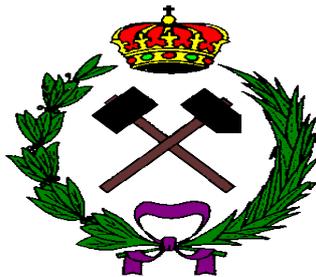


UNIVERSIDAD DE OVIEDO

**Escuela de Ingeniería de Minas, Energía y Materiales de
Oviedo**

Máster en Ingeniería de Minas



Trabajo Fin de Máster

**Diseño preliminar de un ciclo orgánico de Rankine solar para el
suministro eléctrico a una PYME**

Autor: Carlos Núñez Fernández

Tutor: María Belén Folgueras Díaz

Oviedo, Julio 2017

Índice de la memoria

1. Introducción

- 1.1. El ciclo de Rankine
 - 1.1.1. Análisis energético
 - 1.1.2. Intercambiadores de calor
- 1.2. El ciclo orgánico de Rankine
 - 1.2.1. Ventajas
 - 1.2.2. Desventajas

2. Objetivos del trabajo

3. Fluidos orgánicos de trabajo

- 3.1. Tipos de fluidos orgánicos

4. Aplicación de un ciclo orgánico de Rankine. Energía solar térmica

- 4.1. Energía solar térmica
 - 4.1.1. Aplicaciones
 - 4.1.2. Elementos de una instalación solar térmica
 - 4.1.3. Tipos de colectores solares

5. Consideraciones generales de un ciclo orgánico de Rankine con aprovechamiento de energía solar

- 5.1. Consideraciones generales de diseño del ciclo
- 5.2. Consideraciones generales de aprovechamiento de una fuente solar

6. Caso de estudio

- 6.1. Estimación de la superficie de captación
- 6.2. Características y conexión de los paneles
- 6.3. Diseño termodinámico del ciclo
 - 6.3.1. Estimación de temperaturas alcanzadas en los paneles solares
 - 6.3.2. Estimación de la producción de energía eléctrica
 - 6.3.3. Análisis de resultados

7. Conclusiones

8. Referencias bibliográficas

Índice de figuras

- Figura 1: Esquema de un ciclo de Rankine Agua-Vapor
- Figura 2: Diagrama T-S de un ciclo de Rankine Agua-Vapor con sobrecalentamiento
- Figura 3: Diagrama T-S y esquema de un ciclo de Rankine Agua-Vapor con sobrecalentamiento y recalentamiento
- Figura 4: Intercambiador de calor de mezcla; torre de refrigeración
- Figura 5: Intercambiador de calor de superficie de flujo equicorriente
- Figura 6: Intercambiador de calor de superficie de flujo a contracorriente
- Figura 7: Intercambiador de calor de superficie de flujo cruzado
- Figura 8: Esquema de un ciclo orgánico de Rankine
- Figura 9: Diagrama T-S de un ciclo orgánico de Rankine
- Figura 10: Esquema de un ciclo orgánico de Rankine con regenerador
- Figura 11: Fluido húmedo.
- Figura 12: Fluido isentrópico
- Figura 13: Fluido seco
- Figura 14: Elementos de una instalación solar térmica
- Figura 15: Esquema de una instalación solar térmica para ACS o calefacción
- Figura 16: Esquema de una instalación solar con sistema de energía auxiliar
- Figura 17: Captadores solares planos para producción de ACS y calefacción
- Figura 18: Paneles solares de tubos de vacío instalados en el tejado de un edificio
- Figura 19: Captador solar cilíndrico parabólico
- Figura 20: Imagen real captador solar cilindro parabólico
- Figura 21: Central solar de torre
- Figura 22: Captador de discos parabólicos
- Figura 23: Evolución de la eficiencia térmica del ciclo con el incremento de la presión de entrada a la turbina
- Figura 24: Variación del caudal de fluido orgánico con el incremento de la temperatura de entrada a la turbina
- Figura 25: Evolución de la eficiencia térmica del ciclo con el incremento de la temperatura de entrada a la turbina
- Figura 26: Evolución del flujo volumétrico con respecto a la variación de la temperatura de entrada a la turbina

Figura 27: Evolución mensual de consumo eléctrico en periodo punta

Figura 28: Evolución mensual de consumo eléctrico en periodo llano

Figura 29: Evolución mensual de consumo eléctrico en periodo valle

Figura 30: Evolución mensual del consumo total de energía eléctrica activa

Figura 31: Curva características de un captador solar de tubos de vacío.

Figura 32: Evolución diaria de la radiación solar para los meses de julio y diciembre

Figura 33: Evolución diaria de la temperatura ambiente para los meses de julio y diciembre

Figura 34: Evolución de la temperatura de salida de los captadores en un día medio de enero

Figura 35: Evolución de la temperatura de salida de los captadores en un día medio de febrero

Figura 36: Evolución de la temperatura de salida de los captadores en un día medio de marzo

Figura 37: Evolución de la temperatura de salida de los captadores en un día medio de abril

Figura 38: Evolución de la temperatura de salida de los captadores en un día medio de mayo

Figura 39: Evolución de la temperatura de salida de los captadores en un día medio de junio

Figura 40: Evolución de la temperatura de salida de los captadores en un día medio de julio

Figura 41: Evolución de la temperatura de salida de los captadores en un día medio de agosto

Figura 42: Evolución de la temperatura de salida de los captadores en un día medio de septiembre

Figura 43: Evolución de la temperatura de salida de los captadores en un día medio de octubre

Figura 44: Evolución de la temperatura de salida de los captadores en un día medio de noviembre

Figura 45: Evolución de la temperatura de salida de los captadores en un día medio de diciembre

Figura 46: Esquema del ciclo orgánico de Rankine y la instalación solar térmica del caso de estudio

Figura 47: Energía media diaria mensual suministrada en kWh por el ciclo orgánico de Rankine

Figura 48: Comparativa de la energía media diaria mensual suministrada por el ciclo con respecto a la demanda

Figura 49: Energía media diaria mensual en kWh obtenida de la red eléctrica

Figura 50: Déficit / superávit de energía media diaria mensual en kWh

Índice de tablas

Tabla 1: Periodos de consumo eléctrico

Tabla 2: Consumo de energía eléctrica activa en periodo punta por mes

Tabla 3: Consumo de energía eléctrica activa en periodo llano por mes

Tabla 4: Consumo de energía eléctrica activa en periodo valle por mes

Tabla 5: Consumo de energía eléctrica activa total de la planta por mes

Tabla 6: Demanda de energía eléctrica por día medio y por mes

Tabla 7: Energía que incide por día medio y por metro cuadrado de panel solar sobre una superficie horizontal y sobre otra inclinada

Tabla 8: Energía que incide por mes y por metro cuadrado de panel solar sobre una superficie horizontal y sobre otra inclinada

Tabla 9: Parámetros de partida de la instalación solar

Tabla 10: Temperaturas de salida del fluido caloportador del primer captador solar en enero

Tabla 11: Temperaturas de salida del fluido caloportador del segundo captador solar en enero

Tabla 12: Temperaturas de salida del fluido caloportador del primer captador solar en febrero

Tabla 13: Temperaturas de salida del fluido caloportador del segundo captador solar en febrero

Tabla 14: Temperaturas de salida del fluido caloportador del primer captador solar en marzo

Tabla 15: Temperaturas de salida del fluido caloportador del segundo captador solar en marzo

Tabla 16: Temperaturas de salida del fluido caloportador del primer captador solar en abril

Tabla 17: Temperaturas de salida del fluido caloportador del segundo captador solar en abril

Tabla 18: Temperaturas de salida del fluido caloportador del primer captador solar en mayo

Tabla 19: Temperaturas de salida del fluido caloportador del segundo captador solar en mayo

Tabla 20: Temperaturas de salida del fluido caloportador del primer captador solar en junio

Tabla 21: Temperaturas de salida del fluido caloportador del segundo captador solar en junio

Tabla 22: Temperaturas de salida del fluido caloportador del primer captador solar en julio

Tabla 23: Temperaturas de salida del fluido caloportador del segundo captador solar en julio

Tabla 24: Temperaturas de salida del fluido caloportador del primer captador solar en agosto

Tabla 25: Temperaturas de salida del fluido caloportador del segundo captador solar en agosto

Tabla 26: Temperaturas de salida del fluido caloportador del primer captador solar en septiembre

Tabla 27: Temperaturas de salida del fluido caloportador del segundo captador solar en septiembre

Tabla 28: Temperaturas de salida del fluido caloportador del primer captador solar en octubre

- Tabla 29: Temperaturas de salida del fluido caloportador del segundo captador solar en octubre
- Tabla 30: Temperaturas de salida del fluido caloportador del primer captador solar en noviembre
- Tabla 31: Temperaturas de salida del fluido caloportador del segundo captador solar en noviembre
- Tabla 32: Temperaturas de salida del fluido caloportador del primer captador solar en diciembre
- Tabla 33: Temperaturas de salida del fluido caloportador del segundo captador solar en diciembre
- Tabla 34: Datos de partida para la simulación del ciclo orgánico de Rankine
- Tabla 35: Variación mensual de la presión del fluido de trabajo en evaporador y precalentador
- Tabla 36: Resultados de potencia eléctrica neta, caudal de fluido de trabajo y temperaturas de entrada y salida del fluido caloportador del intercambiador, para un día medio del mes de enero
- Tabla 37: Resultados de potencia eléctrica neta, caudal de fluido de trabajo y temperaturas de entrada y salida del fluido caloportador del intercambiador, para un día medio del mes de febrero
- Tabla 38: Resultados de potencia eléctrica neta, caudal de fluido de trabajo y temperaturas de entrada y salida del fluido caloportador del intercambiador, para un día medio del mes de marzo
- Tabla 39: Resultados de potencia eléctrica neta, caudal de fluido de trabajo y temperaturas de entrada y salida del fluido caloportador del intercambiador, para un día medio del mes abril
- Tabla 40: Resultados de potencia eléctrica neta, caudal de fluido de trabajo y temperaturas de entrada y salida del fluido caloportador del intercambiador, para un día medio del mes mayo
- Tabla 41: Resultados de potencia eléctrica neta, caudal de fluido de trabajo y temperaturas de entrada y salida del fluido caloportador del intercambiador, para un día medio del mes de junio
- Tabla 42: Resultados de potencia eléctrica neta, caudal de fluido de trabajo y temperaturas de entrada y salida del fluido caloportador del intercambiador, para un día medio del mes de julio
- Tabla 43: Resultados de potencia eléctrica neta, caudal de fluido de trabajo y temperaturas de entrada y salida del fluido caloportador del intercambiador, para un día medio del mes de agosto
- Tabla 44: Resultados de potencia eléctrica neta, caudal de fluido de trabajo y temperaturas de entrada y salida del fluido caloportador del intercambiador, para un día medio del mes de septiembre
- Tabla 45: Resultados de potencia eléctrica neta, caudal de fluido de trabajo y temperaturas de entrada y salida del fluido caloportador del intercambiador, para un día medio del mes de octubre
- Tabla 46: Resultados de potencia eléctrica neta, caudal de fluido de trabajo y temperaturas de entrada y salida del fluido caloportador del intercambiador, para un día medio del mes de noviembre
- Tabla 47: Resultados de potencia eléctrica neta, caudal de fluido de trabajo y temperaturas de entrada y salida del fluido caloportador del intercambiador, para un día medio del mes de diciembre
- Tabla 48: Resultados de energía generada y porcentaje de suministro de la instalación solar

1. Introducción

En la actualidad, la demanda energética de los diferentes países es uno de los problemas que más preocupan a los gobiernos.

Los recursos energéticos convencionales son limitados, por lo que es necesario encontrar tecnologías que permitan *aprovechar su potencial al máximo*, obteniendo la mayor eficiencia posible, y al mismo tiempo, reduciendo las emisiones de gases contaminantes y la producción de diferentes tipos de residuos.

También es preciso emplear tecnologías que puedan aprovechar fuentes de energía de tipo renovable (geotermia, solar, biomasa...) o residual cuyo potencial aun, a día de hoy, es limitado para la generación de energía eléctrica. La consecución de una generación eléctrica limpia es muy importante, dado que este tipo de energía es necesaria tanto para el consumo doméstico, como para las industrias y diferentes empresas.

La producción de energía eléctrica mediante la utilización de un Ciclo de Rankine agua-vapor es uno de los métodos más empleados hoy en día. Se utiliza tanto en centrales termoeléctricas convencionales que queman combustibles fósiles, como en centrales termo solares, o en plantas nucleares.

Sin embargo, estos Ciclos de Rankine tradicionales presentan el inconveniente de que su funcionamiento no es eficiente con fuentes de energía que no proporcionen una temperatura elevada, impidiendo por tanto el aprovechamiento del calor procedente de energías residuales, o de ciertas fuentes de energías renovables con temperaturas relativamente bajas.

Este problema puede resolverse mediante el empleo de un *fluido de trabajo orgánico* en un *Ciclo de Rankine* convencional. Esto permite el aprovechamiento de ciertos tipos de energía, tales como gases de combustión de un motor o derivados de procesos industriales, que no podría llevarse a cabo empleando agua como fluido de trabajo. De esta forma, se reduce el consumo de combustibles fósiles o el empleo de energía nuclear, disminuyendo el impacto ambiental, aumentando la eficiencia energética y reduciendo los costes económicos, ya que, para producir una misma cantidad de energía eléctrica, se utiliza menor cantidad de energía primaria.

1.1 El ciclo de Rankine

El ciclo de Rankine se utiliza profusamente en la industria de generación de energía eléctrica, empleando como fluido de trabajo agua que se convierte en vapor en un generador de vapor, para su posterior expansión en una turbina.

El esquema más sencillo de un ciclo de Rankine agua-vapor está formado por una bomba, un generador de vapor, una turbina y un condensador (Figura 1), aunque una instalación real cuenta con otros equipos adicionales que mejoran la eficiencia del ciclo o sus condiciones de funcionamiento.

La bomba de agua de alimentación impulsa el condensado a una presión ligeramente superior a la del vapor que entrará en la turbina. A la salida de la bomba, el agua se encuentra en estado subenfriado.

En el generador de vapor se produce el aporte de calor al agua. En él, tiene lugar el cambio de fase que lo convierte en vapor saturado o sobrecalentado. El sobrecalentamiento tiene lugar en lo que se denomina sobrecalentador, que incrementa la temperatura del vapor por encima de la de saturación.

El vapor sobrecalentado es conducido a la turbina donde mueve los álabes de la misma, liberando su energía acumulada y expandiéndose. Después de la expansión, el vapor se dirige al condensador.

En el condensador, se produce un nuevo cambio de fase, transformándose el vapor una vez más en agua, gracias al intercambio de calor con agua de enfriamiento. El agua de enfriamiento aumenta unos grados su temperatura, por lo que para reutilizarla debe ser enfriada en una torre de refrigeración.

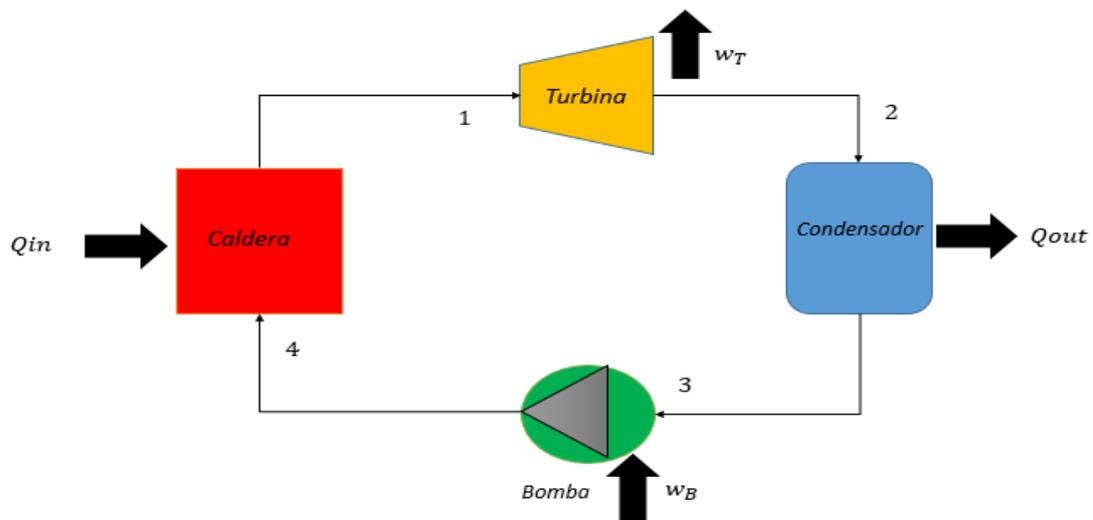


Figura 1: Esquema de un ciclo de Rankine Agua-Vapor. Fuente: [Elaboración propia]

En la Figura 2 se muestra el diagrama T-s de un ciclo de Rankine con sobrecalentamiento como el de la Figura 1.

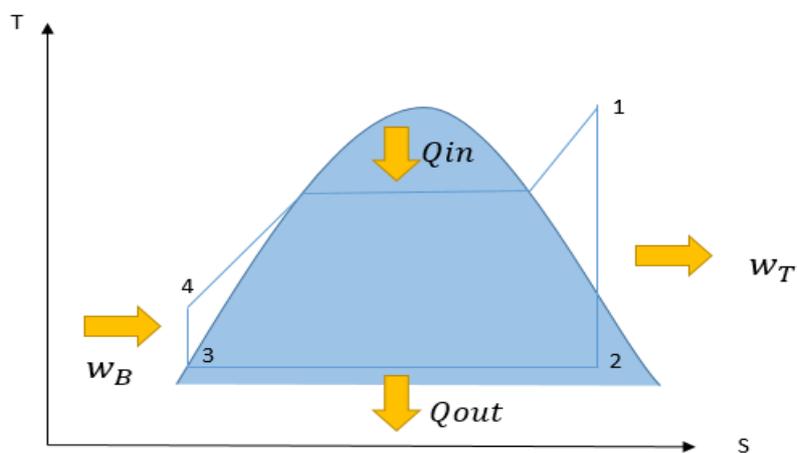


Figura 2: Diagrama T-S de un ciclo de Rankine Agua-Vapor con sobrecalentamiento. Fuente: [Elaboración propia]

El diagrama T-s muestra los diferentes estados (1, 2, 3 y 4) en los que se encuentra el fluido de trabajo en la máquina térmica.

En el proceso 3-4, el líquido saturado a la salida del condensador (estado 3) es comprimido por la bomba hasta la presión del estado 4. Esta presión suele ser ligeramente superior a la presión de diseño de caldera, para compensar las posibles pérdidas de presión que tengan lugar en toberas e intercambiadores de calor. Sin embargo, en la Figura 2 se ha representado el estado 4 a una presión igual a la del generador de vapor.

Si la bomba es ideal, es decir, no existen rozamientos que provoquen irreversibilidades internas, el proceso de compresión es isentrópico, tal como se representa en la Figura 2. Por tanto, no se produce aumento de entropía del fluido de trabajo, disminuyendo el consumo energético de la bomba y aumentando la eficiencia del ciclo.

Tras el aumento de presión, el agua se encuentra en estado subenfriado (estado 4), por lo que en el generador de vapor el primer elemento es el economizador, que precalienta el fluido hasta el estado de saturación. Posteriormente, también en el generador de vapor, se produce el cambio de fase del estado de líquido saturado a vapor saturado. Durante este proceso de cambio de fase, todo el calor absorbido se emplea únicamente en cambiar de estado la sustancia, sin dar lugar, por tanto, a un incremento en la temperatura. Normalmente, después de la evaporación existe una etapa de sobrecalentamiento del vapor saturado, por lo que el vapor que abandona el generador de vapor se encuentra en el estado 1 (Figura 2).

El sobrecalentamiento es beneficioso debido a que aumenta la potencia de salida de turbina, y disminuye el riesgo de erosión de los álabes, ya que este aumento final de la temperatura del vapor hace que aumente el título de la mezcla agua-vapor a la salida de la turbina.

Así, el estado 2, que se encuentra dentro de la región bifásica, se desplaza hacia la curva de vapor saturado. Al aumentar el título del vapor se reduce la presencia de gotas de agua, que suponen un riesgo para la turbina y acortan su vida útil.

Si se desea evitar la presencia total de humedad a la salida de la turbina se suele emplear un recalentador, que aumenta la temperatura del vapor después de la expansión del mismo en la primera etapa de la turbina. Un ciclo de estas características (ciclo de Rankine con recalentamiento) se representa en la Figura 3. Con el recalentamiento se evita que el vapor al final de su expansión (estado 4) se encuentre dentro la zona bifásica líquido - vapor, en la que el agua es una mezcla de líquido y vapor con un título comprendido entre 0 y 1.

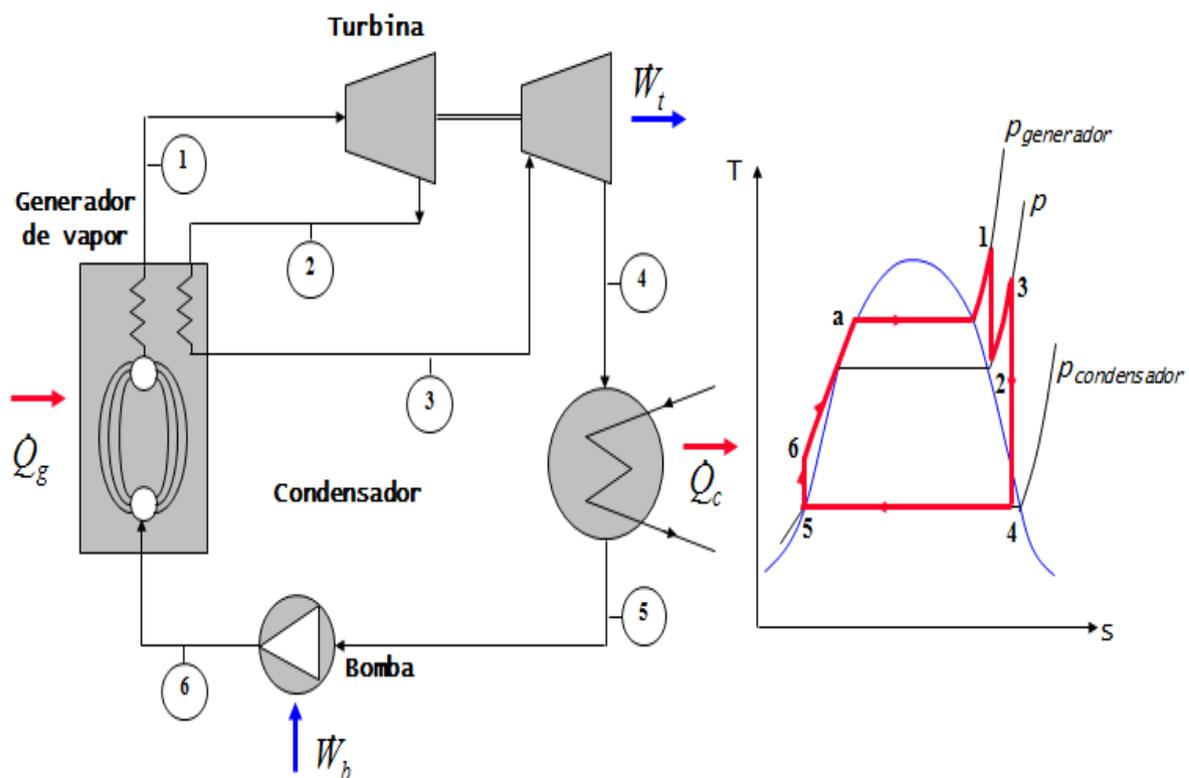


Figura 3: Diagrama T-S y esquema de un Ciclo de Rankine Agua-Vapor con sobrecalentamiento y recalentamiento. Fuente: [1]

La turbina transforma la energía del vapor sobrecalentado en energía mecánica de rotación del eje. Dicho eje está unido al de un generador eléctrico que produce energía eléctrica. La tensión de la corriente eléctrica se eleva mediante un transformador para su transporte a través de la red eléctrica.

Análogamente a la bomba, si en la turbina no se producen pérdidas de calor o irreversibilidades internas (situación ideal) el proceso que tiene lugar en la misma será isentrópico, produciéndose la mayor potencia posible para las condiciones de entrada y presión de salida establecida.

El punto 4 de la Figura 3 representa el estado del vapor a la salida de la turbina. Este vapor, cuya presión es inferior a la presión atmosférica, se enfría y condensa hasta el estado de líquido saturado en el condensador (proceso 4-5).

Un condensador es un intercambiador de calor generalmente de superficie. Por un lado, una tubería conduce agua de refrigeración y por otro lado otra tubería conduce la mezcla de agua-vapor procedente de la turbina. Esta mezcla es enfriada por el agua de refrigeración hasta la temperatura de diseño a la presión de saturación.

1.1.1. Análisis energético del Ciclo de Rankine

En este apartado se muestran las ecuaciones que permiten calcular las principales transferencias de calor y trabajo en los equipos que conforman un ciclo de Rankine. Dichas ecuaciones proceden de los balances de energía de dichos equipos. Además, también se definen los rendimientos isentrópicos de la turbina y la bomba y el rendimiento térmico del ciclo. Los subíndices de las diferentes fórmulas se corresponden con los estados del fluido de trabajo en las Figuras 1 y 2

➤ Bomba

$$\dot{W}_p = \dot{m}_f * v_f * (P_4 - P_3) = \dot{m}_f * (h_4 - h_3)$$

Donde:

- \dot{W}_p → Potencia consumida por la bomba para aumentar la presión del fluido [kW]
- \dot{m}_f → Flujo másico del fluido de trabajo [kg/s]
- v_f → Volumen específico del fluido de trabajo [m^3/kg]
- P_3 → Presión del fluido a la entrada de la bomba [kPa]
- P_4 → Presión del fluido a la salida de la bomba [kPa]
- h_3 → Entalpía del fluido a la entrada de la bomba [kJ/kg]
- h_4 → Entalpía del fluido a la salida de la bomba [kJ/kg]

➤ Generador de vapor

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_f * (h_1 - h_4)$$

Donde:

- \dot{Q}_{evap} → Flujo de calor absorbido por el fluido de trabajo en el generador de vapor [kW]
- \dot{m}_f → Flujo másico del fluido de trabajo [kg/s]
- h_1 → Entalpía del fluido de trabajo a la salida del generador de vapor [kJ/kg]
- h_4 → Entalpía del fluido de trabajo a la entrada del generador de vapor [kJ/kg]

➤ Turbina

$$\dot{W}_t = \dot{m}_f * (h_1 - h_2)$$

Donde:

- \dot{W}_t → Potencia producida por la turbina [kW]
- \dot{m}_f → Flujo másico del fluido de trabajo [kg/s]
- h_1 → Entalpía del fluido de trabajo a la entrada de la turbina [kJ/kg]
- h_2 → Entalpía del fluido de trabajo tras la expansión en la turbina [kJ/kg]

➤ Condensador

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_f * (h_2 - h_3)$$

Donde:

- \dot{Q}_{cond} → Flujo de calor transferido desde el fluido de trabajo al agua de refrigeración en el condensador [kW]
- \dot{m}_f → Flujo másico del fluido de trabajo [kg/s]
- h_2 → Entalpía del fluido de trabajo a la entrada del condensador [kJ/kg]
- h_3 → Entalpía del fluido de trabajo a la salida del condensador, en estado de saturación [kJ/kg]

➤ Ecuaciones para determinar rendimientos isentrópicos de la turbina y la bomba y el rendimiento térmico del ciclo

- Rendimiento isentrópico de la turbina (ε_T)

$$\varepsilon_T = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$

El rendimiento isentrópico de la turbina es la relación entre el trabajo real producido, y el trabajo máximo que podría producirse en condiciones ideales si no

existiesen irreversibilidades internas, es decir en una expansión isentrópica desde el estado de entrada a la turbina hasta la presión de salida de la misma.

- Rendimiento isentrópico de la bomba (ε_p)

$$\varepsilon_p = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3}$$

La eficiencia isentrópica de la bomba es la relación entre el trabajo que consumiría la bomba para impulsar el fluido si ésta fuese ideal (sin irreversibilidades internas) y el trabajo que realmente consume.

- Rendimiento térmico del ciclo (η)

$$\eta = \frac{\dot{W}_{neto}}{\dot{Q}_{evap}} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_p}{\dot{Q}_{evap}}$$

El rendimiento térmico del ciclo es la relación entre la potencia neta que produce el ciclo, y el flujo de calor necesario para producirla.

1.1.2 Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor, son los dispositivos donde tiene lugar una transferencia de calor de un fluido a otro. Su principal utilidad es aumentar o disminuir la energía térmica de un fluido mediante la transferencia de calor procedente otro, pudiendo o no producirse cambios de fase.

Los intercambiadores, en función de su diseño, se pueden clasificar en las siguientes categorías:

➤ **Intercambiadores de calor de contacto directo o de mezcla**

En los intercambiadores de calor de mezcla, los fluidos que intercambian calor se ponen en contacto mutuamente, transmitiendo la energía térmica del de mayor temperatura al de menor.

Un ejemplo de intercambiador de contacto directo son las torres de refrigeración de las centrales térmicas (Figura 4), que sirven para enfriar la temperatura del agua de enfriamiento del condensador.

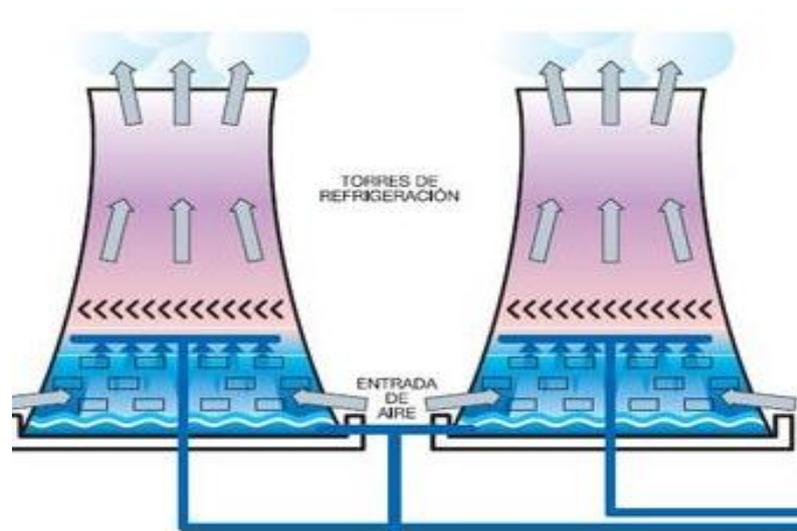


Figura 4: Intercambiador de calor de mezcla; torre de refrigeración. Fuente: [2]

➤ **Intercambiadores de calor de contacto indirecto o de superficie**

Dentro de esta categoría de intercambiadores existen diferentes configuraciones.

1. Flujo paralelo: Equicorriente

En la configuración equicorriente, el fluido que discurre por los haces tubulares fluye en el mismo sentido que el que circula por el exterior de los tubos o carcasa, tal como muestra la Figura 5.

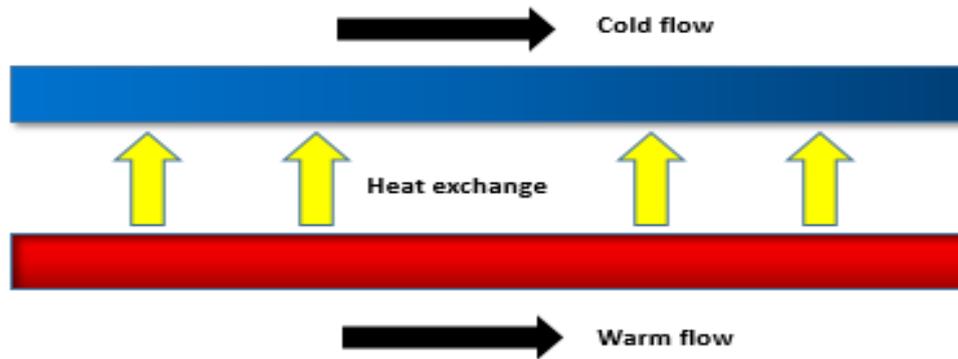


Figura 5: Intercambiador de calor de superficie de flujo equicorriente. Fuente: [Elaboración propia]

2. Flujo paralelo: Contracorriente

En la configuración en contracorriente, el fluido circulante por el interior de los tubos lo hace en sentido contrario al que fluye por la carcasa, tal como muestra la Figura 6.

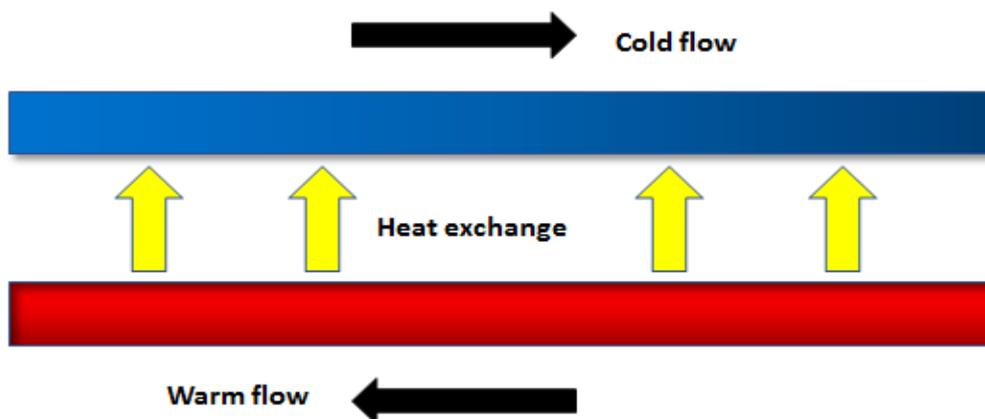


Figura 6: Intercambiador de calor de superficie de flujo a contracorriente. Fuente: [Elaboración propia]

Este tipo de intercambiadores son por norma general los más eficientes. En este caso los fluidos ya no ingresan por el mismo lado al intercambiador, sino que lo hacen por lados opuestos.

3. Flujo cruzado

En la configuración en flujo cruzado, normalmente, los fluidos se cruzan a 90 grados (Figura 7)

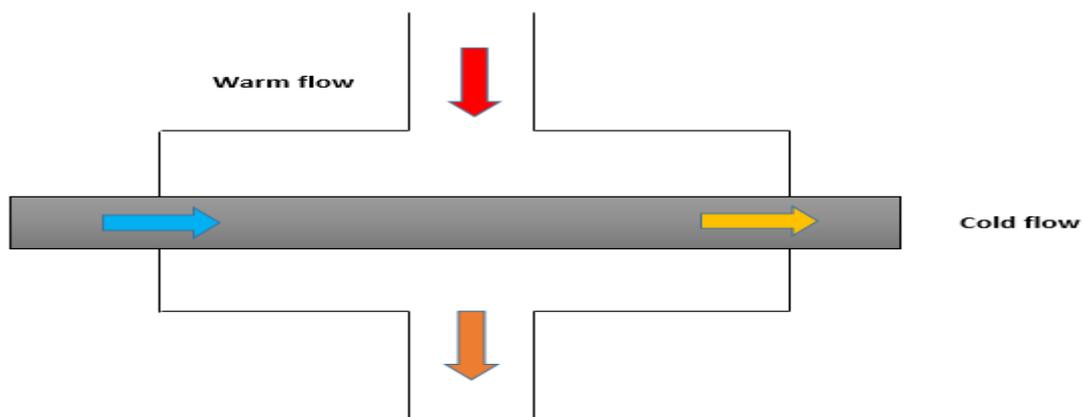


Figura 7: Intercambiador de calor de superficie de flujo cruzado. Fuente: [Elaboración propia]

1.2 El ciclo orgánico de Rankine

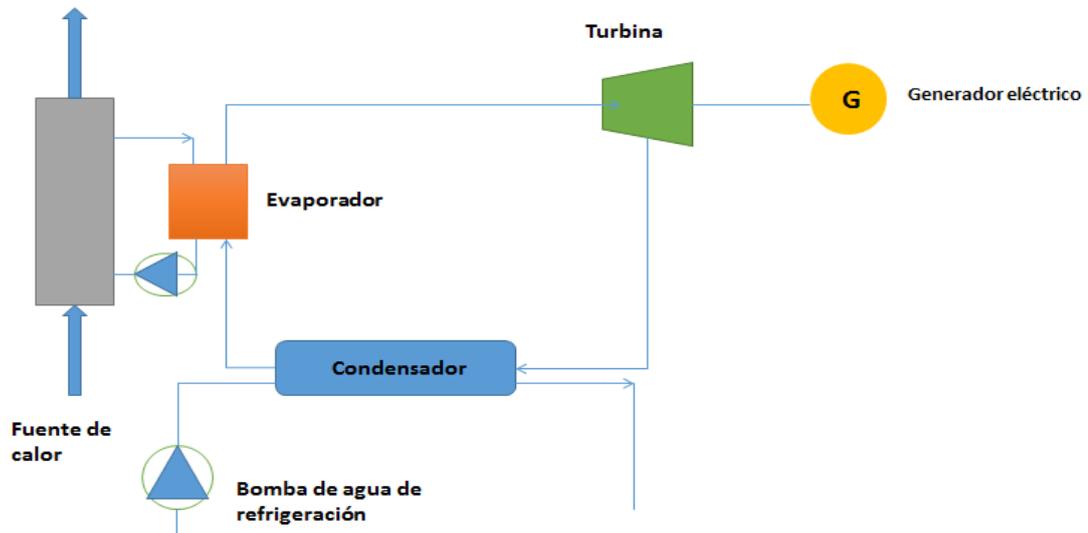


Figura 8: Esquema de un ciclo orgánico de Rankine. Fuente: Elaboración propia

El ciclo orgánico de Rankine (ORC) es un tipo de tecnología empleada para la producción de energía eléctrica, obtención de calor, e incluso para procesos de cogeneración, que aprovecha la energía procedente de fuentes de baja temperatura.

El Ciclo Orgánico de Rankine es muy similar a un Ciclo de Rankine convencional (Figura 8). La principal diferencia radica en el fluido de trabajo que se emplea. Así, un ORC utiliza fluidos o aceites orgánicos que por sus propiedades termofísicas, permiten el aprovechamiento de energía de baja temperatura (habitualmente inferior a 300 °C)

Para el aprovechamiento de fuentes de calor de bajas temperatura existen otros sistemas como el *Ciclo de Rankine supercrítico* o el *Ciclo Kalina*. El primero presenta el problema de la necesidad de trabajar con presiones de trabajo muy elevadas, pudiendo llegar a reducir la fiabilidad de los equipos de trabajo, mientras que el Ciclo Kalina funciona con una estructura bastante compleja. Por ello, el ORC, en numerosas ocasiones es el sistema más adecuado.

Los fluidos orgánicos que se pueden utilizar son muy diversos (hidrocarburos, aceites orgánicos, refrigerantes...) y, en función de las necesidades y requerimientos y del tipo de fuente de aprovechamiento térmico de que se disponga, se debe utilizar uno u otro. La decisión debe tomarse a partir de estudios termodinámicos que simulen el funcionamiento del ciclo con dichos fluidos de trabajo

La razón para la implantación de este tipo de sistemas para la producción de electricidad, calor o cogeneración, es la reducción en la utilización de combustibles fósiles, cuyos precios son elevados, y la minimización en la generación de emisiones dañinas para el medio ambiente

La utilización de recursos energéticos fósiles como el carbón, petróleo o gas natural tiene una importancia significativa en España ya que representan un elevado porcentaje del consumo de energía primaria.

Una de las ventajas de los ORCs es que permitirían disminuir el uso de estos combustibles fósiles, reduciendo la dependencia energética de los mismos con el consiguiente ahorro económico que ello supone.

Además, con la implantación de estos ciclos aumenta la eficiencia energética de los procesos industriales. Por tanto, es posible mejorar la eficiencia térmica de plantas convencionales de generación de electricidad aprovechando la energía térmica de los humos antes de ser enviados a la atmósfera, así como utilizar la energía residual de corrientes gases de procedentes de siderurgias, plantas metalúrgicas, cementeras y otras plantas de procesamiento industrial (refinerías, petroquímicas, industrias alimentarias, etc.).

La energía residual derivada de los procesos térmicos de las diferentes actividades industriales es una de las formas de energía limpia con más interés y potencial hoy en día. El empleo de los ORCs constituye una forma sencilla de recuperar el calor que se desperdicia en estos procesos, para producir energía eléctrica, la cual puede ser usada por las propias industrias para su autoabastecimiento y / o verterse a la red eléctrica nacional.

Otra de las ventajas del ORC es el aprovechamiento de otras formas de energía, como las fuentes energéticas renovables. Así, es posible emplear algunas como la **energía solar** o la **energía geotérmica** que, no siempre, se pueden aprovecharse en los ciclos convencionales por no disponer de las características adecuadas. Es por ello, que la implantación de este tipo de ciclos orgánicos, es ideal para el aprovechamiento de las mismas.

Aparte de las ventajas comentadas, otro de los atractivos del Ciclo Orgánico de Rankine, reside en sus costes de instalación y mantenimiento. El coste de inversión de una caldera de agua-vapor es notablemente más elevado que el de un evaporador, en el que se intercambia el calor entre la fuente de energía y el fluido orgánico.

Otra de las características de los fluidos orgánicos utilizados en los ORCs es el hecho de que la expansión en la turbina se produce en la zona de vapor sobrecalentado, por lo que se elimina el riesgo de erosión de los álabes de la turbina debido a la presencia de gotas de humedad. Esto aumenta la vida útil de la turbina, disminuyendo los costes de mantenimiento y eliminando las complejidades incorporadas al diseño de los ciclos convencionales agua-vapor para evitar que se produzca este fenómeno.

En la actualidad, existen más de 350 instalaciones en el mundo que utilizan un Ciclo Orgánico de Rankine para la producción de electricidad, con un total de alrededor de 1500 MW de potencia total instalada [3]

En la Figura 9 se muestra el diagrama de flujo de un ORC con regenerador y su diagrama T-s.

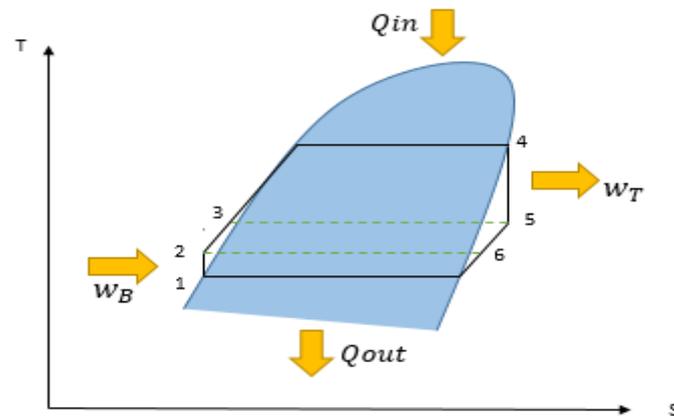


Figura 9: Diagrama T-S de un ciclo orgánico de Rankine. Fuente: [Elaboración propia]

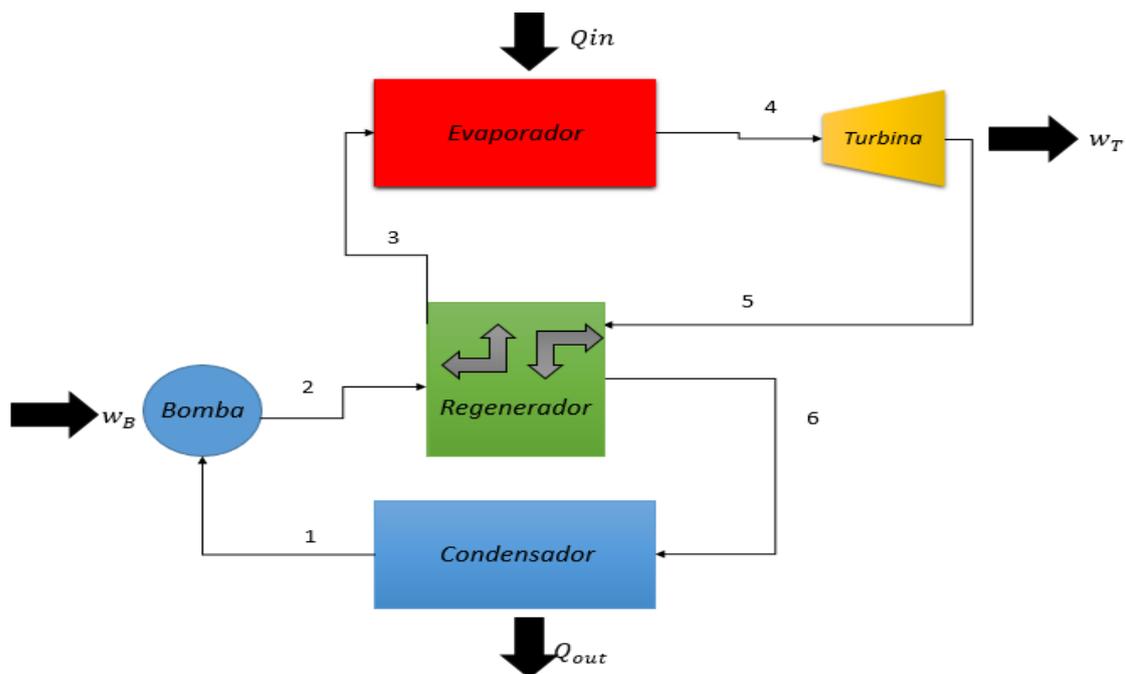


Figura 10: Esquema de un ciclo orgánico de Rankine con regenerador. Fuente: [Elaboración propia]

Como puede observarse en la Figura 9, el fluido de trabajo es bombeado desde el estado 1 hasta la presión del evaporador, donde una fuente de energía cederá calor al fluido orgánico, que pasa desde el estado 3 al 4. En este tipo de ciclos las corrientes de calentamiento y enfriamiento no están nunca en contacto con el fluido de trabajo,

siendo la energía transferida desde la corriente caliente hasta el flujo orgánico, de forma que ambos fluidos nunca están en contacto mutuo.

El fluido orgánico entra a la turbina en el estado de vapor saturado (estado 4), excepto en el caso de que se utilice un sobrecalentador, lo que no es muy habitual en este tipo de ciclos. El vapor saturado se expande a través de los álabes de la turbina moviendo el eje de la misma y el del generador eléctrico.

La expansión de un fluido orgánico, a diferencia de la del vapor de agua, da lugar a un estado de vapor sobrecalentado (estado 5). En algunos casos se emplea un regenerador que absorbe el calor en exceso del vapor sobrecalentado (proceso 5-6) para precalentar el fluido orgánico antes de entrar al evaporador (proceso 2-3). Posteriormente, el fluido orgánico es devuelto al estado de líquido saturado en el condensador (estado 1), donde una corriente de agua de enfriamiento produce el cambio de fase del vapor orgánico (proceso 6-1), de forma que a la salida del condensador esté en condiciones de ser bombeado nuevamente.

1.2.1 Ventajas de un Ciclo Orgánico de Rankine

A continuación, se resumen las principales ventajas de los ciclos orgánicos de Rankine [4]:

- Amplio rango de aprovechamiento de fuentes de calor.
- Alta eficiencia del ciclo
- Elevada eficiencia de la turbina
- La baja velocidad de giro de la turbina evita la necesidad de empleo de un embrague-acoplamiento entre ella y el generador eléctrico.
- Empleo de equipos más sencillos (turbinas de única etapa, evaporador...)

- Longevidad de la planta (> 20 años)
- Bajos coste de mantenimiento e inversión
- Proceso de arranque-parada simple

Como se ha indicado anteriormente, los fluidos orgánicos, a diferencia del agua, presentan la característica de que la expansión en la turbina conduce a la zona de vapor sobrecalentado. Esto permite aprovechar el exceso de temperatura de ese vapor instalando un recuperador de calor para precalentar el fluido orgánico, reduciéndose así la necesidad de aporte de calor en el evaporador.

1.2.2 Desventajas de un Ciclo Orgánico de Rankine

Aunque los ciclos orgánicos de Rankine presentan múltiples ventajas, tal como se puso de manifiesto en el apartado anterior, también presentan algunos inconvenientes entre los que cabe destacar:

- Producción neta de potencia no muy elevada
- A veces se requiere el empleo de fluidos de trabajo tóxicos e inflamables

2. Objetivos del Trabajo

El objetivo de este Trabajo Fin de Máster es realizar un diseño preliminar de un ciclo orgánico de Rankine (ORC), poniendo de manifiesto que mediante este tipo de sistemas se puede aprovechar el calor procedente de diferentes fuentes de energía. Concretamente, este trabajo se centra en el **aprovechamiento de la energía solar térmica, utilizando captadores solares de tubos de vacío para proporcionar la energía al ORC y abastecer de esta forma una parte o la totalidad de los consumos eléctricos de una planta industrial.**

El ciclo constará de una turbina que tiene acoplado un generador eléctrico para producir energía eléctrica al objeto de cubrir total o parcialmente el suministro a una PYME

Para la realización del estudio planteado, se recogen los datos de consumos de energía eléctrica activa de la planta de estudio a lo largo de un año completo.

Para satisfacer esta demanda de energía eléctrica y teniendo en cuenta que se utiliza como fuente de energía el Sol, se debe calcular la superficie total de los paneles solares que será necesario instalar.

Para realizar este cálculo se tendrá en cuenta que la planta está situada en Almería, con el objetivo de determinar la evolución de la radiación solar incidente y de las temperaturas ambiente.

Una vez obtenidos estos valores se estimarán las temperaturas máximas y mínimas del agua con refrigerante (fluido caloportador) que circula por el circuito primario (formado fundamentalmente por los paneles solares, el intercambiador de calor y la bomba), con el objetivo de determinar las temperaturas y presiones del fluido de trabajo del ORC, dependiendo estas últimas del fluido de trabajo seleccionado. La realización de los correspondientes balances de energía en el generador de vapor, permitirá estimar también el flujo másico de fluido orgánico.

Una vez que se ha efectuado el diseño básico del ORC, se calculará la energía eléctrica que es capaz de producir, eligiendo para ello el fluido de trabajo más adecuado para las condiciones existentes.

La instalación no cubrirá puntas de demanda, puesto que la generación a partir del Sol no puede adaptarse a las necesidades de la planta. Para cubrir adecuadamente la demanda de la planta y aprovechar en mayor medida la producción solar, se podría disponer de un sistema de baterías para almacenar la energía eléctrica cuando la producción del ORC sea superior a la demanda y proporcionar energía eléctrica en el caso contrario. Además, durante aquellos meses en los que la generación sea claramente insuficiente podría consumirse energía eléctrica procedente de la red.

3. Fluidos orgánicos de trabajo

La lista de fluidos de trabajo que se puede utilizar en un Ciclo Orgánico de Rankine es muy amplia, aunque normalmente se trata de hidrocarburos naturales, fluidos refrigerantes o aceites orgánicos [5]

La elección de ellos viene motivada principalmente por las características de la fuente de calor, así como las características constructivas del ciclo y la legislación vigente, ya que ciertos tipos de fluidos orgánicos, especialmente refrigerantes o fluidos que contengan CFC's están prohibidos por su potencial daño medioambiental.

La selección de un fluido de trabajo, depende de manera muy importante de la fuente de calor. Esta fuente, determinará la temperatura que alcanza el fluido orgánico antes de entrar a la turbina. El fluido de trabajo se seleccionará de forma que la presión de saturación sea adecuada para la temperatura de diseño. Lo mismo sucede con la temperatura de condensación, la cual dependerá de la temperatura de la fuente de refrigeración, que normalmente será aire o agua. Así mismo el fluido de trabajo también condicionará el tipo de turbina que se utiliza, ya que conviene utilizar aquellos que no tengan un flujo volumétrico muy grande para evitar que el tamaño de la turbina sea excesivo [6]

Otros aspectos importantes son el "Global Warming Potential" (GWP), el cual indica el potencial dañino del fluido al medioambiente, o el nivel de peligrosidad del fluido, es decir, si se trata de un fluido inflamable o tóxico y su riesgo.

No siempre se emplea el fluido de trabajo que mayor eficiencia o potencia neta proporciona, sino el fluido que mejor se adapte a las circunstancias de trabajo.

3.1 Tipos de fluidos orgánicos:

Los fluidos de un ciclo orgánico de Rankine pueden dividirse en tres categorías:

- Fluidos secos
- Fluidos isentrópicos
- Fluidos húmedos

Estos fluidos se caracterizan por presentar curvas de saturación diferentes. Las curvas de saturación de los **fluidos secos e isentrópicos** se caracterizan por tener pendientes ligeramente negativas, o con tendencia totalmente negativa como en los fluidos secos. Esto supone una ventaja en cuanto a la no necesidad de utilizar un sobrecalentador, ya que estos fluidos se encuentran en estado de vapor saturado (en el caso de los fluidos isentrópicos) y en estado sobrecalentado (en el caso de los fluidos secos) a la salida de la turbina de expansión. Sin embargo, se requiere un mayor trabajo por parte del condensador para la cesión de energía, por lo cual, con frecuencia se utiliza un regenerador que recupera el exceso de entalpía del fluido a la salida de la turbina y lo cede al fluido antes de entrar el evaporador para precalentarlo.

Por otra parte, **fluidos húmedos** como el agua, tienen curvas de saturación con pendientes positivas que provocan que el fluido tienda a entrar en la región húmeda a la salida de la turbina de expansión, haciendo necesario el empleo de procesos de sobrecalentamiento e incluso recalentamiento para evitarlo.

Para evitar el problema anterior se debe utilizar una fuente de energía de mayor temperatura, añadir más equipos al ciclo (generalmente más complejos) y provocando riesgo de erosión en los álabes de la turbina por la presencia de humedad.

Además, la reducción del coeficiente de transferencia de calor de un fluido húmedo en la fase vapor hace necesario que el sobrecalentador tenga un área de transferencia grande, incrementando aún más el coste del mismo [7]

Si no tenemos en cuenta el resto de parámetros del ciclo, podemos considerar que el fluido de trabajo ideal es de tipo isentrópico, ya que evita la necesidad de añadir equipos extra al ciclo como sería el regenerador o el sobrecalentador.

También podemos emplear **fluidos mixtos o flujos azeotrópicos**, combinaciones de diferentes fluidos que, en función de diversos parámetros, como la fuente de energía que tengamos y su temperatura o el diseño del evaporador, turbina y otros equipos, pueden mejorar la eficiencia del Ciclo Orgánico de Rankine.

Estos fluidos incrementan el rendimiento del ciclo especialmente cuando el flujo de la f fuente de energía es de temperatura baja. También son de especial utilidad cuando la fuente de energía se trata de una corriente que muestra una variación de temperaturas con el tiempo, causando problemas en la fase de transferencia de calor en el evaporador con los fluidos comunes [8]

Las mezclas se caracterizan porque el proceso de evaporación no tiene lugar a temperatura constante, sino que lo hacen con variación de temperatura. Por eso, en estos casos, se adaptan mejor al perfil de temperatura que se busca en un intercambiador de calor [9]

Gráficamente lo podemos observar a continuación:

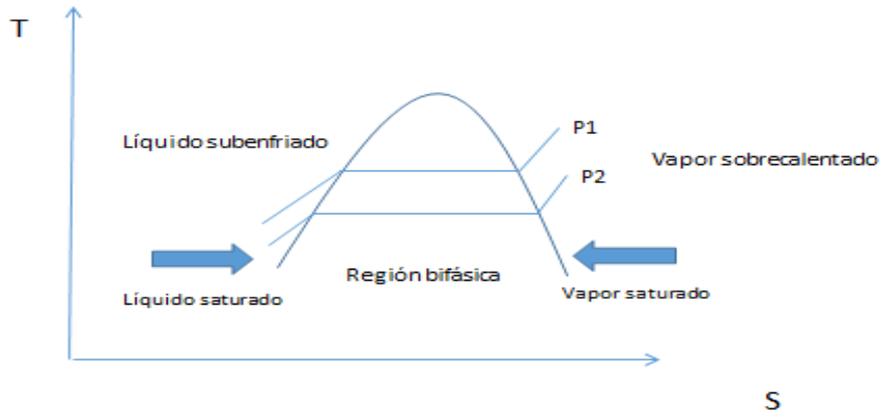


Figura 11: Fluido húmedo. Fuente: [Elaboración propia]

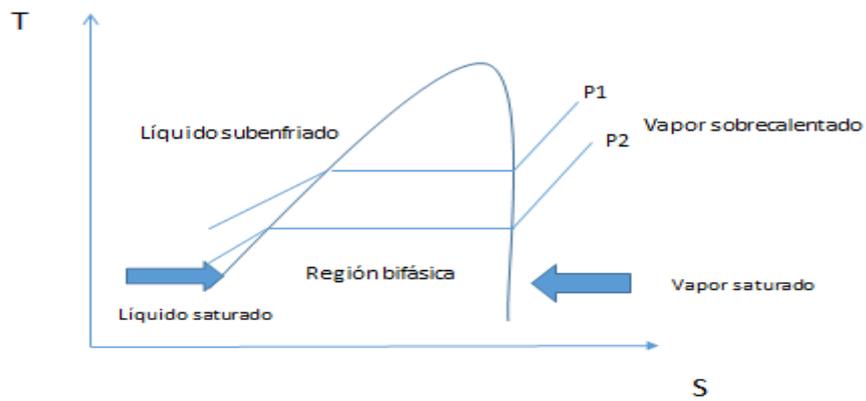


Figura 12: Fluido isentrópico. Fuente: [Elaboración propia]

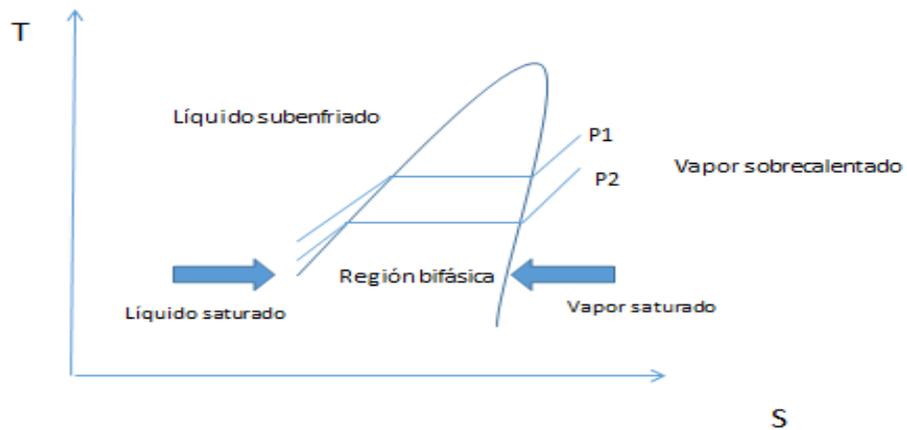


Figura 13: Fluido seco. Fuente: [Elaboración propia]

4. Aplicación de un Ciclo Orgánico de Rankine: Energía solar térmica

El ciclo de Rankine es uno de los más empleados a la hora de producir electricidad. Ejemplos de ello son las centrales nucleares o las centrales termoeléctricas que generan electricidad mediante la combustión de carbón o gas natural.

El uso de agua como fluido de trabajo presenta muchas ventajas, entre las que destacar que es un fluido no tóxico, química y termodinámicamente estable y no inflamable.

Sin embargo, requiere entre otras cosas de fuentes de calor de elevada temperatura y presiones muy altas para su correcto funcionamiento, lo que implica la necesidad de emplear equipos industriales complejos y costosos.

El objetivo de los Ciclos Orgánicos es aprovechar la energía de fuentes de baja temperatura, como el calor procedente de una fuente geotérmica, de la energía de la biomasa, la radiación solar o la energía residual.

Utilizando un fluido orgánico se puede aprovechar estas fuentes de calor para la producción de electricidad de forma limpia.

4.1 Energía solar térmica

Se puede definir la energía solar térmica o energía termosolar como el aprovechamiento de la energía del Sol para generar calor mediante el uso de colectores o paneles solares térmicos. Esta energía se utiliza para calentar un fluido caloportador que circula a través de estos paneles incrementando su temperatura alcanzando valores que pueden variar en función del tipo de aplicación elegida y los colectores solares empleados, desde unos 70 °C en energía solar de baja temperatura, hasta valores próximos a 500°C para la generación de electricidad

El fluido que circula a través de la placa (habitualmente agua mezclada con otras sustancias) se puede utilizar con diferentes fines:

- ACS, producción de agua caliente sanitaria
- Calefacción
- Refrigeración
- Producción de energía eléctrica

Los paneles solares o colectores solares, actúan como intercambiadores de calor. La radiación solar incidente sobre ellos incrementa la temperatura de la placa, transformándose en energía térmica al incrementar la temperatura del fluido que circula a través de él.

Existen diferentes tipos de colectores solares, cuya elección se rige por criterios tales como:

- Aplicación a la que se destinará la energía solar
- Temperatura necesaria a alcanzar
- Tipo de fluido caloportador

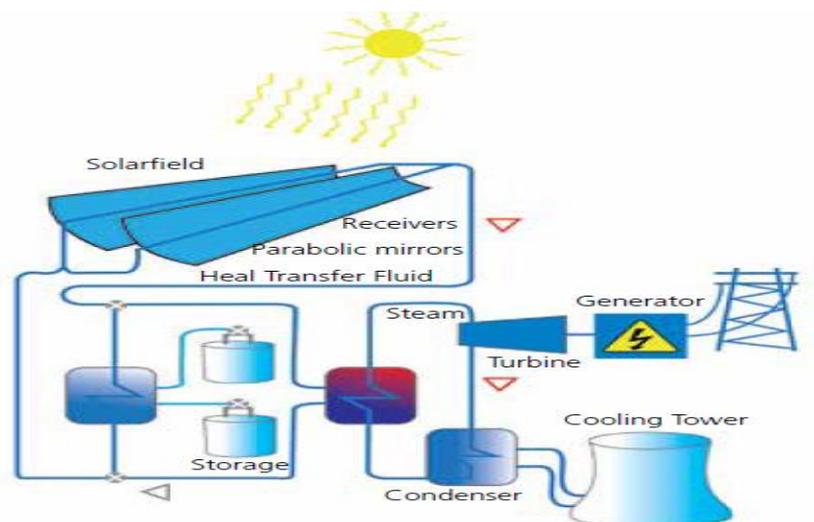


Figura 14: Elementos de una instalación solar térmica. Fuente: [10]

4.1.1 Aplicaciones

➤ **Energía solar térmica de baja temperatura**

Una instalación solar térmica de baja temperatura es aquella que trabaja con temperaturas del orden inferior a los 65 °C.

Estas instalaciones se componen de captadores solares, dos circuitos de agua, un intercambiador de calor, acumulador, vaso de expansión y tuberías.

Los captadores capturan la energía solar, cediéndola al fluido en forma de calor, y convirtiéndola en energía térmica.

El fluido circulante a través de los circuitos se produce mediante diferencias de densidad en el circuito, debido a las diferencias en temperatura, o si no es suficiente, se emplea una bomba, aunque en este caso hay que tener en cuenta el consumo eléctrico de la misma.

La energía solar térmica de baja temperatura presenta aplicaciones tanto a nivel doméstico como industrial:

- Agua caliente sanitaria: En este tipo de aplicación la temperatura del agua suele establecerse en torno a los 80 °C, utilizando captadores solares planos. La instalación se dimensiona de forma que en los meses de mayor insolación no se genere un excedente de energía eléctrica, con una cobertura anual aproximada del 60 %, proporcionando el resto de energía un sistema auxiliar.
- Calefacción: El principio de funcionamiento y la instalación es la misma que en el caso de la utilización de ACS, con la diferencia de que en este caso se instalan una serie de tuberías que pueden circular por ejemplo por el suelo de una vivienda (calefacción radiante)
- Refrigeración: Una de las razones por las que la cobertura anual proporcionada por la instalación solar no sea del 100 % es para evitar el sobrecalentamiento de la instalación en los meses estivales. La producción

combinada de ACS con sistemas de refrigeración es una solución ideal de cara a aprovechar el sobrante de energía eléctrica para mover el compresor de un sistema de climatización

➤ **Energía solar térmica de media temperatura**

La energía solar térmica de media temperatura se utiliza en aplicaciones con temperaturas aproximadas entre 100°C y 250°C.

Debido a estos elevados valores, se requiere el uso de otros sistemas de captación solar, como los colectores de tubos de vacío, debido a la caída de rendimiento de los paneles planos.

Este tipo de energía puede ser de aplicación para la obtención de calor, o generación de energía eléctrica a través de ciclos como el del caso de estudio de este trabajo, el Ciclo Orgánico de Rankine.

➤ **Energía solar térmica de alta temperatura**

La energía solar térmica de alta temperatura es aquella que alcanza valores superiores a los 500 °C. Para ello, es necesario concentrar la radiación solar utilizando colectores solares más complejos y costosos. La principal aplicación de este tipo de energía es la generación de electricidad mediante ciclos tradicionales (como un ciclo de Rankine de agua – vapor)

4.1.2 Elementos de una instalación solar térmica

La energía solar térmica es un tipo de fuente de energía alternativa, es decir, no está disponible las 24 horas del día, sino solamente cuando hay sol. De esta forma, durante el día, el dimensionado de la instalación debe garantizar que no se generen excesos de producción, o bien, contar con un sistema de almacenamiento de energía donde verter el sobrante eléctrico para poder utilizarlo cuando la generación no cubra la demanda.

En los casos en los que la energía solar térmica no se utilice para obtener electricidad, sino para ACS o calefacción, se empleara un acumulador de agua caliente que garantice el suministro en los momentos de necesidad, adecuando por tanto la disponibilidad a ésta.

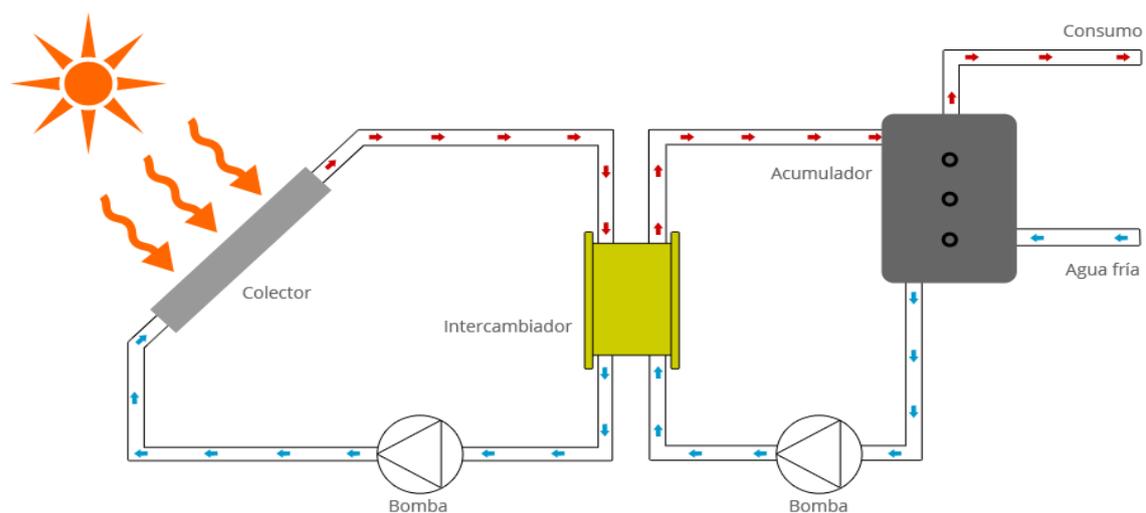


Figura 15: Esquema de una instalación solar térmica para ACS o calefacción. Fuente: [10]

1. Captador solar

El captador solar es la parte de la instalación donde tiene lugar la conversión de la energía del sol, en energía calorífica, y su transmisión al fluido encargado de conducirla. Este fluido se utilizará para proporcionar calor o generar electricidad.

2. Intercambiador de calor

El intercambiador de calor es un dispositivo donde dos corrientes de fluidos a diferente temperatura se ponen en contacto, cediendo la energía del que se encuentra a mayor temperatura, a aquel que se encuentra a menor. Puede ser de dos tipos:

- Intercambiador independiente
- Intercambiador incorporado junto con el sistema de acumulación

Los primeros presentan una alta eficacia en la transmisión de calor y al ser independientes del volumen de acumulación, se puede adaptar su diseño a las necesidades

Los sistemas combinados con el acumulador presentan una menor pérdida de carga que los primeros, pero también una eficacia menor en la transferencia de calor.

3. Acumulador

Se trata de un depósito de acumulación del agua caliente para su uso posterior cuando sea requerido. Almacena la energía térmica para luego ser utilizada para aplicaciones de ACS o calefacción

4. Sistema de generación auxiliar

Adicionalmente, un sistema de generación auxiliar (normalmente una caldera de gasóleo o gas natural) se suele utilizar junto con el acumulador para cubrir las puntas de demanda. Proporciona la diferencia de energía entre la demanda en un momento dado y la generación que tiene lugar en ese mismo momento.

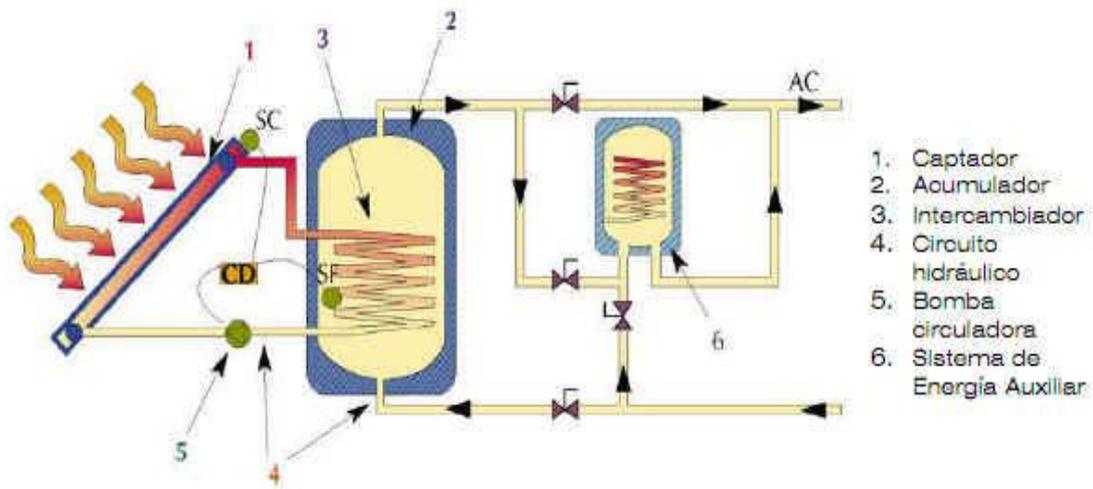


Figura 16: Esquema de una instalación solar con sistema de energía auxiliar. Fuente: [11]

5. Baterías (sólo para aplicaciones de generación de electricidad)

Se trata de un sistema de almacenamiento de energía eléctrica. La instalación solar térmica no produce energía durante las horas nocturnas, momento en el que las baterías vierten su electricidad a la red interna donde se encuentra la instalación. Las baterías se cargan durante el día con el exceso de electricidad producida, es decir, con la diferencia entre la demanda y la producción.

4.1.3 Tipos de colectores solares

El captador solar es la parte de la instalación donde tiene lugar la conversión de la energía del sol, en energía calorífica, y su transmisión al fluido encargado de conducir este calor.

Su elección depende del tipo de uso que se le vaya a dar a la instalación.

- Colectores solares planos
- Colectores solares de tubos de vacío
- Captadores solares concentradores de la radiación:
 - Captadores solares cilindro - parabólicos
 - Centrales de torre
 - Discos parabólicos

Colectores solares planos:

Se trata del tipo de panel solar más sencillo, de forma plana, utilizable en numerosas aplicaciones siempre que no requieran de temperaturas muy elevadas.

Su coste no es muy elevado y su eficacia es buena hasta temperaturas de unos 80°C.



Figura 17: Captadores solares planos para producción de ACS y calefacción. Fuente: [12]

Colectores solares de tubos de vacío

Se trata de un tipo de captador solar utilizado en aplicaciones donde el rendimiento de un colector plano no es el deseable, pero tampoco se necesitan las temperaturas elevadas que pueden proporcionar los concentradores solares.

Su diseño consiste en un conjunto de tubos fabricados con un material selectivo, es decir, un tipo de material caracterizado por poseer una absortividad muy elevada, aprovechando mejor la radiación solar incidente sobre él.

Estos tubos están a su vez rodeados por otro conjunto de tubos concéntricos fabricados en vidrio. En el espacio existente entre ellos se crea el vacío para minimizar las pérdidas por convección y conducción. De esta forma, el primer tubo fabricado en vidrio, no absorbe la radiación, si no que permite su paso hasta llega al material absorbente (superficie selectiva), y el vacío existente entre ambos tubos minimiza las pérdidas, maximizando la eficiencia del panel.

Estos tubos permiten trabajar con temperaturas superiores a 100°C con una mayor eficiencia que los colectores planos, aunque también a coste más elevado.



Figura 18: Paneles solares de tubos de vacío instalados en el tejado de un edificio. Fuente: [13]

Captadores solares cilindro – parabólicos

Este tipo de colectores solares se caracterizan por concentrar la radiación solar en un punto concreto, por donde circula el fluido caloportador a través de un tubo de absorción.

Los colectores están formados por un reflector fabricado a base de espejos que reflejan la radiación solar sobre este tubo situado en el eje de la parábola.

Estos captadores disponen de un eje móvil que modifica su posición con respecto a la hora del día para captar la radiación solar de la forma más eficiente posible.

Las temperaturas alcanzadas pueden llegar hasta cerca de los 500 °C, utilizando diferentes tipos de fluidos de trabajo en función de la aplicación deseada. Para temperaturas más bajas se puede emplear agua desmineralizada mezclada con sustancias anticongelantes como el Propilenglicol, mientras que para las más elevadas se pueden emplear aceites sintéticos para la absorción de la energía calorífica.

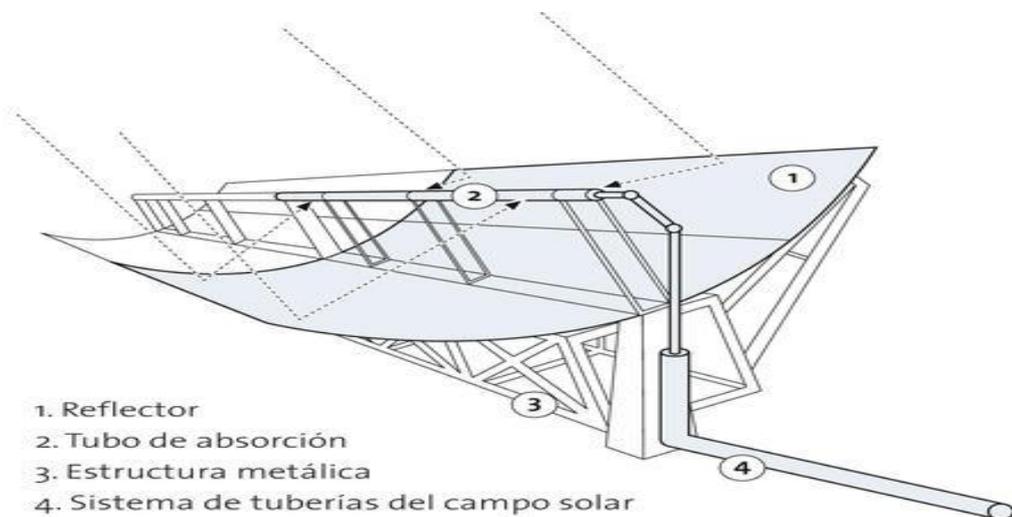


Figura 19: Captador solar cilíndrico parabólico. Fuente: [13]



Figura 20: Imagen real captador solar cilindro parabólico. Fuente: [14]

Centrales de torre:

Se trata de sistemas formados por un campo de espejos giratorios que son capaces de reflejar la radiación solar y hacerla incidir en un punto concreto (la torre). El calor es transferido a un fluido que circula por el interior de la misma, transformándolo en calor. El vapor se conduce a una turbina para generar electricidad en un ciclo Rankine convencional de agua – vapor.

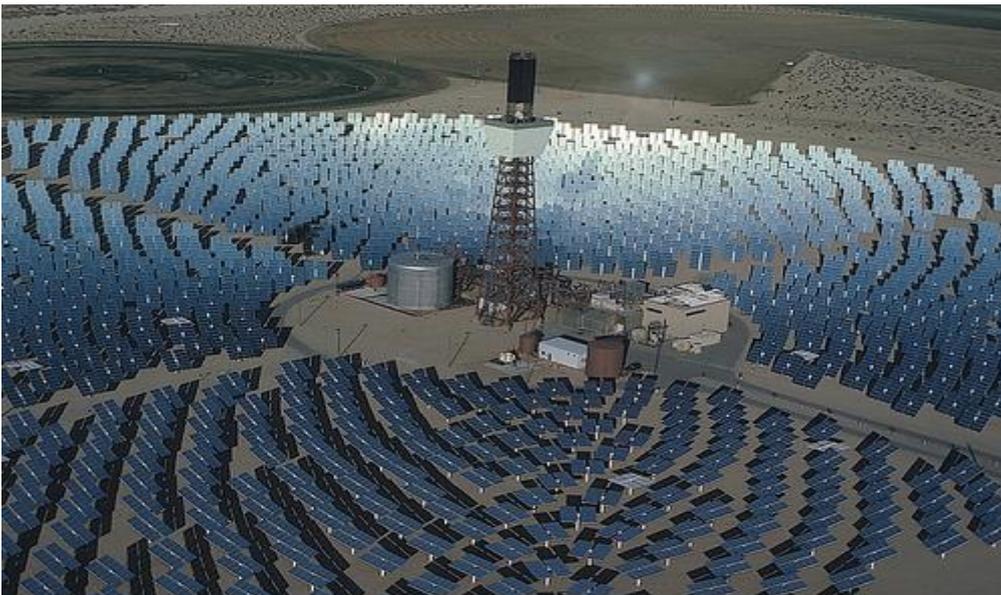


Figura 21: Central solar de torre. Fuente: [15]

Captadores de discos parabólicos

Se trata de un sistema que concentra la energía solar en un punto. Este sistema, a diferencia de los anteriores, aún se encuentra en fase experimental. De él, se esperan poder alcanzar temperaturas del fluido circulante, próximas a los 750 °C.

Este tipo de captadores se utilizarían junto con una microturbina que generaría electricidad acoplada a un grupo alternador.



Figura 22: Captador de discos parabólicos. Fuente: [13]

5. Consideraciones generales de un Ciclo Orgánico de Rankine con aprovechamiento de energía solar

5.1 Consideraciones generales de diseño del ciclo

El diseño de un ORC que utiliza energía solar como fuente de calor, está supeditado a las condiciones climáticas de la zona en la que se encuentra, así como al tipo de instalación solar utilizada.

Por otra parte, como ya se ha explicado anteriormente, un Ciclo Orgánico de Rankine puede trabajar con diferentes fluidos orgánicos, los cuales, por sus propiedades intrínsecas, en función de la elección del mismo, permiten generar un mayor o menor trabajo en la turbina, obtener una mayor o menor eficiencia, o funcionar con presiones de operación más razonables que otros.

Para realizar un diseño adecuado del ciclo, se ha de tener en cuenta las condiciones ambientales, es decir, la temperatura ambiente de la zona, temperatura de agua de red y la radiación solar incidente. Estos parámetros, fijarán el flujo de energía que la instalación puede proveer al ciclo.

Una selección adecuada del fluido de trabajo permitirá un mejor aprovechamiento de la energía captada por los colectores. Las simulaciones de la producción de energía eléctrica del ciclo se llevarán a cabo con un software específicos, el EES (Engine Equation Solver), analizando el rendimiento proporcionado por diferentes fluidos de trabajo, y determinando la viabilidad técnica de su uso, es decir, que las temperaturas y presiones que alcancen en los diferentes equipos que componen el ciclo sean razonables.

Por otra parte, se debe tener en cuenta que el manejo de estos fluidos orgánicos conlleva una serie de riesgos, ya que algunos de ellos se tratan de fluidos inflamables o con un potencial dañino hacia el medioambiente que se debe tener en consideración.

La elección del fluido de trabajo más adecuado, por tanto, debe tener en cuenta todas las consideraciones anteriores

5.2 Consideraciones generales de aprovechamiento de una fuente solar

Se parte de un Ciclo Orgánico de Rankine que trabaja sin sobrecalentamiento, es decir, la expansión se produce desde el punto de vapor saturado. El sobrecalentamiento nos permitiría elevar la temperatura final a la salida del evaporador, generando algo más de potencia la turbina, pero incrementaría el coste de inversión.

Se analiza la influencia de la presión de operación del ciclo, temperaturas alcanzadas a la entrada del expansor, temperatura de diseño del fluido orgánico en el condensador e influencia de la temperatura ambiente.

De acuerdo al estudio realizado por [16] para un ciclo ORC que trabaja con temperaturas de fluido caloportador del orden de 90 – 100 °C en la salida de los colectores solares, el rango de presiones adecuados se encuentra entre los 0,1 MPa y los 2,5 MPa. Estos valores de presión permiten realizar un buen aprovechamiento de la fuente de calor, ofreciendo un rendimiento térmico del Ciclo suficiente.

Para un mismo valor de la temperatura de entrada a la turbina, mayores presiones logran aumentar el rendimiento, aunque la tendencia disminuye como se puede observar gráficamente en las figuras. Además, este rendimiento se logra a costa de emplear turbinas y bombas de impulsión de mayor tamaño, incrementando el coste de inversión.

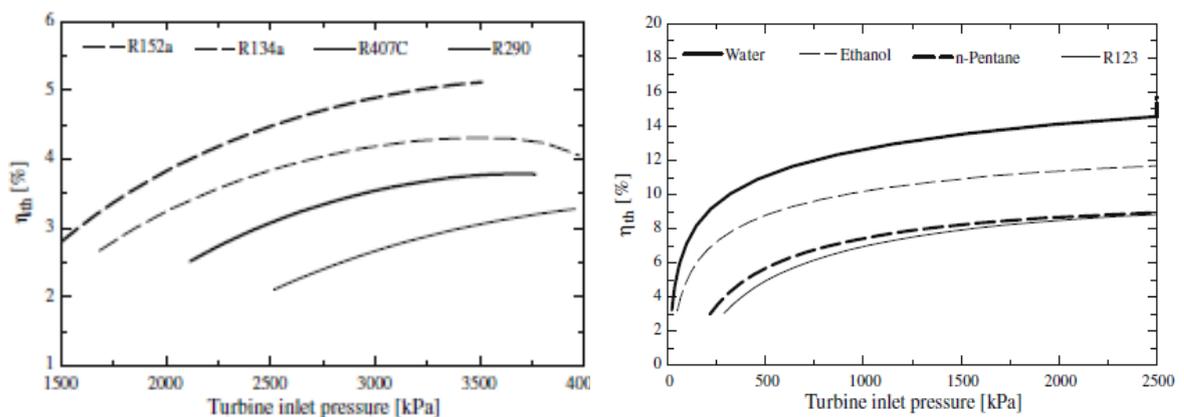


Figura 23: Evolución de la eficiencia térmica del ciclo con el incremento de la presión de entrada a la turbina. Fuente: [17]

Una temperatura mayor a la salida del evaporador (la cual se podría alcanzar mediante el uso de un sobrecalentador) nos conduciría a incrementar la entalpía del fluido a la entrada de la turbina, la cual produciría un mayor trabajo.

Por otra parte, el incremento de la temperatura del fluido orgánico en la entrada del evaporador, reduce el caudal de fluido orgánico circulante, y, por tanto, la necesidad de aporte de calor por parte de la fuente. Gráficamente se puede observar en la figura:

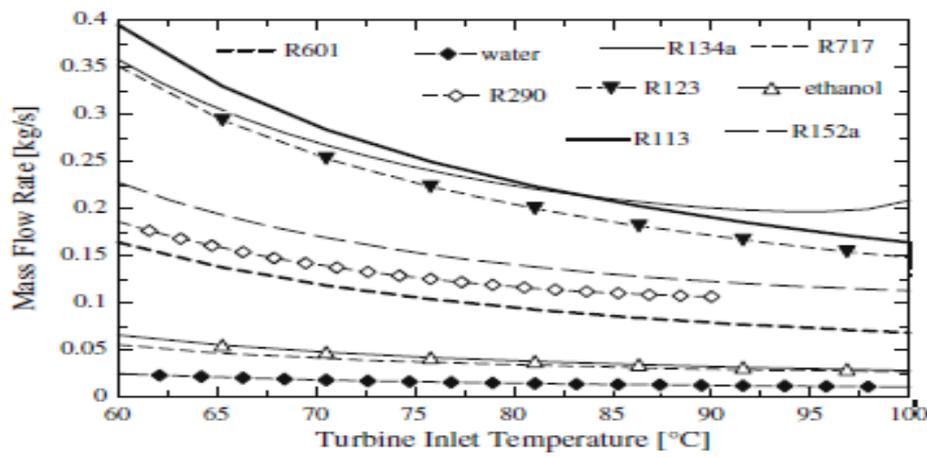


Figura 24: Variación del caudal de fluido orgánico con el incremento de la temperatura de entrada a la turbina. Fuente: [17]

Sin embargo, si el objetivo no es producir la mayor energía eléctrica posible, sino incrementar la eficiencia térmica del ciclo, vemos que para una buena parte de los fluidos de trabajo investigados por [18] el comportamiento de los mismos presenta un valor óptimo para un cierto valor de esta temperatura de evaporación, salvo el metanol que por sus propiedades termofísicas, tienden a incrementar la eficiencia de forma constante, mientras que el refrigerante R11, disminuye la eficiencia térmica del ciclo con el incremento de la temperatura de evaporación.

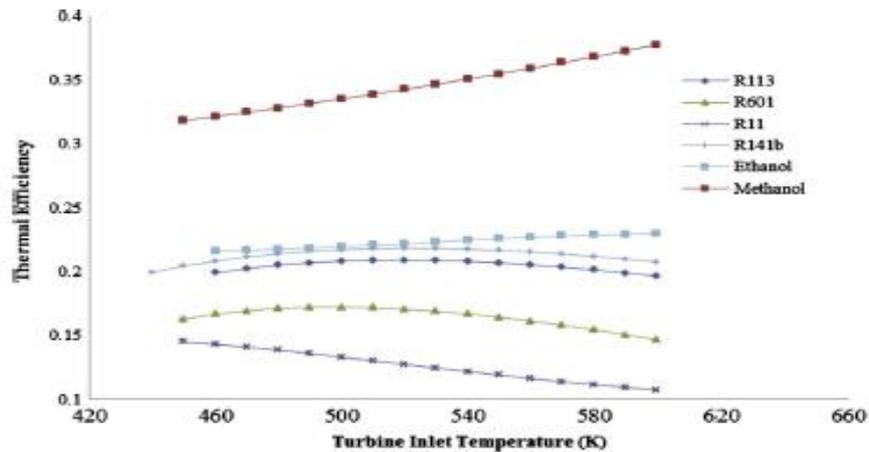


Figura 25: Evolución de la eficiencia térmica del ciclo con el incremento de la temperatura de entrada a la turbina. Fuente: [18]

El flujo volumétrico es un parámetro importante a analizar, ya que determina el volumen de fluido por unidad de tiempo que atraviesa los álabes de la turbina. Este parámetro, conviene que sea reducido, con el objetivo de utilizar una turbina de dimensiones contenidas.

Para reducir este parámetro, los estudios llevados a cabo por [6] indican que el aumento de la temperatura del fluido orgánico en la turbina, disminuye el flujo volumétrico, suavizando esta tendencia a partir de los valores más elevados.

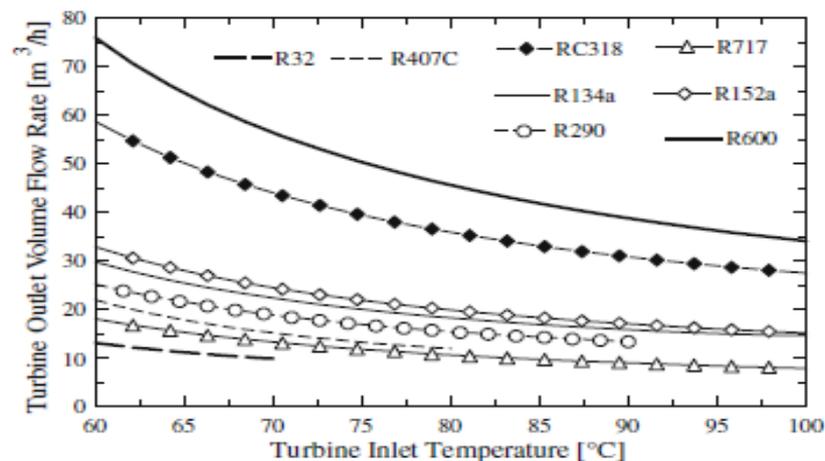


Figura 26: Evolución del flujo volumétrico con respecto a la variación de la temperatura de entrada a la turbina. Fuente: [17]

Por otro lado, la temperatura en el condensador estará fijada por la temperatura ambiente de la zona (en el caso de un intercambiador de calor por aire) o por la temperatura de agua de red (en el caso de un intercambiador con agua)

Se establece una diferencia de temperatura razonable, de entre 5 y 15 °C aproximadamente, diferencia de temperatura suficiente de cara a garantizar la transferencia de calor entre las corrientes que circulan por él, pero sin ser excesiva, lo cual generaría un aumento de las irreversibilidades internas que se producen en el condensador.

6. Caso de estudio

La empresa objeto de estudio es una PYME situada en Almería con una tarifa de acceso a la red eléctrica del tipo 3.0, que es aplicable a instalaciones con una potencia contratada de más de 15 kW.

Se analizan los consumos de energía eléctrica activa (Ea), es decir, la parte de la energía eléctrica que se emplea en producir un trabajo útil, en el caso de una empresa, esta energía se utiliza tanto para el funcionamiento de la maquinaria, como por el personal (ordenadores, equipos electrónicos, iluminación, calefacción...)

A la hora de analizar estos consumos se diferenciarán tres periodos:

Periodo punta: Es el período en que la potencia y la energía resultan más caras. Son 4 horas al día

Periodo llano: Es el periodo en el que la potencia y la energía tienen un precio intermedio y tiene una duración de 12 horas al día

Periodo valle: Es el período en que la potencia y la energía resultan más baratos. Son 8 horas al día

Tabla 1: Periodos de consumo eléctrico

Periodo	Invierno	Verano
Punta	17:00 – 23:00	10:00 – 16:00
Llano	8:00 – 17:00 23:00 – 24:00	8:00 – 10:00 16:00 – 24:00
Valle	00:00 – 8:00	00:00 – 8:00

En las Tabla 2 - 4 se muestran los consumos de energía eléctrica en los periodos punta, llano y valle para cada mes del año, considerando datos medios, y en las Figuras 27 – 29 la evolución de dichos consumos durante el año completo.

Consumos de energía eléctrica activa en periodo punta:

Tabla 2: Consumo de energía eléctrica activa en periodo punta por mes

Mes	Ea [kWh]	Ea [MJ]
Enero	327	1177,2
Febrero	336	1209,6
Marzo	201	723,6
Abril	115	414
Mayo	57	205,2
Junio	103	370,8
Julio	74	266,4
Agosto	84	302,4
Septiembre	93	334,8
Octubre	100	360
Noviembre	299	1076,4
Diciembre	263	946,8

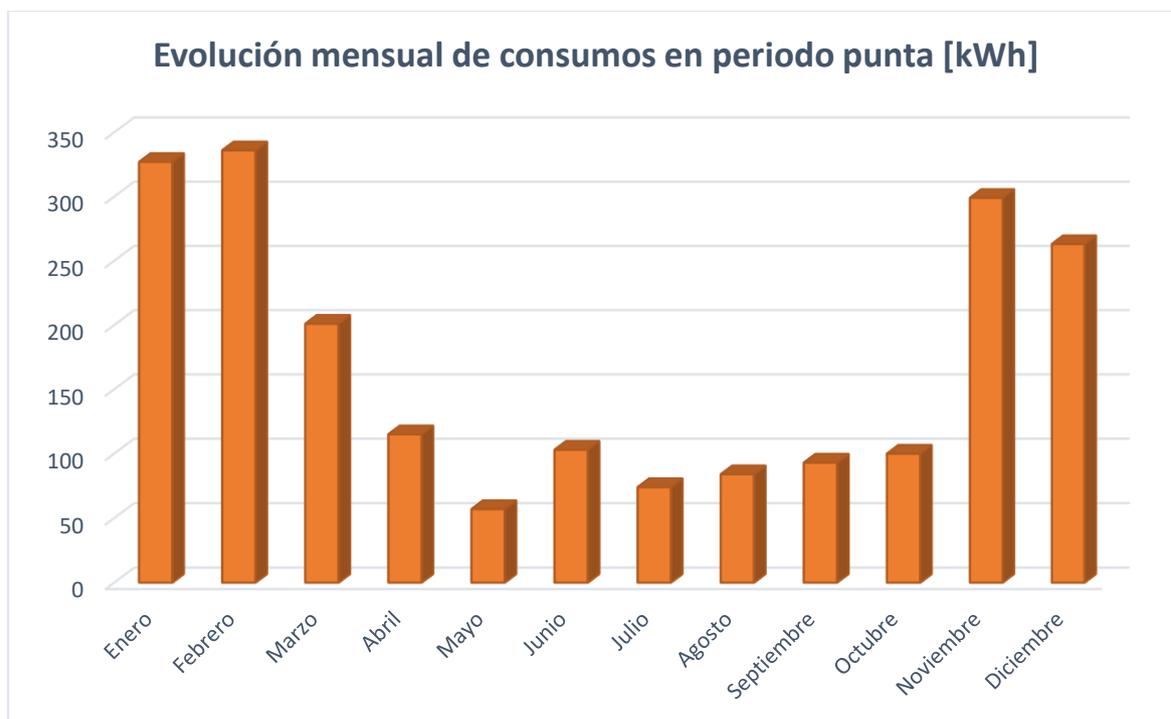


Figura 27: Evolución mensual de consumo eléctrico en periodo punta

Consumos de energía eléctrica activa en periodo llano

Tabla 3: Consumo de energía eléctrica activa en periodo llano por mes

Mes	Ea [kWh]	Ea [MJ]
Enero	765	2754
Febrero	792	2851,2
Marzo	361	1299,6
Abril	369	1328,4
Mayo	227	817,2
Junio	297	1069,2
Julio	220	792
Agosto	334	1202,4
Septiembre	439	1580,4
Octubre	705	2538
Noviembre	577	2077,2
Diciembre	615	2214

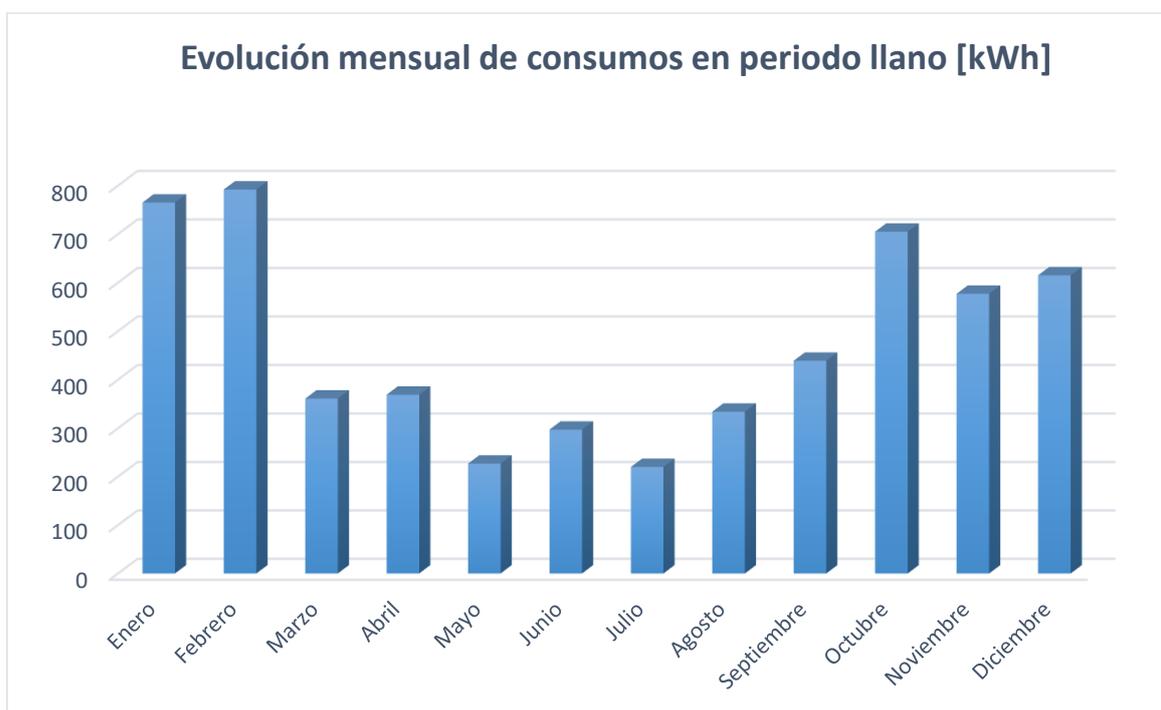


Figura 28: Evolución mensual de consumo eléctrico en periodo llano

Consumos de energía eléctrica activa en periodo valle

Tabla 4: Consumo de energía eléctrica activa en periodo valle por mes

Mes	Ea [kWh]	Ea [MJ]
Enero	1346	4845,6
Febrero	1227	4417,2
Marzo	430	1548
Abril	48	172,8
Mayo	32	115,2
Junio	34	122,4
Julio	30	108
Agosto	65	234
Septiembre	87	313,2
Octubre	99	356,4
Noviembre	92	331,2
Diciembre	2045	7362

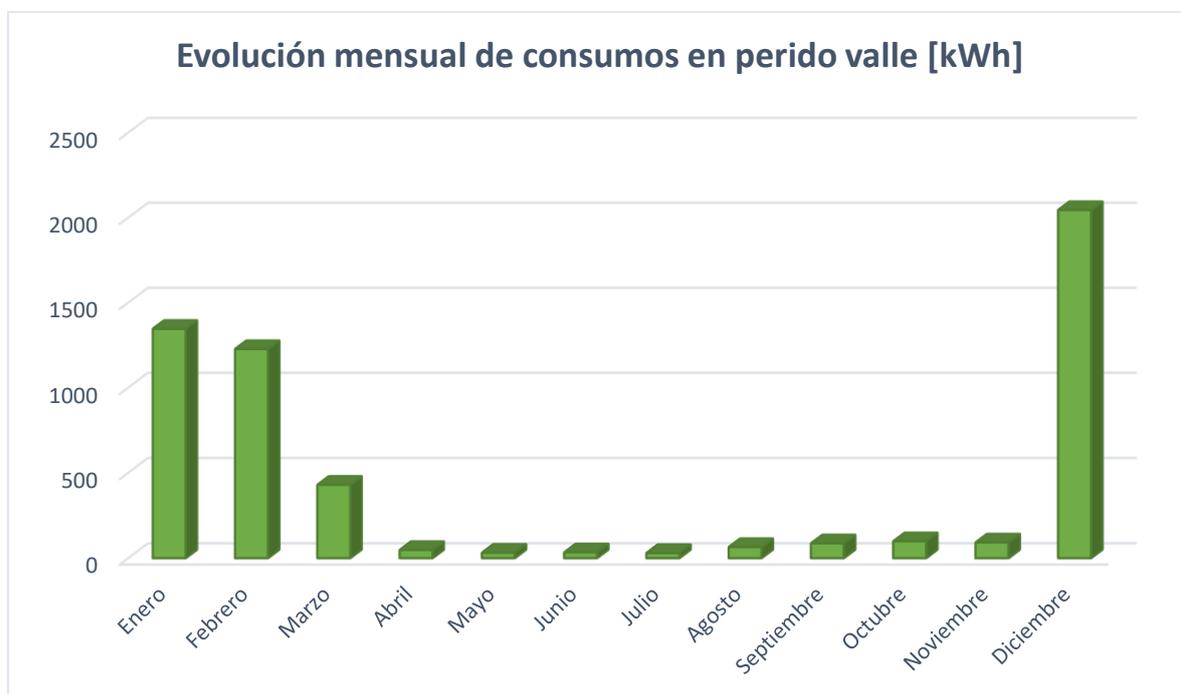


Figura 29: Evolución mensual de consumo eléctrico en periodo valle

En la Tabla 5 se muestra el consumo de energía eléctrica total (en los tres periodos punta, llano y valle) para cada mes del año y en la Figura 30 la evolución de dicho consumo durante el año completo.

Consumos de energía eléctrica activa totales de la planta:

Tabla 5: Consumo de energía eléctrica activa total de la planta por mes

Mes	Ea [kWh]	Ea [MJ/mes]
Enero	2438	8776,8
Febrero	2355	8478
Marzo	992	3571,2
Abril	532	1915,2
Mayo	316	1137,6
Junio	434	1562,4
Julio	324	1166,4
Agosto	483	1738,8
Septiembre	619	2228,4
Octubre	904	3254,4
Noviembre	968	3484,8
Diciembre	2923	10522,8

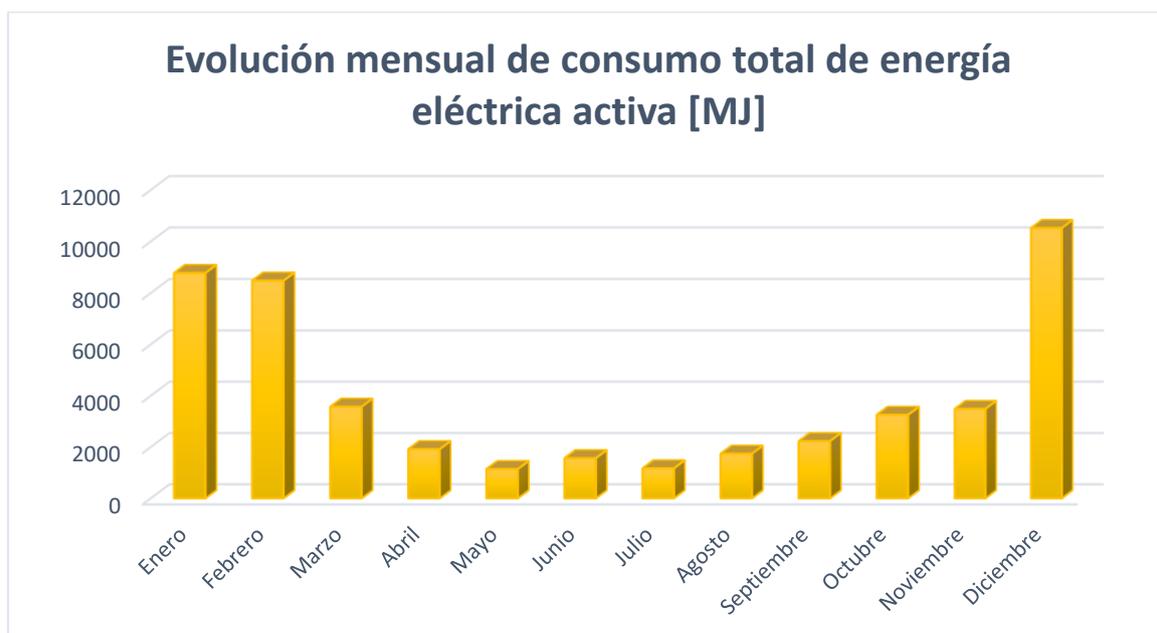


Figura 30: Evolución mensual del consumo total de energía eléctrica activa

6.1 Estimación de la superficie de captación

Con el objetivo de cubrir la mayor parte posible de la demanda de energía eléctrica de esta planta, se debe determinar la superficie de captación necesaria. Para ello se necesita información relativa a la energía solar incidente en la zona de estudio, y determinar la inclinación apropiada de los paneles para esta localización.

En la Tabla 7, se muestran los valores de la radiación solar incidente en un metro cuadrado de panel solar y los factores de corrección por inclinación de los paneles para obtener la radiación que realmente incide sobre ellos.

La latitud de la ciudad de Almería es de 36,5 ° [19] Por ello, se debe tomar como la inclinación más adecuada de los paneles un ángulo próximo al valor de la latitud en este punto.

A continuación, en la Tabla 6, se muestran los consumos totales de energía activa de la planta en mega julios, tanto el promedio diario, como el consumo total mensual.

Tabla 6: Demanda de energía eléctrica por día medio y por mes

Mes	Nº de días	E_a [MJ/día]	E_a [MJ/mes]
Enero	31	283,12	8776,8
Febrero	28	302,79	8478
Marzo	31	115,20	3571,2
Abril	30	63,84	1915,2
Mayo	31	36,70	1137,6
Junio	30	52,08	1562,4
Julio	31	37,63	1166,4
Agosto	31	56,09	1738,8
Septiembre	30	74,28	2228,4
Octubre	31	104,98	3254,4
Noviembre	30	116,16	3484,8
Diciembre	31	339,45	10522,8
Total			47836,8

E_a = Demanda de energía eléctrica activa

En la Tabla 6 se observa que los mayores consumos tienen lugar en los meses de diciembre, enero y febrero, probablemente debido, entre otras cosas, al menor número de horas de luz y al mayor consumo de los sistemas de calefacción debido a las temperaturas más bajas.

En la Tabla 7, se muestran los valores de la radiación solar incidente sobre un metro cuadrado de panel solar dispuesto horizontalmente para un día medio de cada mes (E_i) y los factores de corrección por inclinación de los paneles (F_c) para obtener la radiación que realmente incide sobre ellos.

El objetivo es que la turbina del Ciclo Orgánico de Rankine, pueda operar con unos valores de presión y temperaturas adecuados para producir la energía eléctrica necesaria. Para determinar esto, lo primero que se debe hacer es hacer una primera estimación de la superficie de captación solar.

Tabla 7: Energía que incide por día medio y por metro cuadrado de panel solar sobre una superficie horizontal y sobre otra inclinada

Mes	E_i [MJ/m² * día]	F_c	E_{ic} [MJ/m² * día]
Enero	9,7	1,41	13,68
Febrero	12,6	1,19	14,99
Marzo	15,9	0,96	15,26
Abril	20	0,78	15,60
Mayo	24,1	0,67	16,15
Junio	26,1	0,62	16,18
Julio	26,5	0,64	16,96
Agosto	23,7	0,73	17,30
Septiembre	19,1	0,89	17,00
Octubre	14,3	1,11	15,87
Noviembre	10,5	1,348	14,15
Diciembre	8,8	1,49	13,11

E_i = Energía incidente sobre un metro cuadrado de panel solar situado en posición horizontal

F_c = Factor de corrección por orientación e inclinación

E_{ic} = Energía incidente sobre un metro cuadrado de panel solar inclinado un determinado ángulo y orientado al sur

En la Tabla 8 se muestra la radiación solar incidente mes a mes sobre un m^2 de superficie horizontal, así como el factor de corrección por inclinación para cada mes del año, lo que permite determinar el valor real de la energía mensual que incide sobre los paneles inclinados (E_{ic}).

Tabla 8: Energía que incide por mes y por metro cuadrado de panel solar sobre una superficie horizontal y sobre otra inclinada

Mes	E_i [MJ / m^2 * mes]	F_c	E_{ic} [MJ/ m^2 * mes]
Enero	300,7	1,41	423,99
Febrero	352,8	1,19	419,83
Marzo	492,9	0,96	473,18
Abril	600	0,78	468,00
Mayo	747,1	0,67	500,56
Junio	783	0,62	485,46
Julio	821,5	0,64	525,76
Agosto	734,7	0,73	536,33
Septiembre	573	0,89	509,97
Octubre	443,3	1,11	492,06
Noviembre	315	1,348	424,62
Diciembre	272,8	1,49	406,47
Total			5666,24

Los valores del consumo total anual de energía eléctrica activa, así como la energía total anual incidente sobre un metro cuadrado de paneles con una inclinación próxima a la latitud del lugar, son 47836,8 MJ/año y 5666,24 MJ/m² año, respectivamente.

Para estimar la superficie de captación que necesita la planta y con el objetivo de evitar un sobredimensionamiento de la misma, se considera que dicha instalación suministrará el 50% de la energía eléctrica demandada.

Mediante la siguiente fórmula se hace una estimación del área necesaria

$$\text{Superficie de captación} = \frac{E_a * 0,5}{E_{ic} \times \eta_s \times \eta_{ORC}}$$

Donde:

- η_s = Rendimiento del conjunto paneles – acumulador
- η_{ORC} = Estimación inicial del rendimiento del Ciclo Orgánico de Rankine

Se supone un valor de $\eta_s = 0,4$ y un valor inicial de $\eta_{ORC} = 0,12$ hasta que una vez ejecutadas las simulaciones con el software Engineering Equation Solver (EES) (licencia 4264 del Departamento de Energía de la Universidad de Oviedo), se obtenga un valor, se obtenga un valor más certero.

$$\text{Superficie de captación} = \frac{47836,8 * 0,5}{5666,24 \times 0,4 \times 0,12} = 87,94 \text{ m}^2$$

6.2 Características y conexión de los paneles

Los paneles solares se colocarán conectando dos en serie. Así, estos se dispondrán formando filas en paralelo con dos paneles cada fila. El objetivo de esta disposición es alcanzar una temperatura de salida lo suficientemente elevada, aun a costa de reducirse el rendimiento.

$$\text{Número de paneles} = \frac{\text{Superficie de captación}}{\text{Área del absorbedor}} = \frac{87,94}{1,626} = 54,08 \approx 54 \text{ paneles}$$

$$\text{Número de filas} = \frac{\text{Número de paneles}}{2} = \frac{54}{2} = 27 \text{ filas en paralelo}$$

Se elige un fabricante que proporcione los paneles solares de tubos de vacío. El fabricante indica las dimensiones de medida por panel, así como el caudal estimado de diseño que debe circular por él.

Por otro lado, el fabricante proporciona la curva característica de rendimiento la cual se muestra en la Figura 31.

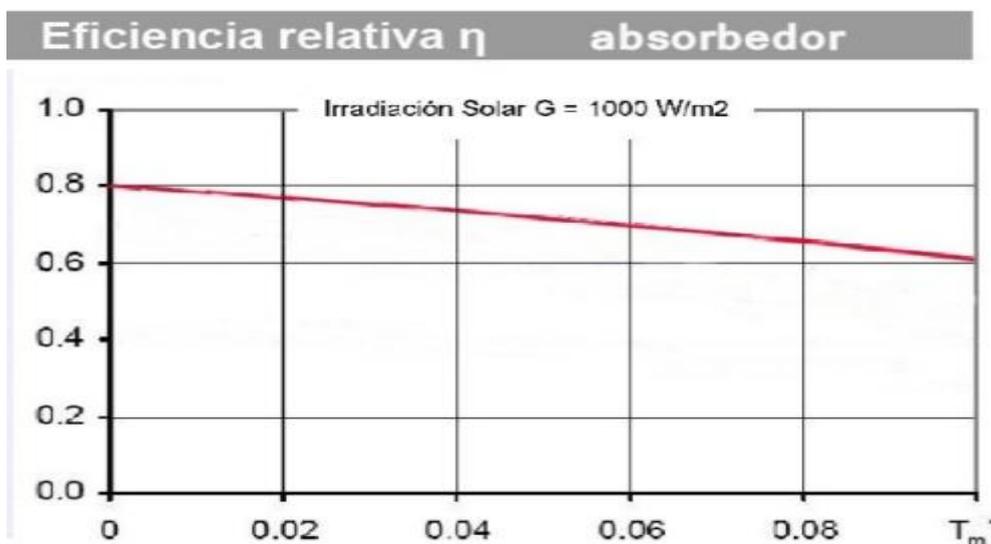


Figura 31: Curva características de un captador solar de tubos de vacío. Fuente [20]

6.3 Diseño termodinámico del ciclo orgánico de Rankine

6.3.1 Estimación de las temperaturas alcanzadas en los captadores solares

Para determinar la temperatura que puede alcanzar el fluido caloportador a la salida de los colectores solares, se necesita información relativa a las temperaturas ambiente de la zona de estudio y a la radiación incidente y su variación mensual y diaria.

[21]

En la Figura 32 se puede ver como varían los valores de la radiación incidente sobre un m² de superficie horizontal en la localización seleccionada a lo largo de un día, tanto para el mes en el que más energía solar se puede aprovechar, julio, como en el que menos, diciembre.

En la Figura 33 se puede ver la comparación entre la evolución de la temperatura ambiente diaria media entre el mes en el que hay una mayor radiación, y en el que menos. La temperatura ambiente influye en el rendimiento del captador solar y, por tanto, en el flujo de calor que puede ceder al fluido caloportador.

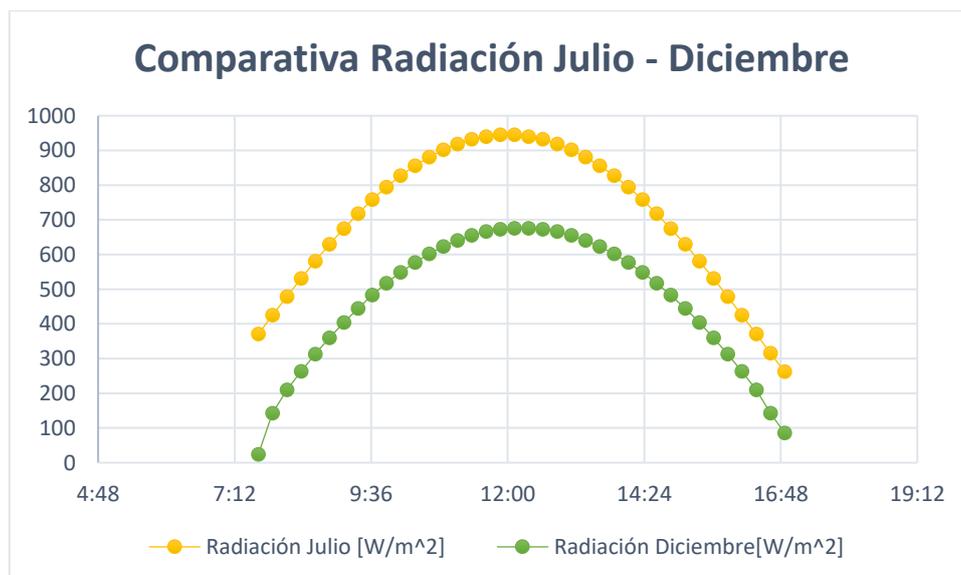


Figura 32: Evolución diaria de la radiación solar para los meses de julio y diciembre

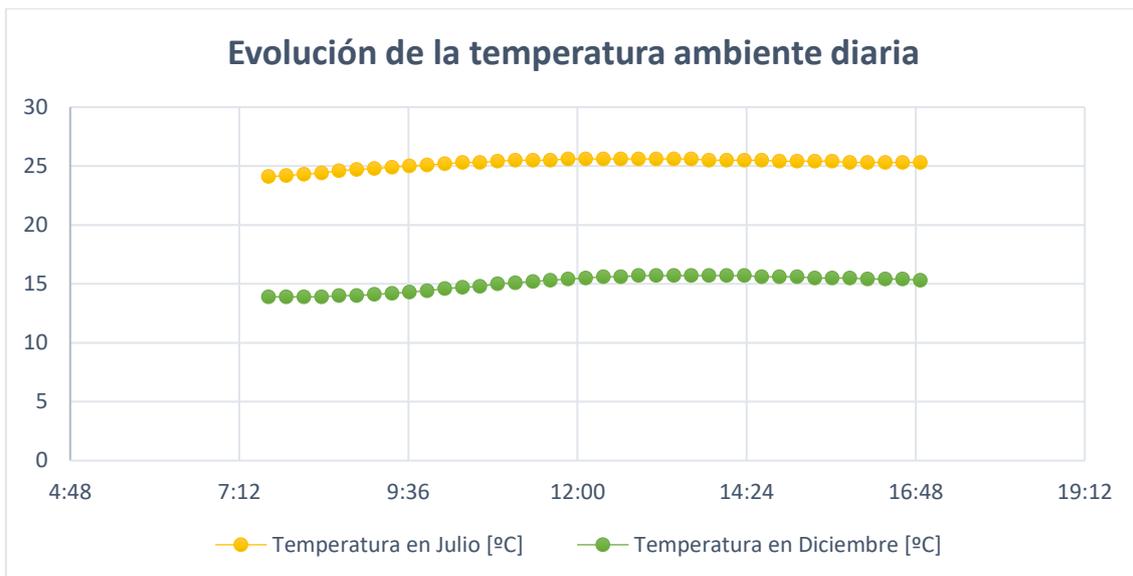


Figura 33: Evolución diaria de la temperatura ambiente para los meses de julio y diciembre

Para determinar la temperatura del fluido caloportador a la salida de los paneles, se necesita conocer varios parámetros de diseño, que serán los datos de partida.

Tabla 9: Parámetros de partida de la instalación solar

Caudal de fluido caloportador que circula por un captador	0,03 kg/s
Área del absorbedor del panel	1,626 m ²
Calor específico del fluido caloportador	3,762 kJ/kg * K

El calor específico que se muestra en la Tabla 9 corresponde a la mezcla de agua con un 10% en volumen de propilenglicol, no siendo necesario añadirle un porcentaje mayor debido a que la temperatura mínima histórica en Almería es de 0,2 °C [22].

Se recuerda que el objetivo final del Trabajo Fin de Máster es determinar la cantidad de energía eléctrica que puede generar el ciclo con el fin de suministrar la mayor cantidad posible para cubrir un porcentaje elevado de la demanda, o incluso determinar si la planta se podría autoabastecer totalmente con esta instalación solar.

El Ciclo Orgánico de Rankine generará una cantidad de energía eléctrica que variará mes a mes y hora a hora dependiendo de la irradiancia solar y de las condiciones ambientales. Para determinar el trabajo que puede producir la turbina del ciclo, se deben determinar las temperaturas del fluido caloportador a la salida de los paneles solares, las cuales también variarán mes a mes y hora a hora.

Para determinar estas temperaturas, se debe tener en consideración las siguientes ecuaciones:

$$\eta_{cap} = \frac{Q}{A * G_D}$$

$$Q = \dot{m}_a * C_e * \Delta T$$

$$T_s = T_e + \Delta T$$

Donde:

- G_D = Radiación solar incidente por metro cuadrado de panel
- A = Área del absorbedor de un panel solar
- T_a = Temperatura ambiente
- T_e = Temperatura de entrada del fluido caloportador a los paneles solares
- η_{cap} = Rendimiento del captador solar
- Q = Flujo de calor cedido al fluido caloportador
- ΔT = Variación de temperatura que experimenta el fluido de trabajo en el captador solar
- T_s = Temperatura del fluido caloportador a la salida de los paneles solares
- $Hora$ = Hora solar local

Se considerará que, durante el funcionamiento más o menos estable de la instalación, la temperatura de entrada del fluido caloportador a los paneles solares es de 60 °C. En los periodos de puesta en marcha de la instalación, esta temperatura se alcanzará gracias al uso de una caldera auxiliar de gas natural, que proporcionará al agua con refrigerante la temperatura necesaria.

En las Tablas 10 a 33, se muestran los resultados obtenidos para cada uno de los paneles dispuestos en serie en cada mes del año. Como puede observarse, en dichas tablas, se muestra la variación de temperaturas que experimenta el agua en cada panel solar (ΔT), el flujo de calor que reciben (Q), el rendimiento del panel (η_{cap}) y finalmente la temperatura de salida del fluido caloportador (T_s) a lo largo de un día medio de cada mes.

En las Figuras 34 a 45 se muestra la evolución horaria de la temperatura de salida del fluido caloportador de los dos paneles dispuestos en serie (T_s) para cada un día medio de cada mes del año. Como puede observarse, la máxima temperatura de salida se alcanza a mediodía solar de un día medio de agosto y es de 80,86 °C.

Tabla 10: Temperaturas de salida del fluido caloportador del primer captador solar en enero

Hora	G_D [W/m^2]	T_a [$^{\circ}C$]	T_e [$^{\circ}C$]	η_{cap}	Q [W]	ΔT	T_s
8:00	225	12,7	60	0,78	285,4	2,53	62,53
9:00	420	12,9	60	0,79	539,5	4,78	64,78
10:00	568	13,4	60	0,79	729,6	6,46	66,46
11:00	663	14	60	0,79	851,7	7,55	67,55
12:00	699	14,4	60	0,79	897,9	7,96	67,96
13:00	677	14,6	60	0,79	869,6	7,71	67,71
14:00	597	14,6	60	0,79	766,9	6,79	66,79
15:00	462	14,5	60	0,79	593,5	5,26	65,26
16:00	278	14,4	60	0,78	352,6	3,12	63,12

Tabla 11: Temperaturas de salida del fluido caloportador del segundo captador solar en enero

Hora	G_D [W/m^2]	T_a [$^{\circ}C$]	T_e [$^{\circ}C$]	η_{cap}	Q [W]	ΔT	T_s
8:00	225	12,7	62,53	0,77	282	2,50	65,02
9:00	420	12,9	64,78	0,78	533	4,72	69,50
10:00	568	13,4	66,46	0,79	730	6,46	72,93
11:00	663	14	67,55	0,79	852	7,55	75,09
12:00	699	14,4	67,96	0,79	898	7,96	75,91
13:00	677	14,6	67,71	0,79	870	7,71	75,41
14:00	597	14,6	66,79	0,79	767	6,79	73,59
15:00	462	14,5	65,26	0,78	586	5,19	70,45
16:00	278	14,4	63,12	0,78	353	3,12	66,25

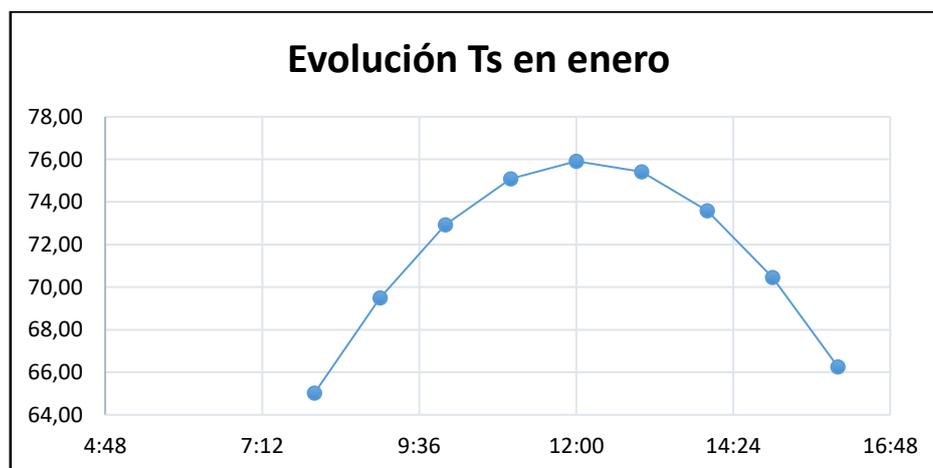


Figura 34: Evolución de la temperatura de salida de los captadores en un día medio de enero

Tabla 12: Temperaturas de salida del fluido caloportador del primer captador solar en febrero

Hora	G_D [W/m^2]	T_a [$^{\circ}C$]	T_e [$^{\circ}C$]	η_{cap}	Q [W]	ΔT	T_s
8:00	299,00	12,10	60	0,53	257,67	2,28	62,28
9:00	500,00	12,50	60	0,6	487,80	4,32	64,32
10:00	656,00	13,00	60	0,66	703,99	6,24	66,24
11:00	756,00	13,50	60	0,69	848,19	7,52	67,52
12:00	795,00	13,90	60	0,7	904,87	8,02	68,02
13:00	771,00	14,00	60	0,7	877,55	7,78	67,78
14:00	686,00	14,00	60	0,67	747,34	6,62	66,62
15:00	544,00	13,90	60	0,63	557,26	4,94	64,94
16:00	353,00	13,80	60	0,57	327,17	2,90	62,90

Tabla 13: Temperaturas de salida del fluido caloportador del segundo captador solar en febrero

Hora	G_D [W/m^2]	T_a [$^{\circ}C$]	T_e [$^{\circ}C$]	η_{cap}	Q [W]	ΔT	T_s
8:00	299,00	12,10	62,28	0,52	252,81	2,24	64,52
9:00	500,00	12,50	64,32	0,59	479,67	4,25	68,57
10:00	656,00	13,00	66,24	0,65	693,33	6,14	72,38
11:00	756,00	13,50	67,52	0,68	835,89	7,41	74,92
12:00	795,00	13,90	68,02	0,69	891,94	7,90	75,92
13:00	771,00	14,00	67,78	0,69	865,02	7,66	75,44
14:00	686,00	14,00	66,62	0,66	736,19	6,52	73,14
15:00	544,00	13,90	64,94	0,62	548,42	4,86	69,80
16:00	353,00	13,80	62,17	0,56	321,43	2,85	65,75

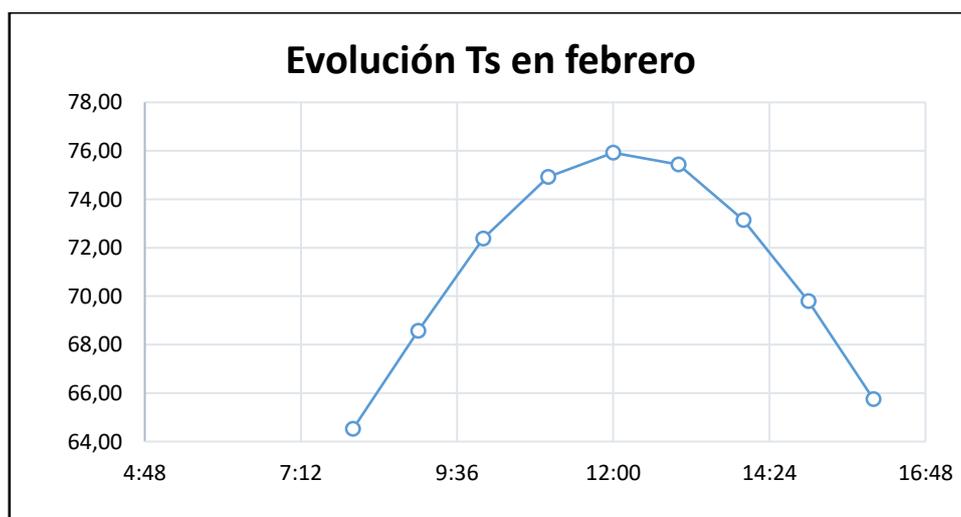


Figura 35: Evolución de la temperatura de salida de los captadores en un día medio de febrero

Tabla 14: Temperaturas de salida del fluido caloportador del primer captador solar en marzo

Hora	G_D [W/m^2]	T_a [$^{\circ}C$]	T_e [$^{\circ}C$]	η_{cap}	Q [W]	ΔT	T_s
8:00	299,00	12,10	60	0,53	257,67	3,31	63,31
9:00	500,00	12,50	60	0,6	487,80	5,50	65,50
10:00	656,00	13,00	60	0,66	703,99	7,44	67,44
11:00	756,00	13,50	60	0,69	848,19	8,89	68,89
12:00	795,00	13,90	60	0,7	904,87	9,28	69,28
13:00	771,00	14,00	60	0,7	877,55	9,04	69,04
14:00	686,00	14,00	60	0,67	747,34	7,73	67,73
15:00	544,00	13,90	60	0,63	557,26	6,17	66,17
16:00	353,00	13,80	60	0,57	327,17	3,88	63,88

Tabla 15: Temperaturas de salida del fluido caloportador del segundo captador solar en marzo

Hora	G_D [W/m^2]	T_a [$^{\circ}C$]	T_e [$^{\circ}C$]	η_{cap}	Q [W]	ΔT	T_s
8:00	299,00	12,10	63,31	0,57	367	3,25	66,56
9:00	500,00	12,50	65,50	0,63	611	5,41	70,91
10:00	656,00	13,00	67,44	0,68	827	7,33	74,76
11:00	756,00	13,50	68,89	0,72	989	8,77	77,65
12:00	795,00	13,90	69,28	0,72	1033	9,15	78,43
13:00	771,00	14,00	69,04	0,72	1007	8,92	77,97
14:00	686,00	14,00	67,73	0,68	860	7,62	75,36
15:00	544,00	13,90	66,17	0,66	686	6,08	72,24
16:00	353,00	13,80	63,88	0,59	431	3,82	67,70

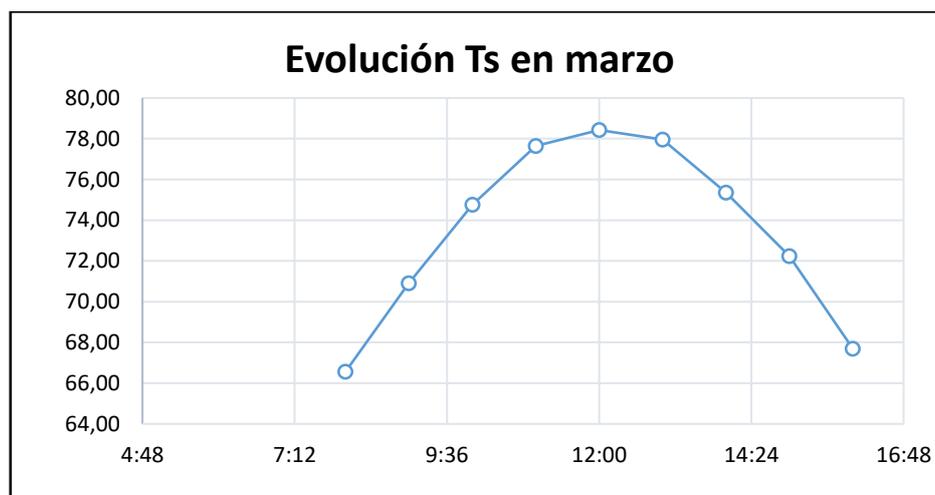


Figura 36: Evolución de la temperatura de salida de los captadores en un día medio de marzo

Tabla 16: Temperaturas de salida del fluido caloportador del primer captador solar en abril

Hora	G_D [W/m^2]	T_a [$^{\circ}C$]	T_e [$^{\circ}C$]	η_{cap}	Q [W]	ΔT	T_s
8:00	400,00	16,10	60	0,58	377,23	3,34	63,34
9:00	594,00	16,50	60	0,65	627,80	5,56	65,56
10:00	746,00	16,90	60	0,68	824,84	7,31	67,31
11:00	844,00	17,00	60	0,69	946,92	8,39	68,39
12:00	883,00	17,10	60	0,71	1019,39	9,03	69,03
13:00	860,00	17,10	60	0,71	992,84	8,80	68,80
14:00	776,00	17,10	60	0,68	858,01	7,60	67,60
15:00	637,00	17,00	60	0,66	683,60	6,06	66,06
16:00	452,00	16,90	60	0,61	448,32	3,97	63,97

Tabla 17: Temperaturas de salida del fluido caloportador del segundo captador solar en abril

Hora	G_D [W/m^2]	T_a [$^{\circ}C$]	T_e [$^{\circ}C$]	η_{cap}	Q [W]	ΔT	T_s
8:00	400,00	16,10	63,34	0,57	370,73	3,28	66,63
9:00	594,00	16,50	65,56	0,64	618,14	5,48	71,04
10:00	746,00	16,90	67,31	0,67	812,71	7,20	74,51
11:00	844,00	17,00	68,39	0,68	933,19	8,27	76,66
12:00	883,00	17,10	69,03	0,7	1005,03	8,91	77,94
13:00	860,00	17,10	68,80	0,7	978,85	8,67	77,47
14:00	776,00	17,10	67,60	0,67	845,39	7,49	75,09
15:00	637,00	17,00	66,06	0,65	673,25	5,97	72,02
16:00	452,00	16,90	63,97	0,6	440,97	3,91	67,88

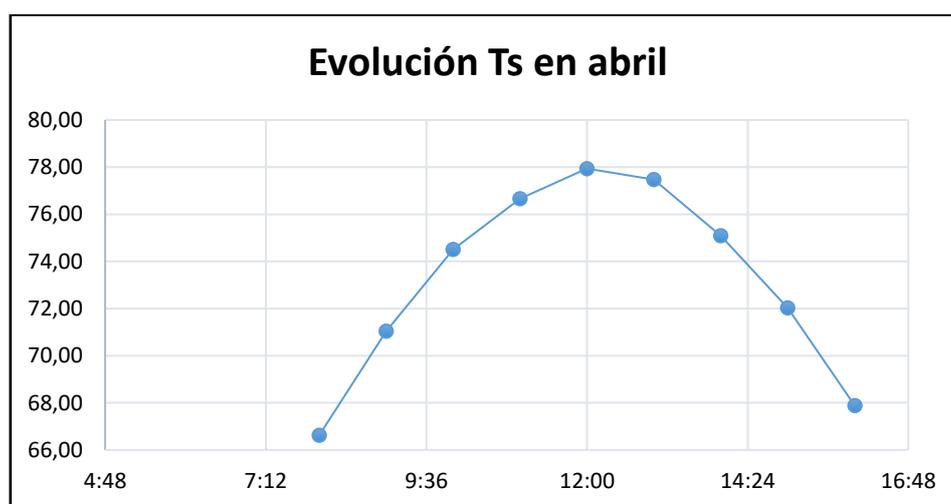


Figura 37: Evolución de la temperatura de salida de los captadores en un día medio de abril

Tabla 18: Temperaturas de salida del fluido caloportador del primer captador solar en mayo

Hora	G_D [W/m^2]	T_a [$^{\circ}C$]	T_e [$^{\circ}C$]	η_{cap}	Q [W]	ΔT	T_s
8:00	415	18,60	60	0,6	404,87	3,59	63,59
9:00	599	19,10	60	0,67	652,56	5,78	65,78
10:00	744	19,40	60	0,73	883,11	7,82	67,82
11:00	838	19,50	60	0,73	994,69	8,81	68,81
12:00	875	19,60	60	0,73	1038,61	9,20	69,20
13:00	853	19,60	60	0,73	1012,49	8,97	68,97
14:00	773	19,60	60	0,73	917,54	8,13	68,13
15:00	640	19,60	60	0,7	728,45	6,45	66,45
16:00	464	19,50	60	0,62	467,77	4,14	64,14

Tabla 19: Temperaturas de salida del fluido caloportador del segundo captador solar en mayo

Hora	G_D [W/m^2]	T_a [$^{\circ}C$]	T_e [$^{\circ}C$]	η_{cap}	Q [W]	ΔT	T_s
8:00	415	18,60	63,59	0,59	398	3,53	67,12
9:00	599	19,10	65,78	0,66	643	5,70	71,48
10:00	744	19,40	67,82	0,72	871	7,72	75,54
11:00	838	19,50	68,81	0,72	981	8,69	77,51
12:00	875	19,60	69,20	0,72	1024	9,08	78,28
13:00	853	19,60	68,97	0,72	999	8,85	77,82
14:00	773	19,60	68,13	0,72	905	8,02	76,15
15:00	640	19,60	66,45	0,69	718	6,36	72,82
16:00	464	19,50	64,14	0,61	460	4,08	68,22

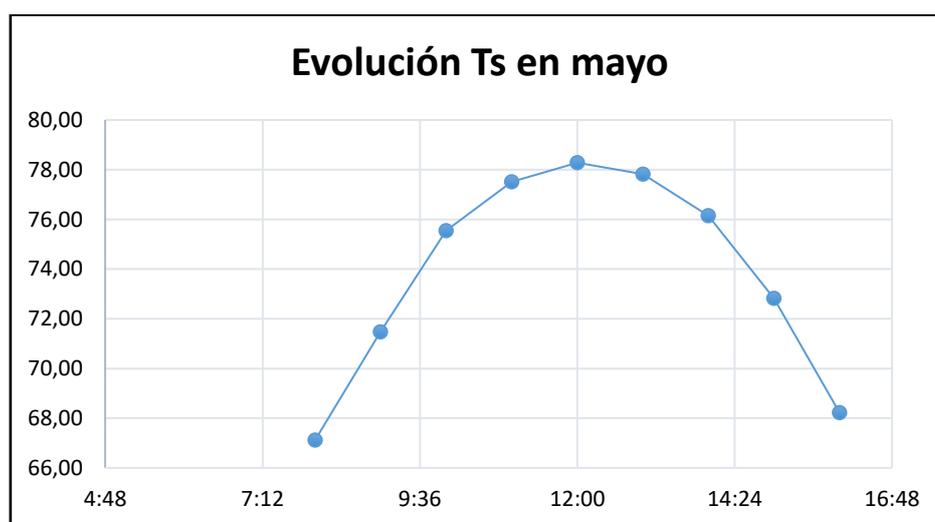


Figura 38: Evolución de la temperatura de salida de los captadores en un día medio de mayo

Tabla 20: Temperaturas de salida del fluido caloportador del primer captador solar en junio

Hora	G_D [W/m^2]	T_a [$^{\circ}C$]	T_e [$^{\circ}C$]	η_{cap}	Q [W]	ΔT	T_s
8:00	424	21,6	60	0,63	434,34	3,85	63,85
9:00	620	22,1	60	0,69	695,60	6,16	66,16
10:00	778	22,4	60	0,71	898,17	7,96	67,96
11:00	881	22,6	60	0,75	1074,38	9,52	69,52
12:00	921	22,6	60	0,76	1138,13	10,08	70,08
13:00	897	22,6	60	0,75	1093,89	9,69	69,69
14:00	809	22,6	60	0,74	973,42	8,63	68,63
15:00	664	22,5	60	0,71	766,56	6,79	66,79
16:00	475	22,5	60	0,64	494,30	4,38	64,38

Tabla 21: Temperaturas de salida del fluido caloportador del segundo captador solar en junio

Hora	G_D [W/m^2]	T_a [$^{\circ}C$]	T_e [$^{\circ}C$]	η_{cap}	Q [W]	ΔT	T_s
8:00	424	21,6	63,85	0,62	427,44	3,79	67,64
9:00	620	22,1	66,16	0,68	685,52	6,07	72,24
10:00	778	22,4	67,96	0,7	885,52	7,85	75,80
11:00	881	22,6	69,52	0,74	1060,05	9,39	78,91
12:00	921	22,6	70,08	0,75	1123,16	9,95	80,04
13:00	897	22,6	69,69	0,74	1079,31	9,56	79,26
14:00	809	22,6	68,63	0,73	960,27	8,51	77,13
15:00	664	22,5	66,79	0,7	755,76	6,70	73,49
16:00	475	22,5	64,38	0,63	486,58	4,31	68,69

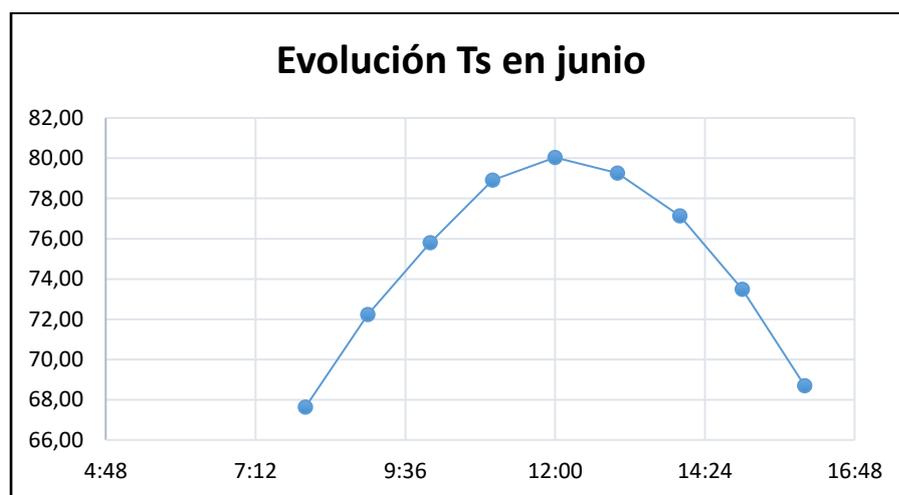


Figura 39: Evolución de la temperatura de salida de los captadores en un día medio de junio

Tabla 22: Temperaturas de salida del fluido caloportador del primer captador solar en julio

Hora	$G_D [W/m^2]$	$T_a [^{\circ}C]$	$T_e [^{\circ}C]$	η_{cap}	$Q [W]$	ΔT	T_s
8:00	479	24,3	60	0,68	529,6	4,69	64,69
9:00	675	24,8	60	0,71	779,3	6,90	66,90
10:00	827	25,2	60	0,75	1008,5	8,94	68,94
11:00	919	25,5	60	0,75	1120,7	9,93	69,93
12:00	945	25,6	60	0,75	1152,4	10,21	70,21
13:00	902	25,6	60	0,75	1100,0	9,75	69,75
14:00	794	25,5	60	0,74	955,4	8,47	68,47
15:00	630	25,4	60	0,71	727,3	6,44	66,44
16:00	425	25,3	60	0,68	469,9	4,16	64,16

Tabla 23: Temperaturas de salida del fluido caloportador del segundo captador solar en julio

Hora	$G_D [W/m^2]$	$T_a [^{\circ}C]$	$T_e [^{\circ}C]$	η_{cap}	$Q [W]$	ΔT	T_s
8:00	479	24,3	64,69	0,68	529,6	4,69	69,39
9:00	675	24,8	66,90	0,71	779,3	6,90	73,81
10:00	827	25,2	68,94	0,75	1008,5	8,94	77,87
11:00	919	25,5	69,93	0,75	1120,7	9,93	79,86
12:00	945	25,6	70,21	0,75	1152,4	10,21	80,42
13:00	902	25,6	69,75	0,75	1100,0	9,75	79,49
14:00	794	25,5	68,47	0,74	955,4	8,47	76,93
15:00	630	25,4	66,44	0,71	727,3	6,44	72,89
16:00	425	25,3	64,16	0,68	469,9	4,16	68,33

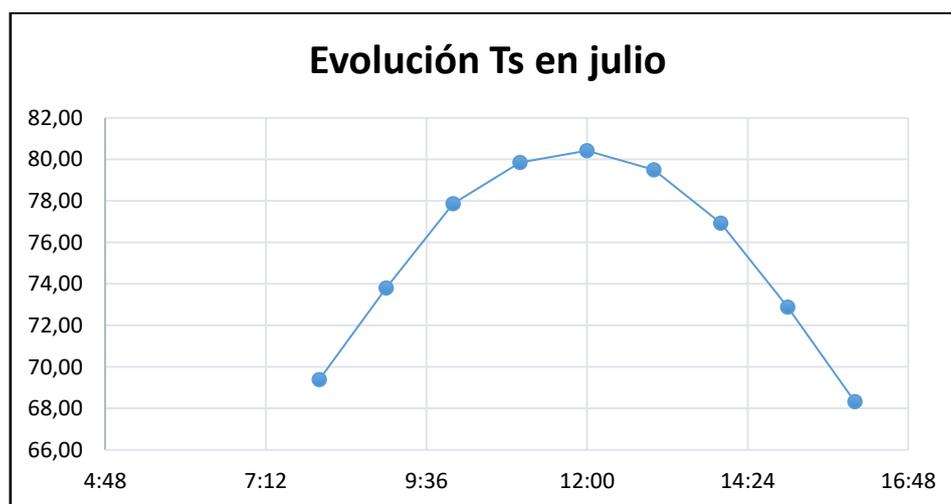


Figura 40: Evolución de la temperatura de salida de los captadores en un día medio de enero

Tabla 24: Temperaturas de salida del fluido caloportador del primer captador solar en agosto

Hora	G_D [W/m^2]	T_a [$^{\circ}C$]	T_e [$^{\circ}C$]	η_{cap}	Q [W]	ΔT	T_s
8:00	415,0	25,5	60	0,66	445,4	3,95	63,95
9:00	629,0	25,9	60	0,71	726,2	6,43	66,43
10:00	802,0	26,3	60	0,74	965,0	8,55	68,55
11:00	915,0	26,6	60	0,74	1101,0	9,76	69,76
12:00	959	26,7	60	0,76	1185,1	10,50	70,50
13:00	933	26,7	60	0,74	1122,6	9,95	69,95
14:00	836	26,6	60	0,74	1005,9	8,91	68,91
15:00	677	26,5	60	0,71	781,6	6,93	66,93
16:00	471,0	26,4	60	0,68	520,8	4,61	64,61

Tabla 25: Temperaturas de salida del fluido caloportador del segundo captador solar en agosto

Hora	G_D [W/m^2]	T_a [$^{\circ}C$]	T_e [$^{\circ}C$]	η_{cap}	Q [W]	ΔT	T_s
8:00	415,0	25,5	63,95	0,65	439	3,89	67,83
9:00	629,0	25,9	66,43	0,7	716	6,34	72,78
10:00	802,0	26,3	68,55	0,73	952	8,43	76,99
11:00	915,0	26,6	69,76	0,73	1086	9,62	79,38
12:00	959	26,7	70,50	0,75	1170	10,36	80,86
13:00	933	26,7	69,95	0,73	1107	9,81	79,76
14:00	836	26,6	68,91	0,73	992	8,79	77,71
15:00	677	26,5	66,93	0,7	771	6,83	73,75
16:00	471,0	26,4	64,61	0,67	513	4,55	69,16

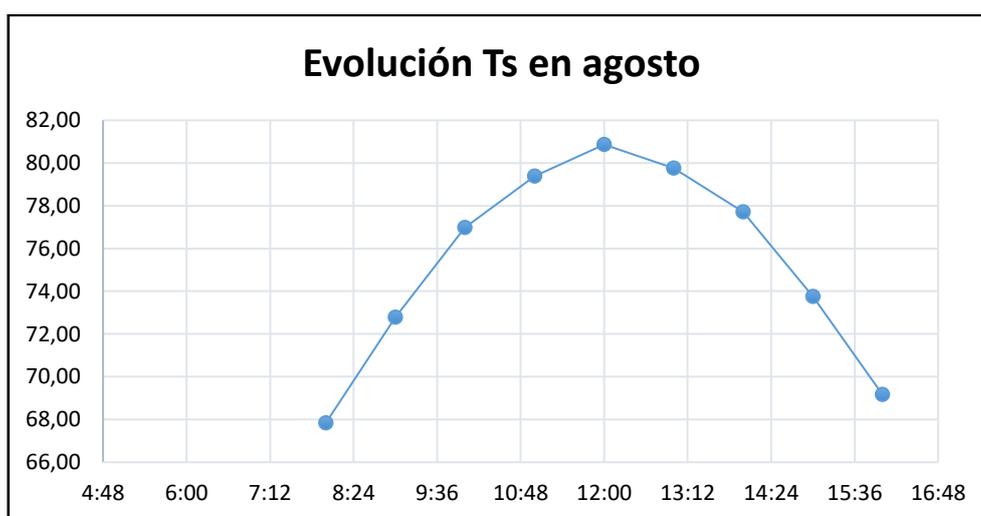


Figura 41: Evolución de la temperatura de salida de los captadores en un día medio de agosto

Tabla 26: Temperaturas de salida del fluido caloportador del primer captador solar en septiembre

Hora	G_D [W/m^2]	T_a [$^{\circ}C$]	T_e [$^{\circ}C$]	η_{cap}	Q [W]	ΔT	T_s
8:00	367,0	23,50	60	0,6	358,05	3,17	63,17
9:00	576,0	23,80	60	0,67	627,51	5,56	65,56
10:00	743,0	24,20	60	0,71	857,76	7,60	67,60
11:00	852,0	24,40	60	0,76	1052,87	9,33	69,33
12:00	895,0	24,50	60	0,76	1106,01	9,80	69,80
13:00	869,0	24,50	60	0,76	1073,88	9,52	69,52
14:00	776,0	24,40	60	0,73	921,10	8,16	68,16
15:00	622	24,30	60	0,68	687,73	6,09	66,09
16:00	421	24,20	60	0,65	444,95	3,94	63,94

Tabla 27: Temperaturas de salida del fluido caloportador del segundo captador solar en septiembre

Hora	G_D [W/m^2]	T_a [$^{\circ}C$]	T_e [$^{\circ}C$]	η_{cap}	Q [W]	ΔT	T_s
8:00	367,0	23,50	63,17	0,59	352,08	3,12	66,29
9:00	576,0	23,80	65,56	0,66	618,14	5,48	71,04
10:00	743,0	24,20	67,60	0,7	845,68	7,49	75,09
11:00	852,0	24,40	69,33	0,75	1039,01	9,21	78,54
12:00	895,0	24,50	69,80	0,75	1091,45	9,67	79,47
13:00	869,0	24,50	69,52	0,75	1059,75	9,39	78,91
14:00	776,0	24,40	68,16	0,72	908,48	8,05	76,21
15:00	622	24,30	66,09	0,67	677,62	6,00	72,10
16:00	421	24,20	63,94	0,64	438,11	3,88	67,82

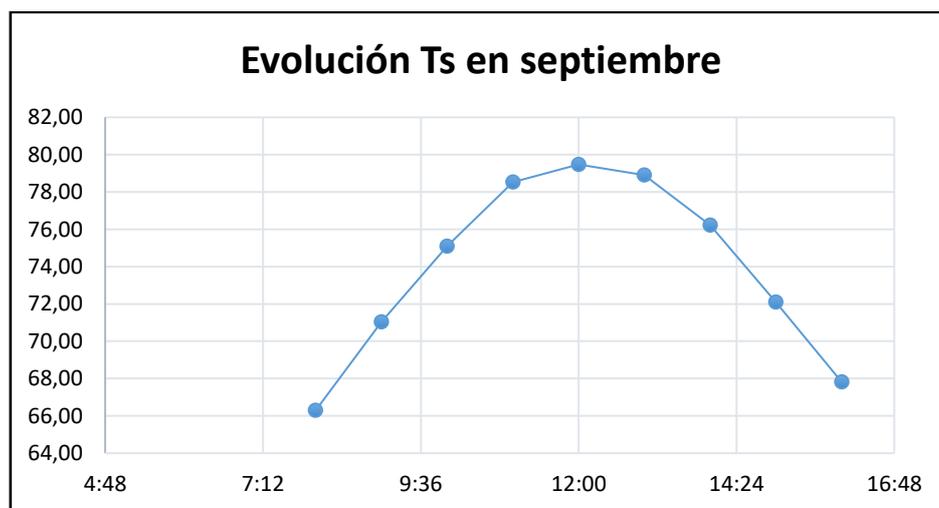


Figura 42: Evolución de la temperatura de salida de los captadores en un día medio de septiembre

Tabla 28: Temperaturas de salida del fluido caloportador del primer captador solar en octubre

Hora	G_D [W/m^2]	T_a [$^{\circ}C$]	T_e [$^{\circ}C$]	η_{cap}	Q [W]	ΔT	T_s
8:00	322	20,5	60	0,58	303,67176	2,69	62,69
9:00	525	20,8	60	0,67	571,9455	5,07	65,07
10:00	683	21,2	60	0,69	766,28502	6,79	66,79
11:00	785	21,5	60	0,72	919,0152	8,14	68,14
12:00	824	21,7	60	0,72	964,67328	8,55	68,55
13:00	801	21,7	60	0,72	937,74672	8,31	68,31
14:00	714	21,6	60	0,72	835,89408	7,41	67,41
15:00	569	21,5	60	0,67	619,87998	5,49	65,49
16:00	376	21,3	60	0,6	366,8256	3,25	63,25

Tabla 29: Temperaturas de salida del fluido caloportador del segundo captador solar en octubre

Hora	G_D [W/m^2]	T_a [$^{\circ}C$]	T_e [$^{\circ}C$]	η_{cap}	Q [W]	ΔT	T_s
8:00	322	20,5	62,69	0,57	298	2,64	65,33
9:00	525	20,8	65,07	0,66	563	4,99	70,06
10:00	683	21,2	66,79	0,68	755	6,69	73,48
11:00	785	21,5	68,14	0,71	906	8,03	76,17
12:00	824	21,7	68,55	0,71	951	8,43	76,98
13:00	801	21,7	68,31	0,71	925	8,19	76,50
14:00	714	21,6	67,41	0,71	824	7,30	74,71
15:00	569	21,5	65,49	0,66	611	5,41	70,90
16:00	376	21,3	63,25	0,59	361	3,20	66,45

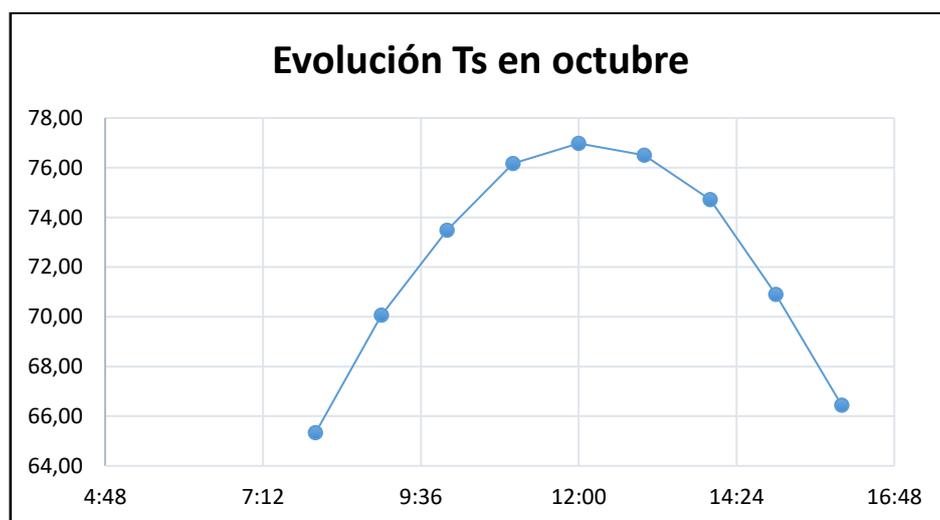


Figura 43: Evolución de la temperatura de salida de los captadores en un día medio de octubre

Tabla 30: Temperaturas de salida del fluido caloportador del primer captador solar en noviembre

Hora	G_D [W/m^2]	T_a [$^{\circ}C$]	T_e [$^{\circ}C$]	η_{cap}	Q [W]	ΔT	T_s
8:00	234	16,3	60	0,49	186,43716	1,65	61,65
9:00	434	16,5	60	0,6	423,4104	3,75	63,75
10:00	589	16,9	60	0,67	641,66838	5,69	65,69
11:00	689	17,3	60	0,68	761,81352	6,75	66,75
12:00	727	17,6	60	0,68	803,82936	7,12	67,12
13:00	704	17,7	60	0,68	778,39872	6,90	66,90
14:00	619	17,7	60	0,67	674,35098	5,98	65,98
15:00	478	17,5	60	0,62	481,88136	4,27	64,27
16:00	288	17,4	60	0,55	257,5584	2,28	62,28

Tabla 31: Temperaturas de salida del fluido caloportador del segundo captador solar en noviembre

Hora	G_D [W/m^2]	T_a [$^{\circ}C$]	T_e [$^{\circ}C$]	η_{cap}	Q [W]	ΔT	T_s
8:00	234	16,3	61,65	0,49	186	1,65	63,30
9:00	434	16,5	63,75	0,59	416	3,69	67,44
10:00	589	16,9	65,69	0,66	632	5,60	71,29
11:00	689	17,3	66,75	0,67	751	6,65	73,40
12:00	727	17,6	67,12	0,67	792	7,02	74,14
13:00	704	17,7	66,90	0,67	767	6,80	73,69
14:00	619	17,7	65,98	0,66	664	5,89	71,86
15:00	478	17,5	64,27	0,61	474	4,20	68,47
16:00	288	17,4	62,28	0,54	253	2,24	64,52

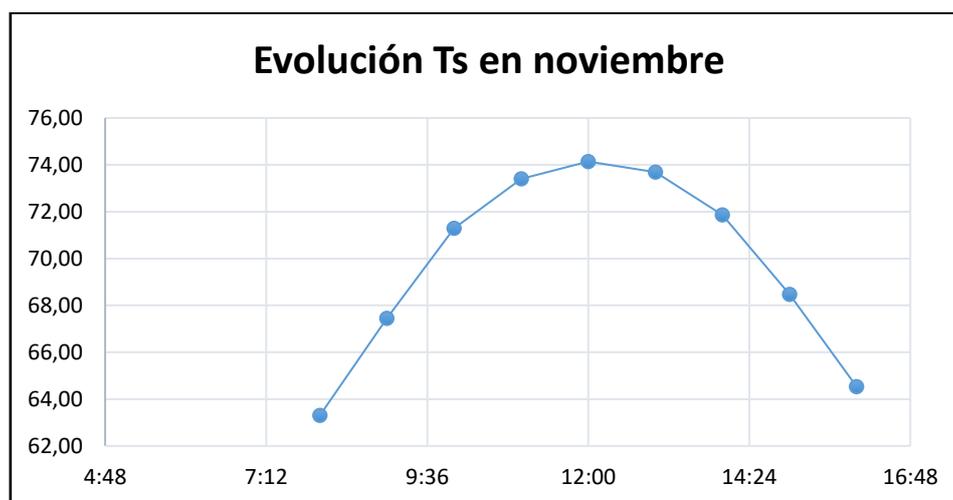


Figura 44: Evolución de la temperatura de salida de los captadores en un día medio de noviembre

Tabla 32: Temperaturas de salida del fluido caloportador del primer captador solar en diciembre

Hora	G_D [W/m^2]	T_a [$^{\circ}C$]	T_e [$^{\circ}C$]	η_{cap}	Q [W]	ΔT	T_s
8:00	210	13,9	60	0,43	146,8	1,30	61,30
9:00	404	14,1	60	0,58	381,0	3,38	63,38
10:00	549	14,6	60	0,66	589,2	5,22	65,22
11:00	641	15,1	60	0,68	708,7	6,28	66,28
12:00	676	15,5	60	0,69	758,4	6,72	66,72
13:00	655	15,7	60	0,68	724,2	6,42	66,42
14:00	577	15,7	60	0,67	628,6	5,57	65,57
15:00	445	15,6	60	0,6	434,1	3,85	63,85
16:00	263	15,4	60	0,5	213,8	1,89	61,89

Tabla 33: Temperaturas de salida del fluido caloportador del segundo captador solar en diciembre

Hora	G_D [W/m^2]	T_a [$^{\circ}C$]	T_e [$^{\circ}C$]	η_{cap}	Q [W]	ΔT	T_s
8:00	210	13,9	61,30	0,43	146,83	1,30	62,60
9:00	404	14,1	63,38	0,58	381,00	3,38	66,75
10:00	549	14,6	65,22	0,65	580,24	5,14	70,36
11:00	641	15,1	66,28	0,67	698,32	6,19	72,47
12:00	676	15,5	66,72	0,77	846,37	7,50	74,22
13:00	655	15,7	66,42	0,77	820,07	7,27	73,68
14:00	577	15,7	65,57	0,77	722,42	6,40	71,97
15:00	445	15,6	63,85	0,6	434,14	3,85	67,69
16:00	263	15,4	61,89	0,5	213,82	1,89	63,79

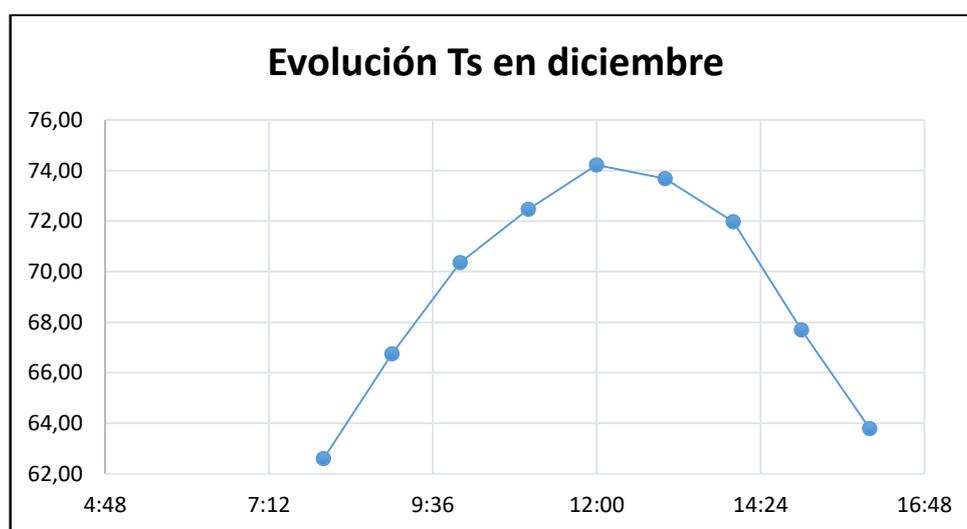


Figura 45: Evolución de la temperatura de salida de los captadores en un día medio de diciembre

6.3.2 Estimación de la producción de energía eléctrica

Una vez que se han determinado las temperaturas alcanzadas en cada momento del día para un día medio de cada mes, se puede simular el funcionamiento del ciclo orgánico de Rankine, y determinar la energía eléctrica que genera.

Previamente, se ha escogido el fluido de trabajo más adecuado. Para su elección, se tuvieron en cuenta los valores que alcanzaban los siguientes parámetros del ciclo:

- Potencia neta eléctrica generada
- Rendimiento térmico del ciclo
- Presión de trabajo en el evaporador
- Presión de trabajo en el condensador

Se tuvieron en consideración los fluidos orgánicos R600, Metanol, Etanol y R113, eligiéndose este último como la opción más adecuada por ser el que proporcionaba los mayores valores de potencia neta y eficiencia del ciclo. Además, con el R113 se operaría en el ciclo con valores de presión en el evaporador relativamente bajos, y sin necesidad de establecer un vacío excesivo en el condensador.

Para realizar la simulación con el software EES, fue necesario, además de los cálculos previos realizados para obtener la temperatura de salida del agua con refrigerante de los paneles solares, plantear los balances de energía en el generador de vapor de ciclo, tanto en el evaporador como en el economizador

Para realizar estos cálculos se tomó una presión de diseño en el evaporador fija para cada mes, pero distinta mes a mes y, por tanto, una temperatura de entrada a la turbina también fija, puesto que se trabaja con un ciclo de Rankine no-regenerativo en el que el vapor sale del generador de vapor en condiciones de saturación, por lo que no se existe sobrecalentamiento.

También se ha fijado una diferencia mínima de temperaturas “Pinch Point Temperature” (PPT) en el generador de vapor. Finalmente, tanto la presión como la temperatura del

fluido orgánico en el condensador son fijas, habiéndose establecido su valor a partir de la temperatura del agua de red.

Los balances de energía planteados en el generador de vapor del ciclo orgánico de Rankine son los siguientes:

1. Balance de energía entre la **fuentes solar y el evaporador**.

$$M_{agua} \cdot C_e \cdot (T_{ei} - T_x) = M_{orc} \cdot (h_1 - h_5)$$

2. Balance de energía entre la **fuentes solar y el precalentador**.

$$M_{agua} \cdot C_e \cdot (T_x - T_{si}) = M_{orc} \cdot (h_5 - h_4)$$

A partir de los dos balances anteriores, se obtiene el flujo másico de fluido orgánico y la temperatura de salida del fluido caloportador del generador de vapor.

Donde:

- M_{agua} = Flujo másico de fluido caloportador [kg/s]
- M_{orc} = Flujo másico de fluido orgánico [kg/s]
- C_e = Calor específico de la mezcla de agua con propilenglicol al 10 % [kJ/kg·°C]
- T_{ei} = Temperatura de entrada del fluido caloportador al intercambiador de calor con el ciclo [°C]
- T_{si} = Temperatura de salida del fluido caloportador del intercambiador de calor con el ciclo [°C]
- T_x = Temperatura del fluido caloportador a la salida del economizador y entrada del evaporador [°C]
- h = Entalpía del fluido orgánico [kJ/kg]. El subíndice que acompaña a la entalpía representa el estado para el que se determina esta propiedad. Dicho estado se representa esquemáticamente en la Figura 46.

Las entalpías de los estados 1 y 5 son conocidas, puesto que corresponden a los valores de dicha propiedad para el vapor saturado y el líquido saturado de R113 a la presión del evaporador. Por otra parte, la entalpía del estado 4, líquido subenfriado obtenido después de la compresión de la bomba, se obtuvo a partir de la entalpía del estado 3 (líquido saturado a la presión del condensador) considerando un rendimiento isentrópico de la bomba de 0,8.

Para estimar el flujo másico de fluido caloportador que circula por la instalación solar, se calcula a partir del caudal unitario que circula por panel, de acuerdo con las especificaciones del fabricante. El que circula por una fila de dos paneles conectados en serie es el mismo, por lo que conociendo el número de filas de paneles, se puede estimar el caudal total.

$$\text{Caudal de fluido caloportador} = \text{Caudal unitario} * \text{número de filas de paneles solares}$$

$$\text{Caudal de fluido caloportador} = 0,03 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 27 \text{ filas} = 0,81 \text{ kg/s}$$

Para determinar la presión del condensador, se establece una diferencia de temperaturas de 10°C entre el fluido orgánico que circula por él y el fluido de enfriamiento (agua), y sabiendo que la temperatura media del agua de red es de 15,7 °C, se calcula la temperatura de fluido orgánico y, por tanto, la presión de saturación del mismo a dicha temperatura. Así, los datos de partida para la simulación del funcionamiento del ciclo orgánico de Rankine con EES se muestran en la Tabla 34.

Tabla 34: Datos de partida para la simulación del ciclo orgánico de Rankine

Temperatura del fluido de trabajo en el condensador [°C]	15,7 + 10 = 25,7
Presión en el condensador [bar]	0,459
Rendimiento isentrópico de la turbina [%]	90
Rendimiento isentrópico de la bomba [%]	80
Rendimiento del generador de energía eléctrica [%]	90

En la Tabla 35 se muestra la variación de la presión en evaporador y economizador del ciclo orgánico de Rankine, que, como puede observarse, varía sólo ligeramente cada mes.

Tabla 35: Variación mensual de la presión del fluido de trabajo en evaporador y precalentador

Mes	Presión en evaporador y precalentador [bar]
Enero	1,25
Febrero	1,26
Marzo	1,26
Abril	1,32
Mayo	1,35
Junio	1,37
Julio	1,4
Agosto	1,38
Septiembre	1,32
Octubre	1,28
Noviembre	1,2
Diciembre	1,17

El esquema de la instalación es el siguiente:

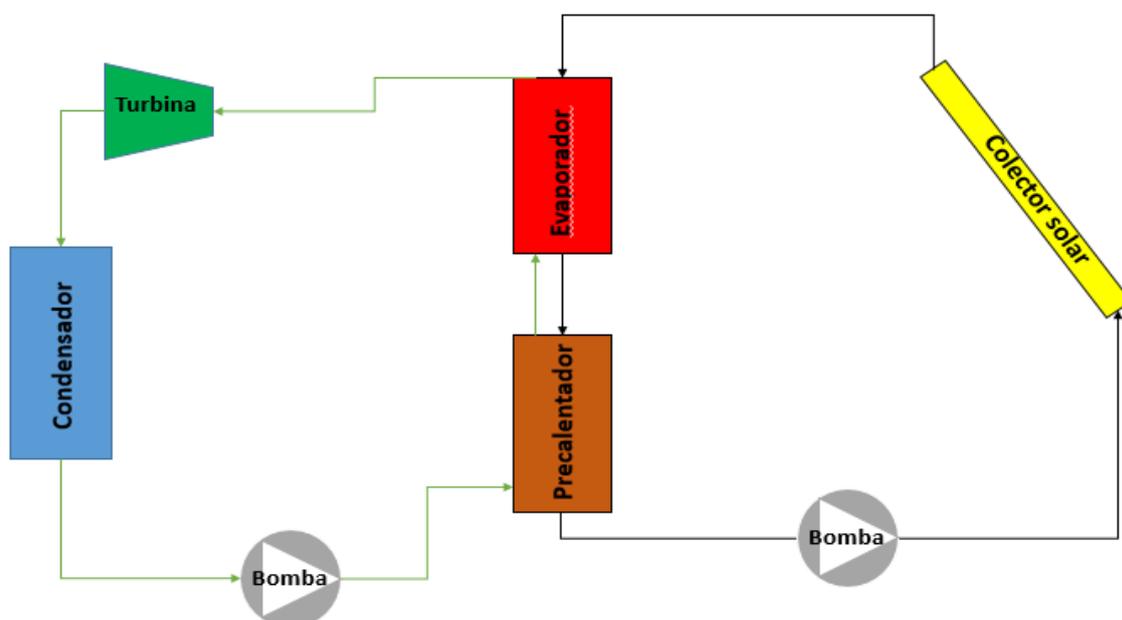


Figura 46: Esquema del ciclo orgánico de Rankine y la instalación solar térmica del caso de estudio.

Fuente: [Elaboración propia]

Como puede observarse en la Figura 46, el fluido caloportador absorbe parte de la radiación solar incidente sobre ellos en forma de energía térmica y cede, a su vez, parte de dicha energía, en el generador de vapor, al R113 que describe el ciclo orgánico de Rankine.

En el generador de vapor se pueden distinguir el economizador (precalentador), en el que el fluido de trabajo incrementa su temperatura hasta alcanzar el estado de líquido saturado, y el evaporador en el que se produce el cambio de fase.

El vapor saturado que sale del evaporador se expande en la turbina, que está acoplada a un alternador que genera la energía eléctrica, y, posteriormente, el fluido orgánico se condensa para volver a ser bombeado, repitiéndose el ciclo.

En las Tablas 36 – 47, se muestra la evolución horaria para un día medio de cada mes del flujo másico de fluido que circula por el ciclo orgánico (\dot{m}_{orc}), las temperaturas de entrada y salida del fluido caloportador del circuito solar a la entrada (T_{ei}) y la salida (T_{si}) del generador de vapor, así como la potencia neta producida por el ciclo orgánico de Rankine (W_{neta}).

Enero

Tabla 36: Resultados de potencia eléctrica neta, caudal de fluido de trabajo y temperaturas de entrada y salida del fluido caloportador del intercambiador, para un día medio del mes de enero

<i>Hora</i>	\dot{m}_{orc} [kg/s]	T_{si} [°C]	T_{ei} [°C]	W_{neta} [kW]
8:00	0,020	63,89	65,02	0,29
9:00	0,116	63,05	69,50	1,67
10:00	0,190	62,41	72,93	2,73
11:00	0,236	62,01	75,09	3,39
12:00	0,254	61,85	75,91	3,65
13:00	0,243	61,95	75,41	3,49
14:00	0,204	62,29	73,59	2,93
15:00	0,137	62,87	70,45	1,97
16:00	0,047	63,66	66,25	0,67
Total	Energía suministrada [kWh]			20,79 [kWh]

Febrero

Tabla 37: Resultados de potencia eléctrica neta, caudal de fluido de trabajo y temperaturas de entrada y salida del fluido caloportador del intercambiador, para un día medio del mes de febrero

<i>Hora</i>	\dot{m}_{orc} [kg/s]	T_{si} [°C]	T_{ei} [°C]	W_{neta} [kW]
8:00	0,004	64,28	64,52	0,06
9:00	0,091	63,51	68,57	1,32
10:00	0,173	62,80	72,38	2,51
11:00	0,227	62,32	74,92	3,29
12:00	0,249	62,13	75,92	3,60
13:00	0,238	62,22	75,44	3,46
14:00	0,189	62,65	73,14	2,74
15:00	0,118	63,28	69,80	1,70
16:00	0,031	64,04	65,75	0,45
Total	Energía suministrada [kWh]			19,13 [kWh]

Marzo

Tabla 38: Resultados de potencia eléctrica neta, caudal de fluido de trabajo y temperaturas de entrada y salida del fluido caloportador del intercambiador, para un día medio del mes de marzo

Hora	\dot{m}_{orc} [kg/s]	T_{si} [°C]	T_{ei} [°C]	W_{neta} [kW]
8:00	0,027	65,06	66,56	0,40
9:00	0,120	64,21	70,91	1,81
10:00	0,203	63,45	74,76	3,04
11:00	0,265	62,89	77,65	3,98
12:00	0,282	62,74	78,43	4,23
13:00	0,272	62,83	77,97	4,08
14:00	0,216	63,34	75,36	3,24
15:00	0,149	63,95	72,24	2,23
16:00	0,051	64,84	67,70	0,77
Total	Energía suministrada [kWh]			23,78 [kWh]

Abril

Tabla 39: Resultados de potencia eléctrica neta, caudal de fluido de trabajo y temperaturas de entrada y salida del fluido caloportador del intercambiador, para un día medio del mes de abril

Hora	\dot{m}_{orc} [kg/s]	T_{si} [°C]	T_{ei} [°C]	W_{neta} [kW]
8:00	0,018	65,62	66,63	0,28
9:00	0,113	64,74	71,04	1,72
10:00	0,188	64,05	74,51	2,86
11:00	0,234	63,63	76,66	3,56
12:00	0,261	63,37	77,94	3,98
13:00	0,251	63,46	77,47	3,83
14:00	0,200	63,94	75,09	3,05
15:00	0,134	64,55	72,02	2,04
16:00	0,045	65,37	67,88	0,68
Total	Energía suministrada [kWh]			21,99 [kWh]

Mayo

Tabla 40: Resultados de potencia eléctrica neta, caudal de fluido de trabajo y temperaturas de entrada y salida del fluido caloportador del intercambiador, para un día medio del mes de mayo

Hora	\dot{m}_{orc} [kg/s]	T_{si} [°C]	T_{ei} [°C]	W_{neta} [kW]
8:00	0,013	66,38	67,12	0,21
9:00	0,107	65,49	71,48	1,67
10:00	0,195	64,66	75,54	3,03
11:00	0,237	64,26	77,51	3,70
12:00	0,254	64,10	78,28	3,95
13:00	0,244	64,20	77,82	3,80
14:00	0,208	64,54	76,15	3,24
15:00	0,136	65,22	72,82	2,12
16:00	0,037	66,16	68,22	0,58
Total	Energía suministrada [kWh]			22,29 [kWh]

Junio

Tabla 41: Resultados de potencia eléctrica neta, caudal de fluido de trabajo y temperaturas de entrada y salida del fluido caloportador del intercambiador, para un día medio del mes de junio

Hora	\dot{m}_{orc} [kg/s]	T_{si} [°C]	T_{ei} [°C]	W_{neta} [kW]
8:00	0,014	66,84	67,64	0,23
9:00	0,113	65,89	72,24	1,80
10:00	0,190	65,15	75,80	3,01
11:00	0,257	64,50	78,91	4,07
12:00	0,282	64,27	80,04	4,46
13:00	0,265	64,43	79,26	4,19
14:00	0,219	64,87	77,13	3,47
15:00	0,140	65,63	73,49	2,22
16:00	0,037	66,62	68,69	0,58
Total	Energía suministrada [kWh]			24,03 [kWh]

Julio

Tabla 42: Resultados de potencia eléctrica neta, caudal de fluido de trabajo y temperaturas de entrada y salida del fluido caloportador del intercambiador, para un día medio del mes de julio

Hora	\dot{m}_{orc} [kg/s]	T_{si} [°C]	T_{ei} [°C]	W_{neta} [kW]
8:00	0,037	67,31	69,39	0,60
9:00	0,133	66,37	73,81	2,14
10:00	0,220	65,51	77,87	3,56
11:00	0,263	65,08	79,86	4,26
12:00	0,275	64,96	80,42	4,45
13:00	0,255	65,16	79,49	4,13
14:00	0,200	65,71	76,93	3,23
15:00	0,113	66,57	72,89	1,82
16:00	0,014	67,54	68,33	0,23
Total	Energía suministrada [kWh]			24,43 [kWh]

Agosto

Tabla 43: Resultados de potencia eléctrica neta, caudal de fluido de trabajo y temperaturas de entrada y salida del fluido caloportador del intercambiador, para un día medio del mes de agosto

Hora	\dot{m}_{orc} [kg/s]	T_{si} [°C]	T_{ei} [°C]	W_{neta} [kW]
8:00	0,013	67,08	67,83	0,21
9:00	0,120	66,05	72,78	1,92
10:00	0,211	65,16	76,99	3,36
11:00	0,263	64,66	79,38	4,19
12:00	0,294	64,35	80,86	4,70
13:00	0,271	64,58	79,76	4,32
14:00	0,227	65,01	77,71	3,61
15:00	0,141	65,84	73,75	2,25
16:00	0,042	66,80	69,16	0,67
Total	Energía suministrada [kWh]			25,22 [kWh]

Septiembre

Tabla 44: Resultados de potencia eléctrica neta, caudal de fluido de trabajo y temperaturas de entrada y salida del fluido caloportador del intercambiador, para un día medio del mes de septiembre

Hora	\dot{m}_{orc} [kg/s]	T_{si} [°C]	T_{ei} [°C]	W_{neta} [kW]
8:00	0,011	65,69	66,29	0,16
9:00	0,113	64,74	71,04	1,72
10:00	0,200	63,94	75,09	3,05
11:00	0,274	63,25	78,54	4,18
12:00	0,294	63,07	79,47	4,48
13:00	0,282	63,18	78,91	4,30
14:00	0,224	63,71	76,21	3,41
15:00	0,136	64,53	72,10	2,07
16:00	0,044	65,38	67,82	0,67
Total	Energía suministrada [kWh]			24,03 [kWh]

Octubre

Tabla 45: Resultados de potencia eléctrica neta, caudal de fluido de trabajo y temperaturas de entrada y salida del fluido caloportador del intercambiador, para un día medio del mes de octubre

Hora	\dot{m}_{orc} [kg/s]	T_{si} [°C]	T_{ei} [°C]	W_{neta} [kW]
8:00	0,011	64,71	65,33	0,16
9:00	0,113	63,81	70,06	1,66
10:00	0,186	63,15	73,48	2,74
11:00	0,244	62,63	76,17	3,59
12:00	0,261	62,48	76,98	3,85
13:00	0,251	62,57	76,50	3,70
14:00	0,212	62,91	74,71	3,13
15:00	0,131	63,64	70,90	1,93
16:00	0,035	64,50	66,45	0,52
Total	Energía suministrada [kWh]			21,27 [kWh]

Noviembre

Tabla 46: Resultados de potencia eléctrica neta, caudal de fluido de trabajo y temperaturas de entrada y salida del fluido caloportador del intercambiador, para un día medio del mes de noviembre

Hora	\dot{m}_{orc} [kg/s]	T_{si} [°C]	T_{ei} [°C]	W_{neta} [kW]
8:00	0,011	62,69	63,30	0,15
9:00	0,099	61,96	67,44	1,36
10:00	0,182	61,28	71,29	2,49
11:00	0,227	60,90	73,40	3,11
12:00	0,242	60,77	74,14	3,33
13:00	0,233	60,85	73,69	3,20
14:00	0,194	61,18	71,86	2,66
15:00	0,121	61,78	68,47	1,67
16:00	0,037	62,48	64,52	0,51
Total	Energía suministrada [kWh]			18,47 [kWh]

Diciembre

Tabla 47: Resultados de potencia eléctrica neta, caudal de fluido de trabajo y temperaturas de entrada y salida del fluido caloportador del intercambiador, para un día medio del mes de diciembre

Hora	\dot{m}_{orc} [kg/s]	T_{si} [°C]	T_{ei} [°C]	W_{neta} [kW]
8:00	0,013	61,90	62,60	0,17
9:00	0,101	61,18	66,75	1,35
10:00	0,178	60,56	70,36	2,38
11:00	0,223	60,20	72,47	2,98
12:00	0,260	59,90	74,22	3,47
13:00	0,249	59,99	73,68	3,32
14:00	0,212	60,29	71,97	2,83
15:00	0,121	61,02	67,69	1,62
16:00	0,038	61,69	63,79	0,51
Total	Energía suministrada [kWh]			18,62 [kWh]

6.3.3 Análisis de resultados

En la Tabla 48 se muestra la energía eléctrica demandada por la planta (E_D) y la energía eléctrica generada por el ciclo solar (E_S) para un día medio de cada mes del año. Además, también se muestra el porcentaje de cobertura solar que se alcanza con el ciclo orgánico de Rankine solar.

Tabla 48: Resultados de energía generada y porcentaje de suministro de la instalación solar

Mes	E_D [kWh]	E_S [kWh]	Porcentaje de suministro [%]
Enero	78,65	20,79	26,44
Febrero	84,11	19,13	22,74
Marzo	32,00	23,78	74,31
Abril	17,73	21,99	100,00
Mayo	10,19	22,29	100,00
Junio	14,47	24,03	100,00
Julio	10,45	24,32	100,00
Agosto	15,58	25,22	100,00
Septiembre	20,63	24,03	100,00
Octubre	29,16	21,27	72,94
Noviembre	32,27	18,47	57,24
Diciembre	94,29	18,62	19,75

E_D = Energía media diaria demandada

E_S = Energía media suministrada por el ciclo

En la Figura 47, se muestra la evolución de la energía eléctrica producida por el ciclo orgánico de Rankine solar para un día medio de cada mes y, en la Figura 48, la comparación entre la demanda de energía eléctrica y el suministro.

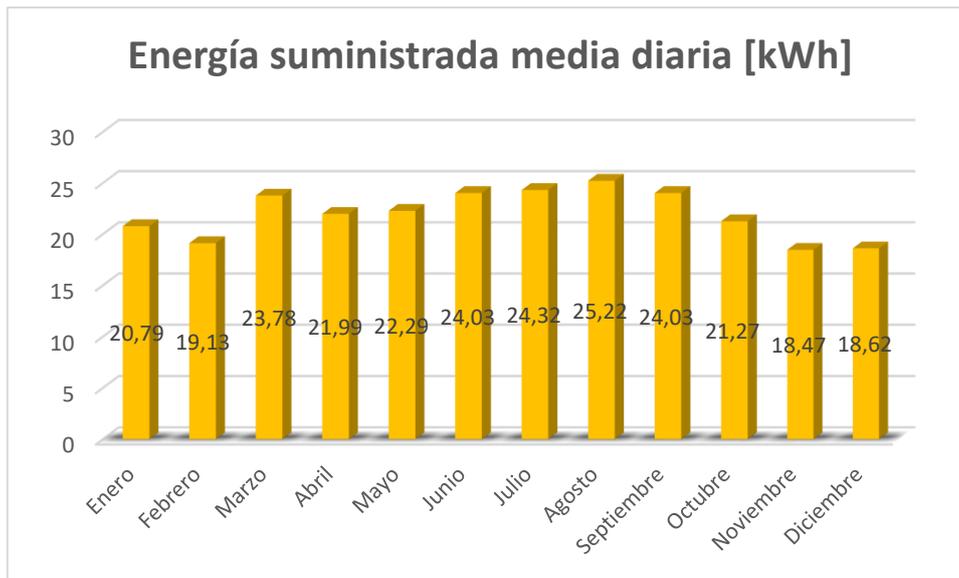


Figura 47: Energía media diaria mensual suministrada en kWh por el ciclo orgánico de Rankine

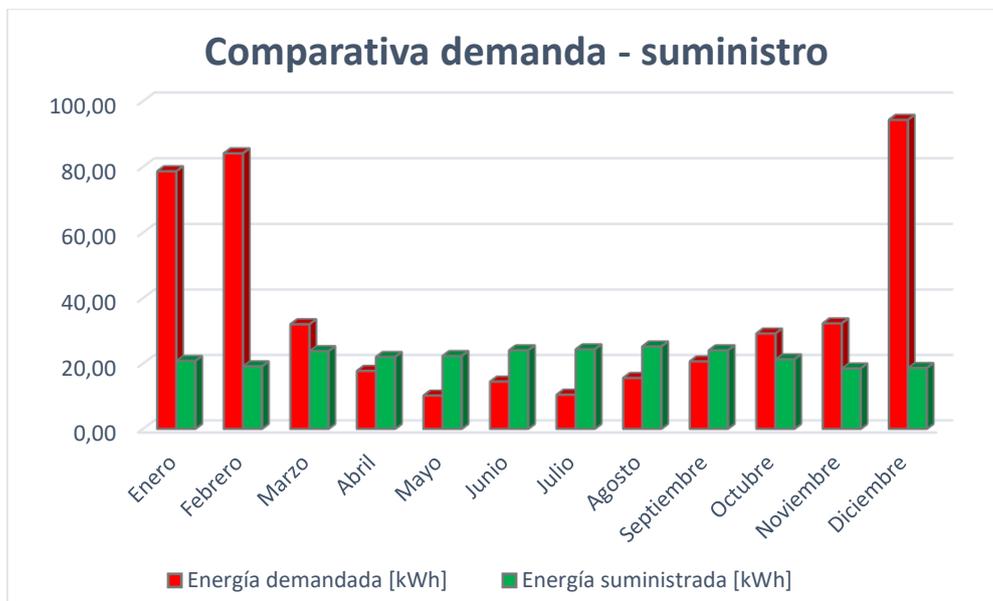


Figura 48: Comparativa de la energía media diaria mensual suministrada por el ciclo con respecto a la demanda

Como se puede ver en los resultados de la Tabla 48 y la Figura 48, el ciclo orgánico de Rankine solar genera la energía eléctrica suficiente para cubrir la totalidad de la demanda en los meses de abril a septiembre.

Durante los meses de abril a septiembre, aunque la producción supere el consumo, puesto que no se dispone de la curva de consumo diaria, no se puede establecer si producción horaria de energía eléctrica es capaz de cubrir el consumo horario.

Por tanto, para aprovechar totalmente la energía eléctrica generada, una opción posible sería instalar un sistema de baterías que almacene la energía eléctrica generada durante el horario de funcionamiento del ciclo. De esta forma, se almenaría en las baterías la energía eléctrica cuando la producción supere el consumo y se consumiría parte de la energía de las baterías cuando la producción fuera insuficiente. Otra opción para cubrir la demanda de energía eléctrica diaria, aunque menos viable, sería adaptar el funcionamiento de la planta a la producción de la instalación solar.

Para el resto de los meses, el ciclo suministra sólo una parte de la energía necesaria, que como puede verse en la Tabla 48 para el mes de diciembre sólo representa del orden de un 20%. Dada la baja cobertura que proporciona la instalación solar para los meses de enero, febrero y diciembre, parece necesario que la instalación esté conectada a la red eléctrica para poder cubrir la fracción del consumo que no es capaz de generar el ciclo orgánico de Rankine solar. En la Figura 49 se puede ver la cantidad de energía media diaria que sería necesario obtener de la red eléctrica.

El mes que menos energía eléctrica produce la instalación es noviembre, con una media diaria de 18,47 kWh como se puede ver en la Figura 47, aunque el mes en el que el porcentaje de suministro es menor es diciembre, debido a la mayor demanda eléctrica. Por otra parte, el mes que más se genera es agosto, con 25,22 kWh de media diaria

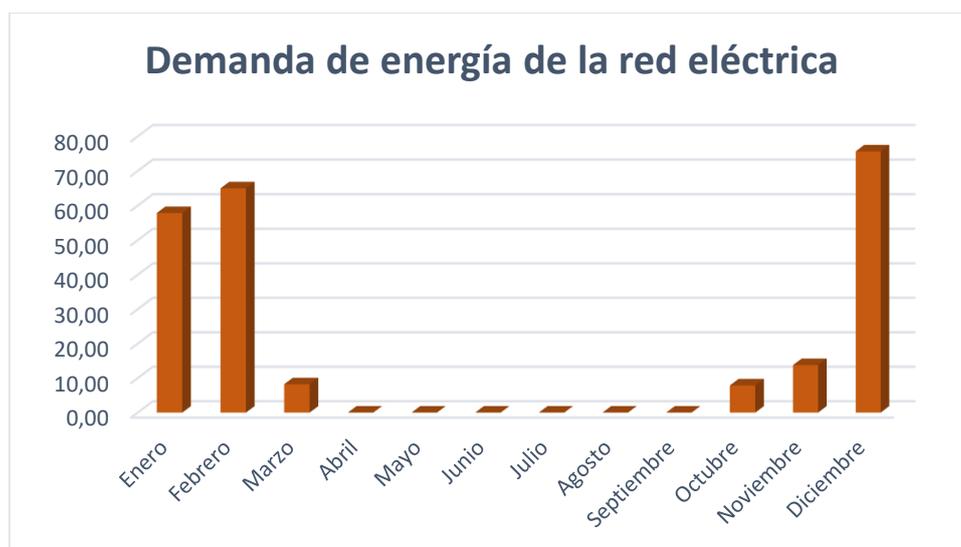


Figura 49: Energía media diaria mensual en kWh obtenida de la red eléctrica

En la Figura 50 se muestra el déficit/superávit en el suministro eléctrico.

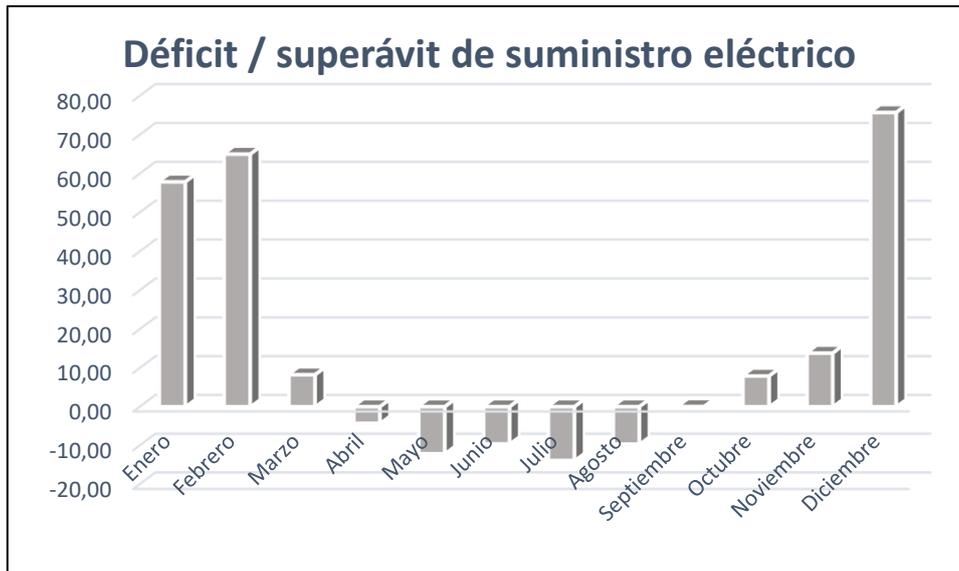


Figura 50: Déficit / superávit de energía media diaria mensual en kWh

7. Conclusiones

El objetivo de este Trabajo Fin de Máster es realizar un diseño preliminar de un ciclo orgánico de Rankine solar para el suministro eléctrico a una PYME. Para ello, se tuvo en cuenta, por un lado, el cálculo de la instalación solar, el cual depende fundamentalmente de la radiación incidente, el tipo de colectores solares utilizados y la temperatura ambiente, de cara a obtener el rendimiento de los mismos. Se estima la superficie de captación solar necesaria para cubrir un 50% de la demanda anual de energía eléctrica.

Una vez realizados los cálculos de la instalación solar, se modela el diseño preliminar del ciclo de Rankine. Para llevar a cabo este diseño se deben hacer balances de energía entre la fuente solar y el intercambiador de calor, formado por evaporador y precalentador. Se determinan los valores adecuados de presión y temperatura de trabajo en el evaporador, y presión y temperatura en el condensador, el cual depende de la temperatura de agua de red. Se obtienen por tanto, los valores de eficiencia térmica del ciclo y de potencia neta eléctrica generada para cada hora del día y para cada mes del año.

El fluido de trabajo considerado para el funcionamiento del ciclo es el refrigerante R113, elegido por ser comparativamente el mejor fluido entre los estudiados de cara a obtener el mayor valor de potencia eléctrica, buena eficiencia térmica y una relación de presiones entre evaporador y condensador adecuada.

Del estudio realizado se obtienen las siguientes conclusiones:

1. El ciclo orgánico de Rankine constituye una buena forma de aprovechamiento de fuentes de energía renovables como la solar térmica de baja temperatura. El ciclo suministra la totalidad de la demanda de energía eléctrica de la PYME en los meses de abril a septiembre. Sin embargo, debido a la naturaleza de la energía solar, ésta sólo está disponible en un horario diario donde la radiación solar que incide sobre los paneles es suficiente; este horario no tiene por qué coincidir con el horario de funcionamiento de la empresa, por lo cual, conviene emplear un sistema de baterías

para almacenar la energía generada diariamente y distribuirla uniformemente según la demanda en cada momento o adaptar el funcionamiento de la empresa

2. En cuanto al resto de meses del año, en marzo y septiembre se cubre un porcentaje de la demanda superior al 70 %, mientras que en febrero y diciembre ésta se encuentra en el entorno del 20%, debido por un lado a la mayor demanda de electricidad en estos meses y a la menor generación debido a una radiación solar incidente menos elevada.
3. El ciclo orgánico de Rankine debe estar conectado a la red eléctrica, de cara a cubrir la demanda de los meses donde no se genera lo suficiente. El hecho de estar conectado a la red eléctrica implica conforme a la legislación vigente, la instalación ha de pagar el peaje de respaldo según la Ley 24/2013, de 26 de diciembre, del Sector Eléctrico y Real Decreto 900/2015, de 9 de octubre, por el que se regulan las condiciones de las modalidades de suministro de energía eléctrica con autoconsumo.
4. La utilización de una fuente de energía renovable como energía solar térmica, en este caso concreto es de utilidad para reducir el coste de la factura eléctrica de una PYME, proporcionando el suministro eléctrico total durante varios meses al año y cubriendo una parte durante los meses de mayor consumo, reduciendo por tanto en gran medida la dependencia energética. Esto repercute por un lado en el ahorro económico, y por otra parte en una reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero y gases tóxicos como óxidos de nitrógeno, óxidos de azufre, partículas, etc, puesto que la energía solar no produce ningún tipo de contaminante.

8. Referencias bibliográficas

- [1] Uniovi.es [Internet]. España: Uniovi; 2017 [citado abr 2017]
- [2] Wikipedia.es [Internet]. España: Wikipedia; 2009 [actualizado ene 2017; citado abr 2017]
- [3] Upgrade-energy.fr [Internet]. Francia: Upgrade-energy;2017 [citado abr 2017]
- [4] Turboden.eu [Internet]. Italia. Turboden; 2015 [actualizado ene 2015; citado abr 2017]
- [5] Bao J, Zhao Li. A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. Renewable and Sustainable Energy Reviews [Internet]. 2013 [citado may 2017] 24 [325 – 42].
- [6] Bertrand.F et al. Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle. Renewable and Sustainable Energy [Internet]. 2011 [citado may 2017] 35 [989-96]
- [7] Papadopoulos. A, Stijepovic. M, Linke. P. On the systematic design and selection of optimal working fluids for organic Rankine cycles. Applied Thermal Engineering [Internet]. 2010 [citado may 2017] 30(6-7) [760 – 9]
- [8] [Andreasen. J, Larsen. U, Knudsen. T, Pierobon. L, Haglind. F. Selection and optimization of pure and mixed working fluids for low grade heat utilization using organic Rankine cycles. Energy. Elsevier [Internet]. 2014 [citado may 2014] 73 [204 - 13]
- [9] Zhao. L, Bao. J. Thermodynamic analysis of organic Rankine cycle using zeotropic mixtures. Applied Energy [Internet]. 2014 [citado may 2014] 130 [748 – 56]
- [10] Sedigas asociación española del gas. Guía sobre aplicaciones de la energía solar térmica [Internet]. 2013 [citado may 2017]
- [11] Fecmes.es [Internet]. España. Fecmes; 2017 [citado may 2017]
- [12] Skenta.com.ar [Internet]. Argentina. Skenta; 2013 [citado may 2017]
- [13] Solar-energia.net [Internet]. España. Solar-energia; 2015 [citado may 2017]
- [14] Torresolenergy.es [Internet]. España. Torresolenergy; 2013 [citado may 2017]
- [15] Endesaeduca.com [Internet]. España. Endesaeduca; 2017 [citado may 2017]
- [16] Badr.O et al. Selecting a working fluid for a Rankine cycle engine. Applied Energy [Internet]. 1985 [citado may 2017] 21 [1–42]
- [17] Fankam Tchanche. B et al. Fluid selection for a low temperature solar organic Rankine cycle. Applied thermal engineering [Internet]. 2009 [citado may 2017] 29 [2468-76]

[18] Loni.R et al. Thermodynamic analysis of an organic Rankine cycle using a tubular solar cavity receiver. Energy conversion and management [Internet]. 2016 [citado may 2017] 127 [494-503]

[19] Castro García, P. Tablas sobre fundamentos de la radiación solar. Oviedo: Textos universitarios ediuno; 2015

[20] Fujisol.com [Internet]. España. Fujisol; 2017 [citado jun 2017]

[21] Re.jrc.ec.europa.eu [Internet]. 2017 [citado jun 2017]

[22] Aemet.es [Internet]. España. Aemet; 2017 [citado jun 2017]