como para refrigeración. (IEA-SHC 2014). Con este tipo de colaboración se logra acelerar el ritmo de desarrollo de la tecnología, promover la estandarización, aumentar el número de programas de I+D nacionales y ahorrar dinero y tiempo. Algunas tareas importantes que se han llevado a cabo pueden ser la tarea 33 (Calor solar para Procesos Industriales) o algunas que se

están llevando a cabo como la tarea 49 (Integración del Calor Solar en Procesos Industriales) (IEA-SHC 2011).

RHC-ETP. Plataforma Tecnológica Europea para el Calor y Frío Renovables.

RHC-ETP se creó en 2005 y está integrada por la Asociación Europea de la Biomasa (AEBIOM), la Agencia de Centros Europeos de Investigación en Energías Renovables (EUREC), la Asociación Europea de Geotermia (EGEC) y la Federación Europea de la Industria Solar Térmica. La Plataforma reúne a todos los agentes que participan en la generación de energía con biomasa, geotermia y solar térmica, con el objetivo de definir una estrategia común para incrementar el uso de las tecnologías renovables de calor y frío (RHC 2013).

ESTIF. Federación Europea de la Industria Solar Térmica.

La Federación está constituida por más de 100 miembros, pertenecientes a diversos sectores de la energía solar térmica (fabricantes, suministradores, asociaciones, etc) (ESTIF 2014).

ESTIF, junto con la Agencia Europea de Centros de Investigación de Energías Renovables (EUREC), crearon en 2006 la Plataforma Europea de la Tecnología Solar Térmica con el objetivo de analizar los pasos necesarios en cuanto a investigación, tiempo y recursos, que ayuden a la industria solar térmica a alcanzar y consolidar su desarrollo tecnológico de una manera más rápida y precisa. Posteriormente esta plataforma paso a ser parte de la RHC-ETP.

Proyectos internacionales:

Debido a la gran demanda de calor de proceso industrial en el rango de 100 a 250 °C en todo el mundo, las tecnologías solares térmicas juegan un gran papel en cubrir esas demandas para las próximas décadas. Con la finalidad de conocer se ha generado recientemente un mapa mundial con instalaciones solares para procesos de calor industriales (Solrico 2014). Este estudio recoge 36 fabricantes de 10 países diferentes donde 19 de ellos son de colectores cilíndricoparabólicos, 9 de discos parabólicos y 4 de concentradores fresnel.

A continuación se muestra un mapa donde están remarcados aquellos países donde existen algunas de las plantas solares para procesos de calor para industria:

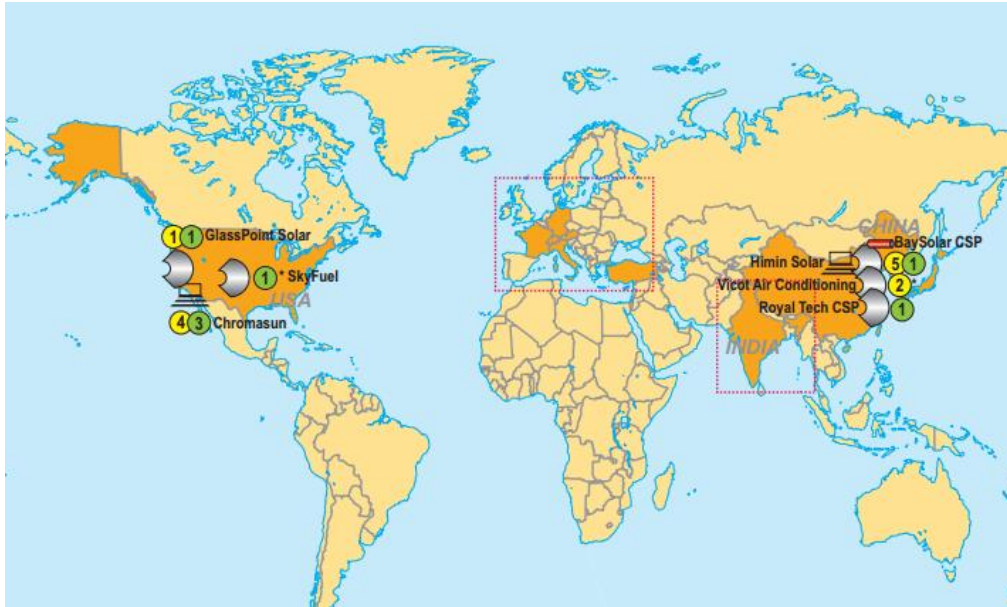


Figura 2.5- Mapa mundial de plantas solares para procesos de calor en industria. Fuente: (Solrico 2014).

Se puede observar como en la actualidad no existen una gran cantidad países en donde se desarrollen instalaciones de colectores cilíndricoparabólicos comerciales, lo cual es un motivo para el fomento de investigación y propulsión de proyectos de este carácter.



Figura 2.6 - Detalle de Europa del mapa mundial de plantas solares para procesos de calor en industria. Fuente: (Solrico 2014).

Diseño de una planta solar de colectores cilíndricoparabólicos para una lavandería industrial en Vúcar (Almería)

Aun siendo escaso el número de plantas solares con esta tecnología, se ha producido un incremento del número de instalaciones en los últimos años, lo cual indica que es una tecnología en auge. A continuación se expone una tabla con una muestra de algunos ejemplos de instalaciones solares para calor de proceso en industria:

Imagen	Año	Descripción
	1997-2012	En Egipto, fuera del Cairo, fue construida una planta piloto solar térmica basada en 1900 m ² de colectores cilíndricoparabólicos que proporcionan 1,3 t/h de vapor saturado para una planta farmacéutica a una temperatura de 175 °C a 8 bar de presión. Fuente: (Zannoun M.S. 2009).
	2011	La empresa Soltigua construye en la isla de Cerdeña una planta solar de colectores cilíndricoparabólicos para una lavandería industrial al cual debe de suministrar al proceso vapor a 12 bar de presión y 180°C. El campo está compuesto por unos 2592 m ² y tiene una potencia pico de salida de 1300 kW con una temperatura media del fluido de 205°C. Posee una fracción solar del 27% con una eficiencia del 56%. Fuente: (Soltigua 2014).
No disponible	2011	Soltigua realiza la construcción de una planta solar de colectores cilíndricoparabólicos en Tamil Nadu, en India para procesos de una industria textil. La planta cuenta con capacidad instalada de 600 kW térmicos con un área de 2300 m ² donde el fluido trabaja a una temperatura comprendida entre 100 y 135 °C. La planta cubre un 36% de los requerimientos del proceso con una media de eficiencia del 50%. Fuente: (Soltigua 2014).

	2012	<p>NEP Solar realizó la instalación de una planta de generación de calor para una planta de manufacturación de queso en Saignelégier, Suiza. El campo consta de 627 m² de la última generación de colectores de concentración PolyTrough 1800 montados sobre el tejado. La planta se encuentra situada a 1000 m de altitud. Ha funcionado durante un año y produce sobre el 50% de la demanda de procesos de calor diaria en los meses de verano. Fuente: (nep-solar 2014).</p>
	2012	<p>Abengoa ha diseñado, construido y puesto en marcha la primera planta termosolar en Sudamérica. La planta, de 10 MW de tecnología cilindroparabólica, es propiedad de Minera El Tesoro, en Chile, y reducirá a más de la mitad el uso de combustible fósil empleado en el proceso de extracción del cobre. Fuente: (Abengoa solar 2014).</p>
	2013	<p>Ha sido instalado un campo de colectores cilindricoparabólicos en una procesadora de leche de gran tamaño en Friburgo, Suiza. Proporciona calor limpio a 160 °C para la producción de crema para café. Los colectores cilindricoparabólicos han sido montados una estructura situada en el tejado. La instalación comprende 580 m² de apertura de colectores instalados sobre 750 m². Fuente: (NEP-solar 2014).</p>
	2013	<p>Un campo de colectores para la evaporación directa para un fluido orgánico incluye un tubo receptor de vacío que permite que el colector alcance los 330 °C con una excelente eficiencia. El campo comprende un un área de 330 m² situado en Newcastle, Australia. Fuente: (NEP-solar 2014).</p>

Diseño de una planta solar de colectores cilíndricoparabólicos para una lavandería industrial en Vúcar (Almería)


	<p>En proceso</p>	<p>Gracias a la financiación de la empresa alemana Smirro y de la Unión Europea, se ha proyectado una instalación una planta solar de colectores cilíndricoparabólicos para la producción de leche en polvo en una industria láctea situada en Zamora, España. Esta estaría compuesta por unos 600 colectores y proporcionaría una potencia de 1 MW para cubrir un 20% de la demanda anual. Fuente: (IEA-SHC 2012).</p>
<p>No disponible</p>	<p>2015</p>	<p>La empresa Soltigua tiene previsto la instalación de una planta solar de colectores cilíndricoparabólicos en España con un campo solar de unos 600 m² que será instalado con un sistema híbrido en la cual una turbina de ORC será accionada por energía solar y una caldera de biomasa en paralelo. El campo estará formado por colectores PTMx. Fuente: (Soltigua 2014).</p>

Tabla 2.3 - Estado del arte de plantas de colectores cilíndricoparabólicos. aplicados a producción de calor de proceso en industrias.

3 Modelado y caracterización.

3.1 Descripción del emplazamiento y climatología.

3.1.1 Características de la localización.

La industria está localizada en el sector 1-1 del polígono industrial de la Gangosa, en el término municipal de Vícar, en la provincia de Almería.

El solar tiene una topografía considerada llana o regular, no siendo necesaria la realización de obras de movimiento de tierras de importancia para la nivelación del terreno. A efecto de replanteo, tomaremos como referencia las zonas peatonales que delimitan la parcela, ya que estas serán invariables.

El solar tiene forma rectangular, de dimensiones 88,26 x 105,79 m y una superficie total de 9337 m², de los cuales 2018 m² ya se encuentran edificados por la propia nave industrial.

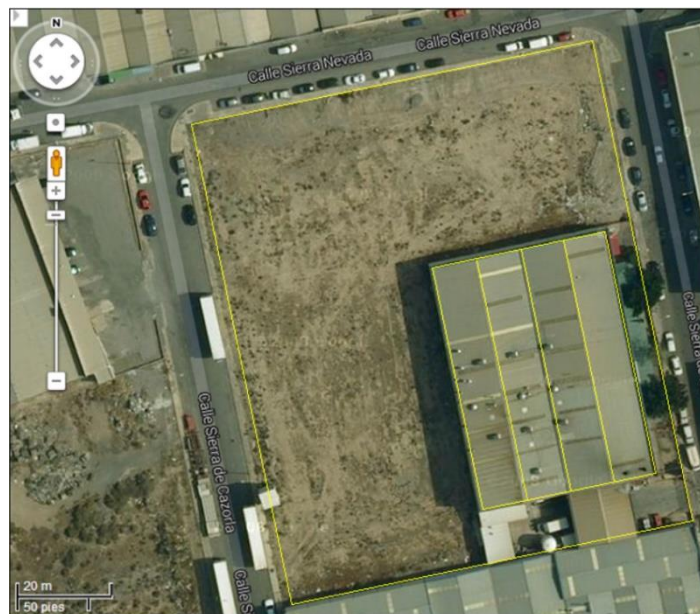


Figura 3.1 – Foto aérea de la parcela.

Como se puede apreciar en la figura anterior, la parcela no está perfectamente orientada en la perpendicular norte-sur, sino que **se encuentra girada 11° en sentido anti-horario con respecto a esta perpendicular que representa el sur.**

Además, debido a la ocupación de la nave industrial, el área total disponible se reduce a 6500 m².

El solar dispone de todos los servicios urbanísticos de abastecimiento y evacuación de aguas, energía eléctrica, alcantarillado, pavimentación de calzada, acerado y telefonía.

Se adjuntan dos planos en el apartado de anexos:

- *Plano situación y emplazamiento.* En este plano se puede observar el lugar de situación en la provincia almeriense y de emplazamiento de la industria con respecto a calles colindantes.
- *Plano planta del terreno.* En este plano se puede observar la distribución del terreno y sus dimensiones en detalle.

3.1.2 Climatología

En España, el recurso solar es abundante ya que dispone de condiciones climáticas muy adecuadas para la energía solar térmica, por lo tanto, la disponibilidad del recurso solar no resulta un elemento limitante en esta situación.

En cuanto a Almería, consultando las fuentes de la Agencia Estatal de Meteorología podemos observar claramente que Almería se convierte en el lugar con más horas solares anuales de toda la nación española con una media de 3122 horas solares anuales durante los períodos anuales de 2008 a 2012.

Este hecho junto a las cálidas temperaturas a lo largo del año hace que sea un lugar muy favorable para la implantación de un sistema solar como el presente en este trabajo.

El clima de V́icar se caracteriza por ser mediterráneo subdesértico: cálido, con ausencia de heladas y precipitaciones escasas.

Para un año típico, obtenido mediante el software METEONORM y tratando dichos datos meteorológicos en hojas de Excel, es posible observar en dicha localización el rango de temperaturas mensuales en la siguiente tabla:

Período	T^a media [°C]	T^a máxima [°C]	T^a mínima [°C]
Enero	12,45	20	4,9
Febrero	13,75	20,6	6,9
Marzo	15,3	23,2	7,4
Abril	17,2	24,7	9,7
Mayo	21,2	30,2	12,2
Junio	24,85	34,5	15,2
Julio	27,35	36,4	18,3
Agosto	27,2	35,7	18,7
Septiembre	23,85	31,7	16
Octubre	20,75	28,4	13,1
Noviembre	15,95	23,5	8,4
Diciembre	13,6	21,3	5,9

Tabla 3.1 – Temperatura ambiental para un año típico en V́icar.

Como ha sido comentado anteriormente, la radiación solar en la provincia de Almería es bastante abundante y, donde gran parte de ella, es radiación directa. Este hecho favorece en gran medida el uso de colectores cilindricoparabólicos ya que es este tipo de radiación la aprovechada por el captador casi en su totalidad.

A continuación se muestra una gráfica donde se puede observar la curva de radiación diaria media para cada mes de un año tipo:

Diseño de una planta solar de colectores cilindricoparabólicos para una lavandería industrial en Vúcar (Almería)

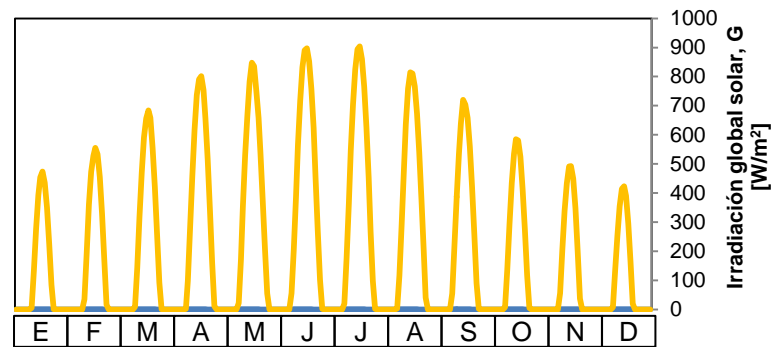


Figura 3.2 - Irradiancia global solar media diaria en Vúcar.

Es apreciable en el siguiente mapa de irradiancia directa como en la zona donde se establece el desarrollo del presente proyecto posee uno de los valores más elevados en el ámbito nacional.

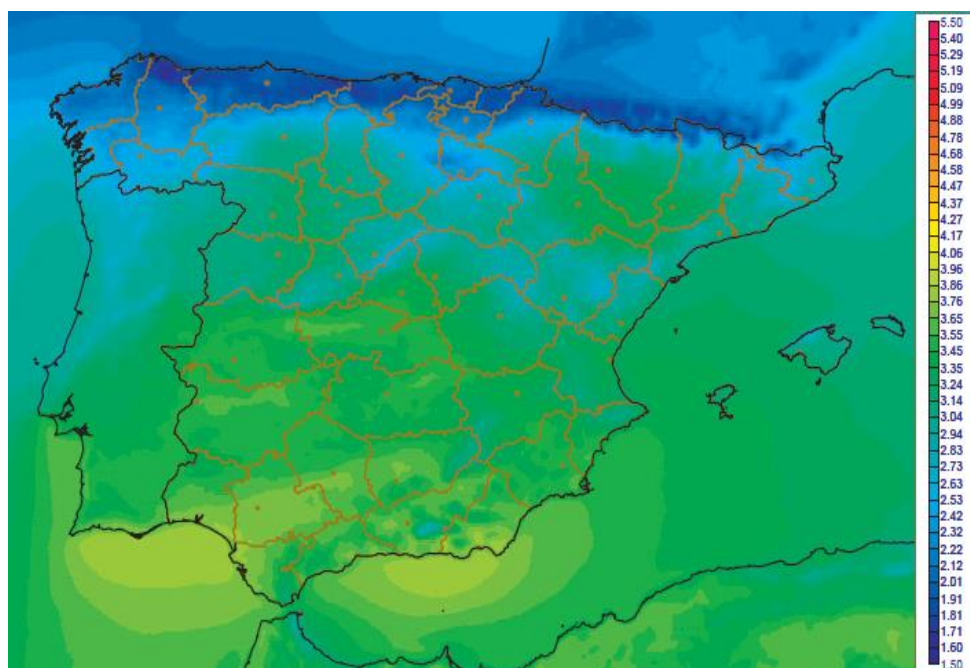


Figura 3.3 - Irradiancia directa media [1983-2005] [kWh/m²·día].

Fuente: (AEMET 2012).

3.2 Descripción de los procesos de la lavandería.

La industria de lavandería para ropa recoge gran parte de la ropa de los hoteles costeros. Además se encarga de realizar la limpieza de ropa de hospital por lo que tienen una cantidad de producto diario abundante y donde es necesario una limpieza exhaustiva debido a la proveniencia de estos productos. Los principales productos textiles son las sábanas, toallas y batas.

Las fases de este proceso industrial son las siguientes:

- **Clasificado:**

Una vez recibida la carga de prendas a lavar, se clasifican de acuerdo al tipo de ropa y son colocadas en distintas secciones. Una vez separado el producto, son pesados en su conjunto para que la empresa pueda obtener el peso y así calcular el costo que conlleva el lavado. Este proceso suele llevar unos 45 minutos en la industria en cuestión.

- **Lavado:**

En este proceso se procede al lavado de las prendas en función del tipo y necesidad específica de estas. Disponen de 6 lavadoras industriales y un túnel de lavado rápido.



(a)



(b)

Figura 3.4 - Lavadoras industriales (a) y túnel de lavado rápido (b).

Este túnel de lavado rápido dispone de tres módulos que realizan tres subprocesos. Dicho túnel de lavado está funcionando unas 8 horas diarias. El proceso de lavado dura entre 1 hora y 1 hora y 30 minutos. Las lavadoras suelen trabajar en un rango de temperaturas de 60 °C a 90 °C. Estas son las capacidades de las lavadoras:

Nº de lavadoras	Capacidad (Kg)	Observaciones
2	200	-
2	90	-
1	60	-
1	16	Ropa delicada
1	60 kg / 3 minutos	Túnel de lavado rápido

Tabla 3.2 - Número de lavadoras y su capacidad.

- **Procesado:**

Este apartado comprende otros tres subprocesos:

- **Prensado:**

En este proceso, la ropa húmeda pasa a una prensadora procedente de los túneles de lavado donde es comprimida para poder extraer así gran parte del agua que contengan y con ello conseguir una reducción de humedad. Estas máquinas solo reciben aporte eléctrico para su funcionamiento.



Figura 3.5 - Prensa extractora de membrana.

- **Secado:**

Mediante el secado se produce la evaporación de la humedad de la ropa. Esta industria dispone de 6 máquinas secadoras que funcionan con calefacción mediante vapor de agua que recibe mediante una línea de distribución a una temperatura de 180 °C a una presión de 8 bares. El proceso de secado se realiza a una temperatura de 115 °C.



Figura 3.6 - Secadora de ropa industrial.

- **Planchado:**

Una vez seca la ropa, se introduce en una planchadora industrial mediante un módulo introductor. Las prendas pasan a través de una calandra con 2 o 3 rodillos que realizan el planchado de estas. La calandra puede ser calentada con gas o mediante vapor. Ya que la intención de este proyecto es reducir al máximo el uso de combustibles fósiles, es conveniente el uso de calandras calentadas mediante vapor de agua. La temperatura de funcionamiento de estas planchadoras industriales se encuentra en el rango de 170 °C y 180°C. La industria dispone de 3 calandras para el planchado.



Figura 3.7 - Planchadora industrial.

- **Doblado:**

Una vez terminado el proceso de planchado, la ropa pasa a un módulo plegador que se encuentra conectado a al módulo de planchado. Estos módulos pliegan automáticamente obteniendo el producto finalizado y listo para el transporte. En esta industria existen 3 plegadoras cohesionadas a las planchadoras. Estas máquinas solamente requieren aporte eléctrico.



Figura 3.8 - Dobladora industrial.

A continuación podemos observar un diagrama gráfico con la distribución de los procesos:

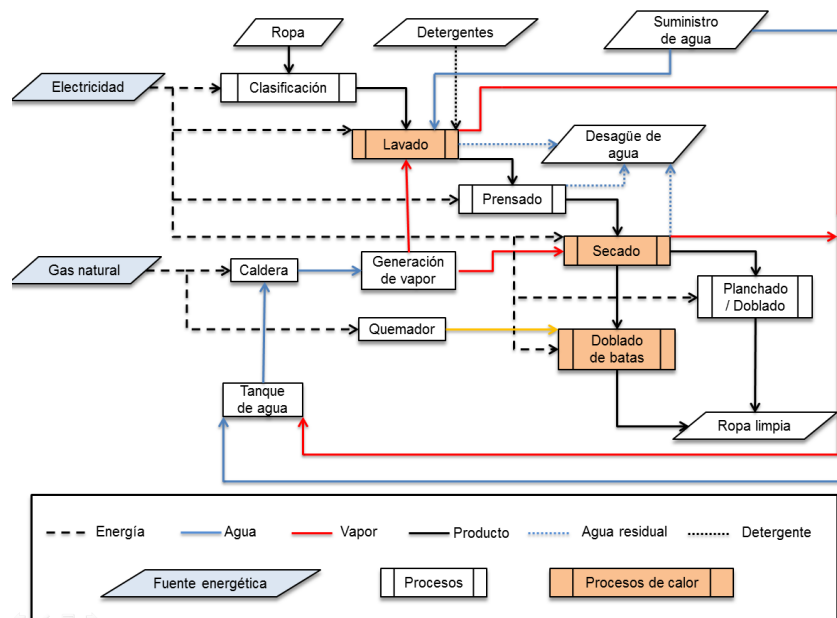


Figura 3.9 - Diagrama de procesos de la industria.

Analizando el sistema de distribución de la industria podemos ver que para unas calderas de gas que trabajan a 12 bares y 180°C existen dos líneas de distribución de vapor de agua:

- Línea de lavado:
Esta línea se encuentra en un rango de temperatura de 145°C a una presión de 4 bares.
- Línea de secado:
Esta línea se encuentra a unos 180 °C y una presión de 10 bares.

En el siguiente diagrama de bloques se representan las líneas de distribución así como las temperaturas de los procesos:

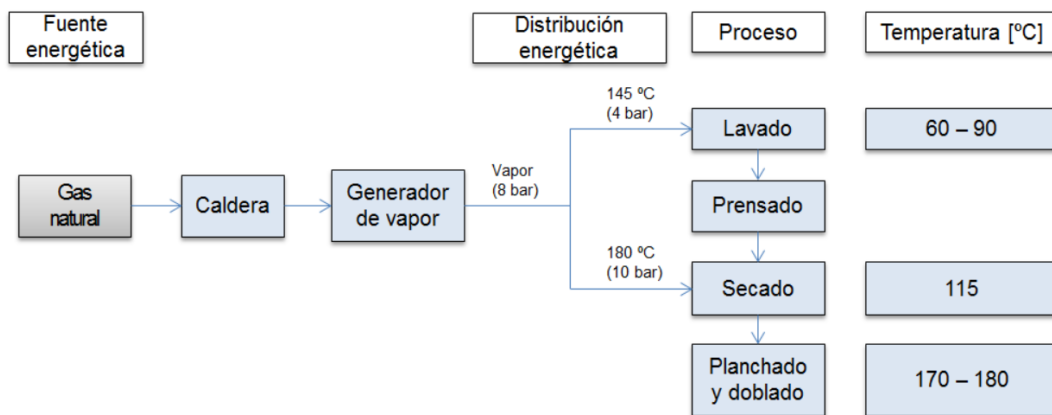


Figura 3.10 - Diagrama de líneas de distribución térmica.

Un hecho importante a tener en cuenta a la hora de realizar el diseño de la planta solar necesaria para la sustitución parcial de combustibles fósiles es conocer la demanda energética de la industria así como su distribución horaria.

Analizando la demanda de la lavandería industrial en cuestión es posible observar que el consumo energético tiene lugar todos los días de la semana donde trabajan el 80% del año 7 horas diarias y el otro 20% restante del año durante 10 horas diarias (esto serían los meses de verano donde reciben una mayor carga con procedencia de los hoteles costeros). Además, se supone que las calderas trabajan al 80% del total de potencia diario una hora antes y después del período horario de trabajo para el recalentamiento de la caldera. A continuación se muestra una distribución del perfil de potencia diaria media para cada mes:

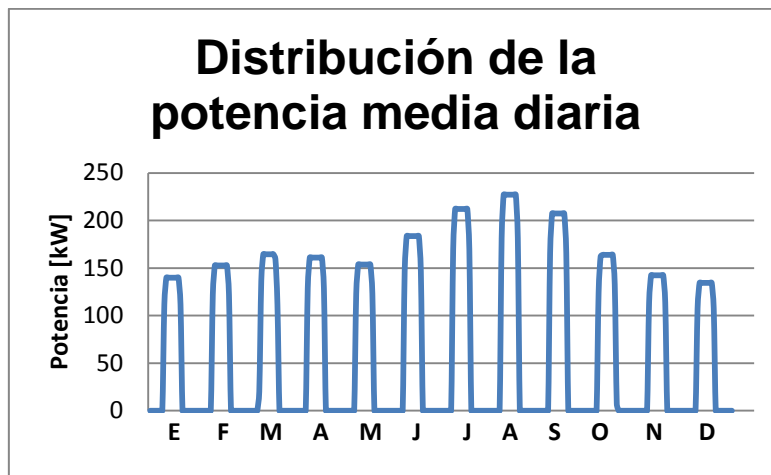


Figura 3.11 - Perfiles de potencia media diaria para cada mes.

3.3 Descripción del sistema solar de generación de calor de proceso.

A la hora de realizar el diseño de una planta solar existen múltiples factores que condicionan las configuraciones y tipos de sistemas a utilizar posibles.

Uno de los requisitos recurridos como primera instancia a la hora del diseño del sistema solar es una estimación de su coste. En el caso presente, la finalidad de este trabajo es el diseño de una planta de colectores cilíndricoparábolicos capaz de cubrir una alta fracción solar sin que esto suponga un gran sacrificio para la eficiencia por lo que la temática económica se tendrá en cuenta pero no será un elemento necesariamente decisivo.

Lo usual es que una planta solar no suministre el total de las necesidades energéticas del proceso industrial, sino que, junto con una fuente de energía convencional como puede ser gas natural, forme parte del sistema general de suministro energético de la industria. En el caso presente se ha optado por utilizar la caldera ya existente en la instalación, que al ser modulante no es necesario que su funcionamiento sea a plena carga energética. La potencia máxima requerida para la industria para el día de mayor carga de producto ha sido de **259 kW**. En aquellos casos en los que no existe un almacenamiento térmico, la potencia térmica nominal del campo de colectores viene impuesta por la potencia térmica demandada por el

proceso, de modo que la potencia térmica del campo solar sería igual a la potencia térmica del proceso más las pérdidas térmicas que existan. En este caso, donde existe almacenamiento, la potencia del campo de colectores será la potencia térmica nominal que requiera el sistema solar completo para abastecer la potencia requerida por el sistema, por lo que esta potencia necesaria se verá incrementada.

Cuando se desea proyectar una planta solar, es muy importante analizar qué tipo de colector solar es el más apropiado para la determinada aplicación. Existen distintas tecnologías para el aprovechamiento solar térmico. A continuación se muestra una comparativa de cómo afecta la temperatura de funcionamiento a la eficiencia para distintas tecnologías:

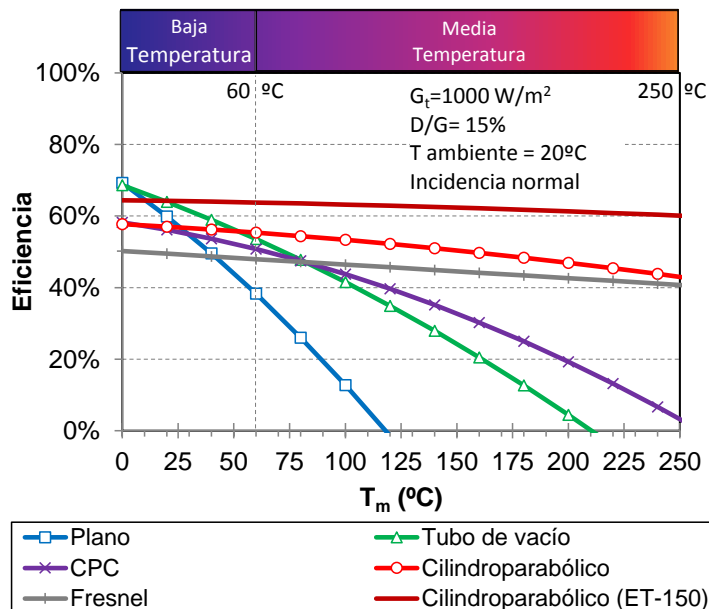


Figura 3.12 - Comparación de distintas tecnologías de colectores solares.
Fuente: (IDAE 2011).

Se puede observar claramente que para el rango de temperaturas en el que necesita aportar el campo solar, unos 230 °C, es evidente cómo una de las mejores tecnologías a usar son los colectores cilíndricoparabólicos. Por lo tanto es totalmente justificable el uso de esta tecnología para el diseño de la planta solar.

3.3.1 Configuración del sistema solar.

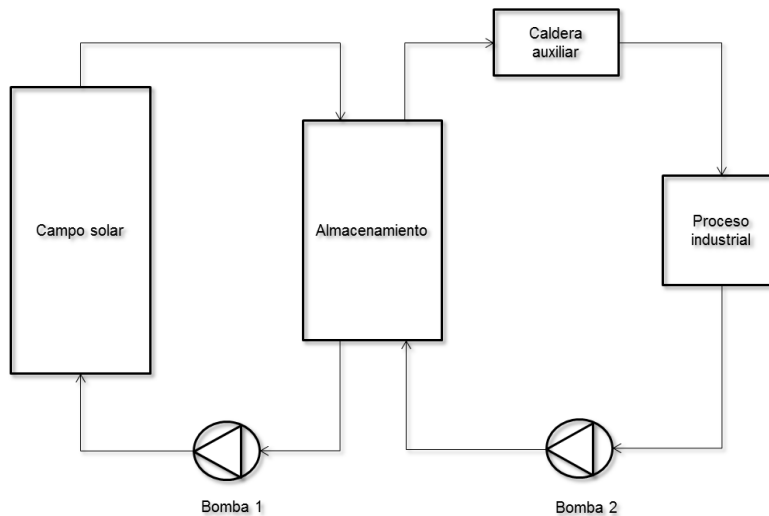


Figura 3.13- Esquema del sistema solar.

El sistema solar a utilizar en este trabajo está formado por dos circuitos de bucle cerrado. El circuito primario está constituido por un campo de colectores cilíndricoparabólicos conectado a un depósito de almacenamiento de energía térmica. Para aumentar el rendimiento de la planta solar, se considera el uso de una solución de almacenamiento de energía térmica avanzada de alta eficiencia basada en el aislamiento de vacío. El tipo de fluido de transferencia térmica, en este caso aceite térmico, del que se hablará más adelante, circula por ambos circuitos. Este fluido es impulsado mediante una bomba de caudal variable desde la parte inferior, la zona más fría del depósito, hacia el campo de colectores. En el campo, gracias a la concentración de la radiación solar directa en el tubo absorbedor de los colectores, el fluido térmico aumenta de temperatura y es recirculado a la parte superior del depósito de almacenamiento. Desde la parte superior del depósito, el fluido térmico se dirige al segundo circuito donde pasa por una caldera donde aumentará su temperatura hasta la deseada en caso de que el campo solar no haya sido capaz de conseguirlo. El fluido, ya con la temperatura deseada adquirida, llega a un generador de vapor donde transfiere la energía del fluido de transferencia al fluido usado en la industria. En este punto es donde se realiza el punto de conexión entre el sistema solar y los procesos de la industria. El fluido térmico es recirculado hacia la parte inferior del depósito mediante otra bomba. A continuación se muestra un esquema del sistema solar conectado a la industria:

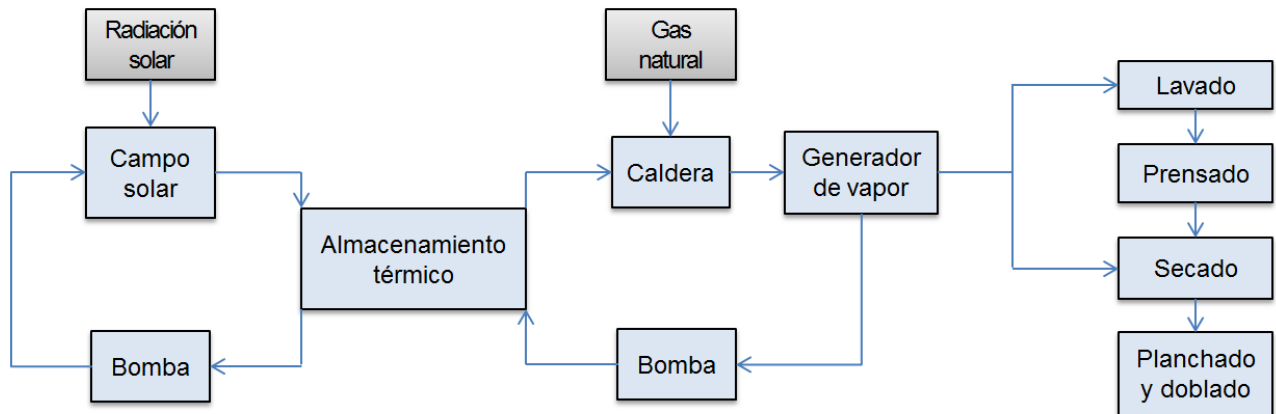


Figura 3.14 - Esquema de conexión del sistema solar a la industria.

3.3.2 Disposición de los colectores en el campo.

Los colectores cilindricoparabólicos son normalmente instalados en el campo de colectores de forma que sus ejes de rotación están orientados Norte-Sur o Este-Oeste. Sin embargo, cualquier otra orientación de los colectores es factible con el condicionante de estar todos igualmente orientados. En el caso de poseer distintas orientaciones, la radiación disponible que existe sobre ellas variaría mucho de unas filas a otras y como consecuencia tendrían un ángulo de incidencia diferente y por lo tanto dificultaría de gran manera la controlabilidad de la temperatura del fluido de trabajo a la salida del campo de colectores.

La elección del tipo de orientación del eje de rotación de los colectores depende de las necesidades de la aplicación. Si lo que se desea es producir más en verano que en invierno, la orientación adecuada es Norte-Sur, donde la producción de energía es mayor que otra configuración pero con el inconveniente de la diferencia existente entre invierno y verano. Si la demanda energética de la industria posee un perfil más homogéneo, una orientación Este-Oeste proporciona un suministro de potencia térmica similar en verano y en invierno aunque con menos potencia térmica anual que la orientación Norte-Sur.

En el caso en estudio la planta deberá situarse alrededor de la nave industrial existente. La orientación natural del terreno y de la nave industrial es de 11° con respecto a la horizontal Norte-Sur.



Figura 3.15 - Área disponible para el campo de colectores.

Intentar imponer una orientación en la horizontal Norte-Sur del terreno conllevaría una gran reducción del área disponible e incluso problemas y mayores pérdidas de carga en la red de tuberías. Por lo tanto, **la orientación a adoptar es Norte-Sur con inclinación la natural del terreno (11°)**. El resultado de esta ligera desviación es una pequeña reducción la eficiencia de la planta, aunque evitamos problemas hidráulicos y espaciales.

En cuanto al seguimiento solar de los colectores, no supondría ningún problema esta desviación, ya que se debe ajustar los algoritmos de seguimiento para esta desviación angular. La mayor ventaja de esta disposición es que los efectos de sombreado encontrados son muy pequeños cuando existe más de un colector pudiendo estar solo presente en las primeras y últimas horas del día. Además, para minimizar el efecto de sombreado entre colectores, estos son dispuestos con una separación entre ellos de:

$$d_{colectores} = 3 \cdot a$$

, donde $d_{colectores}$ es la separación entre colectores y a la apertura del colector.

Cuando se diseña la distribución de la instalación de tuberías que conectan el sistema es aconsejable reducir la longitud de las tuberías, especialmente las tuberías de retorno con fluido caliente ya que, debido al gran salto térmico con el ambiente existente, produce mayores pérdidas de térmicas.

En cuanto a la disposición de las conexiones de las tuberías con el campo de colectores, es necesario analizar cuál es la configuración más apropiada en función de las necesidades de nuestro sistema así como las restricciones geométricas de la parcela.

Retorno directo:

- Más sencilla y una de las más utilizada.
- Existencia de desequilibrio de presiones entre las filas de colectores, por lo que se juega con diversas secciones de tuberías o válvulas de control.

Retorno inverso:

- Proporciona mayor equilibrio de presiones aunque sigue siendo necesarias válvulas de control.
- Mayor longitud de las tuberías.

Alimentación central:

- Necesita válvulas auxiliares a la entrada de las filas de colectores para equilibrar las caídas de presión y conseguir el mismo caudal en cada fila.
- Minimiza la longitud de tuberías.
- Facilita las labores de mantenimiento.

Una disposición posible, teniendo en cuenta a la disposición que tendrían los colectores sobre el terreno, sería una variación de retorno directo. La configuración final del campo será definida una vez obtenido el número de colectores necesarios.

3.3.3 Selección del fluido térmico.

El funcionamiento de las plantas solares térmicas de colectores cilíndricoparabólicos depende en gran medida del fluido calorífico utilizado en el campo solar, ya que no solo condiciona el rango de temperaturas de trabajo, sino que determina otros aspectos de ingeniería, tales como el rendimiento de la planta o la selección de materiales. Por esta razón, tiene gran importancia un análisis comparativo entre la generación directa de vapor en colectores cilindro parabólicos y la opción de emplear aceite en el campo solar.

En este trabajo ha sido seleccionado el uso de aceite térmico por distintos motivos. El aceite proporciona un mejor control ya que no existe la problemática de cambio de

Diseño de una planta solar de colectores cilindricoparabólicos para una lavandería industrial en Vúcar (Almería)

fase del fluido como ocurre con el agua. El espesor de las tuberías y componentes es menor debido a que debe de soportar menores presiones por lo que hace que el coste de la instalación sea menor en ese aspecto. Pero el mayor motivo es la necesidad de almacenamiento térmico, donde gracias al uso de aceite térmico es posible su almacenamiento directo.

Existen diversos tipos de aceite que se pueden emplear en el campo solar y la elección de uno u otro se hace principalmente en función de la temperatura máxima de trabajo que se desea entre otros factores.

Dentro del mercado de aceites térmicos, la compañía Solutia, que comercializa la gama de aceites Therminol de gran calidad y de uso extendido en plantas solares, proporciona un programa de referencia (Therminol Reference Disk) el cual permite seleccionar el tipo de aceite más adecuado a las necesidades de cada proceso, así como las propiedades termofísicas del aceite en función de la temperatura.

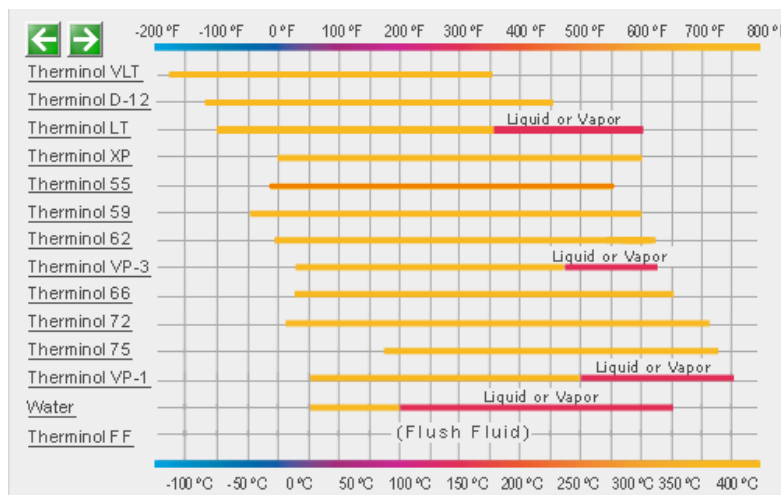


Figura 3.16 - Comparación de fluidos térmicos en función de la temperatura.

Comparando las diversas opciones de elección se ha llegado a la reducción del grupo a cuatro posibilidades, Therminol XP, 55, 59 o VP-1. Therminol 55 es un fluido sintético de transferencia térmica que proporciona una fiable y consistente rendimiento de transferencia calorífica a lo largo de su vida útil. Es una alternativa relación coste-rendimiento superior a los comunes fluidos de transferencia calorífica basados en aceites minerales. Su mejor rango de temperaturas para una economía óptima es de -25°C a 290°C , el cual se ajusta perfectamente al rango de temperaturas de funcionamiento de la planta solar en estudio.

En cuanto a Therminol XP, es normalmente usado en procesos de lavanderías pero el rango de temperaturas es mayor y además su precio se incrementa. Therminol 59 posee un rango de temperaturas mayor a Therminol 55 y también un mayor costo. Por último, Therminol VP-1 es una opción común en plantas termosolares con ciclos rankine, pero es necesario mantenerlo por encima de los 15 °C para ser recirculable, y además posee un precio aproximado al doble de Therminol 55. Después de las anteriores premisas, la elección final es Therminol 55.

Los parámetros relativos al fluido de trabajo son proporcionados por el fabricante mediante un programa ofrecido por la propia compañía Solutia. De esta forma se obtienen no sólo las propiedades a la temperatura del fluido en el punto de diseño, sino que mediante ajustes se obtienen correlaciones de densidad, calor específico y viscosidad dinámica en función de la temperatura que nos permitirá realizar las simulaciones en el modelo del campo solar.

Las propiedades principales del fluido térmico Therminol 55 se exponen en la siguiente tabla:

Propiedades	Valor
Composición	Mezcla de hidrocarbón sintético.
Punto de inflamabilidad	177 °C
Punto de fuego	218 °C
Punto de autoignición	343 °C
Viscosidad cinemática a 40°C/ a 100°C	19 mm ² /s / 3,5 mm ² /s
Densidad a 25 °C	868 kg/m ³
Coefficiente de expansión térmica	0.000961/°C
Punto de fluidez	-54 °C
Bombeabilidad a 2000 mm ² /s	-28 °C
Mínima temperatura para régimen turbulento a 3,048 m/s	67 °C
Punto de ebullición normal	351 °C
T ^a máxima de uso prolongado	315 °C

Tabla 3.3 - Propiedades principales del fluido térmico Therminol 55.

Gracias a dicho programa es posible obtener tablas de propiedades con la densidad, calor específico, conductividad térmica, viscosidad y presión de vapor en función de la temperatura para el fluido en cuestión:

Property Tables

Select fluid: 55

-25 °C to 290 °C

Select phase:
 Liquid Phase
 Vapor Phase

Temperature interval: 10 °C

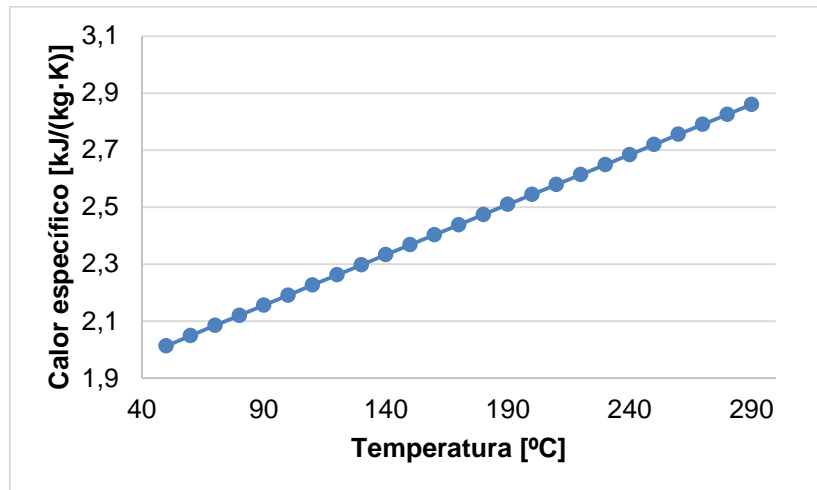
Beginning at: °C
 (leave blank to default to minimum)

Update table

Temperature	Density	Heat Capacity	Thermal Conductivity	Viscosity	Vapor Pressure
°C	kg/m ³	kJ/(kg·K)	W/(m·K)	Pa·s	kPa
-25	901	1.744	0.1336	1.25	2.03E-006
-15	895	1.780	0.1325	0.475	6.08E-006
-5	888	1.816	0.1313	0.207	1.69E-005
5	882	1.852	0.1302	0.102	4.37E-005
15	875	1.888	0.1290	0.0548	1.06E-004
25	868	1.924	0.1278	0.0321	2.44E-004
35	862	1.960	0.1267	0.0201	5.34E-004
45	855	1.995	0.1255	0.0134	1.11E-003
55	848	2.031	0.1244	9.34E-003	2.23E-003
65	841	2.067	0.1232	6.80E-003	4.28E-003
75	835	2.102	0.1220	5.14E-003	7.94E-003
85	828	2.138	0.1209	4.00E-003	0.0142
95	821	2.173	0.1197	3.20E-003	0.0248
105	814	2.209	0.1186	2.61E-003	0.0420
115	808	2.244	0.1174	2.18E-003	0.0693
125	801	2.280	0.1162	1.84E-003	0.112
135	794	2.315	0.1150	1.59E-003	0.176
145	787	2.350	0.1139	1.38E-003	0.271
155	780	2.386	0.1127	1.21E-003	0.410
165	773	2.421	0.1115	1.08E-003	0.610
175	766	2.456	0.1104	9.63E-004	0.890
185	759	2.491	0.1092	8.67E-004	1.28
195	752	2.526	0.1080	7.85E-004	1.81
205	745	2.561	0.1068	7.14E-004	2.53
215	737	2.597	0.1057	6.53E-004	3.49

Figura 3.17 - Valores de densidad, calor específico, conductividad térmica, viscosidad y presión de vapor obtenida mediante Therminol Reference Disk.

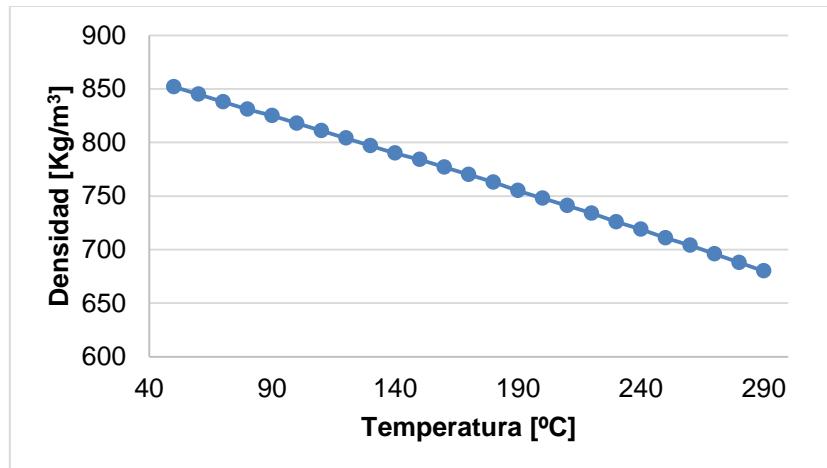
Mediante representación de estos en Excel podemos obtener ajustes de regresión de los parámetros más representativos en función de la temperatura del aceite térmico. A continuación se muestran las gráficas y las correlaciones para cada propiedad donde se ha podido obtener dos ecuaciones lineales y una polinómica.

Calor específico.**Figura 3.18 - Calor específico en función de la temperatura.**

Se obtiene la ecuación lineal del calor específico en función de la temperatura,

$$C_p = 0,0035 \cdot T + 1,8385 \quad [kJ/(Kg \cdot K)]$$

, con un ajuste de $R^2=1$.

Densidad.**Figura 3.19 - Densidad en función de la temperatura.**

Se obtiene la ecuación lineal de la densidad en función de la temperatura,

$$\rho = -0,7108 \cdot T + 889,12 \quad [Kg/m^3]$$

, con un ajuste de $R^2=0,9994$.

Viscosidad dinámica.

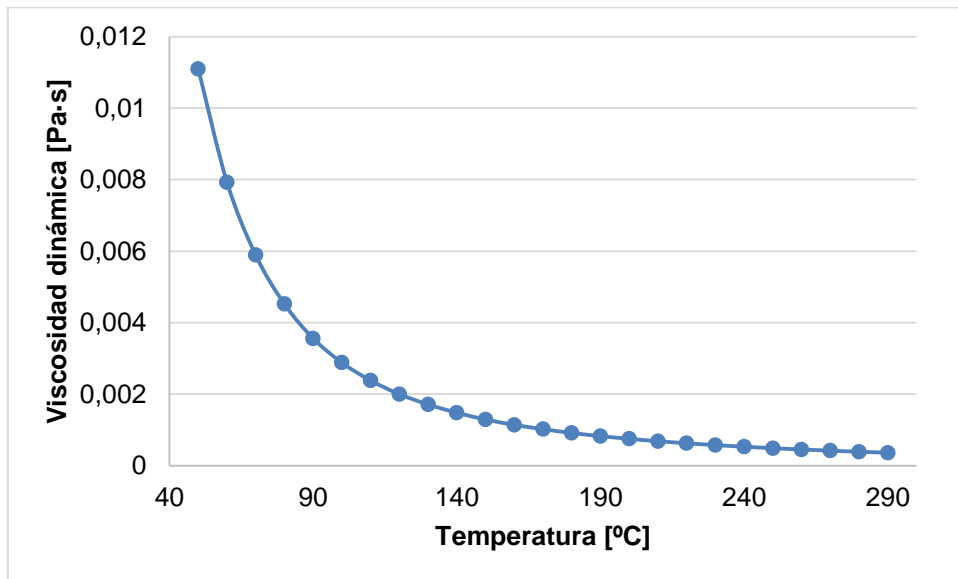


Figura 3.20 - Viscosidad dinámica en función de la temperatura.

Se obtiene la ecuación polinómica de la viscosidad dinámica en función de la temperatura,

$$\mu = 2 \cdot 10^{-11} \cdot T^4 - 2 \cdot 10^{-8} \cdot T^3 - 5 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 - 0,0007 \cdot T + 0,0326 \quad [\text{Pa} \cdot \text{s}]$$

, con un ajuste de $R^2=0,994$.

3.3.4 Selección del tipo de colector:

Para poder realizar la selección del tipo de colector cilíndricoparábólico se debe realizar de acuerdo con las características del campo solar que se necesita por lo que cuando se desea un campo solar con una potencia térmica media, lo más aconsejable es recurrir a modelos de colectores cilíndricoparábolicos de pequeño o mediano tamaño.

Dentro del mercado de colectores cilíndricoparábolicos de media temperatura existen diversos modelos, aunque aún escaso, no como ocurre con la tecnología de baja temperatura en el que el mercado está bastante extendido.

Para hacer una delimitación de los colectores en estudio se han escogido aquellos en los que la temperatura máxima de funcionamiento de estos se encuentre dentro del rango de temperatura de funcionamiento de la planta solar (hasta 230°C). Entre estos se encuentran IT.Collect de fabricación alemana (Platzer WJ, 2011), PT1 de Abengoa Solar (Fernández-García, Zarza et al. 2010), Polytrough 1800 de NEP Solar (Platzer WJ 2011; NEP Solar 2012), y dos modelos, SopoHelios y SopoNova, de la compañía Sopogy.

Los rendimientos de los colectores quedan recogidos en la siguiente gráfica:

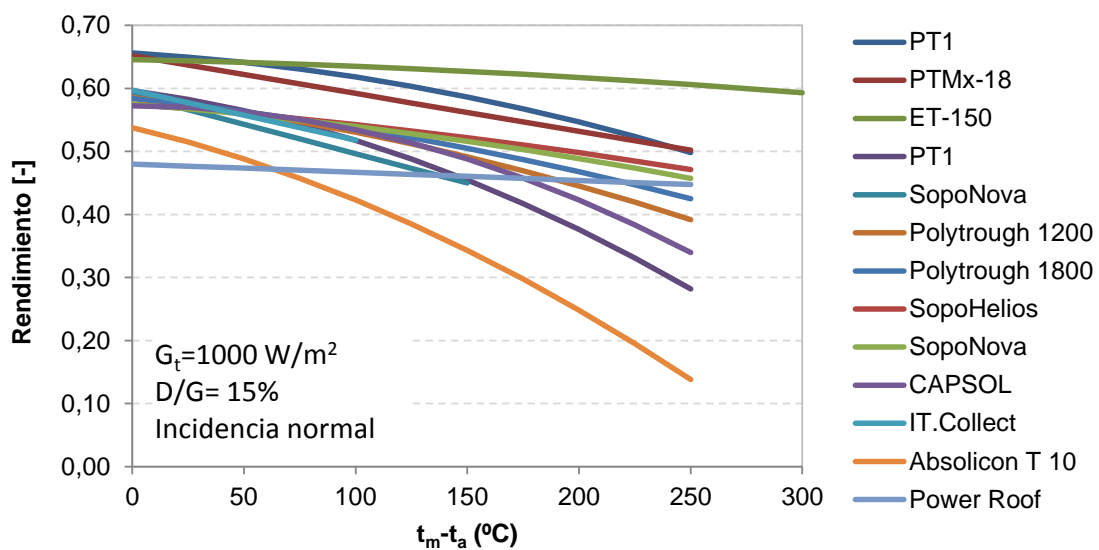


Figura 3.21 - Rendimiento de colectores cilindricoparábólicos.

Fuente: (CIESOL 2013).

Los resultados de los rendimientos de los colectores fueron calculados con una radiación solar directa de 850 W/m^2 .

También se muestra a continuación los precios en unidades de €/m² de los colectores en estudio:

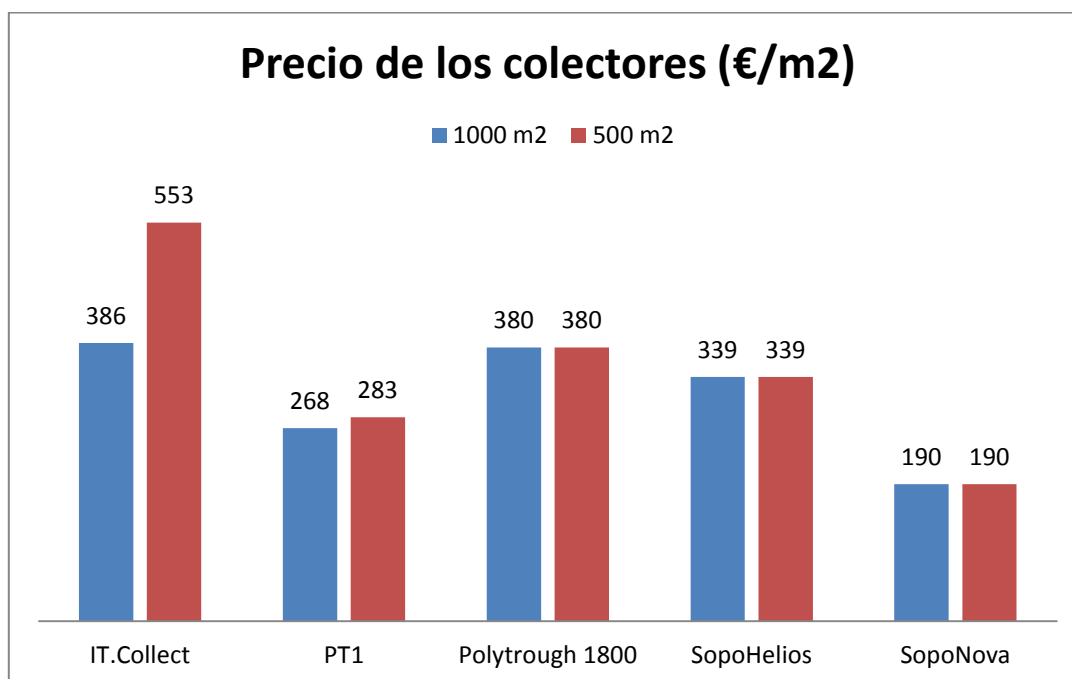


Figura 3.22 - Precio de colectores cilíndricoparabólicos.

Los colectores de la compañía estado unidense Sopogy, presentan una muy buena relación rendimiento/precio, pero desafortunadamente, han desaparecido del mercado recientemente por lo que no entrarán en este estudio. Dentro de los tres candidatos restantes, el que mejor rendimiento muestra es el Polytrough 1800. Ya que este trabajo fin de carrera se basa en simulaciones de un modelo dinámico es necesario poseer datos de la curva de eficiencia de estos colectores en régimen quasi-dinámico. No ha sido posible la obtención de estos datos de los colectores IT.Collect y PT1, bien porque estos no han sido emitidos por los fabricantes o no se han encontrado referencias de ellos.

Esto nos lleva a la elección del colector **Polytrough 1800** de la empresa NEP SOLAR, el cual ofrece uno de los mejores rendimientos de los colectores de media temperatura a un económico precio. Los datos principales de este colector han sido obtenidos mediante ensayos según la norma EN 12975:2006 (Platzer WJ 2011; NEP Solar 2012) y vienen recogidos en la siguiente tabla:

	Unidades	Valores
Modelo	-	Polytrough 1800
Fabricante	-	NEP Solar
Curva de eficiencia (estático)	-	$n_0 = 0,697$
	$\text{kJ}/(\text{h}\cdot\text{m}^2\cdot\text{K})$	$a_1 = 0,36$
	$\text{kJ}/(\text{h}\cdot\text{m}^2\cdot\text{K})$	$a_2 = 0,0011$
Curva de eficiencia (Quasi-dinámico)	-	$F'_{(at)en} = 0,697$
	-	$K_{fd} = 0,133$
	$\text{kJ}/(\text{h}\cdot\text{m}^2\cdot\text{K})$	$c_1 = 0,36$
	$\text{kJ}/(\text{h}\cdot\text{m}^2\cdot\text{K})$	$c_2 = 0,0011$
	$\text{J}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$	$c_5 = 3060$
Modificador de ángulo incidencia (coeficientes)	-	$b_1 = -0,000367251$
		$b_2 = -0,000010624$
		$K_d = 0,133$
Precio colectores	$\text{€}/\text{m}^2$	380,00
Largo unitario	m	11,085
Apertura	m	1,845
Alto	m	1,965
Area Reflectiva	m^2	36,88
Distancia focal	mm	650
Diametro tubo absorbedor	mm	56
Diametro de la cubierta absorbedor	mm	71
Capacidad de fluido	l	9,8
Caudal mínimo. recomendado	l/min	15
Caudal máximo recomendado	l/min	60
Tª de operación máxima	°C	230
Rendimiento óptico pico	%	68
Reflectividad	%	93
Material reflector principal	-	Estructura de sandwich aluminio/Espuma de plástico/Aluminio
Material Absorbedor	-	14307 (EN 1088) Metalico (AISI 304L) con recubrimiento cromo negro
Fluido de trabajo	-	Agua, aceite

Figura 3.23 - Especificaciones del colector Polytrough 1800.

3.3.5 Selección de tipo de almacenamiento.

En la industria existen desde hace bastante tiempo dispositivos de almacenamiento a alta temperatura que utilizan el calor sensible de materiales -en el rango de 120° C a 1250° C, dentro del cual están encuadrados los sistemas de media temperatura que nos ocupan. Para conseguir un aumento de temperatura determinado, hay que añadir energía en función de la masa total y de sus propiedades. Además, es necesario tener en cuenta la integración del almacenamiento en el sistema solar para la aplicación en los procesos industriales (Schramm and Adam 2014).

Se puede almacenar en un tanque aislado térmicamente un fluido de trabajo a alta temperatura a presión atmosférica o presión más elevada, recuperándose el calor al extraer el citado fluido del recipiente que lo contiene por medio de los sistemas de bombeo correspondientes.

Existen varias posibilidades de utilización de un único tanque, aprovechando el efecto de estratificación o termoclina, el almacenamiento dual y una variante de ambos, en lecho de rocas.

La energía térmica que suministra el campo solar durante las horas de solares durante el día de diseño es la necesaria para mantener el proceso funcionando a plena carga durante el número de horas fijado, donde habrá momentos de déficit y momentos de superávit de energía. La misión del sistema de almacenamiento es precisamente guardar la energía térmica que sobra durante los momentos de superávit, para poderla dar en los momentos de déficit.

Una variante del almacenamiento en un único tanque es el que utiliza el concepto termoclina en el que dicho tanque sirve para almacenar simultáneamente el mismo fluido, estratificado según los diferentes niveles de temperatura existentes. Su operación básicamente consiste en tener al principio el tanque lleno de un fluido frío, sacar dicho fluido de la parte baja y calentarlo en el campo solar de donde se envía de nuevo, ya caliente, a la parte alta del tanque. Al ser menos denso, quedará sobre la parte superior caliente sin mezclarse en un corto plazo. El proceso continua hasta que termina de cargarse completamente. El proceso de descarga consiste en sacar el fluido caliente de la parte alta y, una vez enfriado, devolverlo a la parte baja del tanque.

Con objeto de que el fluido no se mezcle al entrar en el tanque con el que ya está dentro es necesario que disponga de un difusor en la entrada de la parte alta que

distribuya el fluido entrante sobre toda la capa superior del fluido ya almacenado, de tal forma que no se cree ninguna perturbación que origine una mezcla no deseada. Igualmente, la toma inferior de donde se introduce el fluido frío, debe de ser tal que no se cree ningún remolino en la masa de aceite que pueda provocar la mezcla de diferentes capas en esa zona del tanque. Este sistema es válido para fluidos con baja conductividad térmica, como puede ser agua o aceite térmico.

Con motivo de alcanzar altas fracciones solares y alta eficiencia es necesario transportar energía de momentos de sobreproducción a situaciones en los que exista un déficit de producción solar como ya se ha mencionado y por lo tanto se ha elegido un sistema de almacenamiento con unas características de aislamiento excelentes (Beikircher et al. 2013), el cual permite el transporte energético para períodos más largos que con los de aislamiento tradicional.

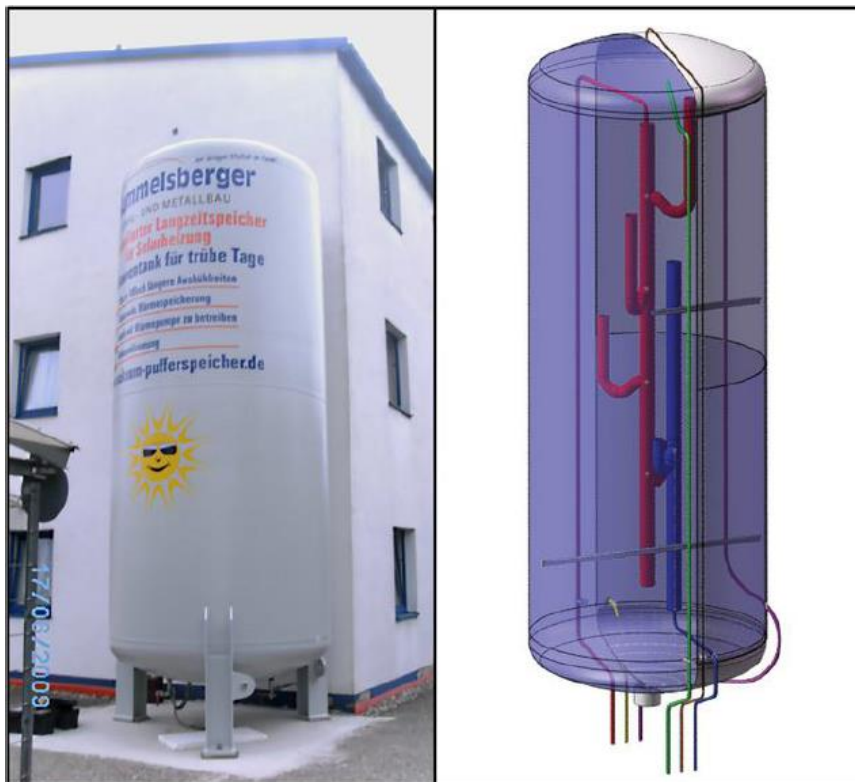


Figura 3.24 - Depósito comercial con aislamiento de super-vacío.

Fuente: (ZAE Bayern 2014).

Este depósito está formado por un cilindro vertical de chapa de acero S 235 con fondo convexo y construcción soldada.

Está constituido por un cilindro de doble pared con vacío existente en el espacio anular y relleno de materiales microporosos muy aislantes.

A través de tuberías internas, es conformado un sistema de capas térmicas que mejoran la distribución del fluido de entrada para evitar perturbaciones en las termoclinas del depósito. Es posible así obtener unas capas térmicas diferenciadas creando un buen almacenamiento estratificado.

Algunas de las características más significativas son mostradas a continuación:

Material de aislamiento	Vacío y materiales microporosos
Sistema de carga estratificada	Polipropileno
Espesor pared exterior	De 6 a 7,5 mm
Conductividad térmica	0,005 W/m·K
Presión de trabajo	3 bar máximo
Volumen disponible	5,7,11,12,15,20 y 30 m ³
Diámetro exterior para 30 m³	2400 mm
Altura para 30 m³	9650 mm
Peso para 30 m³	10290 kg

Tabla 3.4 - Características del depósito con aislamiento de vacío.

3.4 Modelo estático.

En este apartado se procederá al diseño de un modelo estático del campo para poder realizar un predimensionado que nos facilite la tarea a la hora de crear un modelo dinámico, teniendo así valores de partida con los que hacer estudios de simulación durante el diseño. Cabe decir que el diseño del campo definitivo con el modelo dinámico mejorará los resultados obtenidos a través del modelo estático debido a que está basado en una metodología de cálculo básica.

Se podría decir que el predimensionado es una primera estimación del campo solar a partir de cálculos básicos teniendo en cuenta valores como potencia de demanda de la industria, valores de radiación directa del emplazamiento, características de los colectores a usar, propiedades del fluido térmico, temperatura de entrada al campo de colectores así como la temperatura de salida del fluido deseada en el campo de colectores.

3.4.1 Descripción de ecuaciones.

Con la finalidad de realizar el cálculo del predimensionamiento del campo de colectores solares se exponen las ecuaciones que describen este modelo.

Uno de los factores que afectan al rendimiento es el modificador de ángulo de incidencia (IAM). El modificador de ángulo de incidencia para la radiación directa $K_{\theta b}$, incluyendo el efecto del $\cos\theta$ viene representado por,

$$K_{\theta b} = \cos\theta + b_1 \cdot \theta + b_2 \cdot \theta^2$$

, donde b_1 es la componente longitudinal y b_2 la transversal del ángulo de incidencia.

Una vez obtenido el valor del modificador de ángulo de incidencia es posible calcular la eficiencia térmica para el captador en cuestión mediante,

$$\eta = \eta_0 \cdot K_{\theta b} - a_1 \cdot \frac{T_{med} - T_{amb}}{G_{b,n}} - a_2 \cdot \frac{(T_{med} - T_{amb})^2}{G_{b,n}}$$

, donde η_0 es la eficiencia térmica del captador respecto al área de apertura, $G_{b,n}$ es la irradiación solar directa con incidencia normal, T_{med} es la temperatura media del fluido térmico a través del absorbedor, T_{amb} es la temperatura ambiente. Además, incluye dos coeficientes, a_1 y a_2 específicos de cada colector.

El caudal másico se obtiene con los datos obtenidos del caudal volumétrico y la densidad del fluido térmico a una determinada temperatura.

$$q_m = \rho \cdot q_v \quad [\text{kg/s}]$$

Donde q_v es el caudal volumétrico que ha de circular a través de los absorbedores del colector cilíndricoparabólicos.

La densidad del fluido viene definida por la siguiente ecuación:

$$\rho = c \cdot t_m + d \quad [\text{Kg/m}^3]$$

Para una función lineal $y = c \cdot x + d$, que describe cómo varía la densidad del fluido térmico en función de la temperatura los parámetros c y d representan la pendiente de la recta y el término independiente respectivamente y donde t_m es la temperatura del fluido térmico.

La potencia útil que es capaz de generar cada colector viene definido por,

$$P_{colector} = G_b \cdot \eta \cdot \frac{A}{1000} \quad [kW]$$

, donde, teniendo en cuenta el caudal másico del fluido a través del absorbedor es posible calcular el incremento de entalpía que se produce en este teniendo en cuenta que,

$$P_{colector} = q_m \cdot \Delta h \quad [kW]$$

El incremento de la entalpía que sufre el fluido térmico en el colector, considerando C_p constante, es representado por,

$$\Delta h = \int_{T_{in}}^{T_{out}} C_p \cdot dT \quad [kJ/kg]$$

$$\Delta h = C_p \cdot (T_{out} - T_{in}) \quad [kJ/kg]$$

, donde tenemos las entalpías por unidad de masa, el calor específico C_p a presión constante y la variación de la temperatura que haya sufrido. Los términos T_{out} y T_{in} representan las temperaturas de entrada y salida del colector respectivamente.

El calor específico del fluido térmico viene definido por la ecuación,

$$C_p = a \cdot t_m + b \quad [kJ/(Kg \cdot K)]$$

, donde para una función lineal $y = a \cdot x + b$, que describe cómo varía la densidad del fluido térmico en función de la temperatura los parámetros a y b representan la pendiente de la recta y el término independiente respectivamente y donde t_m es la temperatura del fluido térmico.

Combinando ambas ecuaciones podemos obtener una simplificación de la fórmula para el incremento de entalpía que se produce en el absorbedor del colector:

$$\Delta h = a \cdot (T_{out} - T_{in}) + \frac{b \cdot (T_{out}^2 - T_{in}^2)}{2} \quad [kJ/kg]$$

A través de la anterior ecuación es posible obtener la temperatura de salida T_{out} de un colector y gracias a esto es posible calcular el incremento de temperatura que se produce en el colector,

$$\Delta T_{colector} = T_{out} - T_{in} \quad [^{\circ}C]$$

, y una vez conocido este incremento y el incremento de temperatura que se produce en el campo de colectores final ΔT_{campo} es posible calcular el número de colectores en serie,

$$N_{serie} = \Delta T_{colector} / \Delta T_{campo}$$

Para el cálculo del número de colectores en serie que debería de poseer el campo es necesario conocer la potencia requerida por la industria $P_{demanda}$ para sus procesos. Además, una vez obtenido la potencia que genera cada colector independiente y obteniendo la potencia total que genera cada fila,

$$P_{fila} = P_{colector} \cdot N_{serie} \quad [kW]$$

, es posible obtener el número de filas necesarias para suplir de la potencia necesaria al proceso industrial.

$$N_{paralelo} = \frac{P_{demanda}}{P_{fila}}$$

Cabe decir que, aun siendo este cálculo basado en la potencia requerida por la industria, en los casos donde el sistema solar posea un sistema de almacenamiento térmico, la potencia que el campo de colectores debe de generar se verá incrementada (Zarza et al. 2007). Conociendo esto y debido a que no han sido calculadas las pérdidas térmicas que se producen en todo el sistema, la potencia necesaria para alcanzar el punto deseado es un poco mayor. Para que el sistema solar suministre esta nueva potencia, se ha de incrementar el número de filas.

3.4.2 Interfaz gráfica para el usuario.

Con la finalidad de poder realizar diversos ensayos sobre este modelo se ha implementado una aplicación mediante el software EES (Engineering Equation Solver).

Las formulaciones del apartado 3.4.1 han sido implementadas mediante código para obtener dos configuraciones del campo solar en cuanto al número de colectores en serie y en paralelo.

Para hacerlo más visual y simplificado para el usuario, se ha creado una interfaz gráfica donde, introduciendo los datos requeridos por el modelo, muestra los resultados totales y parciales de los cálculos.

Los datos de introducción necesaria están señalados con un recuadro donde clicando sobre ellos es posible introducir el valor. Esto se puede observar en la siguiente figura.

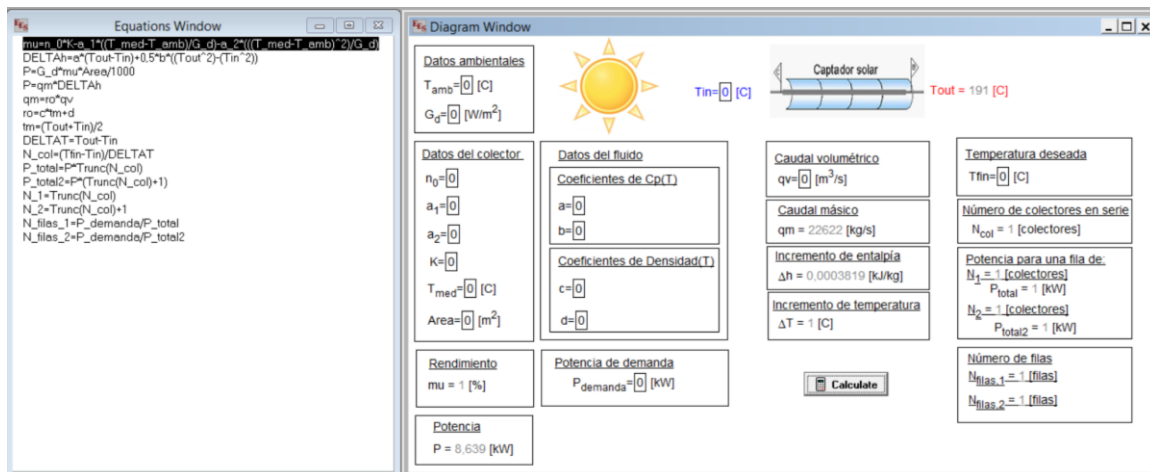


Figura 3.25 - Implementación de código e interfaz gráfica en EES.

3.4.3 Predimensionado de la planta.

Los datos que se muestran a continuación están obtenidos de los parámetros de un punto de diseño para un día donde la potencia requerida por la industria ha sido la mayor con referencia al perfil de carga anual.

Para el diseño de la planta a través de la interfaz gráfica creada es necesario obtener ciertos valores previamente.

Han sido generadas unas ecuaciones lineales para los valores de la densidad ρ y calor específico C_p del fluido térmico para poder tener en cuenta así la variación de estos valores en función de la temperatura. Para el fluido seleccionado, Therminol 55, las ecuaciones obtenidas son las siguientes:

Para los valores del calor específico:

$$C_p = 0,0035 \cdot T + 1,8385 \quad [kJ/(Kg \cdot K)]$$

, de donde los valores de a y b son los siguientes:

Parámetro	Valor
a	0,0035
b	1,8385

Tabla 3.5 – Parámetros para el calor específico.

Para los valores de la densidad:

$$\rho = -0,7108 \cdot T + 889,12 \quad [Kg/m^3]$$

, de donde los valores de c y d son los siguientes:

Parámetro	Valor
c	-0,7108
d	889,12

Tabla 3.6 – Parámetros para la densidad.

Diseño de una planta solar de colectores cilíndricoparabólicos para una lavandería industrial en Vúcar (Almería)

Para el cálculo del rendimiento del colector es necesario conocer el modificador de ángulo para un ángulo de incidencia determinado. Es posible obtenerlo mediante la siguiente fórmula:

$$K_{\theta b} = \cos\theta + b_1 \cdot \theta + b_2 \cdot \theta^2$$

Los valores utilizados en el colector seleccionado, Polytrough 1800 son:

Parámetro	Valor
Ángulo de incidencia, θ	50°
Componente longitudinal, b_1	-0,00036725
Componente transversal, b_2	-0,000010624

Tabla 3.7 - Parámetros del modificador de ángulo de incidencia.

, donde se resuelve y se obtiene que:

Modificador de ángulo de incidencia, $K_{\theta b}$	0,92
---	------

El resto de valores introducidos están recogidos en la siguiente tabla:

Parámetros	Valores
Temperatura ambiente, T_{amb}	27 °C
Irradiancia directa, G_b	831 W/m ²
Eficiencia óptica del captador, η_0	0,697
Coeficiente a_1	0,36 kJ/(h·m ² ·K)
Coeficiente a_2	0,0011 kJ/(h·m ² ·K)
Temperatura media del captador, T_{med}	200 °C
Área de apertura del captador, $Area$	18,45 m ²
Potencia de la demanda, $P_{demanda}$	259 kW
Caudal volumétrico, q_v	0,0002 m ³ /s
Temperatura de entrada al colector, T_{in}	190 °C
Temperatura de salida de la fila, T_{fin}	230 °C

Tabla 3.8 - Parámetros a introducir en la interfaz gráfica.

Una vez clarificados los datos de entrada para la aplicación basta con introducirlos y correr la aplicación.

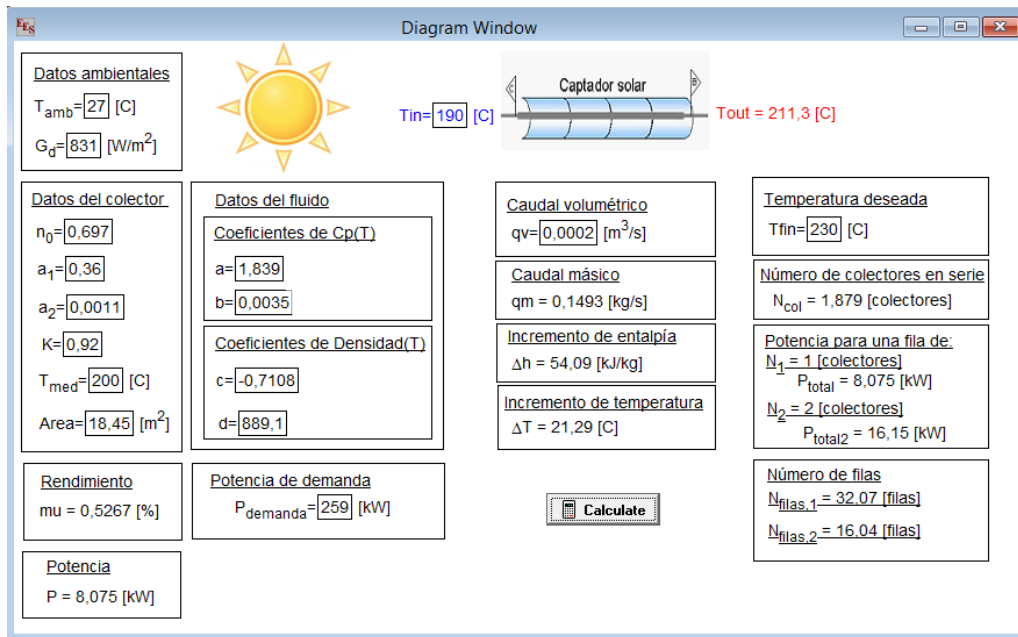


Figura 3.26 - Cálculos realizados mediante la interfaz gráfica en EES.

Los datos obtenidos a partir del modelo creado se recogen en la siguiente tabla:

Parámetro	Valor
Rendimiento del colector, η	52,67 %
Potencia unitaria del colector, P_{colector}	8,075 kW
Temperatura de salida de un colector, T_{out}	211,3 °C
Incremento de temperatura, ΔT	21,29 °C
Caudal másico, q_m	0,1493 kg/s
Incremento de entalpía, Δh	54,09 kJ/kg
Número de colectores en serie, N_{serie}	1,879 colectores
Potencia para $N_{\text{serie}}=1$	8,075 kW
Potencia para $N_{\text{serie}}=2$	16,15 kW
Número de filas para $N_{\text{serie}}=1$	32 filas
Número de filas para $N_{\text{serie}}=2$	16 filas

Tabla 3.9 - Resultados obtenidos del modelo estático.

3.5 Modelado dinámico.

Un modelo de un sistema podría ser descrito como una herramienta que permite responder interrogantes sobre este último sin tener que recurrir a la experimentación sobre el mismo. Es una representación simplificada de la realidad o prototipo conceptual.

En un modelo estático, la variable tiempo no desempeña un papel relevante. En un modelo dinámico, por el contrario, algunos de los elementos que intervienen en la modelización no permanecen invariables, sino que se consideran como funciones del tiempo, describiendo trayectorias temporales.

El análisis de un modelo dinámico tiene por objeto el estudio de la trayectoria temporal específica de alguno/s de sus elementos.

3.5.1 Modelo del sistema.

Para la creación de este modelo dinámico se ha decidido la elección del programa TRNSYS (TRansient SYstem Simulations). Este programa resulta ser un entorno de simulación bastante completo y extensible con una estructura modular y de código abierto. Es un programa utilizado durante muchos años para crear modelos y realizar simulaciones de sistemas térmicos.

Posee una estructura modular que permite la programación de bloques conectados entre sí. Esto facilita la simulación de complejos sistemas grandes con complejos modelos, haciendo posible la conexión entre diversos y modelos más pequeños.

El modelo creado en el software TRNSYS ha sido el siguiente:

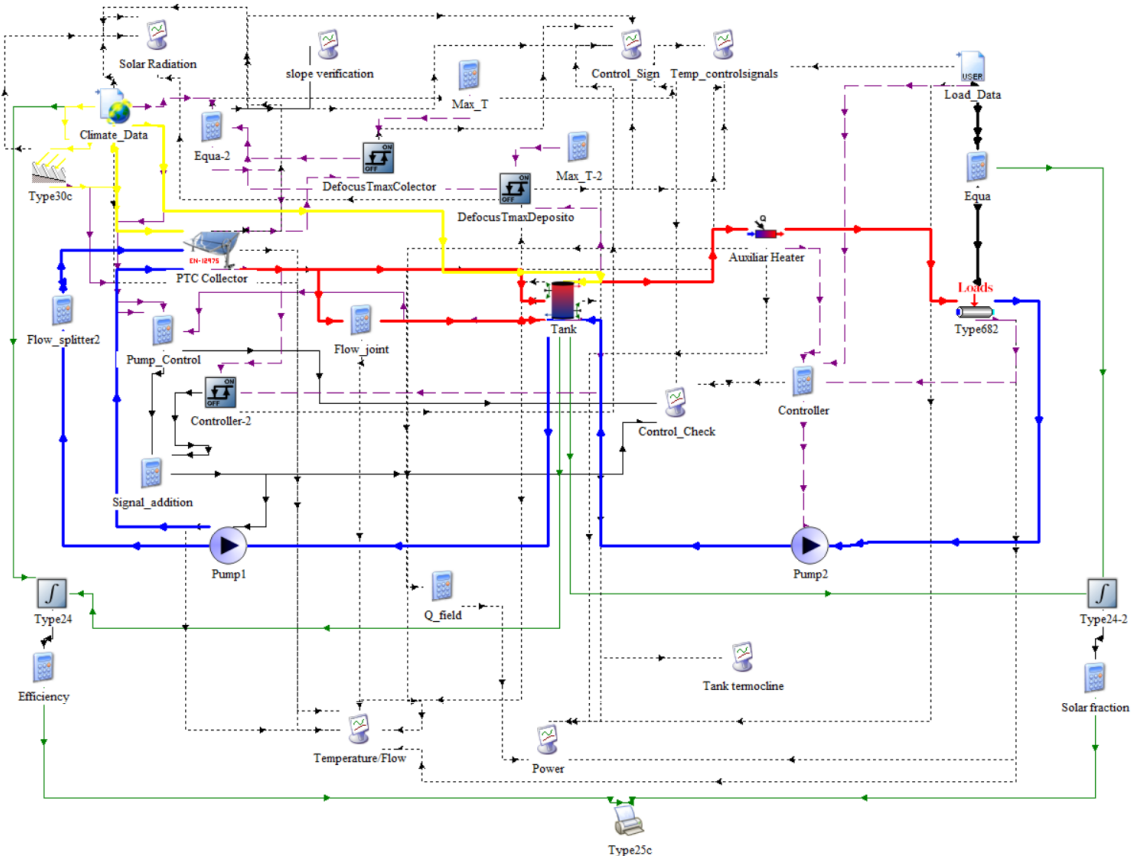


Figura 3.27 - Modelo dinámico implementado en TRNSYS.

Diseño de una planta solar de colectores cilíndricoparabólicos para una lavandería industrial en Vúcar (Almería)

A continuación se muestra un esquema más simplificado de la interconexión entre los bloques más significativos del sistema:

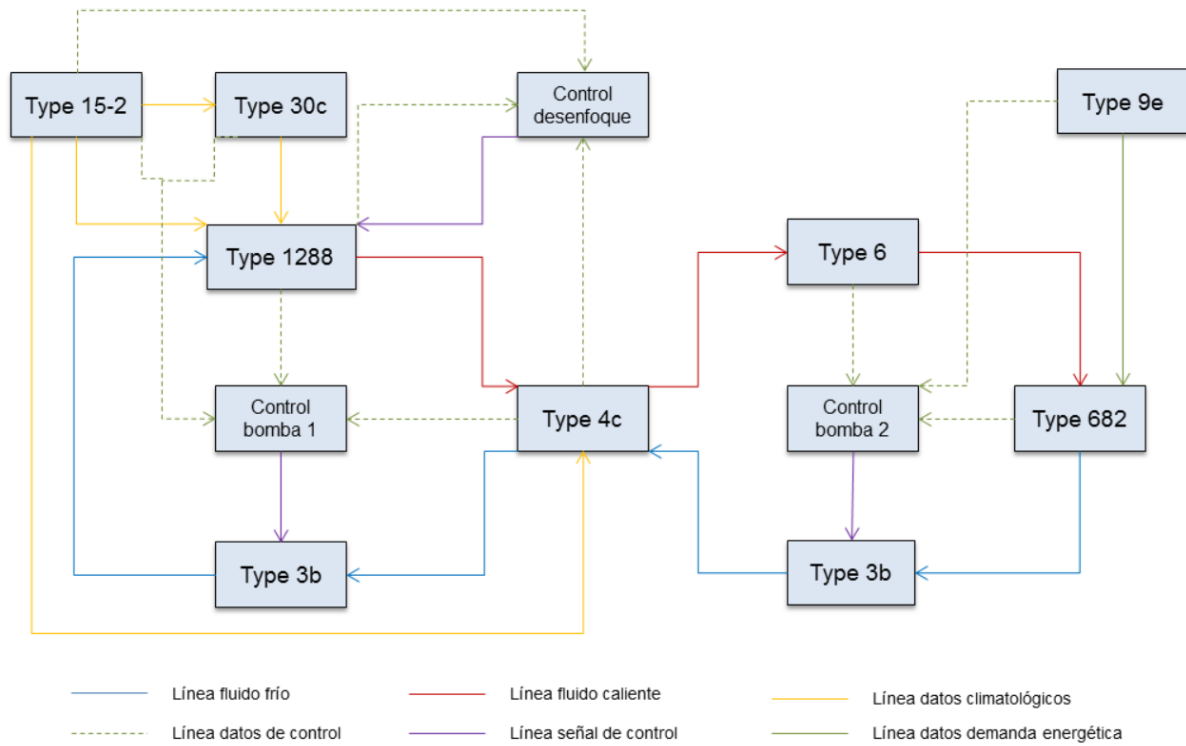


Figura 3.28 - Esquema de interconexión de bloques.

Para entender los procesos que realiza el sistema, es necesario definir cada componente:

Bloque	Definición
Type 15-2	Procesador de datos climáticos
Type 30c	Sombreado de filas de colectores cilíndricoparabólicos.
Type 1288	Colector cilíndricoparabólico con comportamiento dinámico.
Type 3b	Bomba de velocidad variable.
Type 4c	Tanque estratificado con entradas múltiples.
Type 6	Calentador auxiliar.
Type 9e	Lector de datos para archivos genéricos de datos.
Type 682	Carga de calefacción y refrigeración impuestas en un flujo.
Type 911	Control diferencial con salidas fijadas.

Tabla 3.10 - Bloques más relevantes usados en TRNSYS.

Type 15-2:

Este componente realiza la función de lectura de datos para un intervalo de tiempo de un archivo climatológico externo, interpolando los datos y los pasos de tiempo de menos de una hora y los hace disponibles para otros componentes. Este bloque realiza la lectura del archivo climatológico TMY2 obtenido y envía los datos de radiación directa al bloque de sombreado entre filas Type 30c, datos de radiación difusa, radiación reflejada por el suelo, temperatura ambiente entre otros al módulo del colector Type 1288 y datos de temperatura para el depósito de almacenamiento Type 4c. En este bloque se ha establecido un **azimut de -11º** para campo de colectores.

Type 30c:

Este componente determina la radiación incidente entre filas de colectores que se sombreadan entre ellos. Está asumido para colectores cilíndricoparabólicos con eje de seguimiento horizontal, es decir, paralelo al suelo. Este componente recibe la cantidad de radiación solar directa, calcula la reducción de radiación producida por el sombreado y devuelve el resultado al colector Type 1288. Los parámetros establecidos más relevantes se muestran a continuación:

Parámetro	Valor
Separación entre colectores, [m]	5,625
Anchura de apertura, [m]	1,845
Número de filas	N_p^*

Tabla 3.11 - Parámetros relevantes en el Type 30c.

* N_p representa el número de filas, el cual representa un parámetro para el posterior ensayo paramétrico donde este valor deberá de variar.

Type 1288:

Este bloque describe un colector cilíndricoparabólico con eficiencia dinámica (TESS 2004). Este componente simula un modelo dinámico de un colector cilíndricoparabólico basándose en la norma europea EN 12975-2. Recibe el fluido térmico desde la parte inferior del depósito Type 4 gracias a la bomba Type 3b y es este elemento el cual proporciona el incremento de temperatura al fluido que circula a través de este gracias a la radiación solar directa recibida por el Type 30 y radiación solar difusa en pequeña proporción recibida por el Type 15-2. El fluido ya

calentado retorna a la parte superior del depósito. La descripción del modelo así como su caracterización de parámetros será mostrada más adelante.

Type 3b:

Este modelo de bomba calcula un flujo másico usando una función de control variable que tiene un valor entre 0 y 1 dentro de una capacidad de flujo máxima. Este componente es el que establece el flujo para el resto de componentes dentro del mismo lazo. Algunos de los parámetros más importantes establecidos son:

Parámetro	Valor
Flujo máximo [kg/h]	$m_{p1}=Np \cdot 2692.8 \cdot 0.5$ *
Calor específico del fluido, [kJ/kg·K]	2,54

Tabla 3.12 - Parámetros relevantes en el Type 3b.

*El valor de m_{p1} representa el valor del flujo másico para cada fila multiplicado por el número de filas.

Type 4c:

La eficiencia térmica de un depósito lleno de almacenamiento de energía sensible, sujeto a estratificación, es modelada asumiendo que se encuentra dividido en N nodos. Es el valor de N el que determina el nivel de estratificación. Además, posee entradas variables que pueden ser establecidas para que el fluido llegue lo más cercano a la temperatura a la cual se encuentra este. Más adelante será detallado el modelo y la caracterización de este componente.

Type 6:

En este componente se modela un calentador auxiliar que es capaz de elevar la temperatura de un flujo usando control interno o, por el contrario, control externo. El calentador está diseñado para añadir calor al flujo de fluido con un valor de potencia máxima Q_{max} que es establecida y que mediante una señal de control proporciona un porcentaje de dicha potencia para que este pueda alcanzar un valor de temperatura establecido. Este componente proporciona la energía necesaria en el caso de que exista un déficit de energía solar disponible. A continuación se encuentran los valores más relevantes establecidos para este componente:

Parámetro	Valor
Máxima potencia de calentamiento, [kW]	600
Calor específico del fluido, [kJ/kg·K]	2,54
Eficiencia del calentador auxiliar	0,75
Punto de consigna de temperatura, [°C]	200

Tabla 3.13 - Parámetros relevantes en el Type 6.

Type 9:

Este componente tiene la función de leer los datos de intervalos de tiempo regulares de un archivo de datos convirtiéndolo a las unidades deseadas. En este caso la lectura que realiza es del archivo de datos donde recoge la carga energética de la industria en intervalos horarios. Este bloque proporciona la información al componente de carga energética Type 682. Para la conversión de unidades de potencia en kWh ha sido aplicado un factor de conversión de 3600 para transformarlo a kJ/h, unidades que requiere el Type 682.

Type 682:

Este componente describe un modelo que impone una carga establecida para un flujo de caudal y calcula la resultante de salida de las condiciones del fluido. Gracias a este componente es posible simular la carga de la industria. Los parámetros más relevantes que han sido establecidos son los siguientes:

Parámetro	Valor
Calor específico del fluido, [kJ/kg·K]	2,54
Mínima temperatura para calentamiento, [°C]	185

Tabla 3.14 - Parámetros relevantes en el Type 682.

Control del sistema:

Para el funcionamiento del sistema solar ha sido implementado distintos controles. Ambas bombas poseen un controlador de lazo abierto que regula el caudal de cada una de estas. Además el campo de colectores posee un control de desenfoque en circunstancias de sobrecalentamiento o sobreproducción del sistema. El control será detallado más adelante.

Además, se ha utilizado componentes para obtener valores horarios integrados para el posterior cálculo de la eficiencia y la fracción solar para períodos mensuales. Estos valores obtenidos mediante una impresora Type 25c en un archivo de texto .txt que facilitará la obtención de estos valores en el estudio paramétrico.

3.5.2 Modelo climatológico.

En este apartado se muestra los datos obtenidos para la obtención de un modelo climatológico que nos proporcione los datos necesarios para hacer funcionar el modelo del sistema solar. Para ello ha sido necesario la utilización del software METEONORM. Este software se trata de una completa referencia meteorológica el cual ha permitido el acceso a un catálogo de datos meteorológicos para nuestro sistema en el lugar donde se desarrolla la actividad industrial.

Los datos de medición están basados en las estaciones meteorológicas o en su defecto, mediante la interpolación de diferentes estaciones meteorológicas que permiten un cálculo fiable de la radiación solar, la temperatura y otros parámetros. Como resultado, se obtiene una serie de datos horarios resultante correspondiente a años tipo, que será utilizado en el diseño de esta planta solar.

Es posible obtener un archivo TMY2, el cual proporciona un conjunto de valores horarios y elementos meteorológicos para un período anual.

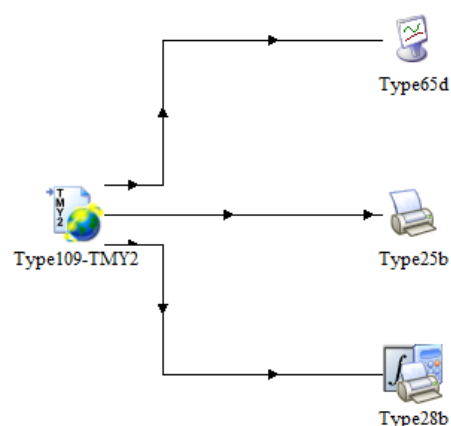


Figura 3.29 - Lectura y visualización de datos climatológicos mediante el componente Type 109-TMY2.

Este archivo es legible en TRNSYS mediante el Type 109-TMY2. Este componente sirve para cubrir la función de leer intervalos regulares de datos climatológicos de un archivo de datos, convirtiéndolo en un sistema de unidades y generando salidas de radiación directa y difusa para un número arbitrario de superficies con orientaciones e inclinación arbitrarias. Este componente utiliza algoritmos para calcular la radiación solar en superficies inclinadas y también realiza el cálculo de la posición de superficies con uno y dos ejes de seguimiento.

A continuación se muestra las gráficas anuales de temperatura ambiental y radiación a lo largo del periodo anual:

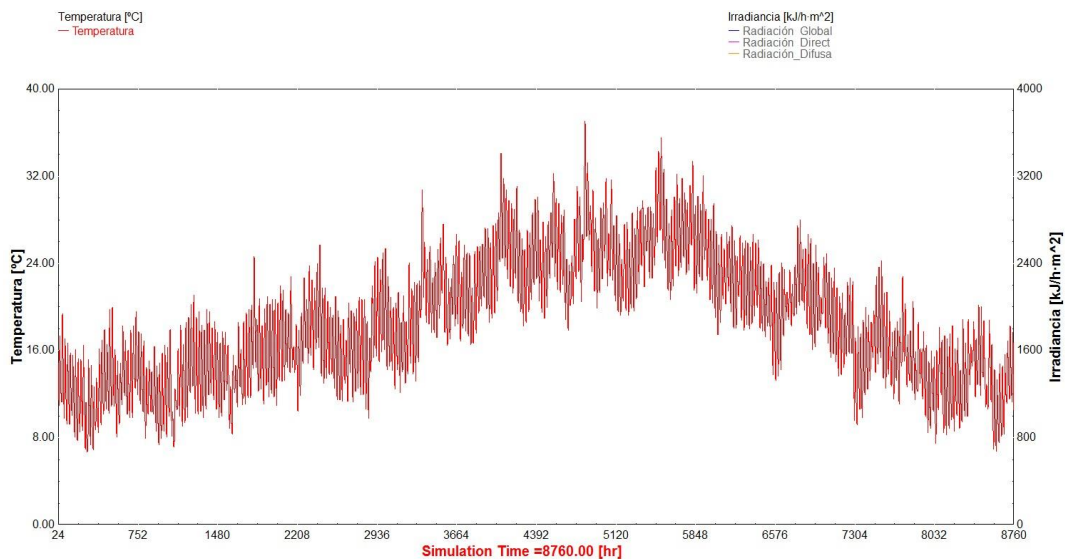


Figura 3.30 - Temperatura ambiente para un año tipo en °C.

Diseño de una planta solar de colectores cilindricoparabólicos para una lavandería industrial en Vúcar (Almería)

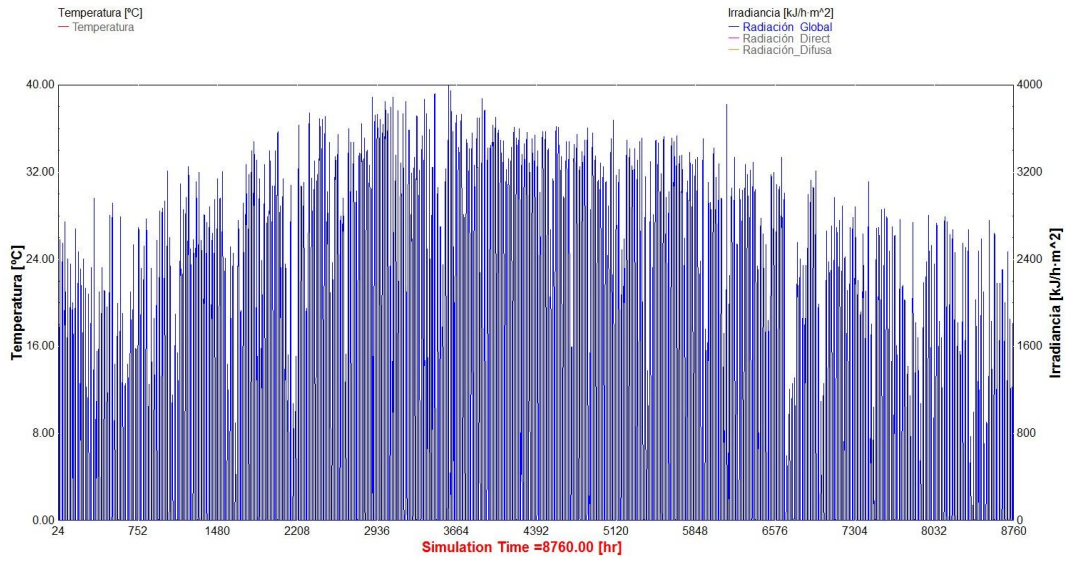


Figura 3.31 - Radiación global para un año tipo expresada en $\text{kJ/h}\cdot\text{m}^2$.

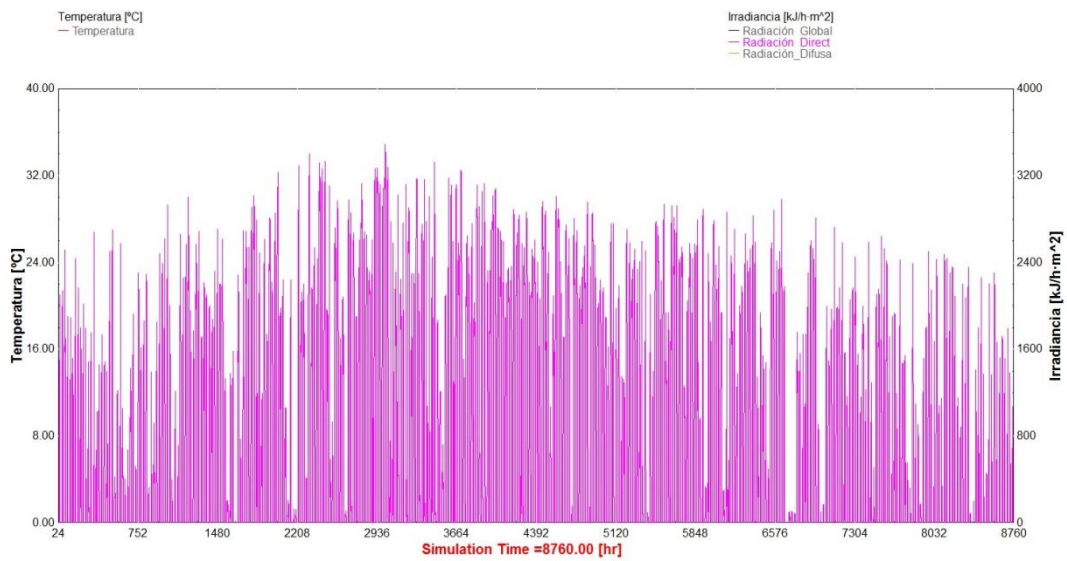


Figura 3.32 - Radiación directa para un año tipo expresada en $\text{kJ/h}\cdot\text{m}^2$.

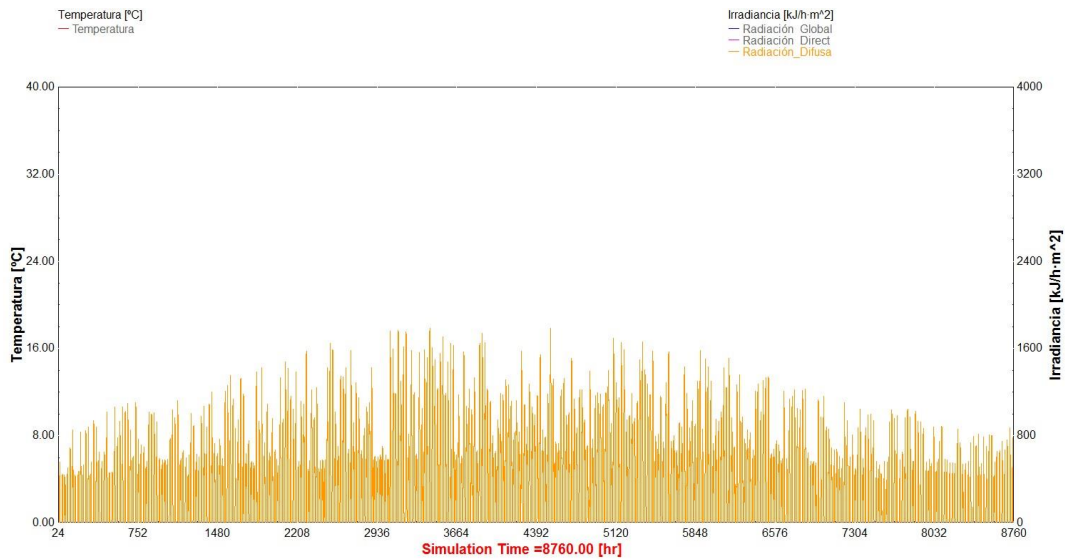


Figura 3.33 - Radiación difusa para un año tipo expresada en kJ/h·m².

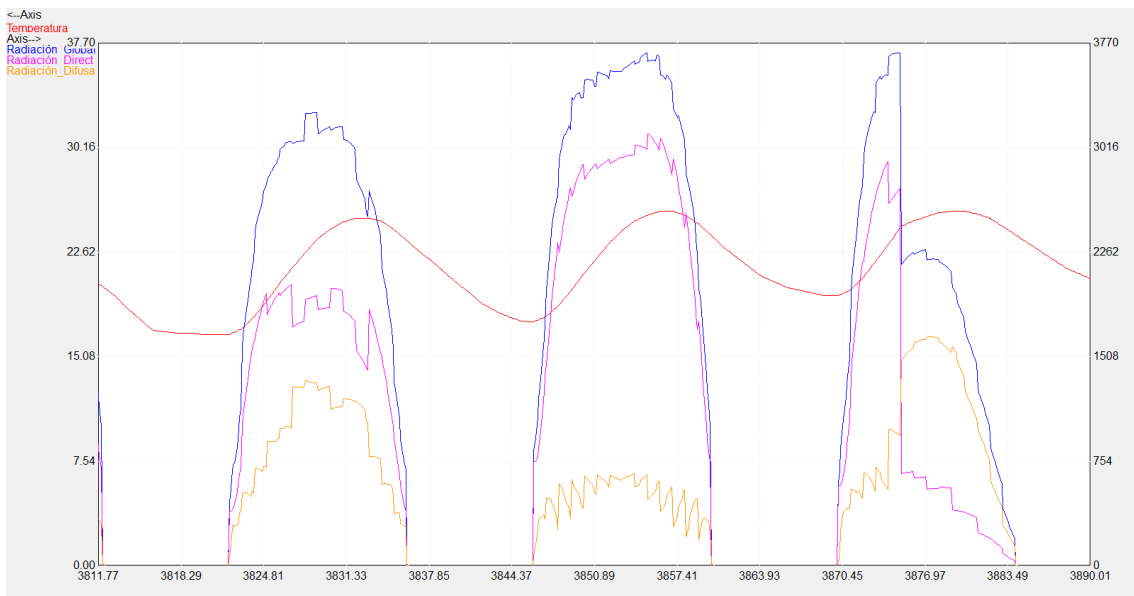


Figura 3.34 - Radiación y temperatura para tres días del mes de junio.

En la figura anterior se puede observar los ciclos de variación de temperatura (línea roja) que se producen a lo largo de tres días del mes de junio para el año tipo calculado. En cuanto a la radiación, se puede apreciar como la suma de la radiación directa y difusa (líneas rosas y naranjas respectivamente) conforman la radiación global en este modelo climatológico. Además, es posible deducir como en el primer día no se trata de un día completamente despejado por lo que la radiación difusa es alta en comparación con el segundo día en el que se trata de un día bastante

despejado y con gran nivel de radiación directa. En cuanto al último día, presenta la mitad del día despejado pero según avanza el día, se genera gran nubosidad que hace que la radiación directa decaiga y la difusa aumente y con ello un resultado de radiación global menor.

En conclusión, gracias a la obtención de datos climatológicos para un año tipo y la posterior generación de un modelo climatológico es posible simular de forma fiable la energía que abastecerá nuestro campo de colectores así como simular los fenómenos producidos en los componentes que conforman el sistema solar debido a elementos ambientales.

3.5.3 Modelo y caracterización de los colectores solares.

Para la implementación de los colectores solares cilíndricoparabólicos en el modelo dinámico se ha usado un bloque que modela un comportamiento cuasi-dinámico basándose en la norma europea EN 12975. Es el caso del bloque Type 1288 perteneciente a las librerías TESS para TRNSYS.



Figura 3.35 - Captador solar Type1288 – Eficiencia dinámica de enfoque.

Gracias a la implementación de la norma europea EN12975 (EN 12975-2 2006) ha sido introducido un método alternativo al cálculo de las condiciones cuasi-dinámicas de los colectores. Se trata de un método de ensayo que, a diferencia del modelo estático, tiene en cuenta tanto la irradiancia directa como la difusa y por lo tanto permite la medición del rendimiento de los colectores de concentración con seguimiento como es el caso de los cilíndricoparabólicos.

En este modelo, la radiación global $F'(\tau\alpha)_{en}K_{\theta}G$ es remplazada por la sumatoria de $F'(\tau\alpha)_{en}K_{\theta b}G_b$ y $F'(\tau\alpha)_{en}K_{\theta d}G_d$. Añade además al modelo estático la dependencia del viento en el colector. El término $-c_6uG$ proporciona el efecto de las pérdidas cero en la eficiencia y el otro término $-c_3u(t_m - t_a)$ modela la influencia del viento en las pérdidas de calor (S. Fischer et al. 2004; S. Fischer 2006). El modelo dinámico para

la potencia de salida del colector en relación al área viene descrito por la siguiente ecuación:

$$\frac{Q}{A_a} = F'(\tau\alpha)_{en}K_{\theta b}G_b + F'(\tau\alpha)_{en}K_{\theta d}G_d - c_1(t_m - t_a) - c_2(t_m - t_a)^2 - c_3u(t_m - t_a) + -c_4(E_L - \sigma T_a) - c_5 \frac{dt_m}{dt} - c_6uG$$

, donde:

c_1 = Coeficiente de pérdidas térmicas en $(t_m - t_a)$ es modelado como $F'U_0$ [W/m²·k²]

c_2 = Dependencia de temperatura de las pérdidas térmicas, igual a $F'U_l$ [W/m²·k²]

c_3 = Dependencia de la velocidad del viento en las pérdidas térmicas, igual a $F'U_u$ [J/m³·k]

c_4 = Dependencia de la irradiación de onda larga en las pérdidas térmicas, igual a $F'\varepsilon$ [-]

c_5 = Capacidad térmica efectiva, igual a $(mC)_e$ [J/m²·k]

c_6 = Dependencia del viento en la pérdidas cero de eficiencia [s/m]

$K_{\theta d}$ = Modificador de ángulo de incidencia (IAM) para radiación difusa [-]

$K_{\theta b}(\theta)$ = Modificador de ángulo de incidencia (IAM) para radiación directa [-]

El modelado básico del modificador de ángulo de incidencia viene descrito por la siguiente ecuación:

$$K_{\theta b}(\theta) = 1 - b_0 \left(\frac{1}{\cos \theta} - 1 \right)$$

Para poder realizar la implementación en TRNSYS es necesario determinar los valores que requiere este bloque.

Los captadores están orientados con una desviación de 11° con respecto a la horizontal Norte-Sur. El modelo del captador es el Polytrough 1800 del fabricante australiano NEP Solar. Los parámetros del captador cilindro-parabólico se encuentran en la siguiente tabla:

Parámetro	Valor
Área de apertura, A [m^2]	18,45
Rendimiento óptico, $F'(\tau\alpha)$	0,697
Coefficiente de pérdidas de calor, c_1 [$kJ/(h \cdot m^2 \cdot K)$]	1,296
Dependencia de la temperatura del coeficiente de pérdidas de calor, c_2 [$kJ/(h \cdot m^2 \cdot K)$]	0,00396
Capacidad térmica efectiva, c_5 [$J/(m^2 \cdot K)$]	3060
Orientación captadores ($S=0^\circ$)	-11°
Inclinación captadores [$^\circ$]	0

Tabla 3.15 - Parámetros del captador cilíndricoparábólico.

El modificador del ángulo de incidencia para los captadores cilíndricoparábolicos tiene solamente influencia de la componente longitudinal ya que el sistema de seguimiento de estos captadores reduce las pérdidas debidas a la componente transversal. En la tabla se incluye el modificador del ángulo de incidencia para este captador.

IAM	0°	10°	20°	30°	40°
$K_{\theta L}(\Phi_L)$	1	0,9944	0,9852	0,9727	0,9573

IAM	50°	60°	70°	80°	90°
$K_{\theta L}(\Phi_L)$	0,9393	0,9162	0,8925	0,9026	0,8808

Tabla 3.16 - Modificador de ángulo de incidencia (IAM) para radiación directa del captador cilíndricoparábólico Polytrough 1800.

3.5.4 Modelo y caracterización del almacenamiento.

Para describir el comportamiento del depósito de almacenamiento utilizado en el modelo se utiliza un bloque que posee un modelo para un tanque de almacenamiento estratificado en el cuál se pueden definir las entradas y salidas del fluido térmico. El bloque en cuestión es el bloque Type 4c (TRNSYS 2007).



Figura 3.36 - Bloque de almacenamiento estratificado en TRNSYS.

El rendimiento térmico de un tanque lleno de almacenamiento de energía sensible de líquido, sujeto a estratificación térmica, puede ser modelado por el supuesto de que el tanque se compone de N segmentos totalmente mezclada con volumen igual, como se muestra en la siguiente figura:

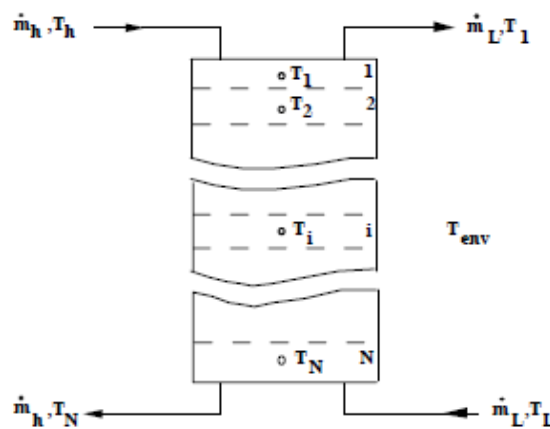


Figura 3.37 - Tanque de almacenamiento estratificado del fluido.

El grado de estratificación se determina por el valor de N . Si N es igual a 1, el tanque de almacenamiento se modela como un tanque completamente mezclado y sin efectos de estratificación son posibles. Algunas de las características más importantes que han justificado el uso de este bloque son las opciones de entradas fijas o variables, tamaño de nodos desiguales y coeficientes de pérdidas incrementales.

La nomenclatura usada en el modelo que se describe viene expuesta a continuación:

- A_i área de superficie del i -ésimo segmento de depósito.
- C_{pf} calor específico del fluido del tanque.
- H_i altura del segmento i -ésimo.
- i segmento de tanque con la parte superior (más caliente) segmento que

	tiene $i = 1$.
M_i	masa de fluido en la sección i -ésima.
\dot{m}_{Lh}	caudal másico del fluido a la carga y/o del fluido.
\dot{m}_h	caudal másico del fluido al tanque de la fuente de calor.
N	número de (temperatura uniforme) segmentos de tanque totalmente mezcladas.
\dot{Q}_{env}	tasa de pérdida de energía desde el depósito al entorno, incluyendo los efectos de ebullición si es aplicable.
\dot{Q}_i	tasa de entrada de energía por el elemento de calentamiento para el segmento i -ésimo.
\dot{Q}_{in}	tasa de entrada de energía al tanque de la corriente de fluido caliente.
\dot{Q}_{reg}	la tasa de entrada de energía por el calentador es necesario para todos los segmentos $i \leq 1$ que se eleva a la temperatura establecida.
\dot{Q}_s	velocidad a la que la energía sensible se saca del tanque para suministrar la carga.
s_h	número del segmento de tanque para que el fluido desde la fuente de calor entra $1 \leq s_h \leq N$.
s_L	número del segmento de tanque para el fluido que se extrae en sustitución para suministrar la carga entre $1 \leq s_L \leq N$.
t	tiempo.
\bar{T}	temperatura de almacenamiento promedio.
T_{env}	la temperatura del medio ambiente que rodea el tanque.
T_i	temperatura del tanque de segmento i -ésimo.
T_f	temperatura media de combustión de escape cuando el calentador no está funcionando.
T_n	temperatura del fluido de sustitución que se extrae para alimentar la carga.
U_t	coeficiente de pérdida entre el tanque y su entorno (por unidad de área).
ΔU_i	coeficiente de pérdida gradual entre el nodo tanque i -ésimo y su entorno (por unidad de superficie).
$(UA)_f$	conductancia total de la pérdida de calor en la chimenea de gas cuando el calentador auxiliar no está funcionando.
$(UA)_{f,i}$	conductancia para la pérdida de calor en la chimenea de gas para nodo i
V_t	volumen del tanque.
ΔE	cambio de energía interna del tanque.
α_i	una función de control definida por $\alpha_i = 1$ si $i = S_h$; 0 de lo contrario.
β_i	una función de control definida por $\beta_i = 1$ si $i = S_L$; 0 de lo contrario.

- Y_i una función de control definido por $Y_i = \dot{m}_h \sum_{j=1}^{i-1} \alpha_j - \dot{m}_L \sum_{j=i+1}^N \beta_j$.
- Y_f una función de control que define si el calefactor auxiliar está apagado o encendido. 1 está apagado, 0 está encendido.
- Y_{htr} una entrada de función de control opcional (0 ó 1) que desactiva o activa el calentador auxiliar interna.
- ρ_f densidad del fluido.

Corrientes de flujo

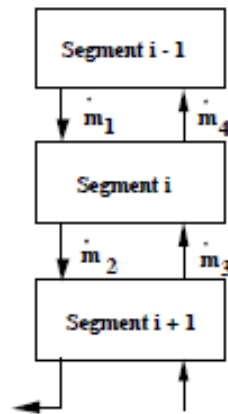


Figura 3.38 - Flujos entre segmentos

En este modelo se supone la asunción de que las corrientes del fluido que fluye hacia arriba y hacia abajo están completamente mezcladas antes de que entren en cada segmento. En términos de la figura anterior, esto implica que \dot{m}_1 se añade a \dot{m}_4 , \dot{m}_2 se añade a \dot{m}_3 , y un flujo resultante, ya sea hacia arriba o hacia abajo, se determina. Un balance de energía en el i -ésimo segmento (despreciando las pérdidas) es entonces:

$$M_i C_{pf} \frac{dT_i}{dt} = \begin{cases} (\dot{m}_1 - \dot{m}_3) C_{pf} (T_{i-1} - T_i) & \dot{m}_1 \geq \dot{m}_3 \\ (\dot{m}_3 - \dot{m}_1) C_{pf} (T_{i+1} - T_i) & \dot{m}_1 < \dot{m}_3 \end{cases}$$

Se encuentra que este último supuesto permite en general un mayor grado de estratificación que con otros modelos y da resultados que concuerdan bien con las mediciones experimentales.

El balance energético escrito sobre el segmento de depósito i -ésimo se puede expresar como:

$$M_i C_{pf} \frac{dT_i}{dt} = \alpha_i \dot{m}_h C_{pf} (T_h - T_i) + \beta_i \dot{m}_L C_{pf} (T_L - T_i) + UA_i (T_{env} - T_i)$$

$$\gamma_i (T_{i-1} - T_i) C_{pf} \quad \text{si } g_i > 0$$

$$\gamma_i (T_i - T_{i+1}) C_{pf} \quad \text{si } g_i < 0$$

$$\dot{Q}_i \quad \text{para } i = 1, N$$

Las temperaturas de cada uno de los segmentos de tanque N son determinados por la integración de sus tiempos derivados expresado en la ecuación anterior. Al final de cada paso de tiempo, se eliminan las inversiones de temperatura mediante la mezcla apropiada de nodos adyacentes.

La energía fluye y el cambio en la energía interna se calcula de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{env} = \sum_{i=1}^N UA_i (T_i - T_{env}) + \gamma_f \sum_{i=1}^{i=1} (UA)_{f,i} (T_i - T_f)$$

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_L C_{pf} (T_1 - T_L)$$

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_h C_{pf} (T_h - T_N)$$

$$\Delta E = \frac{V \rho_f C_{pf} \left[\sum_{i=1}^N T_i - \sum_{i=1}^N T_i |_{t=0} \right]}{N}$$

A continuación se muestran los valores que se le han impuesto a este bloque:

Parámetro	Valor
Modo de trabajo	2*
Volumen del tanque, [m ³]	V**
Calor específico del fluido, [kJ/kg·K]	2,54
Densidad del fluido, [kg/m ³]	748
Coefficiente de pérdidas térmicas, [W/m ² ·K]	0,04
Número de nodos	5
Altura de los nodos, [m]	$H_n=(0.2792 \cdot V+0.9)/5^{***}$

Tabla 3.17 - Parámetros del tanque de almacenamiento.

*El modo 2 indica que el flujo de la fuente de calor y el flujo del lado frío entran en el tanque en los nodos más cercanos de la temperatura a la que se encuentran los flujos respectivos. Con un número suficiente de nodos, esto permite un grado máximo de estratificación.

** El valor de V indica que este valor es variable dependiendo del volumen que se quiera ensayar en un posterior estudio paramétrico. Algunos de estos posibles valores son 5, 7, 12, 15, 20, 30, 60, 90, 120 [m³].

***Se ha definido una ecuación que describe la altura de un nodo para volúmenes variables en función del volumen del tanque para una división de 5 nudos.

3.5.5 Modelo y caracterización del control.

En este apartado se expone el control que realiza el modelo sobre algunos de los elementos que componen el sistema solar. Se trata de un control básico para la simulación del funcionamiento de la planta, pero debido a que se trata de un modelo genérico para diseño de plantas los controladores son de lazo abierto.

A continuación se describe los tres principales controles realizados sobre elementos:

3.5.5.1 Control de la bomba del circuito primario

La finalidad de este controlador se basa en la regulación del caudal suministrado por la bomba del circuito primario. Gracias a la variación de caudal podemos regular la temperatura del fluido térmico que atraviesa el campo de colectores para evitar que alcance así la temperatura máxima permitida por el absorbedor del colector.

Control proporcional:

El control proporcional se encarga de enviar una señal comprendida entre 0 y 1 que regula el porcentaje de potencia que ha de suministrar la bomba y así controlar el caudal que recibe el campo de colectores. La señal de control viene definida por la siguiente expresión:

$$\text{Señal proporcional} = \frac{\text{Área}}{\text{absoluto}[\dot{m}_{bomba\ 1} \cdot C_p \cdot (T_{salida} - T_{entrada}) + 1] \cdot \eta_{colector}}$$

, donde el valor de la señal de control está comprendido entre 0 y 1 refiriéndose al porcentaje de potencia suministrada por la bomba para aportar un caudal determinado, Área se refiere al área del campo solar, $\dot{m}_{bomba\ 1}$ es el caudal másico que suministra la bomba, C_p es el calor específico del fluido térmico, T_{salida} y $T_{entrada}$ son la temperatura de salida y entrada del campo de colectores respectivamente, y $\eta_{colector}$ es el rendimiento que proporciona los colectores para una determinada temperatura y radiación solar directa.

El área viene determinada por:

$$\text{Área} = N_s \cdot N_p \cdot \text{Área}_{unitaria}$$

, donde N_s es el número de colectores por fila, N_p es el número de filas y $\text{Área}_{unitaria}$ es el área para un único colector cilíndricoparábólico.

Es posible obtener el rendimiento del colector mediante la siguiente expresión:

$$\eta_{colector} = \eta_0 \cdot G_b \cdot a_1 \cdot \Delta T \cdot a_2 \cdot \Delta T^2$$

, donde η_0 es la eficiencia óptica del captador, G_b es la irradiación solar directa, a_1 es el coeficiente de pérdidas térmicas, a_2 la dependencia de temperatura de las pérdidas térmicas y ΔT la diferencia de temperatura del colector y el ambiente.

Esta diferencia de temperatura viene definida por:

$$\Delta T = T_{media} - T_{ambiente}$$

, para una temperatura media calculada mediante:

$$T_{media} = \frac{T_{entrada} + T_{salida}}{2}$$

, donde T_{salida} y $T_{entrada}$ son la temperatura de salida y entrada del campo de colectores respectivamente como se ha mencionado anteriormente.

Los parámetros fijados son expuestos en la siguiente tabla:

Parámetro	Valor
Área _{unitaria} , m ²	18,45
C _p , kJ/(kg·K)	2,54
T _{salida} , °C	220
η ₀	0,697
a ₁ , W/(m ² ·k ²)	1,296
a ₂ , W/(m ² ·k ²)	0,00396

Tabla 3.18 - Parámetros fijos en el control proporcional.

Control diferencial:

Este controlador genera una función γ_o de control que puede tener valores de 0 ó 1. El valor de γ_o es elegido como una función de la diferencia entre las temperaturas superior e inferior, $T_{superior}$ y $T_{inferior}$ en comparación con dos diferencias de temperatura de la banda muerta, $\Delta T_{superior}$ y $\Delta T_{inferior}$. El nuevo valor de γ_o es dependiente de si $\gamma_i = 0$ ó 1 . El controlador se utiliza normalmente con γ_o conectado con γ_i dando un efecto de histéresis. Por motivos de seguridad, se establece un límite alto de recorte. Independientemente de las condiciones de banda muerta, la función de control se pone a cero si se excede la máxima condición límite.

, donde

$\Delta T_{superior}$	Banda muerta superior para la diferencia de temperatura.
$\Delta T_{inferior}$	Banda muerta inferior para la diferencia de temperatura.
$T_{superior}$	Temperatura superior de entrada
$T_{inferior}$	Temperatura inferior de entrada
T_{in}	Temperatura para la monitorización del límite superior
$T_{m\acute{a}x}$	Máxima temperatura de entrada
γ_o	Función de control de entrada
γ_i	Función de control de salida

Matemáticamente, la función de control se expresa como:

Si el controlador estaba previamente encendido:

$$\begin{aligned} \text{Si } \gamma_i = 1 \text{ y } \Delta T_{inferior} \leq (T_{superior} - T_{inferior}), \quad \gamma_o &= 1 \\ \text{Si } \gamma_i = 1 \text{ y } \Delta T_{inferior} > (T_{superior} - T_{inferior}), \quad \gamma_o &= 0 \end{aligned}$$

Si el controlador estaba previamente apagado:

$$\begin{aligned} \text{Si } \gamma_i = 0 \text{ y } \Delta T_{inferior} \leq (T_{superior} - T_{inferior}), \quad \gamma_o &= 1 \\ \text{Si } \gamma_i = 0 \text{ y } \Delta T_{inferior} > (T_{superior} - T_{inferior}), \quad \gamma_o &= 0 \end{aligned}$$

Sin embargo, la función de control se ajusta a cero, independientemente de las condiciones de banda muerta superior e inferior, si $T_{in} > T_{m\acute{a}x}$. Esta situación se encuentra a menudo en sistemas de agua caliente sanitaria, donde su la bomba no se puede accionar si la temperatura del tanque está por encima de un límite prescrito.

Para este caso, el control diferencial es realizado sobre las temperaturas de entrada y salida del depósito donde la temperatura fría de la salida inferior del depósito es asignada a $T_{inferior}$ y la entrada de fluido caliente superior es asignada a $T_{superior}$ y a la temperatura de monitorización T_{in} .

Los parámetros fijados son expuestos en la siguiente tabla:

Parámetro	Valor
$\Delta T_{superior}, \Delta^{\circ}\text{C}$	10
$\Delta T_{inferior}, \Delta^{\circ}\text{C}$	2

Tabla 3.19 - Parámetros fijos para el control diferencial.

Unificación de señales.

Para que la bomba reciba una señal proporcional y diferencial es necesario unificar dichas señales de control. Con esta finalidad se utiliza la siguiente expresión:

$$\text{Señal de control} = \text{Señal de control proporcional} \cdot \text{Señal de control diferencial}$$

3.5.5.2 Control de la bomba del circuito secundario.

Dicha bomba controla el caudal de fluido térmico que requiere el generador de vapor de la industria en relación a la demanda energética solicitada.

Para ello la bomba ha de suministrar un caudal másico que puede calcularse mediante:

$$\dot{m}_{salida} = \frac{Q_{carga}}{C_p \cdot (T_{entrada_{carga}} - T_{salida_{carga}})}$$

, donde Q_{carga} es la potencia térmica de la carga energética, C_p el calor específico del fluido y $T_{entrada_{carga}}$ y $T_{salida_{carga}}$ las temperaturas de entrada y salida de la carga respectivamente. Además, el valor de flujo másico que recibe la carga energética es determinando con una temperatura de salida fija.

Para el cálculo de la señal de control que recibe la bomba se expone la siguiente relación:

$$Señal\ de\ control = \frac{\dot{m}_{salida}}{\dot{m}_{máximo}}$$

, donde el caudal másico de salida de la carga \dot{m}_{salida} es dividido entre el caudal másico máximo que ofrece la bomba $\dot{m}_{máximo}$ y obtener una relación de valores comprendidos entre 0 y 1 que regulan el caudal másico de la bomba.

El módulo de control recibe como parámetros de entrada la temperatura de entrada a la carga energética y la carga energética en sí.

Es necesario establecer unos parámetros fijos que vienen recogidos en la siguiente tabla:

Parámetro	Valor
C_p , kJ/(kg·K)	2,54
$T_{salida_{carga}}$, °C	185

Tabla 3.20 - Parámetros fijos para el control de la bomba secundaria.

3.5.5.3 Control del desenfoque del campo de colectores.

El control del desenfoque se basa en colocar los colectores solares en una posición desenfocada para aquellas situaciones en las que el campo está produciendo demasiada energía o la temperatura del fluido que circula a través del absorbedor alcanza un nivel peligroso.

Para realizar dicho controlador se usa dos controladores diferenciales que determina en qué situaciones ha de ser desenfocado el campo de colectores. El funcionamiento de dichos controladores ha sido descrito anteriormente para el control de la bomba del circuito primario en el apartado 3.5.5.1. Estos controladores se definen a continuación:

Control diferencial para la Tmax del colector.

El control diferencial realizado para los colectores se basan en las temperaturas de entrada y salida del campo que son asignadas a la $T_{inferior}$ y $T_{superior}$ respectivamente. Para la temperatura de monitorización T_{in} es usada la temperatura de salida del campo.

Los parámetros fijados de las bandas muertas son expuestos en la siguiente tabla:

Parámetro	Valor
$\Delta T_{superior}, \Delta^{\circ}\text{C}$	10
$\Delta T_{inferior}, \Delta^{\circ}\text{C}$	0

Tabla 3.21 - Parámetros fijos para el control diferencial de los colectores.

Control diferencial para la Tmax del depósito.

En este caso, el control diferencial es realizado sobre las temperaturas de entrada y salida del depósito donde la temperatura fría de la salida inferior del depósito es asignada a $T_{inferior}$ y la entrada de fluido caliente superior es asignada a $T_{superior}$ y a la temperatura de monitorización T_{in} .

Los parámetros fijados de las bandas muertas son expuestos en la siguiente tabla:

Parámetro	Valor
$\Delta T_{superior}, \Delta^{\circ}C$	10
$\Delta T_{inferior}, \Delta^{\circ}C$	10

Tabla 3.22 - Parámetros fijos para el control diferencial del almacenaje.

Unificación de señales.

Con la finalidad de unificar las señales de control de ambas condiciones se expone la siguiente fórmula:

$$\text{Señal de control} = \text{Señal de control de colector} \cdot \text{Señal de control del depósito}$$

La señal de control estará determinada por los valores 0 ó 1.

Determinación de la inclinación.

Una vez obtenida la señal de control definitiva es necesario implementar una función que responda a la señal recibida. Esta función que expresa una condicional ha sido implementada con el siguiente código para TRNSYS:

$$\text{Slope_surface} = \text{gt}(\text{ControlEcuacion}, 0.5) \cdot \text{Slope} + (1 - \text{gt}(\text{ControlEcuacion}, 0.5)) \cdot 180$$

La cual describe las siguientes condiciones y actuaciones:

$$\text{Si Señal de control} = 1, \quad \text{Inclinación} = \text{Inclinación de enfoque}$$

$$\text{Si Señal de control} = 0, \quad \text{Inclinación} = 180^{\circ}$$

3.6 Modelo hidráulico.

Este modelo hidráulico está basado en el cálculo de las pérdidas de carga de las tuberías del sistema para el cálculo de la potencia de bombeo.

Un punto de partida para el cálculo será el rango de caudales permitidos a través del absorbedor de los colectores. Debe garantizarse que la velocidad de circulación del fluido por ningún tramo sea superior a 3 m/s, ya que como consecuencia de esta velocidad puede originar una caída de presión muy elevada que haga necesario una bomba de gran potencia (Zarza et al. 2007; White 2003).

Para conocer la velocidad del fluido es necesario realizar primero el cálculo del número de Reynolds de este que transcurre por la tubería mediante:

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot D_i} \cdot \nu$$

, donde:

\dot{V} caudal volumétrico [l/s].

D_i diámetro interior [mm].

ν viscosidad cinemática y puede calcularse mediante la división entre la viscosidad dinámica y la densidad:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad [m^2/s]$$

, donde:

μ viscosidad dinámica [Pa·s] ó [kg/(m·s)].

ρ densidad del fluido [kg/m³].

Una vez conocido el número de Reynolds del fluido que circula a través de la tubería es posible obtener la velocidad de este para estudiar que no sea demasiado elevada. El cálculo de la velocidad se realiza mediante la siguiente fórmula:

$$v = \frac{Re \cdot \mu}{D_i \cdot \rho} \quad [m/s]$$

Definida la configuración del campo solar es posible establecer la disposición de las tuberías para el cálculo de la caída de presión en estas. Esta caída de presión es debida fundamentalmente al rozamiento entre las paredes de las tuberías y cambios bruscos de dirección.

Para poder conocer el coeficiente de fricción de Moody f , es posible obtenerlo a partir de ábacos, en este caso del diagrama de Moody, o bien mediante ecuaciones empíricas en función del número de Reynolds Re .

- Para régimen laminar ($Re < 2200$):

$$f = \frac{64}{Re}$$

- Para régimen turbulento ($Re > 2100$) podemos utilizar la fórmula de Chen:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left\{ \frac{1}{3,7065} \left(\frac{\varepsilon}{D_i} \right) - \frac{5,0452}{Re} \cdot \log \left[\frac{1}{2,8257} \left(\frac{\varepsilon}{D_i} \right)^{1,1098} + \frac{5,8506}{Re^{0,8981}} \right] \right\}$$

,donde:

- Re número de Reynolds.
- ε altura de grano de la tubería [m].
- D_i diámetro interior de la tubería [m].

La relación ε/D_i es denominada rugosidad relativa de la tubería y es característico del material con el que está fabricada la tubería y del diámetro de esta. En campos de colectores cilindricoparabólicos es usado normalmente acero, cuyo rango de altura de grano se encuentra entre 20 μm y 50 μm , pero cuando resulta desconocido el valor exacto, el valor más apropiado es 30 μm .

Basandose en la ecuación de Bernouilli, la caída de presión, ΔP , es calculada mediante la suma de las caídas de presión en los distintos tramos de igual diámetro del circuito hidráulico:

$$\Delta P = \sum_{i=1}^{l=n} \Delta P_i$$

$$\Delta P_i = \left(\frac{f}{2} \cdot \rho_i \cdot v_i^2 \cdot \frac{L_{recto,i}}{D_i} \right) + \left(\frac{f}{2} \cdot \rho_i \cdot v_i^2 \cdot \frac{L_{equiv,i}}{D_i} \right)$$

, donde:

- ρ_i densidad del fluido en el tramo i [kg/m³].
 f coeficiente de rozamiento o factor de fricción de Moody en el tramo i.
 $L_{recto,i}$ longitud total de los tramos rectos de la tubería en el tramo i [m].
 D_i D_i = diámetro interior de la tubería en el tramo i [mm].
 $L_{equiv,i}$ longitud hidráulica equivalente en metros de tubería debida a los elementos discretos como válvulas, codos, etc., que existen en el tramo i [m].

Para calcular el caudal volumétrico que ha de suministrar la bomba puede ser obtenido mediante la siguiente fórmula:

$$\dot{V}_c = V_{c,1 \text{ fila}} \cdot N_p \quad [l/s]$$

, donde:

- $V_{c,1 \text{ fila}}$ caudal volumétrico para una fila.
 N_p número de filas en paralelo.

Para el cálculo de la potencia mecánica que ha de realizar la bomba ha de conocerse el rendimiento mecánico de la bomba y puede expresarse mediante:

$$P_{mec} = \frac{\dot{V}_c \cdot \Delta P}{\eta_b} \quad [W]$$

, donde:

P_{mec} = caída de presión total en el campo solar [Pa].

η_b = rendimiento mecánico de la bomba.

\dot{V}_c = caudal volumétrico total de alimentación al campo [l/s].

Finalmente, conociendo el rendimiento del motor eléctrico, que normalmente se sitúa en 0,9, es posible calcular la potencia eléctrica de la bomba:

$$P_e = \frac{P_{mec}}{\eta_e} = \frac{\dot{V}_c \cdot \Delta P}{\eta_b \cdot \eta_e} \quad [W]$$

, donde:

η_e rendimiento eléctrico del motor que transmite el giro a la bomba.

3.7 Indicadores de eficiencia de la planta.

Para poder evaluar la planta solar a establecer se ha de tener en cuenta los algunos indicadores que representen cuantitativamente cuan bueno es nuestro sistema solar. Para ello se describirán a continuación aquellos indicadores más importantes.

3.7.1 Fracción solar.

La fracción solar cuantifica la contribución de la energía de la planta solar para el consumo de la demanda de carga y viene dado por,

$$F_S = \frac{E_S}{E_C}$$

, donde E_S representa la energía total anual entregada por el sistema solar para el proceso industrial, y E_C representa la carga térmica anual total reclamada por el proceso industrial. La fracción solar de un sistema particular depende de muchos factores, como la carga, las dimensiones de los captadores y acumuladores, el funcionamiento y el clima.

Los valores de la fracción solar oscilan entre 0 y 1, donde representan los porcentajes de energía solar utilizada para cubrir dicha carga, por ejemplo, para un valor de $F_S = 0,3$ nos indicaría que el sistema solar cubre una media del 30% de la carga térmica.

3.7.2 Eficiencia.

La eficiencia de la planta solar es expresada como la relación de la radiación solar incidente y la energía útil entregada por la planta solar, la cual viene dada por la siguiente expresión:

$$\eta_b = \frac{E_s}{E_b}$$

Donde E_b representa la radiación directa incidente total anual en la superficie de apertura del campo de colectores, que a su vez está descrito por la siguiente expresión:

$$E_b = I_B \cdot A$$

Donde I_B representa la irradiancia directa anual y A la superficie total de apertura del campo de colectores.

3.7.3 Índice combinado para evaluación.

La eficiencia del sistema depende de la fracción solar, pues si aumentamos la fracción solar aumentando el área colectora, la eficiencia del sistema se reduce, y para cada fracción de energía que conseguimos en aumento, resulta más cara y con una consecuente mayor pérdida energética. Dicha relación mencionada puede observarse en la siguiente figura:

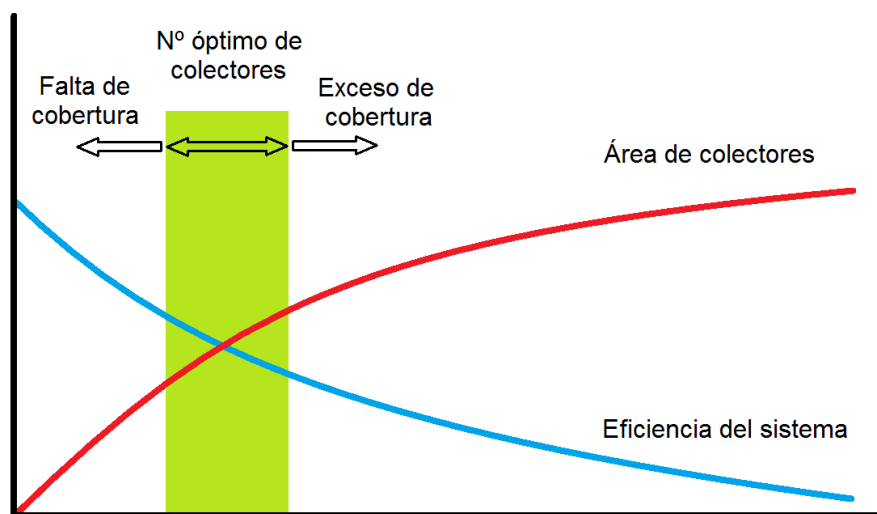


Figura 3.39 - Relación entre fracción solar y eficiencia del sistema.

Esta reducción de eficiencia es debida, en parte, a que al aumentar el área existe un mayor desperdicio de energía en períodos sin consumo suficiente.

La necesidad de encontrar un criterio de diseño conduce a proponer un nuevo índice por el cual se toma en cuenta simultáneamente tanto la fracción solar como la eficiencia de la planta solar mediante una asignación de ponderaciones a ambos factores.

Este índice viene descrito por la siguiente expresión:

$$C = w_1 \cdot F_s^* + w_2 \cdot \eta_b^*$$

Donde w_1 y w_2 representa las ponderaciones asignadas a la fracción solar y eficiencia respectivamente y F_s^* y η_b^* representan la fracción solar normalizada y la eficiencia, que son definidas por las siguientes fórmulas:

$$F_s^* = \frac{F_s}{F_{s_{max}}} \quad ; \quad \eta_b^* = \frac{\eta_b}{\eta_{b_{max}}}$$

Donde $F_{s_{max}}$ y $\eta_{b_{max}}$ representan la fracción solar máxima y la máxima eficiencia en el dominio de diseño de la planta solar respectivamente.

4 Resultados y discusión.

4.1 Estudio paramétrico.

Para efectuar el diseño de una planta, la utilización de un estudio paramétrico permite explorar y evaluar las diversas opciones de diseño. El análisis paramétrico también se puede aplicar a todas las variables de diseño de forma simultánea, de manera que permite encontrar algunas de las mejores configuraciones pero no se trata de un método de optimización ya que para ello el número de evaluaciones tendería a infinito. Para realizar un análisis paramétrico complejo de varios parámetros de diseño es necesario una herramienta para crear y administrar los trabajos de simulación. Es por esta razón por la que se ha elegido el software jEPlus para este propósito.

Para poder realizar un estudio paramétrico más sencillo, las variables de estudio que se encuentran en cada componente del modelo dinámico han sido sustituidas por N_s (número de captadores en serie), N_p (número de colectores en paralelo) y V (volumen del depósito de almacenamiento). Estas variables han sido declaradas en el apartado “control cards” para poder acceder al cambio de estos valores sin necesidad de modificar los parámetros de cada componente.

Una vez completo el modelo dinámico se procede a obtener un archivo con extensión .dck que será ejecutable por el software jEPlus.

Gracias a la experiencia adquirida durante la generación del modelo dinámico del sistema se han generado ciertas deducciones previas y se ha podido delimitar los valores de los parámetros de estudio. Los valores de los tres parámetros forman una matriz de $N_s \times N_p \times V = 3 \times 66 \times 9$, donde N_s es el número de colectores en serie de una fila, N_p el número de filas en paralelo y V es el volumen del almacenamiento. Esta matriz cúbica genera una cantidad de 1782 de combinaciones posibles.

Diseño de una planta solar de colectores cilíndricoparabólicos para una lavandería industrial en Vícar (Almería)

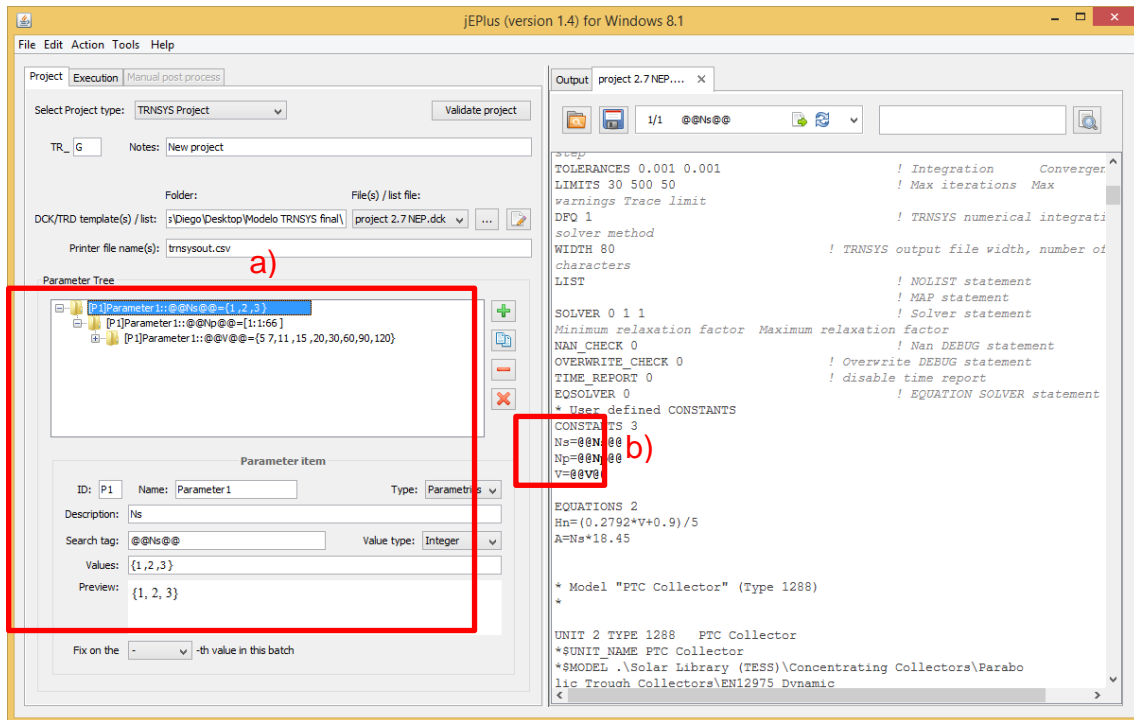


Figura 4.1 - Software para la parametrización del modelo dinámico.

En esta figura podemos observar la interfaz que posee este programa. En el apartado a) se realiza la declaración de parámetros y la delimitación de sus valores. Como se ha comentado anteriormente, los parámetros han sido centralizados en un mismo lugar con lo cual facilita mucho en el apartado b) la declaración de los parámetros que variarán en el código del modelo generado por TRNSYS.

Una vez establecido todos los parámetros se procede al estudio paramétrico en sí. El programa genera en carpetas distintos archivos de la simulación para cada combinación, entre ellos, el archivo de texto generado por TRNSYS para la fracción solar y eficiencia mensual.

4.1.1 Tratamiento de datos.

Los resultados obtenidos en el software JEPlus del estudio paramétrico son ahora tratados para la elección de las configuraciones óptimas del campo así como la determinación de los casos no factibles. Para realizar este tratamiento y representación de gráficas se procede a usar el software MATLAB 2013.

4.1.2 Lectura y generación de gráficas.

Primero se procede a la lectura de datos obtenidos. Dichos datos muestran los valores integrados de la fracción solar y eficiencia del campo solar simulado en TRNSYS en función del mes del año y de la configuración de este. En este caso, el algoritmo creado realiza la lectura de todos los archivos para producir una matriz de tres dimensiones (colectores en serie, colectores en paralelo y volumen del almacenamiento).

Para la generación de gráficas, el algoritmo generado realiza una matriz con los parámetros de una malla. Posteriormente recibe los valores de las simulaciones de esa malla. Por último realiza los mapas de contorno y gráficas tridimensionales de la fracción solar, eficiencia e indicador combinado fijando un valor del número colectores en serie o bien el volumen del almacenamiento para poder analizar la mejor configuración del campo solar.

4.1.3 Selección y discusión.

Resultados factibles:

Para el análisis de datos, será necesaria la obtención de los puntos factibles en los cuales podrá trabajar una determinada configuración del campo solar. Para ello debemos determinar las restricciones más importantes:

- **Restricciones geométricas:**

Debemos de conocer que existe una restricción de área que viene determinada por el terreno disponible para la implantación del campo solar. En este caso debemos conocer el número máximo de colectores que pueden ser dispuestos o conocer el área requerida para la instalación de cada colector y el área total disponible. Para obtener un valor más preciso se ha procedido a obtener el número máximo de colectores sobre el terreno mediante el uso de un programa tipo CAD (AUTOCAD) para visualizar así la disposición factible de los colectores sobre el terreno.

Una vez obtenido el valor máximo para cada colector en estudio, podemos determinar que:

$$N_s \cdot N_p \leq N_{c_{m\acute{a}x}}$$

, donde:

N_s = Número de colectores en serie.

N_p = Número de colectores en paralelo.

$N_{c_{m\acute{a}x}}$ = Número máximo de colectores sobre el terreno.

- **Restricciones operacionales:**

Una restricción importante es conocer cuántos colectores pueden ser dispuestos en serie por cada fila. Para ello debemos de conocer el flujo másico máximo admisible de cada colector así como las condiciones nominales de trabajo de estos.

$$Qu = \dot{m}_{m\acute{a}x} \cdot Cp \cdot \Delta T$$

Qu está en función de las condiciones nominales del colector y además debemos saber que el valor de \dot{m} es el valor $\dot{m}_{m\acute{a}x}$ del colector, por lo que:

$$Qu = \dot{m}_{m\acute{a}x} \cdot Cp \cdot (T_o - T_i)$$

$$Qu = (N_s \cdot N_p) \cdot Ac \cdot \eta$$

$$(N_s \cdot N_p) \cdot Ac \cdot \eta = \dot{m}_{m\acute{a}x} \cdot Cp \cdot (T_o - T_i)$$

, donde para una fila $N_p = 1$

$$N_{S_{m\acute{a}x}} = \frac{\dot{m}_{m\acute{a}x} \cdot Cp \cdot (T_o - T_i)}{Ac \cdot \eta}$$

Para que una configuración determinada del campo solar sea factible ha de cumplirse estas dos restricciones:

$$\textit{Factibilidad} = \textit{Restricciones geométricas} \cap \textit{Restricciones operacionales}$$

En el caso presente, el número máximo de colectores que pueden ser dispuestos sobre el terreno son **66 colectores totales**. Además, para el sistema solar, solo se podrán disponer de **3 colectores en serie** como máximo para cumplir las condiciones operacionales.

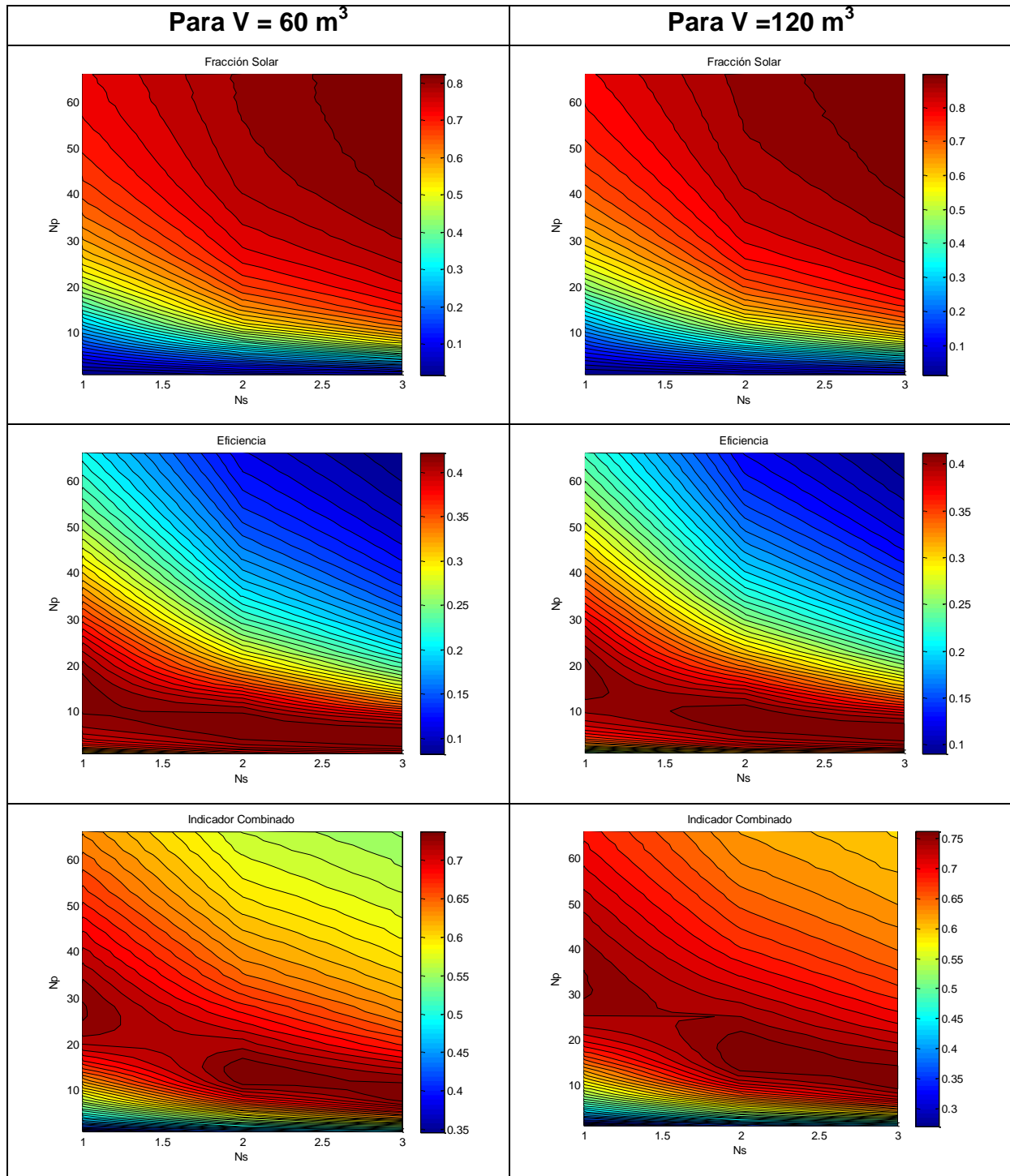
Ya que una de las finalidades de este trabajo es la obtención de un sistema solar que aporte una alta fracción solar a la industria, es impuesto un mínimo de una **fracción solar de 0,7**.

Otro criterio que se ha de tener en cuenta es el indicador combinado descrito anteriormente en el apartado 3.7.3. Para este criterio creado se pretende que sea un sistema equilibrado en cuanto a fracción solar aportada y eficiencia de la planta por lo que viene descrito de la siguiente manera:

$$C = 0,5 \cdot F_s^* + 0,5 \cdot \eta_b^*$$

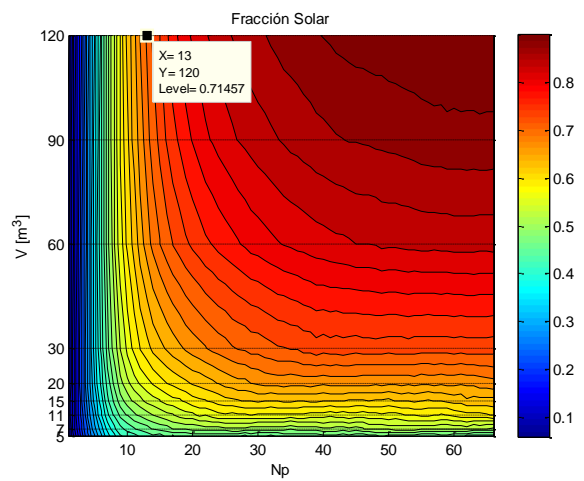
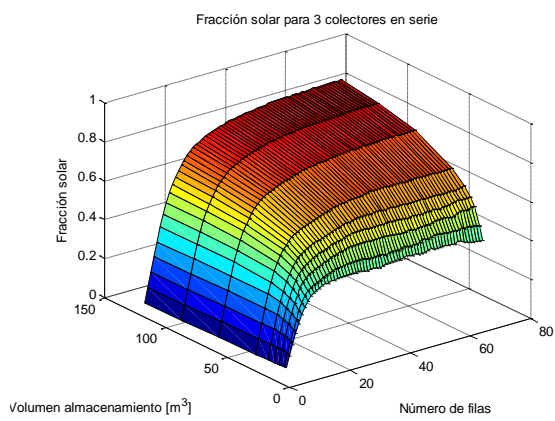
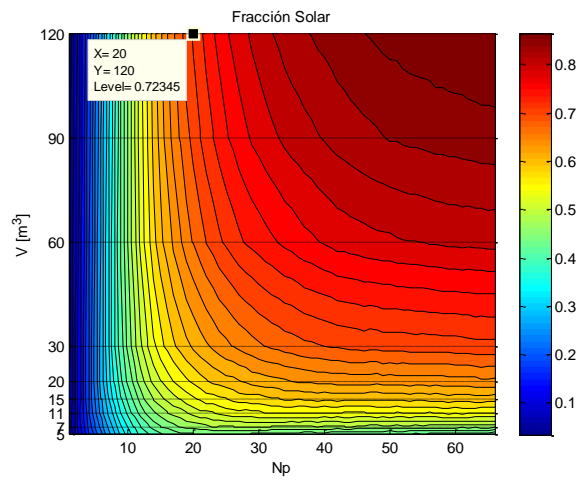
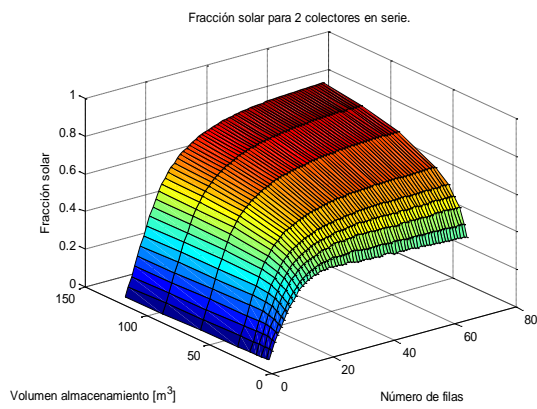
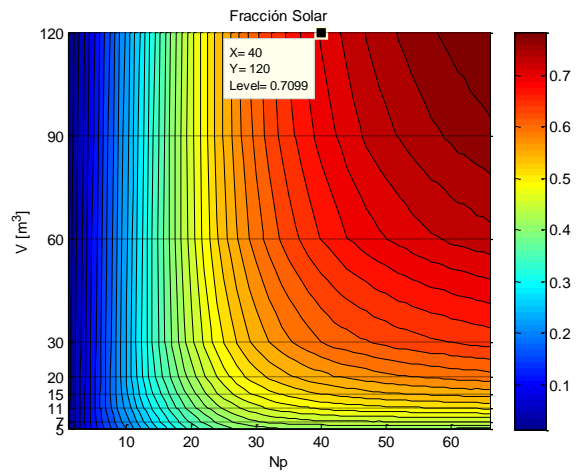
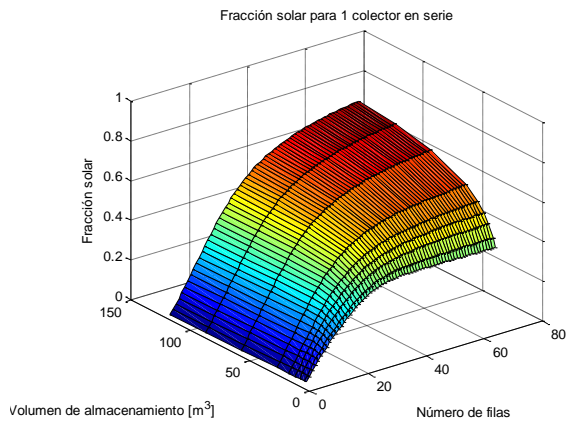
En una instalación solar, los parámetros que influyen en el rendimiento de un captador pueden ser muy variables y establecer unas condiciones nominales de funcionamiento puede ser arriesgado por lo que las simulaciones de un modelo dinámico proporcionan una base más fiable. Después del estudio paramétrico realizado para las numerosas simulaciones de distintas configuraciones de campo, a través de TRNSYS, y el estudio posterior de los resultados en MATLAB concluye que el aporte energético de la instalación para períodos anuales sigue una determinada distribución dependiente de dos parámetros adimensionales. Dichas distribuciones son mostradas en las siguientes gráficas:

Almacenamiento:



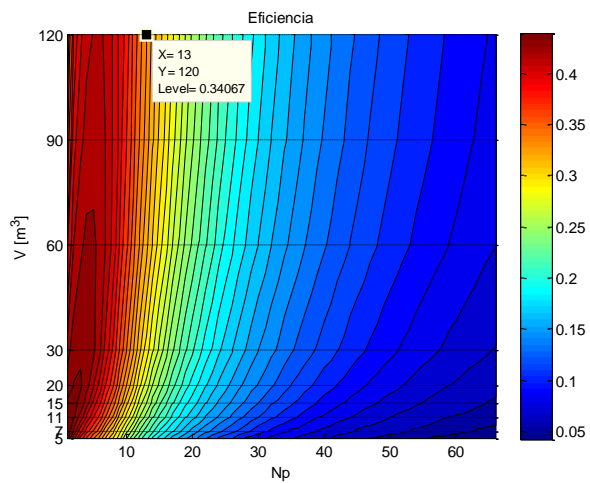
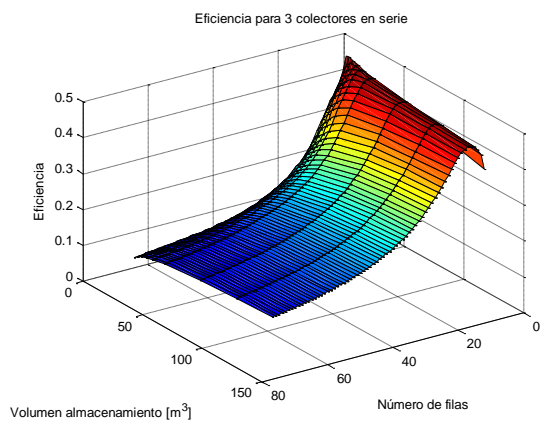
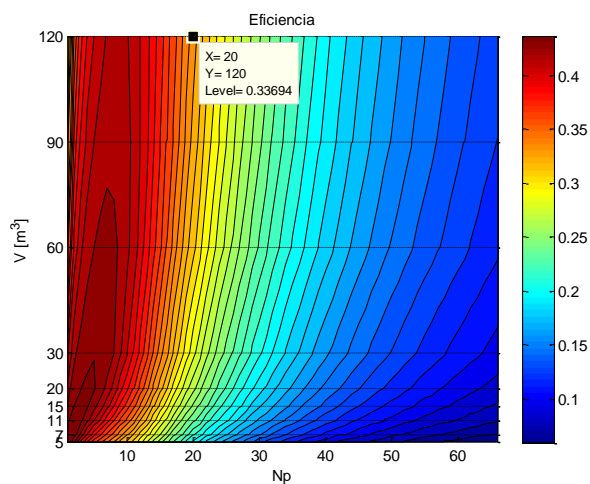
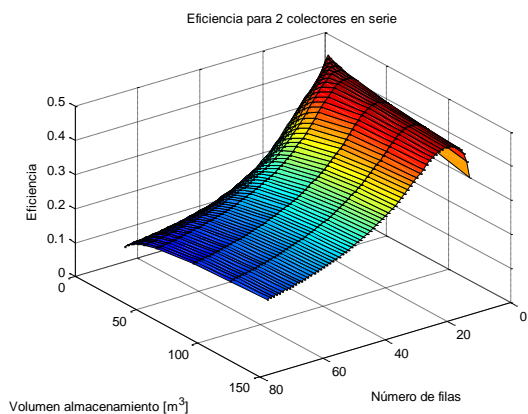
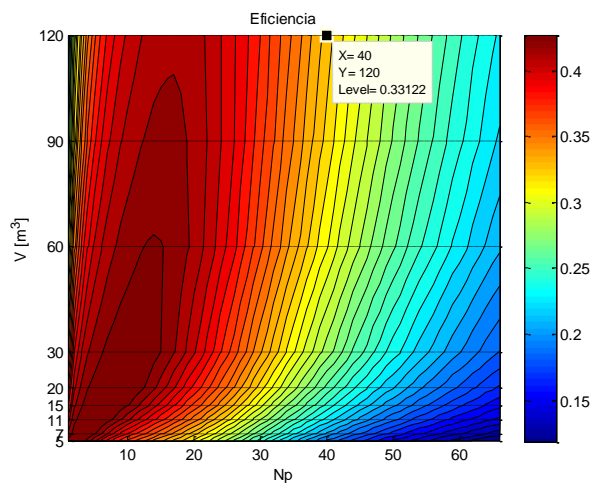
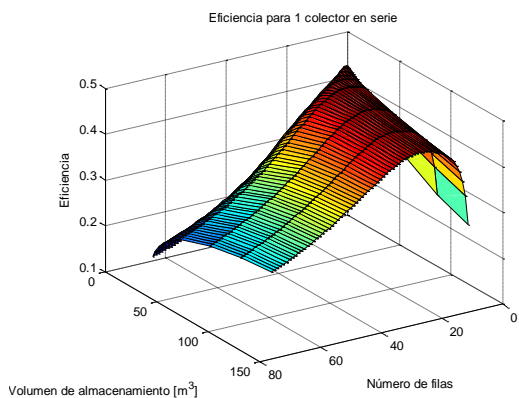
A partir de estos dos ensayos es posible ver como aumenta el indicador combinado para valores de almacenamiento mayor y a pesar de que la eficiencia disminuye ligeramente la fracción solar aumenta en mayor proporción, por lo que la opción a elegir es un **almacenamiento de 120 m^3** .

Fracción solar:

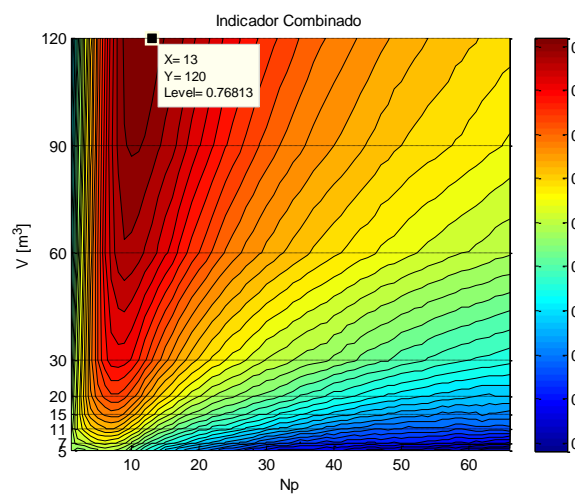
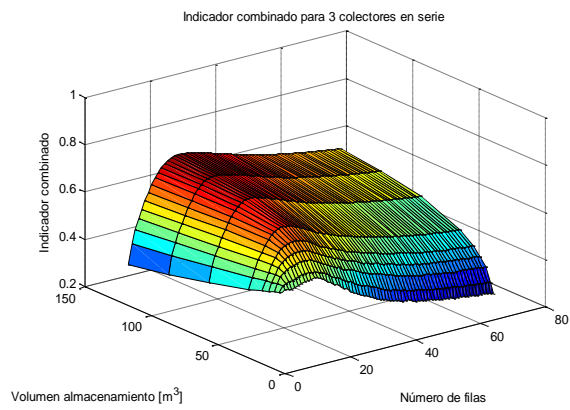
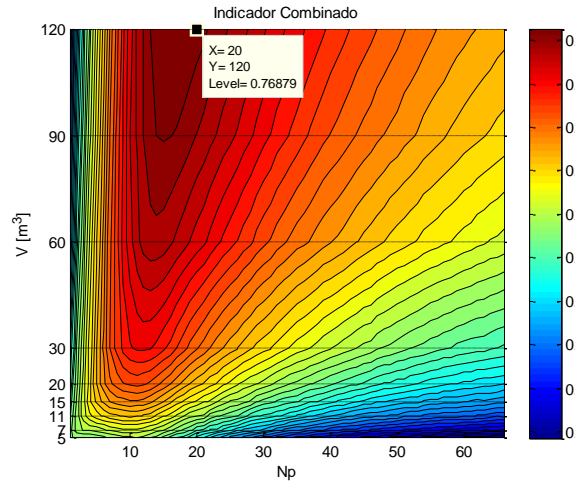
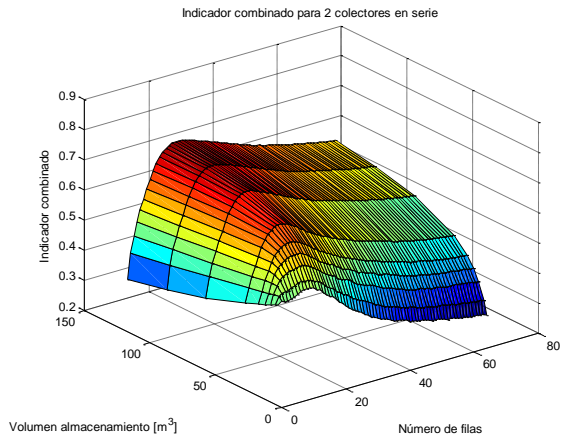
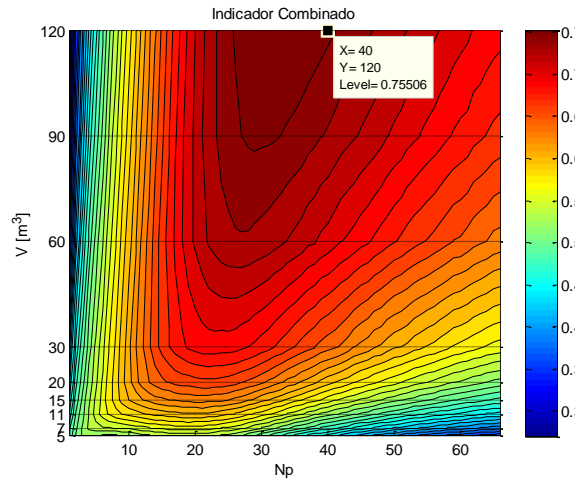
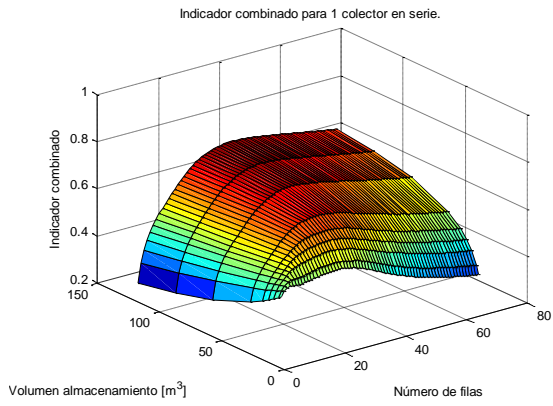


Diseño de una planta solar de colectores cilindricoparabólicos para una lavandería industrial en Vúcar (Almería)

Eficiencia:



Indicador combinado:



Los datos de las configuraciones que cumplen las restricciones expuestas quedan recogidos en la siguiente tabla:

	N _s	N _p	N _{total}	V [m ³]	Fracción solar	Eficiencia	Indicador combinado
Configuración 1	1	40	40	120	0,7099	0,33122	0,75506
Configuración 2	2	20	40	120	0,72345	0,33694	0,76879
Configuración 3	3	13	39	120	0,71457	0,34067	0,76813

Tabla 4.1 - Datos de las configuraciones del campo solar.

Se han elegido configuraciones similares que alcanzan el requisito mínimo de factor solar de 0,7 para garantizar una alta fracción solar. Es posible observar como aquella configuración que proporciona mayor fracción solar se trata de la configuración 3, pero debido al gran salto de temperatura que proporciona en una fila dificulta el control del campo haciendo que los caudales que circulan sean grandes e incluso los colectores deban de ser desenfocados habitualmente para evitar sobrecalentamiento en el sistema. Además es posible ver como la configuración 2 posee mejor eficiencia e indicador combinado. También cabe decir que la distribución sobre el terreno para la configuración 3 resulta más compleja que para el resto de configuraciones. Aun siendo la configuración 1 más controlable y menos peligrosa en caso de fallo debido a que el salto térmico proporcionado por un solo colector es menor que el producido por dos, es posible apreciar como la configuración 2 posee mejor fracción solar, mejor eficiencia y mejor indicador combinado. Ambas configuraciones son aptas a adoptar una misma distribución sobre el terreno salvo que para la configuración 2 se precisa de menos longitud de tuberías, haciéndolo aún un mejor candidato. Es por estos motivos por los que se ha decidido la elección de la **configuración 2**.

También es posible observar la distribución anual de la fracción solar y eficiencia para las distintas configuraciones:

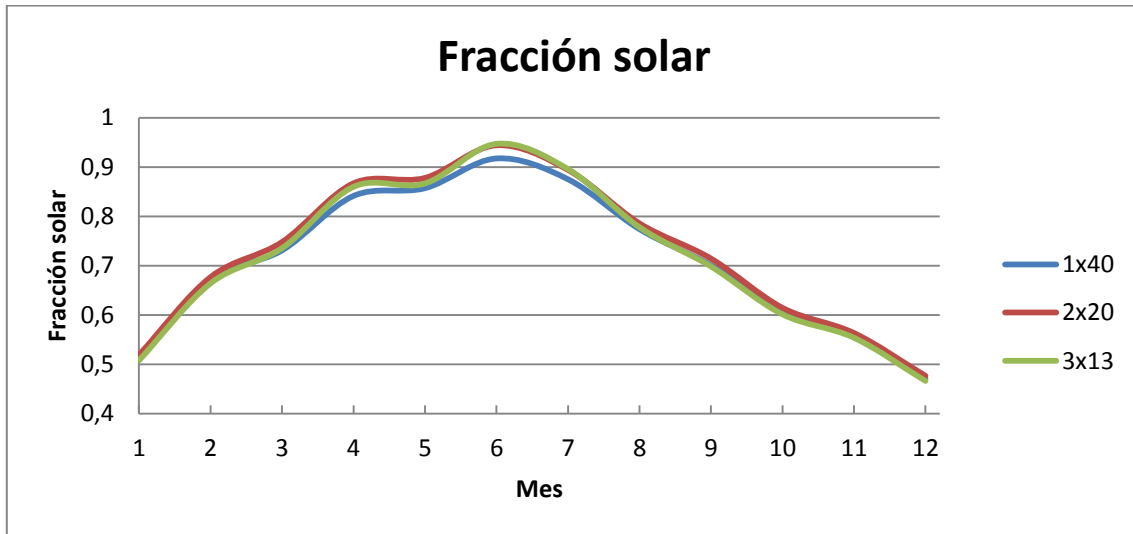


Figura 4.2 - Fracción solar para un período anual.

Puede observarse claramente como la configuración 2 (2x20) es aquella que proporciona mayor fracción solar durante el año.

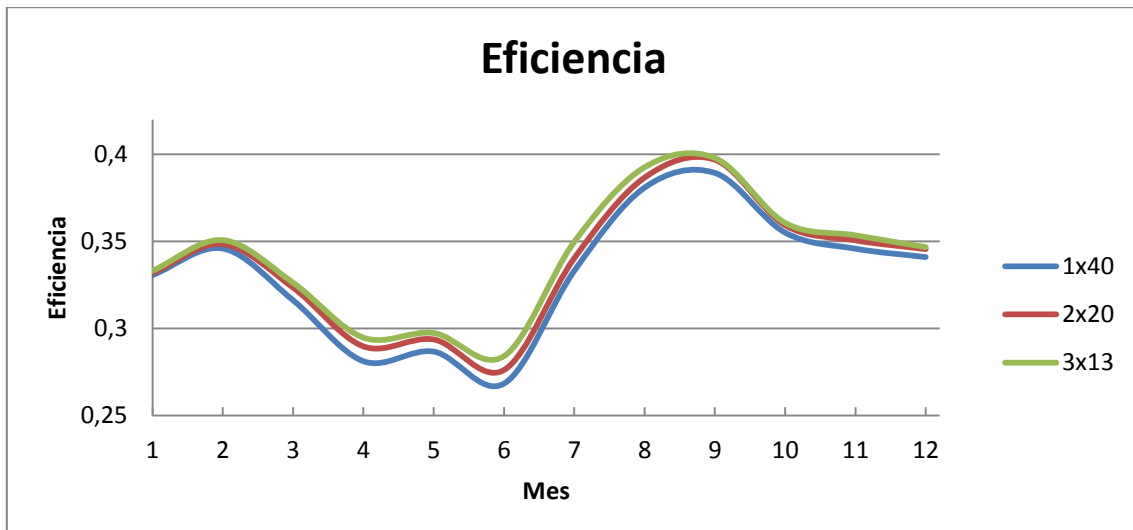


Figura 4.3 - Eficiencia del sistema para un período anual.

Es en este caso, la configuración 3 (3x13), la que posee mayor eficiencia con respecto al resto de configuraciones. Esto se debe principalmente a que posee un número menor de captadores en total, pero en contraposición, menor fracción solar. Además, esta combinación fue descartada por el gran salto térmico que producen 3 colectores en serie y la necesidad de altos caudales como fue comentado anteriormente.

Las características de la configuración 2 adoptada son las siguientes:

Características	Valor
Nº de colectores en serie	2
Nº de colectores en paralelo	20
Nº total de colectores	40
Volumen de almacenamiento, [m ³]	120
Fracción solar	72,35%
Eficiencia	33,69%
Indicador combinado	76,81%

Tabla 4.2 - Características de la configuración adoptada.

La disposición del campo solar sobre el terreno de la configuración 2 es similar a la de la configuración 1 pero con la ventaja de poseer una menor longitud de tuberías y elementos para hacerla funcionar lo que reduce las pérdidas de carga hidráulicas y el costo económico. A continuación se muestra una representación del campo solar sobre el terreno:

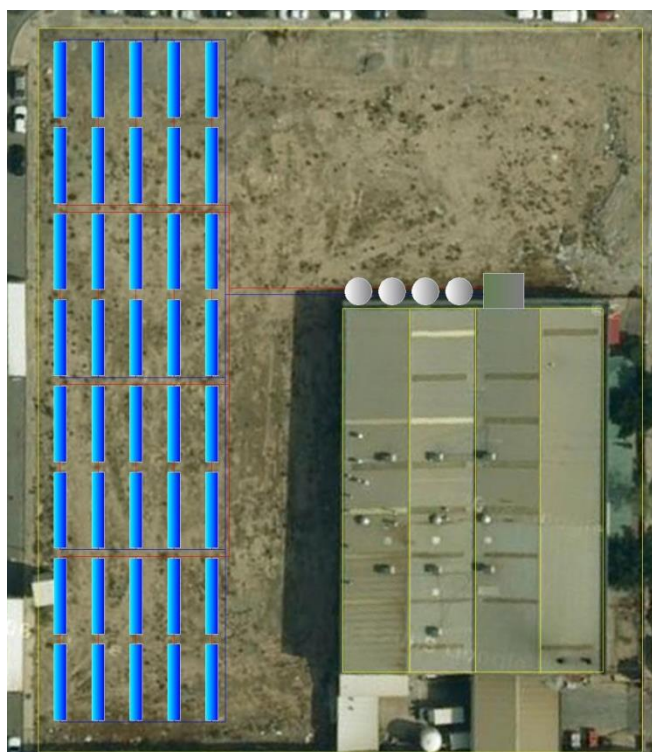


Figura 4.4 - Vista superior del campo solar sobre el terreno.

Una vez establecida la configuración, la distribución de las tuberías puede ser dispuesta. Para el cálculo hidráulico, ha sido implementado el modelo hidráulico dispuesto en el apartado 3.6 en el software EES (Engineering Equation Solver) para obtener valores como el diámetro de tuberías, caída de presión o potencia de la bomba hidráulica. Los valores de diámetros de tuberías utilizados han sido medidas comerciales. El caudal a través del absorbedor elegido para el cálculo de la potencia máxima necesaria de la bomba ha sido aquel máximo recomendado por el fabricante.

Tras el cálculo, los ramales de las filas de colectores paralelas están formados por tuberías de acero inoxidable AISI-304 de 37 mm de diámetro externo y 34 mm de diámetro interno con espesor de 1,5 mm. Las tuberías colectoras están formadas por tuberías de acero AISI-304 de 108 mm de diámetro externo y 104 mm de diámetro externo con un espesor de 2mm. Estas tuberías están aisladas mediante una coquilla de lana de vidrio de espesor de 50 mm el cual incluye una capa de emulsión asfáltica para la protección del aislante.

La pérdida de carga producida en el circuito primario es de 1,923 bar, lo cual, teniendo en cuenta un rendimiento mecánico de la bomba hidráulica de 0,7 y rendimiento del motor eléctrico de 0,9 indica que la potencia máxima que debe entregar la bomba es de unos 2,2 kW para suministrar un caudal de 252 m³/h. Ya que la bomba ha de hacer circular fluido térmico a gran temperatura ha sido seleccionada la bomba SIHISuperNova ZEN series con caudal máximo de 600 m³/h y funcionamiento hasta unos 230 °C.

Se adjunta un plano de la planta solar sobre el terreno en el anexo 7.3 y además un esquema de principio de la instalación solar en el anexo 7.4.

4.2 Resultados energéticos.

Una vez seleccionada la configuración del campo de colectores más apropiada basada en los condicionantes mencionados en el capítulo anterior se puede proceder a la simulación de esta.

Un factor que ha hecho posible alcanzar una alta fracción sin obtener eficiencias muy sacrificadas es el nivel de sincronismo que posee el caso entre la demanda energética y la radiación solar.

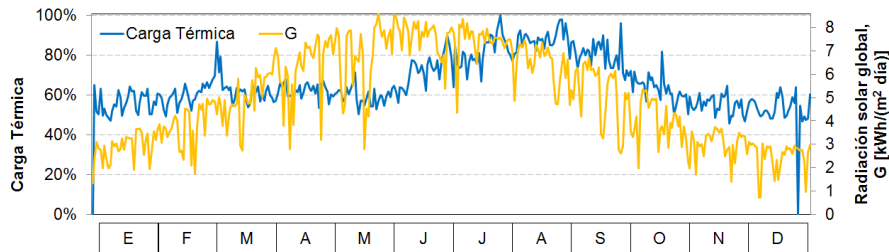


Figura 4.5 - Sincronismo de la carga térmica y la radiación solar.

Gracias a la configuración adoptada de 2 colectores por fila para 20 filas, es posible obtener un buen aporte solar para la demanda energética sin sacrificar demasiado la eficiencia de la planta. Los valores de fracción solar y eficiencia para períodos mensuales a lo largo del año son mostrados a continuación:

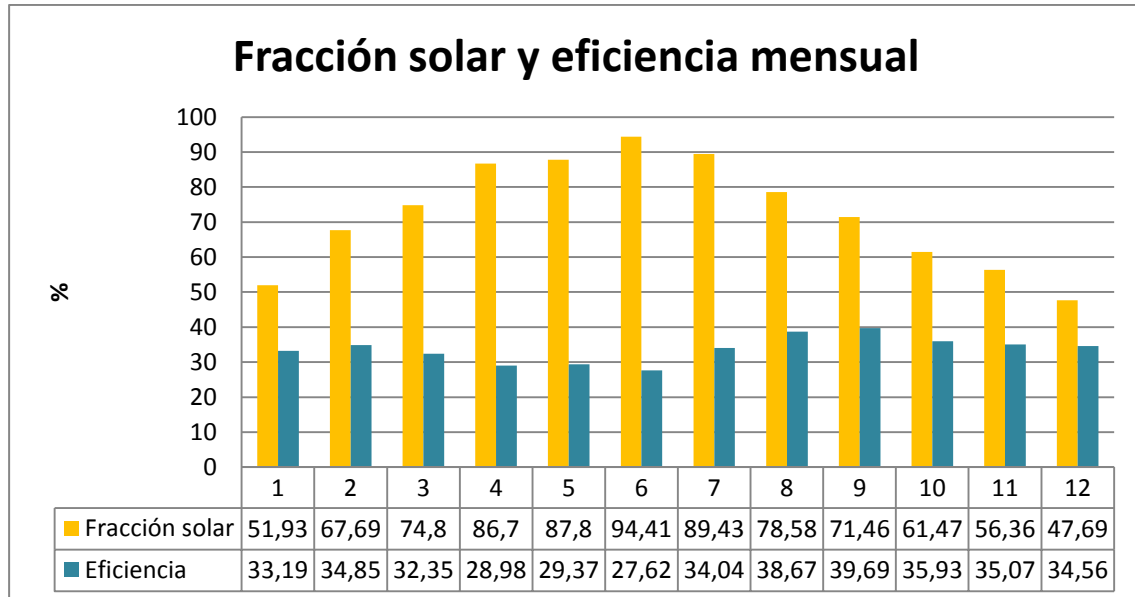


Figura 4.6 - Distribución de la fracción solar y eficiencia mensual.

A continuación se procede a analizar las temperaturas más relevantes del sistema solar. En la siguiente gráfica es posible observar en el eje izquierdo las temperaturas para la entrada y salida del campo de colectores, temperatura media del depósito de

almacenamiento, la temperatura ambiente todas ellas expresadas en unidades de °C y el flujo másico de la bomba del circuito primario en unidades de kg/h en el eje derecho. Para simular su comportamiento, se han tenido en cuenta las pérdidas térmicas en las tuberías.

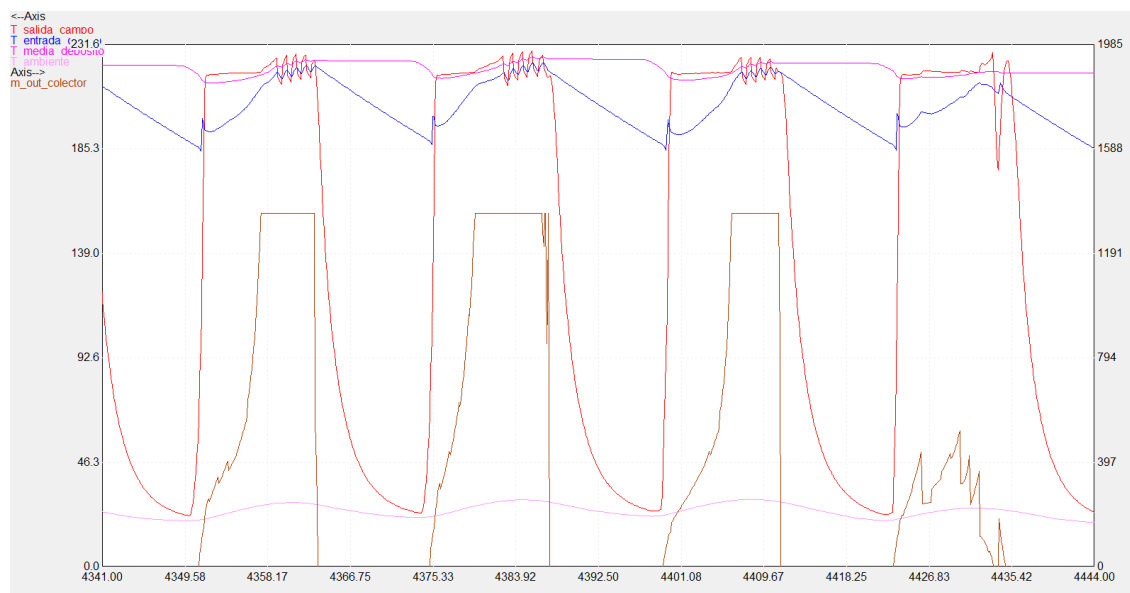


Figura 4.7 - Muestra de temperaturas diarias en el circuito primario.

En esta gráfica se ha representado el comportamiento de las temperaturas para una muestra de 4 días de final de Junio e inicio de Julio. Es posible observar como la temperatura de entrada al campo aumenta conforme aumenta la energía almacenada en el depósito de almacenamiento. Se puede apreciar como la temperatura media del depósito disminuye antes de que el campo de colectores comience a funcionar debido a que la jornada laboral comienza una hora antes de que la radiación solar directa actúe sobre los colectores. De esta forma el depósito cede energía a la carga industrial sin recibir aporte solar. También queda reflejado como durante los periodos de inactividad de la industria, la bomba no funciona y por lo tanto el fluido estancado tanto en las tuberías del circuito como en el absorbedor pierde temperatura llegando la del absorbedor prácticamente a la temperatura ambiente debido a que el aislamiento que posee es inferior. Las oscilaciones producidas en la temperatura de salida de los colectores una vez que el caudal másico satura es debido a la regulación de enfoque y desenfoco del campo para impedir el aumento de temperatura excesivo en el colector.

También es posible analizar una gráfica con las temperaturas más elementales del circuito secundario donde se muestra las temperaturas de entrada y salida de la

Diseño de una planta solar de colectores cilindricoparabólicos para una lavandería industrial en Vúcar (Almería)

carga industrial, temperatura media del depósito en unidades de °C y flujo másico de la bomba del circuito secundario en unidades de kg/h. La muestra escogida representa 2 días del mes de Octubre.



Figura 4.8 - Muestra de temperaturas diarias en el circuito secundario.

En esta gráfica se aprecia como el calentador proporciona un aumento de la temperatura del fluido hasta los 230 °C requeridos con una geometría casi escalonador. La salida del fluido de la carga se produce a una temperatura de 185 °C siendo permanente gracias a la regulación del caudal en este circuito secundario.

Termoclina del depósito:

El depósito usado en cuestión se trata de un depósito con almacenamiento estratificado, esto quiere decir que, dependiendo de la altura de este, poseerá una temperatura distinta encontrándose en la parte superior las temperaturas mayores y en la parte inferior las temperaturas menores. Dividiendo el depósito en unos 5 nodos es posible hacer un análisis para unas 5 termoclinas lo cual permite visualizar el comportamiento del fluido en el interior del depósito sin sacrificar demasiado la velocidad de simulación. Las termoclinas se definen como líneas imaginarias que separan dos masas del fluido de temperatura diferente. Las distancias que existan entre estas termoclinas indicarán el nivel de mezcla que posea para dichos nodos. Según lo mencionado, si las termoclinas se encuentran a menor distancia entre ellas

significa que posee un nivel de mezcla mayor y por el contrario la estratificación es mayor. Unas termoclinas con la misma temperatura indican que todo el fluido se encuentra mezclado. A continuación se muestra un esquema de la división de nodos de estudio del depósito:

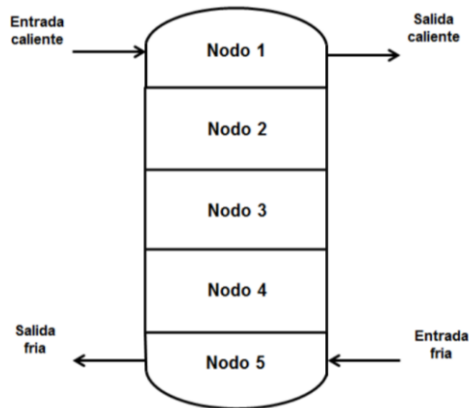


Figura 4.9 - División del depósito de almacenaje en los nodos estudiados.

El depósito recibe por la parte superior el fluido procedente del campo de colectores al nodo 1. Este nodo será el nodo con mayores temperaturas y de donde se extraiga la energía para alimentar el circuito secundario proporcionando la temperatura más elevada existente en el campo. La energía producida en exceso es transmitida a los demás nodos, pudiendo así almacenar este superávit de energía. El fluido procedente de la industria es introducido por la parte inferior del depósito donde se encuentra el nodo 5, la zona de menor temperatura, y siendo recirculada hacia el campo solar para ser calentado.

Diseño de una planta solar de colectores cilíndricoparabólicos para una lavandería industrial en Vúcar (Almería)

La simulación horaria anual de las variaciones de temperatura que experimenta el depósito es mostrada a continuación:

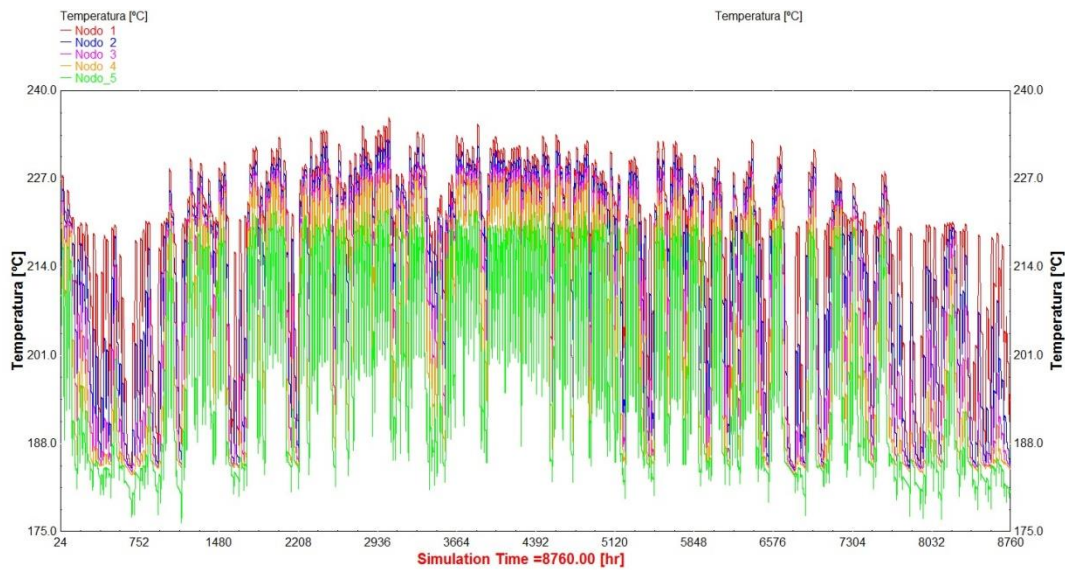


Figura 4.10 - Termoclinas del depósito para un año.

Para analizar el comportamiento de este almacenamiento se ha escogido una muestra de 9 días en el mes de Octubre. En la siguiente gráfica, la temperatura de cada nodo se encuentra en el eje izquierdo y se encuentra en unidades de $^{\circ}\text{C}$. La radiación se encuentra en el eje derecho y está expresada en unidades de W/m^2 . Los perfiles de la carga se encuentran en el eje derecho en unidades de kW.

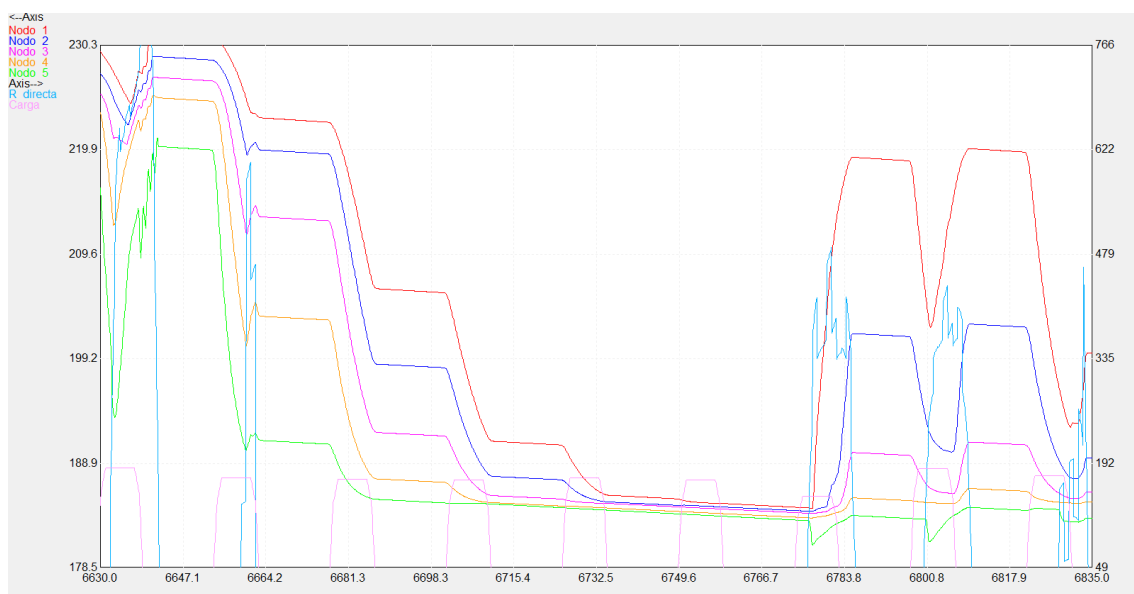


Figura 4.11 - Muestra de las termoclinas del depósito de almacenamiento.

Es apreciable como en el primer día de la muestra, gracias a la buena radiación solar directa recibida el depósito puede incrementar su temperatura gracias a que la producción ha sido mayor que la demanda. En el segundo día, la radiación directa no está presente hasta el final de la jornada por lo que se produce un pico de incremento de temperatura. Durante los cuatro días siguientes la no existe radiación directa por lo que durante esos días la industria es alimentada con la energía almacenada y la caldera. Se puede observar que gracias al buen aislamiento que posee el depósito las pérdidas térmicas produzca una reducción cerca de 1 °C aproximadamente durante el periodo de inactividad. Al séptimo día se produce una recarga energética gracias a la existencia de radiación directa observando como las capas superiores se encuentran más estratificadas que las inferiores. Puede observarse además como el aumento o disminución de la temperatura de las termoclinas no es simultáneo al suministro o demanda de energía debido a la inercia térmica que posee el fluido.

Es posible realizar un análisis de las potencias más relevantes del sistema mostrando el comportamiento horario que posee durante el año de estudio. Las potencias se encuentran en el eje izquierdo expresadas en valores de kW.

La potencia que proporciona el campo de colectores al depósito de almacenamiento está relacionada con la curva de radiación directa. Esta se expone en el siguiente gráfico:

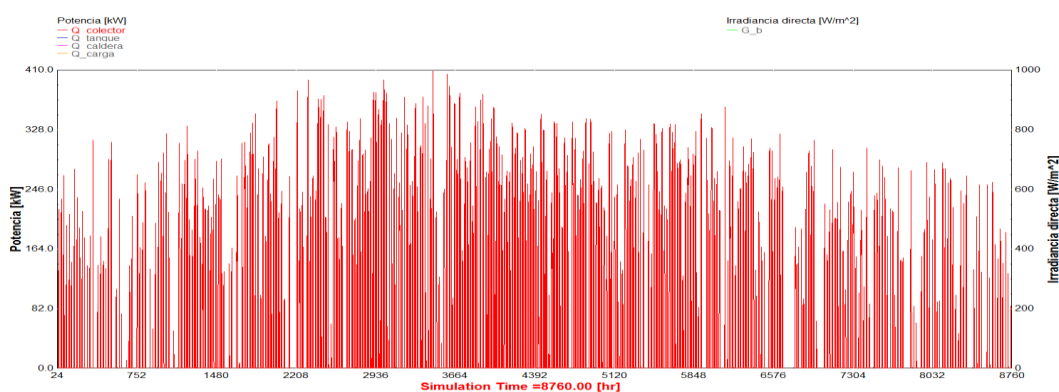


Figura 4.12 - Potencia del campo de colectores.

Diseño de una planta solar de colectores cilindricoparabólicos para una lavandería industrial en Vúcar (Almería)

La demanda energética de la industria es representada en términos horarios por lo que puede describir una curva de la carga diaria. Son destacables los aumentos de energía requerida durante el periodo estival así como durante aquellos días que comprende la festividad de Semana Santa debido al aumento del producto recibido.

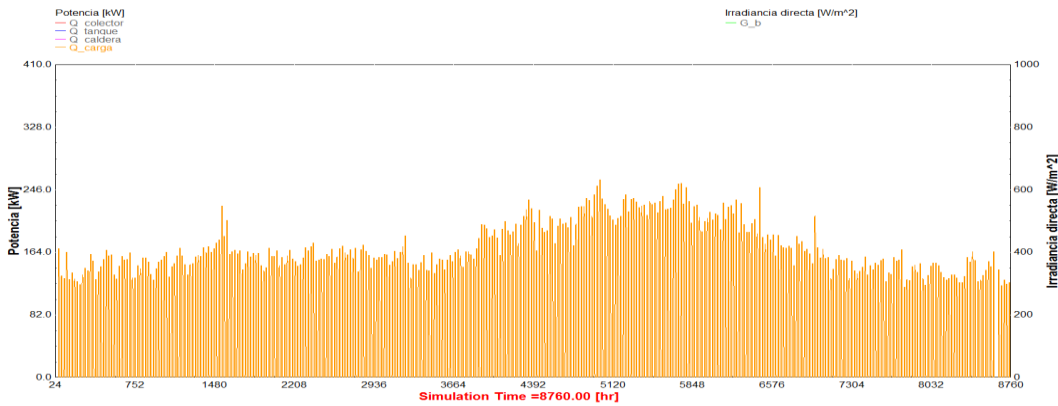


Figura 4.13 - Potencia de la demanda energética de la industria.

La potencia que proporciona la energía almacenada en el depósito a la carga de la industria posee una distribución similar a la requerida por la carga pero con un déficit que será proporcionada por la caldera auxiliar aquellos días en los que exista energía suficiente.

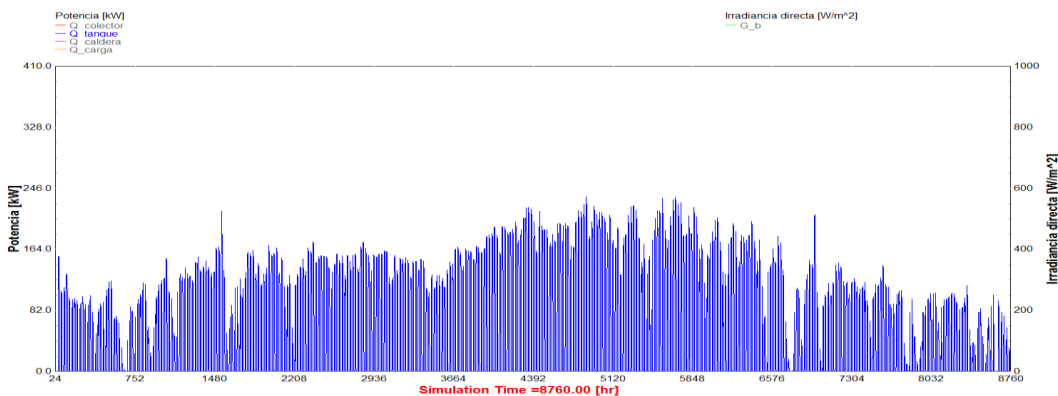


Figura 4.14 – Potencia del almacenamiento suministrada a la industria.

También se muestra la potencia producida por la caldera auxiliar necesaria para abastecer la energía necesaria de la carga industrial que no ha podido ser alcanzada. Para poder suministrar la energía requerida a la industria, es necesario

que la energía aportada por el campo solar y la caldera auxiliar sean la sumatoria de esta.

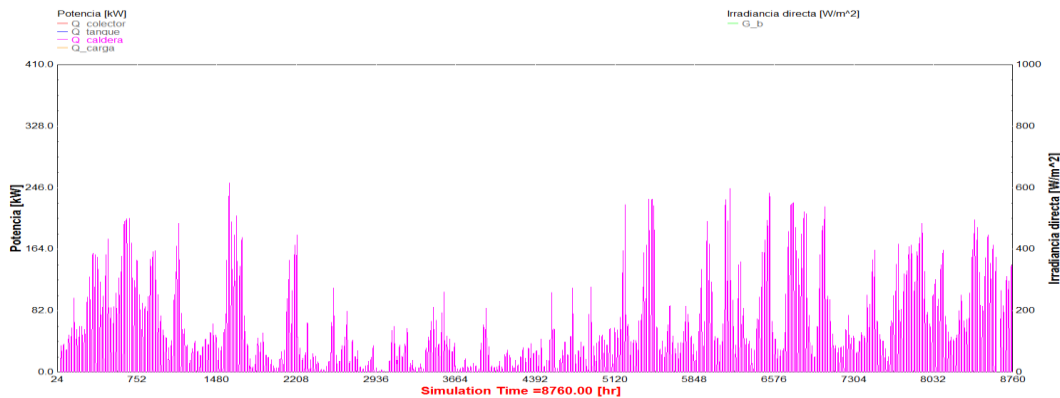


Figura 4.15 - Potencia de la caldera auxiliar suministrada a la industria.

Para observar este fenómeno es necesario estudiar con más detalle las potencias diarias. En la gráfica representada a continuación se representa la potencia que proporciona el campo de colectores al depósito, la potencia que proporciona el depósito a la carga y la potencia que proporciona el calentador auxiliar a la carga en unidades de kW y utilizando como observación la radiación solar directa en unidades de W/m².

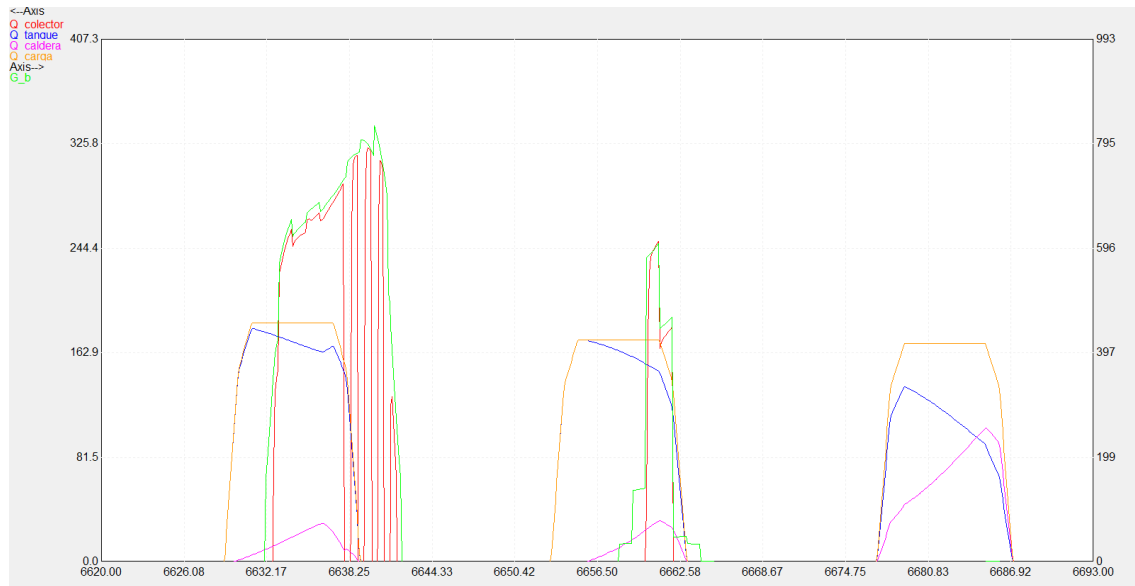


Figura 4.16 - Muestra de potencias del sistema solar.

Durante el primer día de estudio existe radiación solar directa por lo que la curva de potencia del campo de colectores descrita es similar a la de la radiación. El cese alternativo de suministro al final de la jornada se debe al enfoque y desenfoco de los colectores para evitar temperaturas excesivas en el sistema. Esto se debe en parte a que la jornada laboral de la industria finaliza antes de la puesta solar por lo que el campo de colectores continua produciendo energía que no es requerida por la industria. Esta energía producida tras la finalización de la demanda es almacenada en el depósito para ser usado en días posteriores. Este fenómeno se observa en el segundo día donde la potencia de la demanda es suministrada inicialmente por el depósito y comienza a suministrar conjuntamente con el calentador auxiliar a medida que la energía del depósito disminuye. En el último día, la radiación solar directa es prácticamente nula por lo que el sistema solar intenta suministrar la energía posible hasta que la proporción de suministro por la caldera auxiliar es mayor.

Con la finalidad de obtener una información más visual, se muestra a continuación una gráfica con una distribución de la demanda energética requerida por la industria descompuesta en la componente de potencia aportada por el campo solar y por la caldera auxiliar:

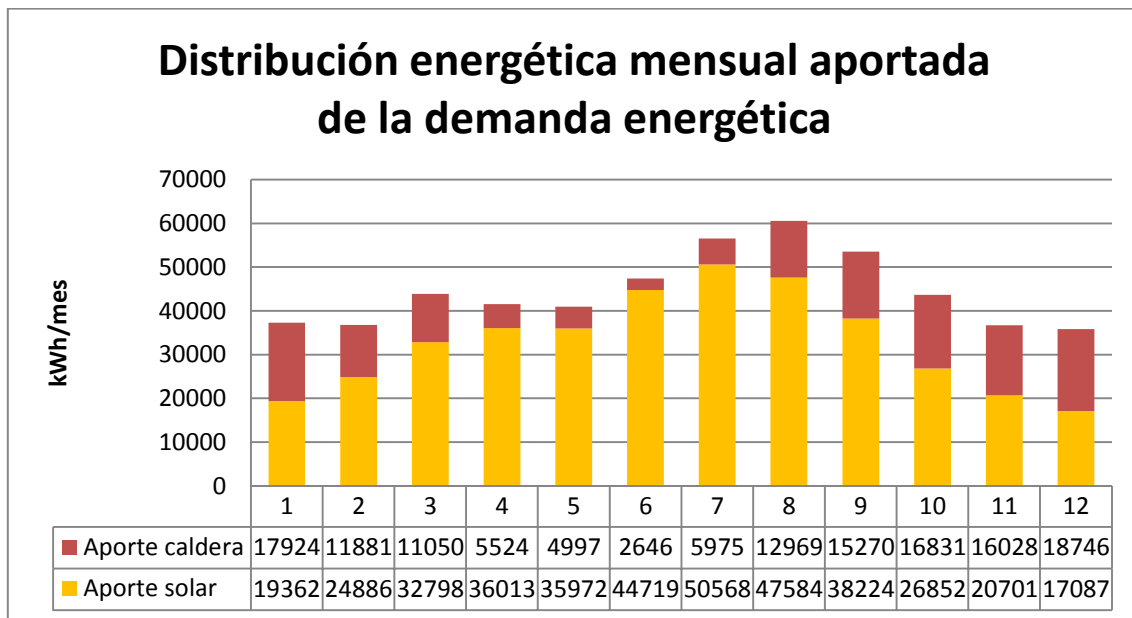


Figura 4.17 - Composición de la demanda energética aportada.

4.3 Resultados económicos.

Evaluación energética.

La energía solar, en concreto, las plantas solares de colectores cilíndricoparabólicos, es un mercado muy interesante para los procesos de calor que se llevan a cabo en la industria. En esta área, es necesario una gran inversión inicial que se amortizará durante el ciclo de vida de la instalación, a partir de la cual, se producirá el ahorro energético y por lo tanto económico. El problema que genera esta situación es el gran interés de los inversionistas de que este tiempo de retorno sea lo más corto posible para generar beneficios.

Es por todo esto por lo que se define en este apartado la evaluación del coste económico en base al consumo energético anual en la situación actual y tras la implantación del sistema solar. Una vez conocidos los resultados, se podrá generar un pequeño estudio económico tras comparar ambas situaciones y así obtener los parámetros más relevantes para estudiar la viabilidad.

El combustible utilizado por la industria es el gas natural. Su valor del segundo semestre de 2013 fue de 0,0456 €/kWh, basado en el coste para el sector industrial con un consumo del orden de 0,25 GWh/año (Europe Energy Portal 2014).

Además, es posible apreciar el aumento anual que está sufriendo el gas natural, el cual ha sido calculado y se encuentra en torno al **5,5% de promedio de incremento anual en los últimos 12 años.**

Para poder hacer una predicción del coste del precio del gas incrementado anualmente se ha consultado la base de datos del coste para España (EUROSTAT 2014) para un periodo de 17 años comprendido entre 1997 y 2013 en el que se ha incrementado desde los 0,0118 €/kWh a los 0,0456 €/kWh. Para el cálculo del precio anual incrementado se ha considerado la curvatura de aumento mediante una ecuación polinómica obtenida por un ajuste por regresión de los valores de los últimos 17 años.

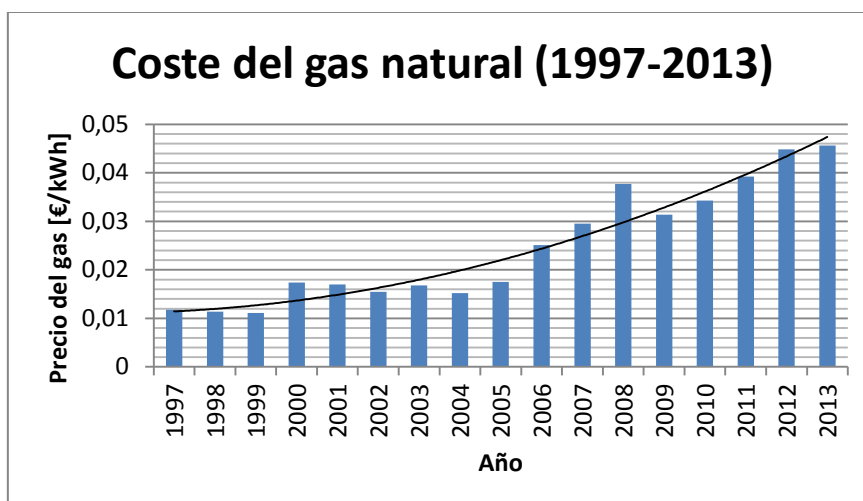


Figura 4.18 - Coste del gas natural en España en el periodo de 1997 a 2013.

Fuente: (EUROSTAT 2014).

Para conocer el consumo del coste energético anual de la industria se debe conocer la demanda que requiere la industria. Es necesario saber que debido al uso de una caldera de gas natural es necesario mayor aporte energético ya que su rendimiento no es perfecto y por ello se ha de calcular el equivalente en energía primaria para el flujo energético. Como sistema de referencia para la generación de calor se usa una caldera de gas natural con un **rendimiento de conversión del 85%** basado en el poder calorífico inferior (IDAE 2011). Se muestra a continuación la distribución del consumo anual:

Período	Demanda energética [kWh/mes]	Consumo energético, [kWh/mes]
Enero	37285,54	43865,34
Febrero	36766,59	43254,81
Marzo	43847,2	51584,94
Abril	41537,44	48867,58
Mayo	40969,09	48198,93
Junio	47365,74	55724,40
Julio	56543,17	66521,38
Agosto	60552,65	71238,41
Septiembre	53494,34	62934,52
Octubre	43683,64	51392,52
Noviembre	36728,61	43210,13
Diciembre	35832,75	42156,18
Anual	534606,76 kWh/año	628949,13 kWh/año

Tabla 4.3 - Demanda energética y consumo de la caldera.

Gracias al sistema solar diseñado en este trabajo, es posible hacer una gran reducción del consumo energético. A continuación se muestra los valores del ahorro que ofrece el sistema solar para la situación mejorada:

Periodo	Fracción solar, [%]	Aporte solar, [kWh/mes]	Consumo de la caldera, [kWh/mes]
Enero	51,93	22778,49	21086,86
Febrero	67,69	29277,39	13977,43
Marzo	74,8	38585,47	12999,48
Abril	86,71	42368,35	6499,23
Mayo	87,81	42319,97	5878,97
Junio	94,42	52611,13	3113,28
Julio	89,44	59491,99	7029,39
Agosto	78,59	55981,00	15257,42
Septiembre	71,46	44969,93	17964,59
Octubre	61,48	31591,10	19801,43
Noviembre	56,37	24353,69	18856,44
Diciembre	47,69	20102,20	22053,98
Anual	72,36	464430,69 kWh/año	164518,442 kWh/año

Tabla 4.4 - Energía aportada por el sistema solar y por la caldera.

Con la implantación de este sistema solar es posible crear un ahorro considerable de gas natural. A continuación se muestra una gráfica comparativa del consumo de la industria actual y el consumo de gas natural con el sistema solar implantado:

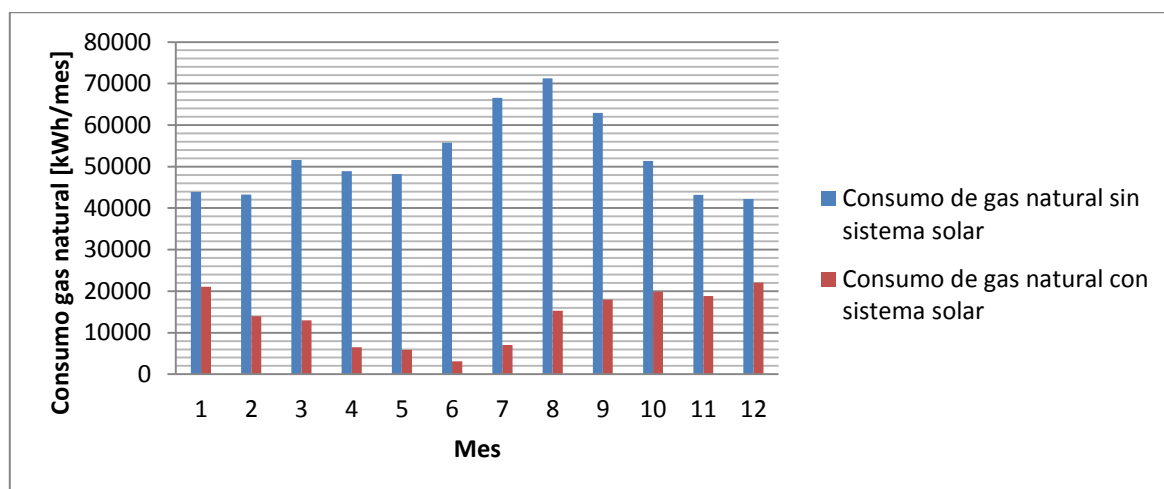


Tabla 4.5 - Comparación del consumo de gas natural con y sin sistema solar.

Diseño de una planta solar de colectores cilindricoparabólicos para una lavandería industrial en Vúcar (Almería)

Inversión inicial.

Un factor clave para el estudio de la viabilidad del proyecto es la inversión que se ha de realizar en el campo solar. Debido a que este documento se trata de un trabajo monográfico, el coste del campo solar será una estimativa que puede variar de un presupuesto preciso.

Para el cálculo del precio final del sistema de tuberías se ha supuesto un 20% en aumento para poder incluir los accesorios que conforman la red. Para poder incluir los otros elementos restantes tales como vasos de expansión, sistema de control, sensores o una estación meteorológica entre otros elementos, se supone aproximadamente un incremento del 10% del coste total del precio del sistema solar. Se ha omitido del generador de vapor así como la caldera ya que la industria posee este elemento. A continuación se procede a realizar el presupuesto de los elementos más importantes:

Elementos	Marca y modelo	€/ud.	Uds.	Parcial [€]
Colectores solares	m ² NEP Solar Polytrough 1800.	7011	40	280440
Tuberías con accesorios	m. ∅34 mm. Acero inox AISI-304 incluyendo accesorios.	10,38	205	2129,88
	m. ∅ 108mm. Acero inox AISI-304 incluyendo accesorios.	41,43	195	8076,42
Aislamiento tuberías	m. ∅34 mm. Coquilla de lana de vidrio espesor 50mm. Incluye capa de emulsión asfáltica para protección del aislante según UNE 104231	7,26	205	1488,97
	m. ∅108 mm. Coquilla de lana de vidrio espesor 50mm. Incluye capa de emulsión asfáltica para protección del aislante según UNE 104231	11,40	195	2222,70
Almacenamiento	uds. Hummelberger aislamiento super-vacío. Volumen 30 m ³	45086,72	4	180346,88
Bomba fluido térmico	uds. SIHISuperNova ZEN series, max 600 m ³ /h, 230 °C	1750	2	3500
Fluido térmico	m ³ . Therminol 55	432,79	120	51935,28
Subtotal				530140,13

Tabla 4.6 - Coste de los elementos principales de la planta solar.

Incluyendo los elementos del sistema que no se han tenido en cuenta en el cálculo del subtotal anterior obtenemos que:

	Precio, [€]
Elementos principales	530140,13
Otros elementos del sistema	53014,01
Coste total	583154,14

Tabla 4.7 - Coste total de la planta solar.

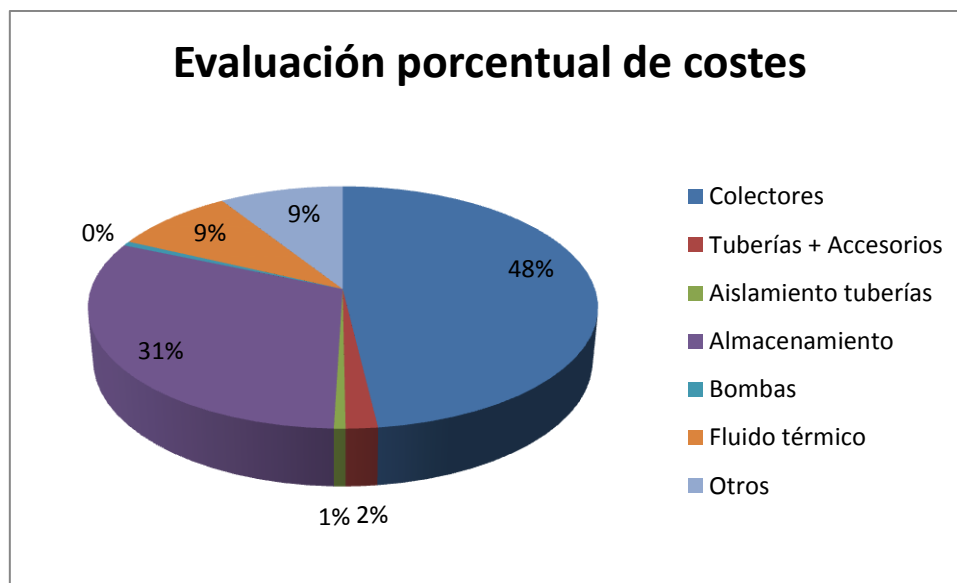


Figura 4.19 - Evaluación porcentual de costes.

Como podemos observar en la figura anterior casi la mitad del coste de la instalación, específicamente el 48%, es debido a la inversión realizada en los colectores del campo solar. El 31% de la inversión ha sido destinada al almacenaje de energía térmica. Este elevado coste es justificable ya que para poder obtener almacenamiento de energía a medio plazo para aquellos períodos donde el campo de colectores no puede alcanzar la demanda requerida por la industria y así poder alcanzar altas fracciones solares, ha sido necesaria la inversión en depósitos de almacenaje de alta eficiencia. Cabe mencionar que, al contrario de las plantas solares térmicas de generación eléctrica mediante ciclos de Rankine donde la potencia producida es directamente suministrada a la red eléctrica pública, en la aportación de energía térmica a procesos industriales, se ha de producir energía para una demanda específica en la que no es aconsejable que se produzca un

superávit sin ser aprovechado. Este tipo de depósitos consisten en un aislamiento de vacío como ya ha sido mencionado anteriormente.

Un 9% del costo de la inversión ha sido destinado al fluido térmico Therminol 55 que debe de ser almacenado en los depósitos.

Es visible que el precio de las tuberías con sus accesorios y aislamiento correspondiente e incluyendo las bombas de cada circuito del sistema solar se encuentra sobre un porcentaje menor del 4% del valor total del sistema, por lo que podríamos decir que su precio no es tan significativo como podría ser los propios colectores o el almacenamiento. Como ha sido comentado anteriormente, un 10% adicional del coste total ha sido atribuido para incluir elementos que no se han tenido en cuenta.

Evaluación de la rentabilidad económica.

Uno de los valores más importantes para calcular la viabilidad del proyecto es el tiempo de retorno. Este valor nos indica en cuanto tiempo nuestra inversión será amortizada para producir beneficios. Debido a que el precio del combustible no es constante y otros factores, el cálculo del tiempo de retorno no es lineal por lo que se tendrá en cuenta este incremento del combustible anual calculado anteriormente para el cálculo del tiempo de retorno mediante flujos de caja. Para ello se ha tenido en cuenta el valor del precio del combustible para cada período anual y mediante el balance entre ingresos y egresos acumulado se ha podido obtener este tiempo de retorno.

Para este tipo de instalaciones solares poseen normalmente un **ciclo de vida de unos 25 años** por lo tanto este será el valor escogido en nuestro estudio.

Teniendo solamente en cuenta la inversión y los flujos de caja de cada año el tiempo de retorno de la inversión sería de **15 años y 4 meses**.

Este tipo de retornos no es interesante para los inversionistas ya que comprende un periodo demasiado largo. El tiempo de amortización típicamente requerido para este tipo de instalaciones normalmente se encuentra sobre los 8 años. Esto refleja la dificultad que en el contexto actual supone implantar y poner en marcha una planta solar sin disponer de financiación pública. Esto hace que normalmente requiera una subvención de al menos el 50%. Debido a la intención de este trabajo para alcanzar

una alta fracción solar, la eficiencia se ve reducida haciendo que el coste de la planta solar sea mayor.

Es por todo esto por lo que esta planta como el resto de este tipo necesita subvención de fondos públicos. Aplicando la propuesta de un **60% de subvención** es posible obtener un **tiempo de retorno de 8 años y 6 meses**, lo cual hace que acerque la inversión en un rango más aceptable.

Para poder emprender un proyecto es necesario conocer su viabilidad económica del mismo antes de ser llevado a cabo. El Valor Actual Neto (VAN) es, junto con la Tasa Interna de Retorno (TIR), son los parámetros más importantes a tener en cuenta para calcular su viabilidad.

El VAN es un parámetro que indica la viabilidad de un proyecto basándose en la estimación de los flujos de caja que se prevén. Para que un proyecto sea viable el valor del VAN ha de ser mayor que 0. Este valor viene descrito por la siguiente fórmula:

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+k)^t} - I_0$$

, donde:

V_t = Flujos de cada periodo t.

I_0 = Inversión inicial.

n = Número de períodos considerado.

k = Tasa de descuento para un determinado proyecto.

En este caso se ha utilizado una **tasa de descuento del 7,8%** asumida por el estudio técnico PER 2011-2020 para la evolución tecnológica y prospectiva de costes de las energías renovables (IDAE 2011). Asumiendo un período de 25 años para el cálculo de flujo de caja así como la inversión tras la subvención se obtiene un **VAN de 220967€**.

El otro término que se ha de tener en cuenta es el TIR o tasa interna de retorno y nos indica la rentabilidad que nos proporciona el proyecto. Cuando el VAN toma un valor igual a 0, la tasa interna de descuento k pasa a ser la tasa interna de retorno TIR. Su fórmula puede describirse como:

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1 + TIR)^t} - I_0 = 0$$

Tras el cálculo de la tasa interna de retorno, se obtiene que el proyecto subvencionado proporciona una **rentabilidad del 15%**.

Tanto el valor del VAN como el del TIR indican que nos encontramos ante un proyecto rentable. Sin subvención la rentabilidad del proyecto hubiese sido de un 6%.

Otro valor que se puede calcular es el LEC (Levelized Energy Costs o Costes Nivelados de la Energía. Este valor permite hacer una comparación con todas las fuentes de energía que podrían ser usadas en el proceso industrial. En este caso, el coste por mantenimiento no se tiene en cuenta por lo que este precio de la energía es orientativo. Este valor viene definido por la siguiente fórmula:

$$LEC = \frac{TLCC}{\sum_{n=1}^N \frac{E_n}{(1 + k)^n}}$$

, donde:

$TLCC$ = Coste del ciclo de vida total.

E_n = Producción de energía en el año n .

k = Tasa de descuento.

N = Número de años del periodo de análisis.

Realizando este cálculo con una demanda anual constante se obtiene un valor de **0,0342 €/kWh**, lo cual hace que este precio sea incluso menor que el precio actual para el gas natural.

A continuación se muestra un resumen económico con los valores más determinativos obtenidos durante este análisis económico:

	Valor
Coste de la planta	583154,14 €
Subvención	60%
Inversión	233261,657 €
Tiempo de retorno	8 años y 6 meses
VAN	220967 €
TIR	15%
Coste nivelizado de la energía	0,0342 €/kWh*

Tabla 4.8 - Resumen económico.

*Este valor no incluye el coste del mantenimiento anual.

4.4 Resultados ambientales.

En este apartado se procederá al cálculo de emisiones de gases de efecto invernadero (GEI). Este caso se centrará en el cálculo de la huella de carbono de la organización en estudio.

Se puede entender como huella de carbono a la totalidad de gases de efecto invernadero emitidos por efecto directo o indirecto por un individuo, organización o producto. La huella de carbono de una organización mide la totalidad de GEI emitidos por efecto directo o indirecto provenientes del desarrollo de la actividad de dicha organización (MAGRAMA 2014).

El análisis de la huella de carbono proporciona como resultado un dato que puede ser utilizado como indicador ambiental global de la actividad que desarrolla la organización.

Se procede a realizar el cálculo de las emisiones directas de gases de efecto invernadero que podrían entenderse como las emisiones producidas en el lugar donde se produce la actividad.

Una vez definidas cuáles son las emisiones directas, se pueden definir tres alcances:

- Alcance 1: emisiones directas de gases de efecto invernadero como podría ser la combustión de calderas o emisiones fugitivas.
- Alcance 2: emisiones indirectas de gases de efecto invernadero asociadas a la generación de electricidad adquirida y consumida por la organización.
- Alcance 3: otras emisiones indirectas producidas como por ejemplo la extracción y producción de los materiales que adquiere la organización u operaciones o servicios realizados por terceros.

Este análisis estará centrado en el **alcance 1** únicamente ya que este trabajo se basa en la sustitución de emisiones de gases de efecto invernadero directas por un sistema de producción de calor de proceso que no genera emisiones a la atmósfera.

Los gases que se indican en el Protocolo de Kioto como máximos responsables del efecto invernadero que contribuyen al calentamiento global, los denominados gases de efecto invernadero (GEI), son: el dióxido de carbono (CO_2), el metano (CH_4), el óxido de nitrógeno (N_2O), los hidrofluorocarbonos (HFCs), los perfluorocarbonos (PFCs), el hexafluoruro de azufre (SF_6) y, desde la COP 181 celebrada en Doha a finales de 2012, el trifluoruro de nitrógeno (NF_3). Sin embargo, el CO_2 es el gas de efecto invernadero que influye en mayor medida al calentamiento del planeta, y es por ello que las emisiones de gases de efecto invernadero se miden en función de este gas.

El cálculo de la huella de carbono para una actividad determinada se realiza a través de la siguiente fórmula:

$$\text{Huella de carbono} = \text{Dato Actividad} \cdot \text{Factor Emisión}$$

,donde:

Dato de actividad, es el parámetro que define el grado o nivel de la actividad generadora de las emisiones de gases de efecto invernadero. En este caso, la cantidad de gas natural utilizado en la generación de calor de proceso (kWh de gas natural).

Factor de emisión (FE), supone la cantidad de gases de efecto invernadero emitidos por cada unidad del parámetro “dato de actividad”. Estos factores varían en función de la actividad que se trate.

A continuación se muestra una tabla donde se recoge algunos factores de emisión de algunos combustibles:

Combustible	Factor de emisión	Unidad
Gas natural	0,202	KgCO ₂ /kWh
Gas butano	2,964	KgCO ₂ /kg
Gas propano	2,938	KgCO ₂ /kg
Gasóleo C	2,786	KgCO ₂ /l
Fuelóleo	3,054	KgCO ₂ /kg
GLP genérico	1,656	KgCO ₂ /l
Carbón nacional	2,300	KgCO ₂ /kg
Carbón de importación	2,530	KgCO ₂ /kg
Coque de petróleo	3,195	KgCO ₂ /kg

Tabla 4.9 - Comparativa de factores de emisión para distintos combustibles.

Fuente: (MAGRAMA 2014).

A continuación se procede al cálculo de la huella de carbono para la organización actual así como la organización con el sistema de energía solar implantado:

Límite temporal

Se decide emplear un año completo, en este caso, basado en la demanda energética de 2012 para realizar el cálculo de la huella en la cual, a partir de estos datos, se ha realizado el modelo y las simulaciones del sistema solar.

Límite operativo

Identificación de las fuentes de emisiones de gases de efecto invernadero en la organización:

Alcance 1: emisión de directa de gases de efecto invernadero ya que se trata de un sistema de generación de calor de proceso mediante una caldera de gas natural.

Datos de la actividad

Una vez identificadas las fuentes de emisión, se recaban los datos de actividad para el año 2012.

Consumo de la caldera	534606,76 kWh/año
------------------------------	-------------------

Factor de emisión:

Gas natural	0,202 kg CO ₂ /kWh
--------------------	-------------------------------

A partir de estos datos y de la fórmula para el cálculo de la huella de carbono expuesta anteriormente resulta inmediato el cálculo de las emisiones asociadas a la actividad de la organización, así como el cálculo de su intensidad emisiva.

Los resultados se reflejan en el siguiente cuadro:

Alcance	Fuente	Dato actividad (kWh/año)	Factor de emisión (kgCO ₂ /kWh)	Emisiones de CO ₂ (kg)
Alcance 1	Gas natural	534606,76	0,202	107990,566

Tabla 4.10 - Resultados de las emisiones de CO₂ que produce la industria sin el sistema solar.

Podemos observar que la industria en cuestión emite unos 107990 kg de CO₂ al año a la atmósfera. Gracias al sistema solar de generación de calor desarrollado en el trabajo presente, se puede cubrir un **72,35%** de la demanda energética que desarrollan las calderas de gas natural, reduciendo drásticamente la cantidad de CO₂ emitido a la atmósfera. Por lo tanto, podemos deducir que gracias a este sistema solar es posible evitar **78131 kg de CO₂ anuales** a la atmósfera y como consecuencia de reducir a tan solo **29859 kg de CO₂ anuales** las emisiones de gases de efecto invernadero de dicha industria.

A continuación se muestra una tabla con un resumen de resultados de la huella de carbono:

Emisión de CO₂ de la industria sin el sistema solar	107,99 Toneladas de CO ₂
Emisión de CO₂ de la industria con sistema solar	29,86 Toneladas de CO ₂
Reducción de CO₂	78,13 Toneladas de CO ₂

Tabla 4.11 - Resumen de la huella de carbono.

5 Conclusiones y futuros trabajos.

5.1 Conclusiones.

- Los captadores cilíndricoparabólicos de gran tamaño usados en grandes plantas solares para la producción de electricidad no son la mejor solución para este tipo de aplicaciones ya que, aun teniendo un mejor rendimiento para el rango de temperaturas de la aplicación industrial, sus excesivas dimensiones para una instalación modular sobre el terreno hace que no sea una opción y sea necesario el uso de colectores cilíndricoparabólicos de pequeño tamaño.
- La sincronía existente entre radiación solar y la demanda energética hace que se permita obtener mayores fracciones solares con buena eficiencia, por lo que el uso de esta tecnología dependerá del tipo de aplicación industrial y de la radiación directa disponible.
- Como ha sido comentado en el apartado 4.6 de resultados energéticos, la demanda energética comienza antes que el campo pueda recibir la suficiente radiación directa para comenzar a trabajar y finaliza cuando aún el campo solar puede continuar produciendo energía térmica. Con estas premisas, una posible solución para reducir la necesidad de almacenamiento y aumentar la fracción solar y eficiencia del sistema solar es una mayor sincronización del horario laboral con las horas solares. Debido a que no siempre es flexible un cambio horario de trabajo se ha optado por un diseño de almacenamiento térmico que cubre este desfase.
- El almacenamiento juega un papel importante en la obtención de valores altos de fracción solar. En un caso donde la demanda energética se desarrolla durante las horas solares y con sincronía a la radiación solar disponible, el almacenamiento es más prescindible. Pero en el caso presente donde no existe sincronía plena entre la demanda y la radiación, el almacenamiento usado es bastante útil para proporcionar energía en aquellas situaciones

donde no es posible ser generada por el campo o no posee la radiación directa necesaria y para aprovechar el superávit de producción energética.

- Mientras un modelo estático con un punto de diseño donde el dimensionamiento se basa en unas condiciones nominales determinadas y muy limitadas, un estudio dinámico permite analizar el comportamiento del modelo a lo largo del tiempo, lo cual hace que este cálculo sea más preciso y poder apreciar el comportamiento de este.
- Gracias al barrido paramétrico de las simulaciones de las distintas configuraciones existentes es posible realizar una búsqueda de aquellos casos más favorables y aplicar diversos criterios de selección que ayuden a hacer un dimensionado apropiado.
- Mediante la creación del indicador combinado ha sido posible realizar una ponderación para encontrar un buen compromiso entre fracción solar y eficiencia. Este indicador se muestra como una herramienta útil para la toma de decisiones de diseño haciéndose más visual y práctico mediante la representación en gráficas multi-variable.
- Esta tecnología ha demostrado su viabilidad técnica y madurez, aunque el número de plantas comerciales disponibles es todavía reducido. Es posible observar como la tecnología de los colectores cilíndricoparabólicos ha sido mejorada especialmente en estos últimos años. Aun así, sigue siendo una necesidad la creación de un mayor número de plantas piloto para el estudio y avance de esta tecnología en auge. Otro factor limitante es el escaso mercado de colectores cilíndricoparabólicos, donde se ha incrementado últimamente pero sigue siendo necesario la extensión del mercado como ocurre en colectores de baja temperatura. Este hecho produciría una carta de selección mayor que se adapte a cada caso y con precios más competitivos lo cual hace que la tecnología solar sea aún más rentable.
- Como se ha podido observar después del estudio económico del apartado 4.7, sigue siendo necesario la subvención pública o privada para hacer de esta tecnología más atractiva para los inversores y donde parte de la justificación de su uso es ambiental. Esta subvención no debe limitarse a las plantas comerciales sino a la propulsión de la investigación con la finalidad de obtener sistemas mejores y más competentes.

5.2 Futuros trabajos

- Como mejora se propone el estudio de estrategias de control más avanzadas para casos determinados con el objetivo de obtener una planta más eficiente.
- Generar una interconexión más automatizada entre los distintos programas utilizados para la simulación y obtención de datos realizando una aplicación con interfaz gráfica intuitiva para el usuario.
- Estudio para otros casos de industria, tipos de colectores y tipos de sistemas solares de los que se puedan obtener conclusiones y previsiones para nuevos proyectos.
- Expansión del modelo dinámico del sistema solar acoplándole otro tipo de procesos como puede ser la generación de frío mediante máquinas de absorción y adsorción.

6 Bibliografía.

- Abengoa Solar (2014). www.abengoasolar.com .
- AEE (2014). www.aee-intec.at.
- AEMET, Agencia Española de Meteorología (2012). Atlas de Radiación Solar en España utilizando datos del SAF de Clima de EUMETSAT.
- Agencia Andaluza de la Energía (2012). Datos energéticos de Andalucía.
- ASIT, Asociación Solar de la Industria Térmica (2014). www.asit-solar.com.
- Beikircher .F, Buttinger F., Demharter M., Sc M., Herzog F., Konrad M., Eng. M., Emg., Reus B. (2013). Vacuum Super- Insulated Heat Storage for High Solar Fraction, ZAE Bayern, Garching, Germany, 213pp.
- CIEMAT, Centro de Investigaciones Energéticas Medioambientales y Tecnológicas (2014). www.ciemat.es.
- Duffie, J. y W. Beckman (2014). Solar Engineering of Thermal Process 4th edition, 936pp, ed. Wiley & Sons.
- EN 12975-2:2006 (2006). Thermal solar systems and components - Solar collectors - Part 2: Test methods.
- ESTIF, European Solar Thermal Industry Federation (2014). www.estif.org.
- ESTIF, European Solar Thermal Industry Federation (2005). “Key Issues for Renewable Heat in Europe”. Solar Industrial Process Heat.
- ESTIF, European Solar Thermal Industry Federation (2009). Potencial de la Energía Solar Térmica en Europa.
- Europe Energy Portal (2014). www.energy.eu.

- EUROSTAT (2014). eep.eurostat.ec.europa.eu.
- Fernández-García, A., et al. (2010). "Parabolic-trough solar collectors and their applications." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **14**(7): 1695-1721.
- Fischer, S. y H. Müller-Steinhagen, (2004). "Collector test method under quasi-dynamic conditions according to the European Standard EN 12975-2.
- IDAE, Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (2014). www.idae.es.
- IDAE, Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (2011). Evaluación del potencial de la energía solar térmica en el sector industrial. Estudio Técnico PER 2011-2020.
- IDAE, Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (2011). Evolución tecnológica y prospectiva de costes de las energías renovables. Estudio Técnico PER 2011-2020.
- IEA, International Energy Agency (2007). *Key word energy statistics*. Technical Report. International Energy Agency. París (Francia).
- IEA, International Energy Agency (2012). "Solar Heating and Cooling - Technology Roadmap."
- IEA-SHC, International Energy Agency – Solar Heating and Cooling Program (2014). www.iea-shc.org.
- IEA-SHC, International Energy Agency – Solar Heating and Cooling Program (2012). Task 49. Solar Process Heat for Production and Advanced Applications.
- ISES, International Solar Energy Society (2014). www.ises.org.
- Kalogirou, S. (2003). "The potential of solar industrial process heat applications." *Applied Energy* **76**(4): 337-361.

- Kreith, F. y D.Y. Goswami (2007). Handbook of Energy Efficiency and Renewable Energy, ed. Taylor & Francis.
- MAGRAMA, Ministerio de Agricultura, Alimentación y Medio Ambiente (2014). Guía para el cálculo de la huella de carbono y para la elaboración de un plan de mejora de una organización.
- Minder S. (2013). Workshop SPHI Example of concentrated solar systems PTC in the dairy industry in Switzerland. SHC Workshop.
- MTD (2004). Guía de Mejores Técnicas Disponibles en España del sector textil, Ministerio de Medio Ambiente.
- NEP-Solar (2014). www.nep-solar.
- NEP Solar (2012). Solar Collector Factsheet NEP PolyTrough 1800.
- Platzer, W. J. (2011). "Status quo and new developments in medium temperature collectors," en RHC Conference, Budapest.
- POSHIP (2001). The Potential of Solar Heat in Industrial Processes. Informe IEA-SHC.
- Rabl, A. (1985). Active Solar Collectors and Their Applications. Oxford University Press, USA.
- RHC, European Technology Platform on Renewable Heating and Cooling. (2012). Strategic Research Priorities for solar thermal technology SRP. www.rhc-platform.org.
- RHC, European Technology Platform on Renewable Heating and Cooling. (2013). Strategic Research and Innovation Agenda for Renewable Heating & Cooling.
- Schnitzer, H., Brunner, C. y Gwehenberger, G. (2007). "Minimizing greenhouse gas emissions through the application of solar thermal energy in industrial processes". Journal of Cleaner Production **15**: 1271-1286.
- Schramm, S. and M. Adam (2014). "Storage in Solar Process Heat Applications." Energy Procedia 48(0): 1202-1209.

- Schweiger, H., Mendes, J. F., Benz, N., Hennecke, K., Prieto, G., Cusí, M., Gonçalves, H. (2000). The potencial of solar heat in industrial processes. An state of the art review for Spain and Portugal. Proc. Eurosun 2000, Copenhagen (Dinamarca).
- Solrico (2014). "World map of solar thermal industry". www.solrico.com.
- Soltiagua (2014). www.soltiagua.com .
- Stephan Fischer, Eckhard Lüpfert, Hans Müller-Steinhagen (2006). "Efficiency Testing of parabolic trough collectors using the quasi-dynamic test procedure according to the European standard EN 12975", SolarPACES Symposium.
- Taibi, E., et al. (2012). "The potential for renewable energy in industrial applications." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **16**(1): 735-744.
- Task 49/IV (2011). "Solar Process Heat for Production and Advanced Applications".
- TESS. (2004). Volume 7: "Hydronics Lybrary Technical Reference". TESS Library Documentation. Thermal Energy System Specialists, Madison.
- TRNSYS (2007). "A Transient System Simulation Program. Volume 5: Mathematical Reference. Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin.
- TRNSYS (2007). Volume 3: "Standard Component Library Overview". A Transient System Simulation Program. Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin.
- Vajen, K., C. Lauterbach, and B. Schmitt (2012). Solar heat for industrial processes – Potential, technologies and applications. In International Conference on Solar energy for MENA region (INCOSOL).
- Vannoni, C., Battisti, R., Drigo, S. (2008). Potential for Solar Heat in Industrial Processes, Technical Report No. IEA SHC-Task 33 and SolarPACES-Task IV: Solar Heat for Industrial Processes. International Energy Agency. CIEMAT, Madrid (España).
- Weiss, W., (2013). Potential of Solar Process Heat, A. INTEC, Editor.

- Weiss, W., Rommel, M. (2008). Process Heat Collectors. State of the Art within Task 33/IV, Technical Report No. IEA SHC-Task 33 and SolarPACES-Task IV: Solar Heat for Industrial Processes. International Energy Agency. AEE INTEC, Gleisdorf (Austria).
- Werner, S., Constantinescu, N. (2006). ECOHEATCOOL, The European Heat Market, Work Package 1, Final Report. Ed. Euroheat & Power. Brussels (Belgium).
- White, F.M. (2003). Fluid mechanics. McGraw-Hill Higher Education.
- Winter, C.-J. (1991). "High-temperature solar energy utilization after 15 years R&D: kick-off for the third generation of technologies." Solar Energy Materials **24**(1–4): 26-39.
- ZAE Bayern (2014). www.zae-bayern.de.
- Zannoun, M.S. (2009). "Egypt's renewable energy strategy, achievements and programs", New and Renewable Energy Authority, Egipto.
- Zarza E., León J., Valenzuela L. (2007). Energía Solar Térmica de Media Temperatura, Módulo IV, Master en Energía Solar, PSA-CIEMAT/Universidad de Almería, España, 280pp.

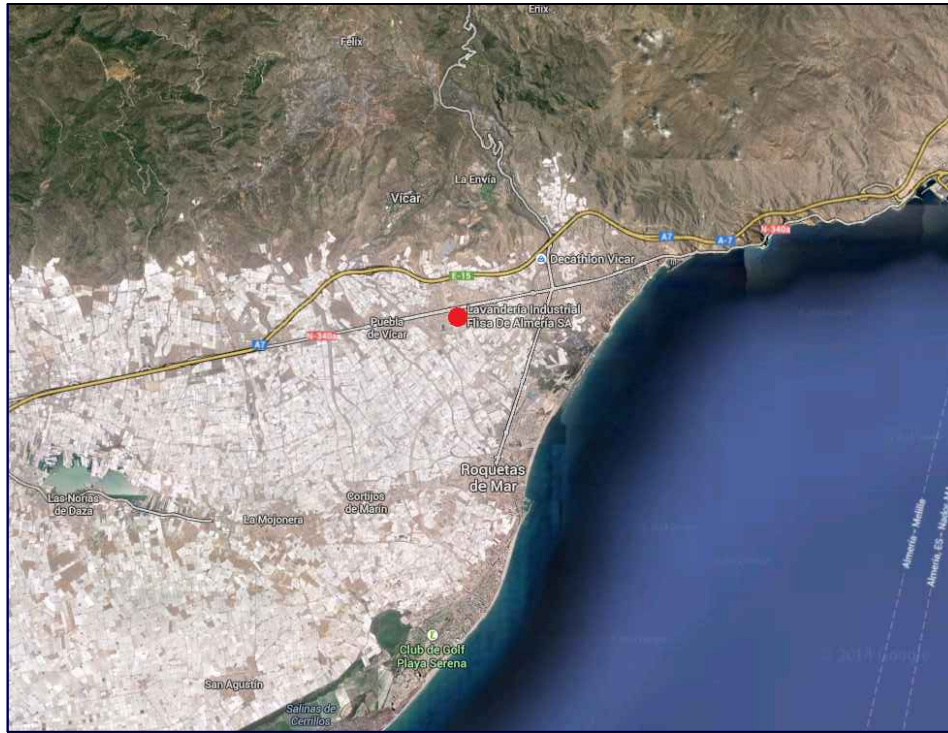
7 Anexos.

7.1 Plano situación y emplazamiento.

7.2 Plano disposición del terreno.

7.3 Plano planta solar sobre terreno.


7.4 Esquema de principio.

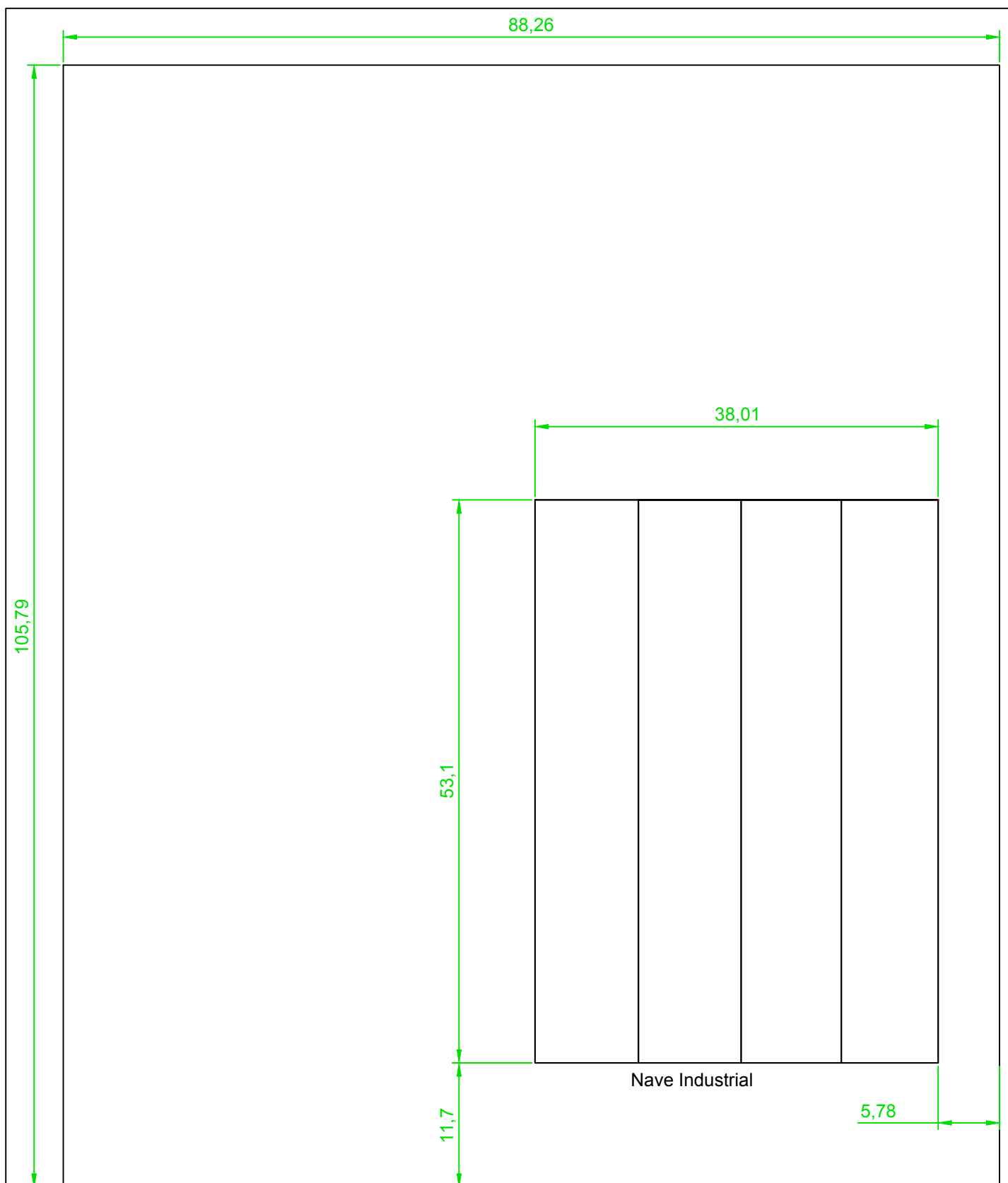



Situación
Escala 1:200000

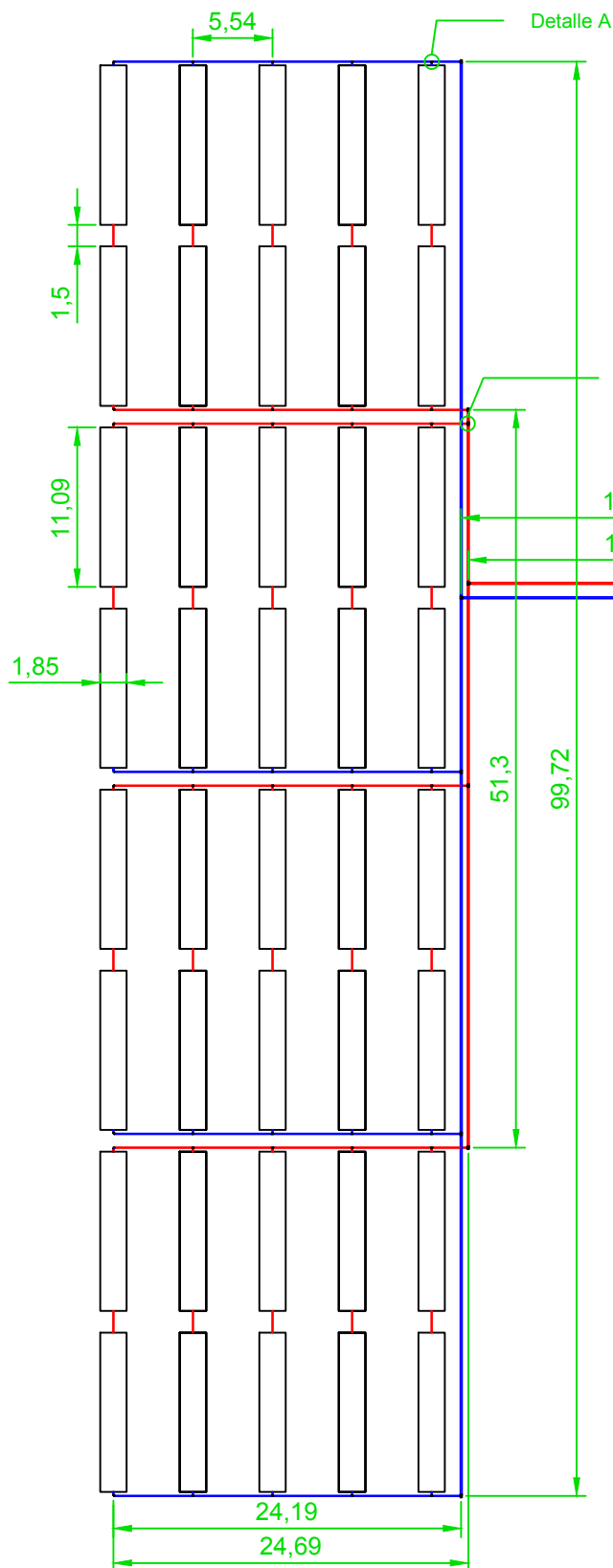


Emplazamiento
Escala 1:7000

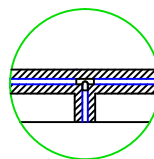
Proyecto:	Diseño de una planta solar de colectores cilíndricoparabólicos para una lavandería industrial en Vúcar (Almería).		UNIVERSIDAD DE ALMERÍA Escuela Politécnica Superior
Designación:	Plano de situación y emplazamiento		Grado en Ingeniería Mecánica
Alumno:	Diego Rodríguez Gil	Fecha: 10/09/2014	
		Escala: -	



Proyecto: Diseño de una planta solar de colectores cilíndricoparabólicos para una lavandería industrial en Vícar (Almería).	UNIVERSIDAD DE ALMERÍA Escuela Politécnica Superior	
Designación: Planta del terreno	Grado en Ingeniería Mecánica Fecha: 10/09/2014	
Alumno: Diego Rodríguez Gil	Escala: 1:500	Plano: 2

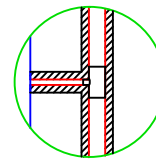


Detalle A
Escala 1:50

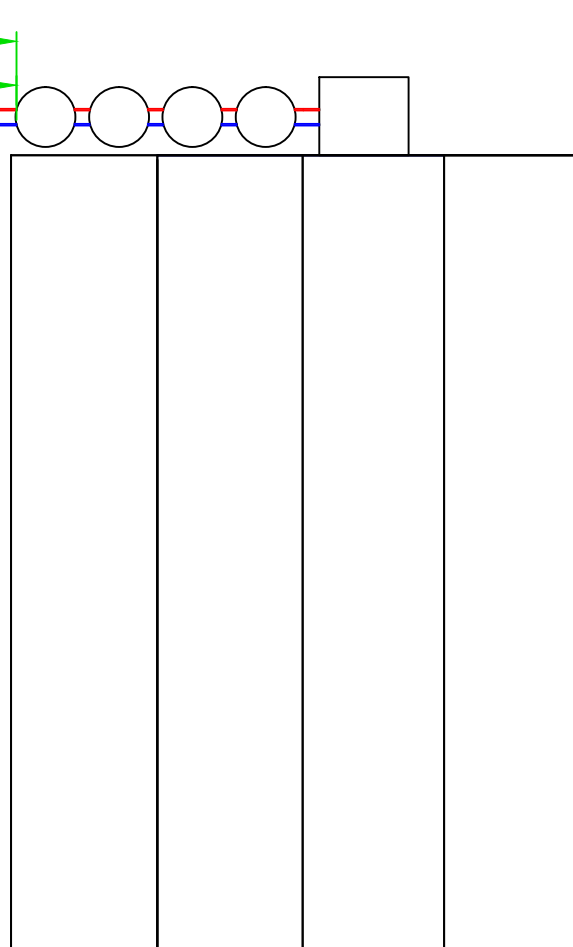


Tubería de Ø34 mm con coquilla de lana de vidrio con espesor 50 mm.

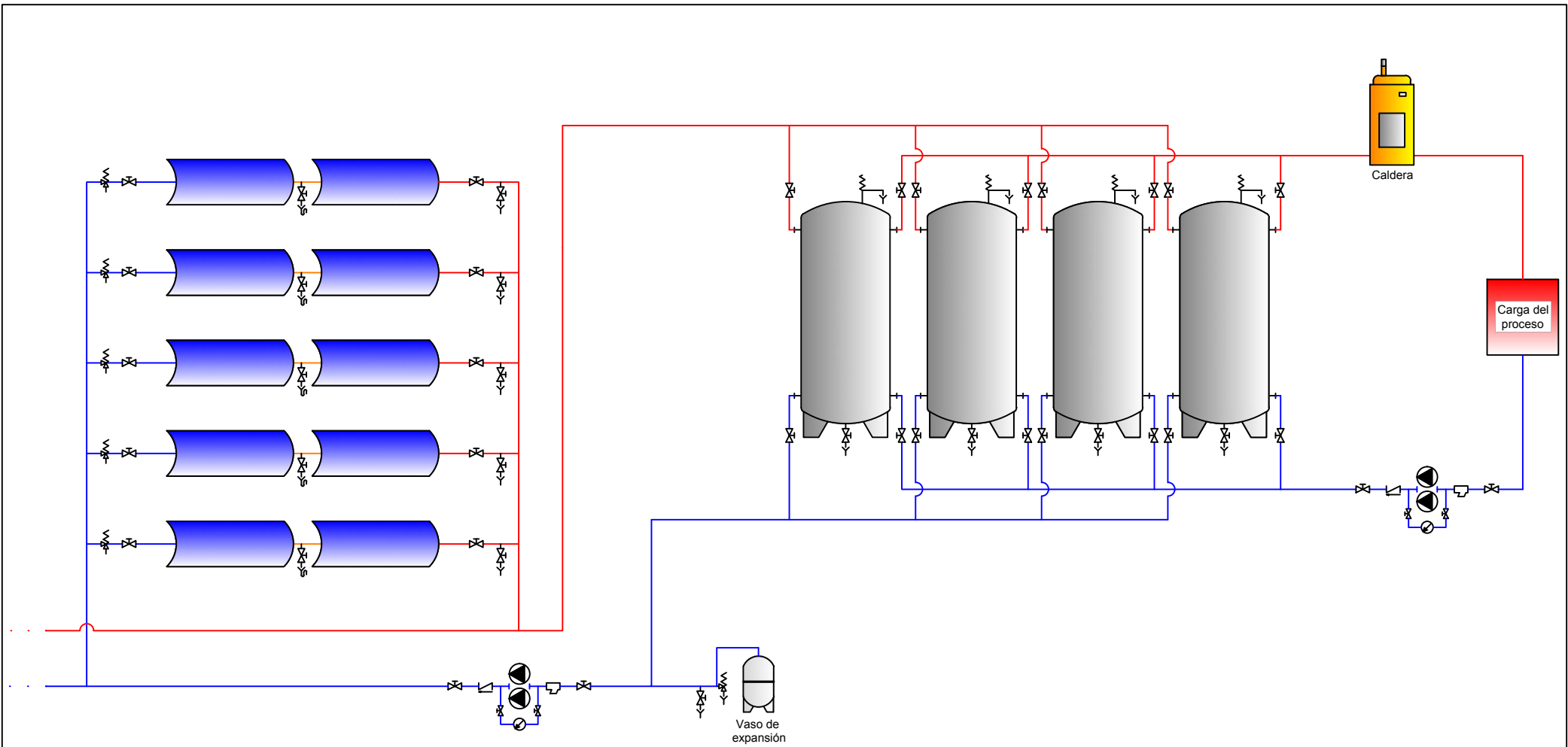
Detalle B
Escala 1:50



Tubería de Ø108 mm con coquilla de lana de vidrio con espesor 50 mm.



Proyecto: Diseño de una planta solar de colectores cilindricoparabólicos para una lavandería industrial en Vúcar (Almería).	UNIVERSIDAD DE ALMERÍA Escuela Politécnica Superior	
	Grado en Ingeniería Mecánica	
Designación: Distribución en planta	Fecha: 10/09/2014	
Alumno: Diego Rodríguez Gil	Escala: 1:500	



NOTAS:

El campo solar está formado por 4 bloques en total como el mostrado.

LEYENDAS

- | | |
|----------------------|----------------------|
| Llave de corte | Manómetro |
| Filtro tipo Y | Válvula de seguridad |
| Purgador de aire | Válvula de drenaje |
| Válvula antirretorno | |

Proyecto:

Diseño de una planta solar de colectores cilindricoparabólicos para una lavandería industrial en Vícar (Almería).

UNIVERSIDAD DE ALMERÍA
Escuela Politécnica Superior

Grado en Ingeniería Mecánica

Designación:

Esquema de principio

Fecha:

10/09/2014



Alumno:

Diego Rodríguez Gil

Escala:

S/E

Plano:

4



Resumen

El presente trabajo monográfico tiene como objetivo realizar el diseño y dimensionamiento de una planta solar de colectores cilindricoparabólicos para ser integrada a una lavandería industrial situada en el municipio de Vícar (Almería).

Para alcanzar dicho objetivo, se ha elaborado un modelo dinámico de la instalación solar que ha permitido simular la carga térmica horaria requerida por dicha industria. Se ha realizado un estudio paramétrico para la simulación de una matriz de opciones de configuraciones de la instalación que ha permitido generar un conjunto de gráficas que recogen la naturaleza multi-variables de los procesos involucrados. Se ha introducido un nuevo índice combinado que permite adoptar un criterio de selección entre las posibles configuraciones de los elementos de la instalación.

Además, se ha realizado un estudio energético del modelo, así como un estudio económico y un estudio ambiental de la propuesta de instalación obtenida que fundamentan su viabilidad frente al uso de combustibles fósiles. La configuración de diseño seleccionada corresponde a una planta solar con 20 filas paralelas con 2 colectores cada una (área de apertura total de 738 m^2) y un almacenamiento térmico de energía de 120 m^3 de volumen. Con esta configuración seleccionada, el sistema solar logra una fracción solar del 72,35% con una eficiencia del 33,79% anualmente.

Abstract

This monograph work is seeking to make the design and sizing of a parabolic trough collector plant in order to be integrated in an industrial laundry placed in Vícar (Almería).

In order to achieve this objective, a dynamic model of the solar system is created and simulated with an hourly thermal load required by the industry. A parametric study is made for simulating a matrix of various configurations that are represented in multi-variable graphics. It is introduced a new energy performance indicator that expose a selection criteria.

Furthermore, energetic, economical and enviromental studies are perfomed to fundament its feasibility of this as compared with fossil fuels.

The design configuration selected corresponds to a solar plant with 20 parallel rows of 2 collector each (total aperture area of 738 m^2) and a thermal energy storage volume of 120 m^3 . With this selected configuration, the solar system achieve a solar fraction of 72,35% with an efficiency of 33,79% yearly.