

**Diseño de un sistema de colectores solares cilíndricos parabólicos para la implementación
de un ciclo rankine básico**

Albert Leonardo Mateus Galindo

Trabajo de Grado para optar al título de Ingeniero Mecánico

Director

Javier Yesid Rueda Ordoñez

Doctor en Ingeniería Química

Codirector

Octavio Andrés González Estrada

Doctor en ingeniería Mecánica y de materiales

Universidad Industrial de Santander

Facultad de Ingenierías Físico-mecánicas

Escuela de Ingeniería Mecánica

Bucaramanga

2019

Agradecimientos

Gracias a dios por todo lo que me ha dado, por siempre estar a mi lado guiando mis pasos, a mis padres que confiaron en mí, me apoyaron y me inculcaron valores como el respeto , la responsabilidad , la honestidad , la disciplina; además me dieron la oportunidad de estudiar , a mis hermanos que siempre me han motivado a salir a delante, a mi abuela que también es como una madre para mí y me ha dado la mano cuando más lo he necesitado, me ha enseñado el valor de la humildad como un valor fundamental para mi formación profesional y personal, y a sus sabios consejos me alcanzar los objetivos propuestos encaminándome a ser excelentes personas y profesionales.

A la Universidad Industrial de Santander, en especial a la Escuela de Ingeniería mecánica y los profesores pertenecientes a esta, por transmitirnos sus conocimientos, disciplina y enseñanzas que ayudaron a nuestro crecimiento académico en busca de nuestra formación profesional.

Al director y codirector de este proyecto, Yesid Javier Rueda Ordóñez y Octavio Andrés González Estrada por ser guías en el desarrollo del presente estudio y brindarme su tiempo, confianza y asesoría para llevar a cabo la culminación de este proyecto.

A mis amigos y familiares por cada uno de los momentos vividos, por ser un apoyo en situaciones difíciles y llenar esta etapa de muy buenas experiencias y a todas las personas que de una y otra manera estuvieron apoyándome para llevar a cabo mis objetivos.

Contenido

	Pág.
Introducción	13
1. Generalidades.....	15
1.1. Objetivos	15
1.1.1 Objetivo general.....	15
1.1.2 Objetivos específicos	15
1.2 Marco Teórico.....	16
600-3000	22
1.2.1 Diseño de un colector solar cilindro parabólico y construcción de prototipo en Colombia	23
1.2.2 Instalaciones de concentradores cilindro-parabólicos	23
1.2.3 Campo solar	27
1.2.3.1. Cimentación y estructura	27
2. Metodología	32
2.1 Fase 1.	32
2.2 Fase 2.	37
2.3 Fase 3.	37
3. Resultados	38
3.1 Estudio y selección del emplazamiento	38
3.1.1 Análisis del recurso solar	39

3.1.2 Irradiación solar directa y temperatura ambiente.....	45
3.1.3 Temperaturas de entrada y salida del campo de captadores	48
3.1.4 Dimensionamiento del campo solar:.....	48
3.1.5 Cálculo del número de captadores en serie.....	48
3.1.6 Cálculo del número filas en paralelo.	52
3.1.7 Esquema básico de la instalación:.....	53
3.1.8 Diseño de sistema de bombeo.....	54
3.1.8.1 Pérdida de presión en el campo solar.....	54
3.1.9 Equipo de bombeo del campo solar.	57
3.1.10 Bloque de potencia.....	59
3.1.11 Turbina de alta	60
3.1.12 Análisis del recalentador.....	61
3.1.13 Análisis de turbina de baja.....	61
3.1.14 Análisis de la bomba.....	62
3.1.15 Evaluaciones	65
4. Conclusiones	69
Referencias Bibliográficas	70
Apéndices.....	72

Lista de Figuras

	Pág.
Figura 1. Comparación logarítmica entre potencias renovables y el consumo energético mundial medio.....	13
Figura 2. Tecnologías termo-solares. Nota: a) cilindros parabólicos. b) reflector fresnel, c) disco parabólico, d) torre solar.	16
Figura 3. Sistema de torre central.....	18
Figura 4. Esquema de un reflector lineal fresnel.....	19
Figura 5. Central de colectores cilíndrico parabólicos.	21
Figura 6. Vista de las centrales de Andasol	23
Figura 7. Esquema de una central termo-solar.....	25
Figura 8. Ciclo rankine ideal con recalentamiento.....	26
Figura 9. Cimentaciones de colectores cilíndrico-parabólicos.....	27
Figura 10. estructura de colector senertrough.	28
Figura 11. Filas de colectores SKAL-ET	29
Figura 12. Colector solargenix	30
Figura 13. Colector solar cilíndrico parabólico con su sistema de seguimiento a un eje.....	32
Figura 14. Ubicación del terreno.....	39
Figura 15. Irradiación disponible para el departamento de Santander	40

<i>Figura 16.</i> Promedios mensuales de irradiación global media en estaciones convencionales de Colombia.....	41
<i>Figura 17.</i> NASA Meteorología de superficie y energía solar: datos RETScreen	42
<i>Figura 18.</i> Radiación Solar Promedio Diaria Mensual Estación UIS	43
<i>Figura 19.</i> Esquema básico de la instalación solar adaptado al ciclo rankine con recalentamiento.	53
<i>Figura 20.</i> Ciclo rankine con recalentamiento.	59
<i>Figura 21.</i> (a). Variación de la temperatura de entrada a la turbina de alta con respecto a la eficiencia del ciclo. (b) Variación de la presión de entrada a la turbina de alta con respecto a la eficiencia del ciclo. (c). variación de la presión de salida de la turbina de alta con respecto a la eficiencia del ciclo. (d). Variación de la temperatura de entrada a la turbina de baja con respecto a la eficiencia del ciclo. (e). Variación de la presión de entrada a la turbina de baja con respecto a la eficiencia del ciclo. (f). Variación de la presión de entrada al condensador con respecto a la eficiencia del ciclo. (g). Variación de la presión de entrada a la bomba con respecto a la eficiencia del ciclo. (h). Variación de la presión de entrada al evaporador con respecto a la eficiencia del ciclo. (i). Variación de la potencia de la bomba con respecto a la eficiencia del ciclo.....	64

Lista de Tablas

	Pág.
Tabla 1. <i>Reservas de los principales combustibles en 2017.</i>	14
Tabla 2. <i>Clasificación de los colectores solares y sus ratios de concentración</i>	21
Tabla 3. <i>Características entre colectores solargenix y eurotrough</i>	30
Tabla 8. <i>Características del eurotrough 150</i>	46
Tabla 9. <i>Propiedades importantes del therminol 62</i>	47
Tabla 10. <i>Longitud equivalente de elementos discretos</i>	54
Tabla 11. <i>Número de elementos discretos y longitud recta equivalente en un lazo de colectores</i>	55
Tabla 12. <i>Resultados del análisis de la planta en ees</i>	63
Tabla 13 <i>Estudio financiero</i>	68

Lista de Apéndices

	Pág.
Apéndice A. Calculo de caida de presion	72
Apéndice B. Ecuaciones	75
Apéndice C. propiedades del thrminol@62.....	80
Apéndice D. Calculos del ciclo rankini	82

Resumen

Título. Diseño de un sistema de colectores solares cilíndricos parabólicos para la implementación de un ciclo rankine básico*

Autor: Albert Leonardo Mateus Galindo**

Palabras Clave: pérdidas térmicas, potencia térmica útil, potencia radiante, irradiación solar, rendimiento mecánico.

En este proyecto se diseñó un sistema de colectores cilíndricos parabólicos para implementar en un ciclo de potencia a vapor de agua (ciclo rankine). Se trataron aspectos como el punto de diseño, geografía de la ubicación, ángulo de incidencia de la radiación solar directa sobre los captadores, tipo de captador, tipo de fluido de trabajo, cálculo de número de captadores en serie y en paralelo y esquema básico de la instalación, además se diseñó un sistema de bombeo. Describimos en qué consiste el ciclo rankine y se llevó a cabo un análisis de dicho ciclo por termodinámica básica y por medio de un software comercial utilizado para la solución de sistemas de ecuaciones no lineales simultáneas. Finalmente, se hizo un estudio económico y se obtuvo un valor aproximado del costo de la instalación de 48.132.562.666,00 \$. También se estableció que para producir una potencia de 3600 kw fueron necesarias 12 filas de captadores conectadas en paralelo con 4 captadores por fila, usando como captadores el modelo Eurotrough 150. Finalmente, se hizo un estudio económico y se obtuvo un valor aproximado del costo de la instalación de 48.132.562.666,00 \$. También se estableció que para producir una potencia de 3600 kw fueron necesarias 12 filas de captadores conectadas en paralelo con 4 captadores por fila, usando como captadores el modelo Eurotrough 150.

* Proyecto de grado

** Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas Escuela de Ingeniería Mecánica Director Javier Yesid Rueda Ordoñez
Codirector Octavio Andrés González Estrada

Abstract

Title. Design of a system of parabolic cylindrical solar collectors for the implementation of a basic rankine cycle*

Author: Albert Leonardo Mateus Galindo**

In this project, a parabolic cylindrical collector system was designed to be implemented in a power cycle (Rankine cycle). Aspects such as the design point, geography of the location, angle of incidence of direct solar radiation on the collectors, type of collector, type of working fluid, calculation of number of collectors in series and in parallel and a basic scheme were treated of the installation, a pumping system was also designed. We describe what the rankine cycle consists of and we carried out an analysis of this cycle by basic thermodynamics and by means of commercial software used for the solution of systems of simultaneous nonlinear equations. Finally, an economic study was made and an approximate hat value of the cost of the installation was obtained an approximate cost of the installation of 48.132.562.666,00 \$, it was also established that to produce a power of 3600 kw , 12 rows of collectors connected in parallel with 4 collectors per row were required ,using the eurotrough 150 as collectors Finally, an economic study was made and an approximate hat value of the cost of the installation was obtained an approximate cost of the installation of 48.132.562.666,00 \$, it was also established that to produce a power of 3600 kw , 12 rows of collectors connected in parallel with 4 collectors per row were required ,using the eurotrough 150 as collectors

* Bachelor Thesis

** Facultad de Ingenierías Fisicomecanicas Escuela de Ingeniería Mecánica Director Javier Yesid Rueda Ordoñez Codirector Octavio Andrés González estrada

Introducción

Anualmente, la potencia consumida por la población mundial alcanza un valor $1,2 \times 10^{13}$ W, este valor parece alto, pero teniendo en cuenta la energía solar captada por el planeta se queda algo pequeño. En la Figura 1, se puede ver la comparación entre las potencias de energías renovables y el consumo anual medio mundial.

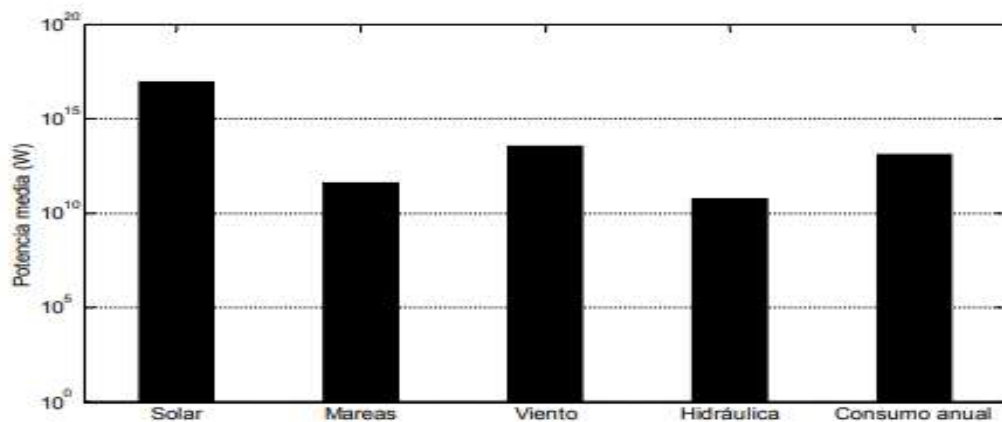


Figura 1. Comparación logarítmica entre potencias renovables y el consumo energético mundial medio

Nota. Tomado de: Apuntes de Ingeniería Energética. Ingeniería Industrial. Universidad Carlos III de Madrid. Enero, 2010)

Gran parte de la energía producida y consumida proviene de los combustibles fósiles, tales como el petróleo, gas natural, y el carbón. El petróleo y el gas natural son usados en el transporte y en los sectores comercial, industrial y residencial, mientras que el carbón es el más usado para la producción de electricidad.

En la tabla 1 se presentan las reservas de los principales combustibles para el 2009, se observa que el carbón es el recurso que más abunda, y el más usado para la producción de energía.

Tabla 1.

Reservas de los principales combustibles en 2017.

Fuente	Reservas probadas	Producción diaria	Reservas/ producción
Petróleo			
Barriles	$1,33 * 10^{12}$	$75,95 * 10^6$	45,7 años
Gas natural			
m^3	$1,87 * 10^{14}$	$2,99 * 10^{12}$	62,9 años
Carbón			
Toneladas	$8,26 * 10^{11}$	$9,94 * 10^9$	119 años

Nota. Tomado de: BP Statistical Review of World Energy. Junio, 2017.

La energía termo-solar, se basa en la concentración de los rayos del sol en un receptor para generar elevadas temperaturas que se usan para producir vapor y operar un ciclo de potencia, conocido como *concentrating solar power* (CSP), comúnmente utilizado en regiones que tienen una alta radiación directa normal incidente (DNI).

La energía termo-solar tiene una ventaja frente a la energía eólica y fotovoltaica, y es su capacidad de almacenamiento para su posterior uso. Entonces, si se integra a un sistema de generación, se tiene una tecnología flexible frente a la demanda, ya que se produce energía bajo diferentes condiciones meteorológicas. En la industria, hay muchos otros procesos que se benefician de la energía termo-solar, por ejemplo, producir calor, cogeneración de calor, frío y electricidad, desalinizar agua o cocinas solares, entre otras. (Botas, 2012)

Los combustibles fósiles han copado la mayor parte del consumo de energía debido a su bajo costo, sin embargo, se debe buscar un cambio por el alto grado de contaminación, y una alternativa es la energía solar de concentración. (Agencia Internacional de la Energía, 2014)

1. Generalidades

1.1. Objetivos

1.1.1 Objetivo general Diseñar un sistema colectores de solares cilíndricos parabólicos para la implementación de un ciclo de potencia a vapor de agua (ciclo Rankine) de tal forma que dicho sistema reemplace la caldera en el evaporador del ciclo Rankine.

1.1.2 Objetivos específicos

- Diseñar el sistema de colectores solares cilíndricos parabólicos que cumpla con los parámetros de lugar de emplazamiento y provisión termo-energética necesaria para un ciclo Rankine .
- Simular el funcionamiento del ciclo de potencia (ciclo Rankine) y el ciclo solar en EES.
- Realizar el estudio técnico económico del sistema que permita obtener valores aproximados de instalación y construcción de este sistema.

1.2 Marco Teórico

La energía solar térmica se caracteriza por usar sistemas de concentración para la producción de electricidad, la energía concentrada se transporta por medio de un fluido, el cual transfiere calor en un ciclo de vapor donde posteriormente se genera la electricidad, en la figura 2 se muestran las diferentes formas de captar energía que se han desarrollado hasta el momento.

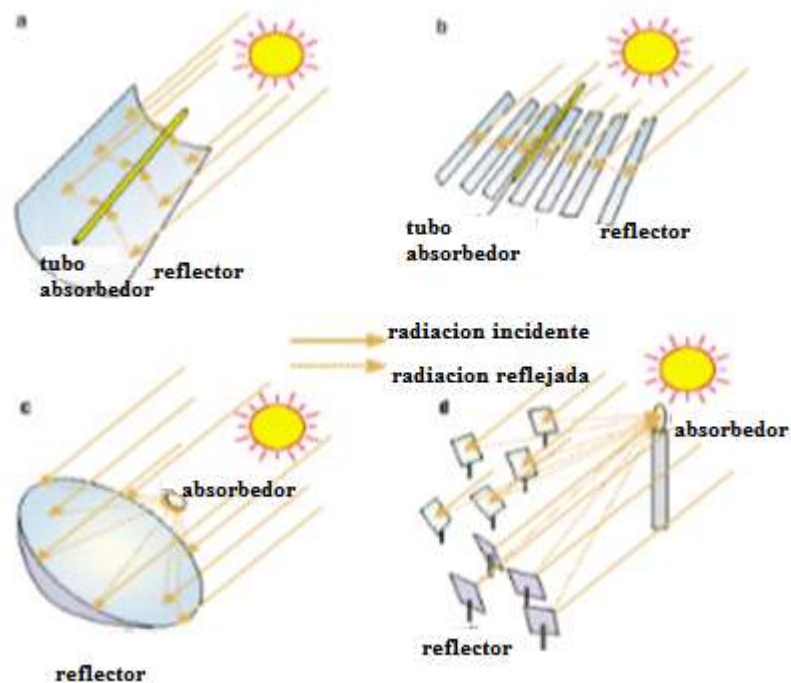


Figura 2. Tecnologías termo-solares. Nota: a) cilindros parabólicos. b) reflector fresnel, c) disco parabólico, d) torre solar.

Nota. Tomado de: POLitesi (s.f.) Recuperado de:
https://www.politesi.polimi.it/bitstream/10589/69201/1/2012_10_Zanaboni.pdf

La concentración de la radiación se consigue de cuatro maneras las cuales se dividen en 2 grupos, el primero, usa tres dimensiones para dirigir la radiación incidente a un punto, el segundo

grupo, dirige la radiación a lo largo de una línea por medio de dos dimensiones. En el primer grupo están las centrales de receptor central, estas se componen de un campo de heliostatos que reflejan la radiación a una torre donde se capta la energía, que luego es usada en el ciclo de potencia. En este grupo, también se encuentran los discos parabólicos Stirling, los cuales son capaces de trabajar de manera independiente utilizando un motor Stirling para conseguir la electricidad de forma inmediata.

En el segundo grupo se encuentran sistemas de concentración bidimensional, concentradores lineales fresnel y canales parabólicos, los reflectores fresnel concentran la energía en espejos situados en el piso hacia un tubo, mientras los canales parabólicos la línea donde se coloca el receptor es la línea focal formada por una parábola de espejos. Los sistemas concentradores tienen las siguientes ventajas; La eficiencia térmica es mayor debido a la mínima área de pérdidas de calor con respecto al receptor, el vacío en los receptores reduce las pérdidas de calor, el fluido de trabajo puede alcanzar altas temperaturas, se usa menos material para las superficies reflectantes disminuyendo el precio por metro cuadrado.

Estos sistemas también poseen desventajas, tales como que las superficies reflectantes con el tiempo se deterioran, y por esta razón se debe realizar un constante mantenimiento y que además son necesarios sistemas de seguimiento solar

Receptor central: las centrales de receptor central utilizan los heliostatos que son una cantidad considerable de pequeños espejos para concentrar la energía en lo alto de una torre fija, donde el calor fluye desde la torre hasta el ciclo de vapor (Duffie, 1980). En esta central se alcanzan temperaturas alrededor de los 1000 °C, aumentando así la eficiencia de conversión de calor en electricidad, la figura 3 muestra un sistema concentrador de torre central

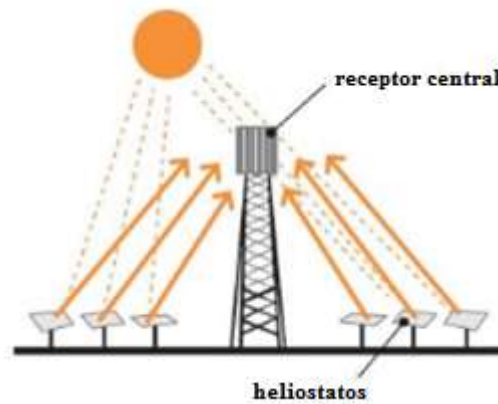


Figura 3. Sistema de torre central.

Nota. Tomado de: Greenpeace

Estos sistemas, tienen dos componentes principales, el campo de heliostatos y la torre, cada heliostato tiene un área entre 50 y 150 m², y están compuestos por paneles de espejos cuadrados que facilitan el montaje, operación y mantenimiento. Los espejos se deben orientar en forma de círculos concéntricos, de tal forma que la extensión ocupada por el campo de heliostatos sea la misma que los espejos. Sin embargo, hay un inconveniente, se producen sombras por la colocación de unos paneles sobre otros, por esto se debe colocar el receptor lo más alto posible.

La radiación que llega a los heliostatos es enviada a la torre, donde se encuentra el receptor por el que circula el fluido, el cual, viaja desde el receptor hasta llegar al bloque de potencia. Para aumentar las horas de producción, se puede acoplar un sistema de almacenamiento de energía en forma de calor latente que se usa durante la noche o días nublados.

Discos parabólicos: estos concentran los rayos provenientes del sol en el foco del disco, situado en la normal al centro del disco donde está el motor Stirling que transforma la energía en forma de calor en electricidad, de esta manera se evita el uso de un fluido como portador (Kalogirou, 2004).

El sistema de orientación sigue completamente al sol, su utilidad está en la generación de electricidad de forma independiente, su relación de concentración está entre los 600 y 2000 ° C, Estos sistemas ofrecen las mejores eficiencias transformando calor en electricidad, lo que no se puede alcanzar con ninguna de las otras tecnologías disponibles.

Coletores lineales fresnel: los reflectores tipo Fresnel (LFR) son sistemas de enfoque similar a los colectores cilíndricos parabólicos, donde la radiación solar se concentra en un concentrador invertido elevado, en este, se usan espejos casi planos y se ubica en una orientación norte sur, además giran alrededor de su eje para mantener el ángulo de incidencia adecuado entre los rayos del sol y los espejos durante el día, la ventaja de estos sistemas es que el diseño simple de los espejos y los receptores fijos facilitan la generación directa de vapor eliminando así el uso de fluidos de transferencia de calor e intercambiadores de calor, comparado con los colectores cilíndricos parabólicos resulta en una reducción de costos, porque la temperatura máxima del fluido de trabajo es menor que la del sistema de cilindros parabólicos limitando de esta forma la generación de energía. (Poullikkas, 2012)

En la figura 4 se muestra el esquema de un reflector lineal fresnel

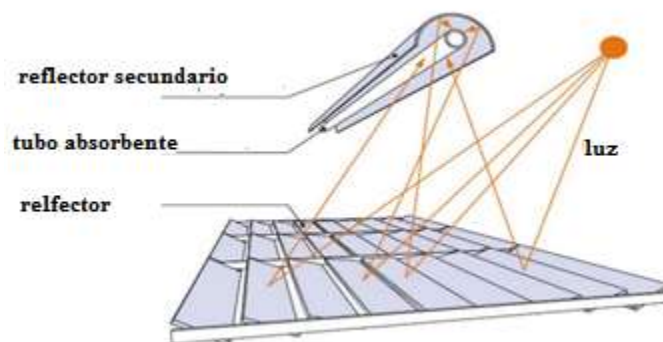


Figura 4. Esquema de un reflector lineal fresnel.

Nota. Tomado de: Greenpeace

Colectores cilíndrico parabólicos :conocidos como parabolic trough collectors (PTC) se componen de filas paralelas de espejos con forma de parábola que concentran la radiación a lo largo de una línea focal de la mencionada parábola, estas filas por lo general alcanzan los 300 metros de longitud y casi 6 metros de ancho , se usan láminas de material reflectivo dobladas en forma de parábola , en la línea central es colocado el tubo receptor que es forrado con un tubo de vidrio que reduce las pérdidas por convección con el exterior.

Estos colectores aprovechan la radiación directa, por esto, necesitan un sistema de seguimiento solar que modifique su posición en el transcurso del día rotando en un eje que es la línea focal de la parábola. Estos sistemas tienen dos tipos de orientación, el modo este-oeste que se caracteriza por estar siempre mirando al sol al medio día y tener sus pérdidas más acentuadas en la salida y la puesta del sol. En el caso contrario, orientación norte-sur recoge mucha energía , la orientación de estos sistemas depende de la aplicación y de la época del año que demande más energía. El sistema de seguimiento no solo se usa para un óptimo aprovechamiento del recurso solar, sino que también tiene la función de protección a situaciones climatológicas adversas. El movimiento de los colectores se lleva a cabo de manera manual o de forma eléctrica y electrónica con la ayuda de sensores, las temperaturas que se pueden alcanzar van desde los 50 hasta los 450°C. Estos sistemas son eficientes a un bajo costo, además ,se usan calderas de gas natural auxiliar que aseguren el calor necesario para la producción , así como también pueden incorporar sistemas de almacenamiento para la continuidad del efecto solar en un número determinado de horas .

En la figura 5 se muestra una central de colectores cilíndrico parabólicos.

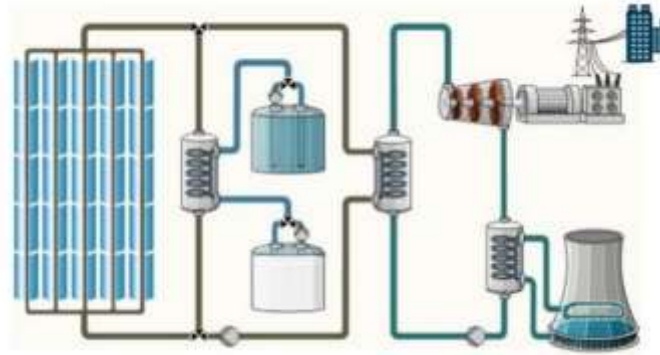


Figura 5. Central de colectores cilíndrico parabólicos.

Nota. Tomada de <http://www.rwe.com>

Los distintos componentes, tanto paneles como soportes, tienen que ser lo más ligeros posibles para reducir los costos, eurotrough ha desarrollado el diseño más ligero (Manzolini, 2003). Actualmente, esta tecnología es la más madura de las mencionadas hasta ahora y representa uno de los menores costos para la producción de electricidad o vapor recalentado a alta presión.

La tabla 2 muestra la información de las características importantes que se deben tener en cuenta en el momento de llevar a cabo un diseño, tales como los rangos de temperatura a las que se puede operar las diferentes tecnologías descritas anteriormente.

Tabla 2.

Clasificación de los colectores solares y sus ratios de concentración

Seguimiento	Tipo de colector	Tipo de absorbente	Ratio de concentracion	Rango de temp (°c)
Estacionario	Plano(FPC)	Plano	1	30-80
	Tubo evacuado (ETC)	Plano	1	50-200
	Parabólico	Tubular	1-5	70-240
Un eje	compuesto	Tubular	5-15	70-290

Seguimiento	Tipo de colector	Tipo de absorbente	Ratio de concentracion	Rango de temp (°c)
En dos ejes	(CPC)			
	Reflectores fresnel (LFR)	Tubular	10-40	60-250
	Cilindro parabólico (PTC)	Tubular	15-45	70-290
	Cilíndrico (CTC)	Tubular	10-50	70-290
	Disco parabólico (PDR)	Focal	100-1000	100-500
	Helioestado (HFC)	Focal	100-1500	150-2000
	Horno solar	Focal	1500-5000	600-3000

Nota. Tomada de: Estudio Teórico y Experimental de Colector Solar Parabólico para Generación de Energía Eléctrica. Jorge Quinteros Grijalva. 2018)

El desarrollo de los CCP se produjo en los años 70 debido al incremento en los precios del petróleo, gracias a esto se dio desarrollo a los primeros proyectos de esta índole. Las plantas SEGS (*solar electricity generating systems*) con potencia nominal de 340 MW, fueron desarrolladas por empresas estadounidenses.

Actualmente, diversos factores como la preocupación por el cambio climático y el desarrollo sostenible, así como el creciente precio de los combustibles fósiles, han motivado al estudio de la energía solar. Se están construyendo plantas con fines comerciales, se caracterizan por usar la tecnología convencional del aceite como fluido térmico en el campo solar. Por ejemplo, Andasol es un complejo solar en la provincia de granada, consta de 3 centrales de cilindro parabólico, de 50 MWe cada una, llamadas andasol-1, andasol-2, andasol-3. La planta andasol-1 abarca un área de 510120 m², con lazos de colectores cilíndrico-parabólicos SKAL-ET con almacenamiento

directo en tanques de sales fundidas con capacidad para 6 horas. En la figura 6 se muestra la compleja instalación de colectores, Andasol.



Figura 6. Vista de las centrales de Andasol

Fuente: tomada de Grupo Cobra (s.f.) Central termosolar andasol Recuperado de:
<http://www.grupocobra.com/proyecto/central-termosolar-andasol-1/>

1.2.1 Diseño de un colector solar cilindro parabólico y construcción de prototipo en Colombia El objetivo del proyecto fue el diseño de un prototipo de un colector solar cilíndrico-parabólico reflector de seguimiento que suministre la suficiente energía térmica que pueda ser usada en la industria o en la demanda energética de los hogares.

1.2.2 Instalaciones de concentradores cilindro-parabólicos Estas centrales se componen en elementos agrupados en bloques con características comunes. El primer bloque es el campo

solar, aquí se concentra la radiación solar y se transforma la energía térmica en forma de calor sensible, el segundo bloque es el llamado bloque de potencia, el cual convierte la energía térmica en energía eléctrica. Entre estos dos bloques se encuentra el sistema de almacenamiento para poder operar la planta a condiciones de baja o nula radiación. El componente principal del campo solar es el colector cilíndrico-parabólico, y en este elemento se concentra la radiación procedente del sol. El colector es una estructura cubierta de espejos en forma de canal parabólico, en el cual a lo largo de la línea focal hay un tubo por el que circula un fluido que transporta y almacena energía esta tecnología permite alcanzar temperaturas hasta de 550 °C.

Las superficies reflectantes son chapas o cristales delgados de hasta 5 mm, los materiales usados son placas metálicas, plástico o vidrio recubierto de plata o aluminio para proporcionar la reflexión necesaria. El tubo receptor es el elemento más importante, por este circula el fluido térmico que aumenta la temperatura hasta el valor deseado, y toda la superficie es recubierta con un material selectivo que mejora las propiedades de absorción, y por medio de una carcasa de cristal se crea vacío en el espacio anular disminuyendo las pérdidas de calor. Como fluido se usa un aceite térmico que limita la temperatura de operación pues se degrada a cierta temperatura, se está buscando otro tipo de fluido como sales fundidas o la generación directa de vapor, de este modo las temperaturas que se alcanzan son mayores aumentando así el rendimiento en convertir energía solar en energía eléctrica.

la figura 7 muestra el esquema de una central termo-solar que usa como sistema de almacenamiento tanques de sales fundidas

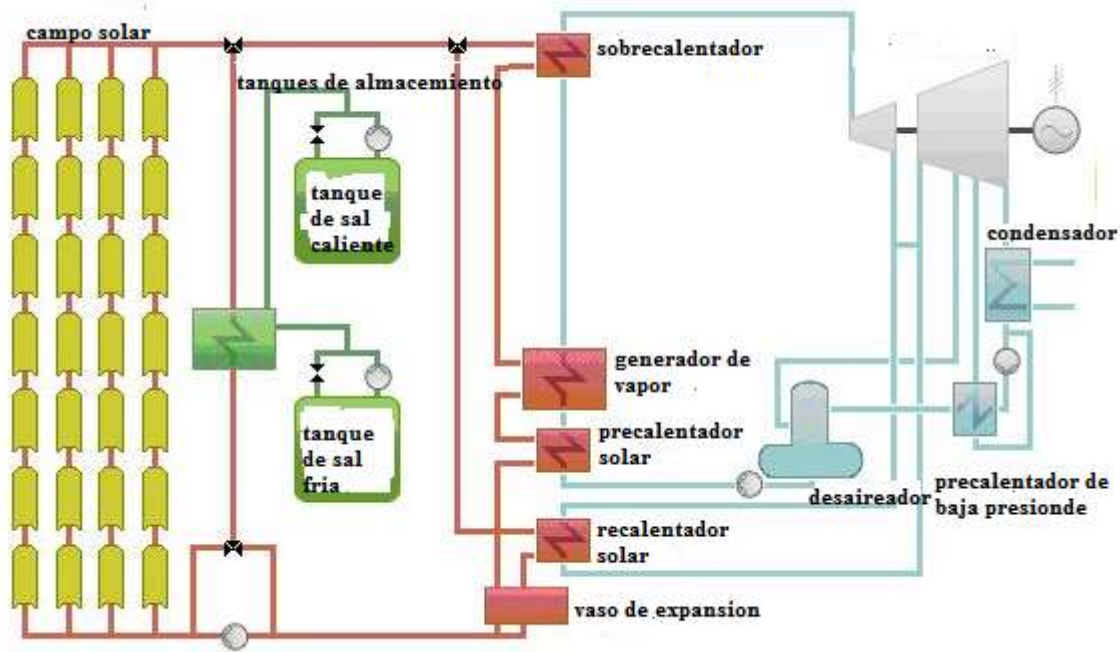


Figura 7. Esquema de una central termo-solar.

Nota. Tomado de: Opex energy (s.f.) Central termosolares Recuperado de: http://opex-energy.com/termosolares/centrales_termosolares.html

Los colectores son elementos de 150 metros de longitud y 6 metros de anchura cada uno, está formado por módulos que son otras unidades más pequeñas estos miden aproximadamente 12 metros , 12 unidades de estas forman un colector , para formar un módulo se unen 3 tubos receptores para alcanzar los 12 metros de longitud los canales cilíndrico parabólicos se disponen, típicamente en forma de lazos de 600 metros de longitud , 300 de ida y 300 de vuelta ,cuando se usa aceite térmico como fluido de trabajo , cada lazo suele estar compuesto por 4 o 6 colectores.

Otros elementos importantes en el campo solar es el sistema de orientación y seguimiento solar. Se debe disponer de un sistema que mantenga orientado en todo momento al colector en la

dirección de incidencia de los rayos solares, y se trata de un sistema de uno o dos ejes controlado por sensores que miden la dirección del sol y corrigen la posición del colector.

El ciclo de vapor a usar es un ciclo rankine ideal con recalentamiento como el que se presenta en la figura 8. El aumento de presión en la caldera incrementa la eficiencia térmica del ciclo rankine, lo único malo es que incrementa la humedad del vapor a niveles inaceptables. Entonces el recalentamiento es una solución práctica al problema de humedad excesiva en turbinas y se usan en modernas centrales eléctricas de vapor.

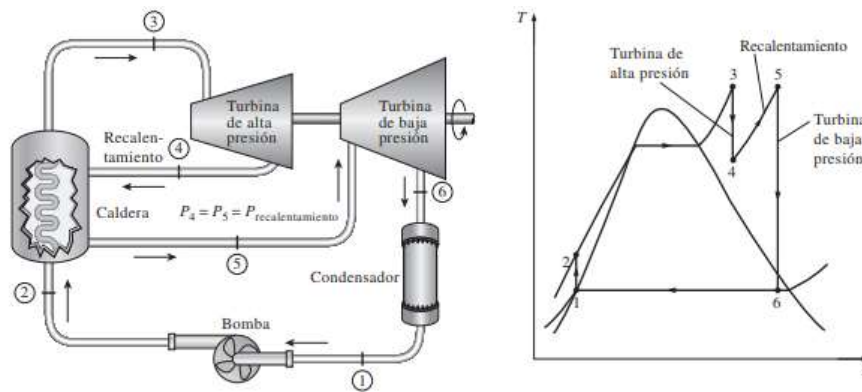


Figura 8. Ciclo rankine ideal con recalentamiento

Nota. Tomado de. Termodinámica de cengel sexta edición.

La temperatura promedio a la que se transfiere el calor durante el recalentamiento aumenta cuando se incrementa el número de etapas de recalentamiento. La presión de recalentamiento óptima se acerca a un cuarto de la presión máxima del ciclo. Por ejemplo, la presión óptima de calentamiento para un ciclo con presión de caldera de 12 mpa es aproximadamente 3 mp. El propósito del ciclo de recalentamiento es reducir el contenido de humedad del vapor en las etapas finales del proceso de expansión.

1.2.3 Campo solar

1.2.3.1. Cimentación y estructura Se necesita una adecuada cimentación que aguante las cargas y los esfuerzos que los colectores generan, ya que estas dependen de las dimensiones y de las estructuras que se reflejan en los esfuerzos que el viento genera sobre las mismas. Las cimentaciones más usadas son las de hormigón armado debido a que se debe hacer un estudio detallado para conocer las características geológicas del terreno, por otra parte se observa que los colectores son fijados al suelo con tornillos como se muestra en la figura 9.



Figura 9. Cimentaciones de colectores cilíndrico-parabólicos.

Nota. Tomada de: Colegio Oficial de Ingenieros Industriales de Madrid. Criterios de diseño del campo solar. Mayo, 2010. 17 p.

Componentes de la estructura:

Brazos soporte: Se usan para fijar los espejos a la estructura del colector, cada colector está formado por doce módulos que a su vez se componen de 28 brazos soporte cada uno, haciendo un total de 336 soportes por colector. La unión entre espejo y los brazos soporte se realiza por medio de 4 elementos, mediante una tuerca metálica y un adhesivo.

Pilones: Se usan dos tipos diferentes, unos para soportar la mayoría del peso y cargas, y otros que sirven de apoyos intermedios finales, los pilones centrales se encuentran en el sistema hidráulico, dirigen el colector hacia un correcto posicionamiento con respecto al sol para aprovechar mejor la radiación incidente, los pilones intermedios y extremos facilitan el giro del colector.

Soportes del tubo receptor: El tubo receptor se sitúa en la línea focal del colector, se debe disponer de soportes intermedios a lo largo del colector

Caja estructural: Es el elemento principal de cada módulo que compone el colector, acá se anclan los brazos soporte de los espejos, el movimiento de rotación se transmite de un módulo a otro por medio de un sistema de torsión.

La figura 10 representa una estructura de un colector senertrough con las diferentes partes que lo componen

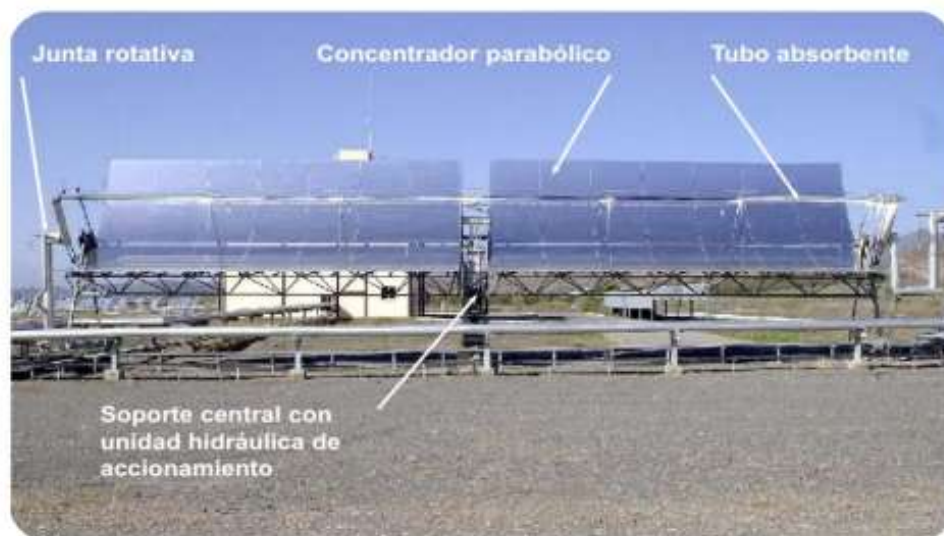


Figura 10. estructura de colector senertrough.

Nota. Tomada de: Castañeda, N. et al. SENER parabolic trough collector design and testing.

SolarPACES. 2006. 8 p.

En el diseño se tienen en cuenta las cargas generadas por el viento, se ha investigado para buscar una reducción de peso, costes y número de componentes de manera que sea resistente y fácil de transportar. El resultado de estas investigaciones es el colector skal-ET150 llevada a cabo por un grupo de compañías (fichtner solar, flabeg solar, DLR, Iberdrola, CIEMAT solel)

Colector cilíndrico parabólico a emplear: Históricamente se han usado 4 tipos de colectores en plantas con características parecidas a las empleadas en este proyecto LS-2, LS3, Solargenix y colectores Eurotrough, los colectores LS-2, LS-3 ya no están disponibles comercialmente no se van a analizar ni a comparar debido a que ya no se encuentran en el mercado. El colector eurotrough usó un diseño de armazón soporte, así se consigue combinar una mayor resistencia a la torsión con una menor cantidad de acero de esta manera se usa en su fabricación menos componentes, menos costos, más eficiente.



Figura 11. Filas de colectores SKAL-ET

Nota.

Tomado

de

.file:///D:/Documents/PFC_MIGUEL_ANGEL_GUILLAM%C3%93N_L%C3%93PEZ%20central%20solar%20de%2050%20mw.pdf

La figura 12 muestra un colector cilíndrico parabólico de última generación, su estructura está hecha de aluminio extruido, estos colectores pesan menos que el acero, requiere de muy pocos elementos de fijación, no necesita de soldadura además se monta fácilmente.



Figura 12. Colector solargenix

Nota. Tomado de. <https://www.nrel.gov/docs/fy07osti/41424.pdf>

La figura 13 muestra un diseño de un sistema de concentradores que usa colectores solargenix.

La tabla 3 enseña las características principales de los colectores anteriormente descritos. El colector a usar será el eurotrough modelo SKAL-ET 150 de la empresa Flagsol. Se ha seleccionado este colector por su elevada rigidez y rendimiento óptico de cerca del 80%.

Tabla 3.

Características entre colectores solargenix y eurotrough

	Solargenix	Eurotrough
Estructura	Estructura espacial de aluminio extruido	Estructura tipo armazón soporte
Apertura(m)	5	5.77
Distancia focal media (m)	1,8	2,1
Longitud de un módulo (m)	8	12

	Solargenix	Eurotrough
Longitud de un colector (m)	100	150
Área de espejo por colector (m^2)	470	817,5
Diámetro del receptor (m)	0,07	0,07
Concentración geométrica	71:1	82:1
Mecanismo de accionamiento	Hidráulico	Hidráulico
Peso($\frac{kg}{m^2}$)	22	28
Rendimiento óptico	77	80
Proyectos mas significativos	Nevada solar one	Andasol 1 y 2

Nota. Tomado de. <https://docplayer.es/4528219-Proyecto-fin-de-carrera.html>

Tipo de fluido caloportador: El fluido que se emplea comúnmente en estos sistemas de CCP es el aceite sintético therminol VP-1, este aceite trabaja bien hasta los 400°C, su punto de congelación es a los 12°C, esto obliga a tener el circuito a una temperatura superior a esta.

Las principales características del aceite sintético therminol VP-1 son las que se describen a continuación

- Rango de operación, aceite operado entre 12°C y 400°C
- Temperatura de entrada y salida 293/393°C
- Pérdidas térmicas del 10%

Sistema de seguimiento solar: El objetivo de este es aprovechar la mayor parte de horas de sol, de esta manera se logra que el ángulo de incidencia sea lo más pequeño posible y se mantengan en el foco lineal continuamente, normalmente el seguimiento se hace a un eje pues mecánicamente es más sencillo, esto implica menos costos y menos pérdidas térmicas por no haber tuberías pasivas los mecanismos de accionamiento que mueven el

colector pueden ser eléctricos, hidráulicos, mecánico. En la figura se muestra un colector solar cilíndrico parabólico con su sistema de seguimiento a un eje.

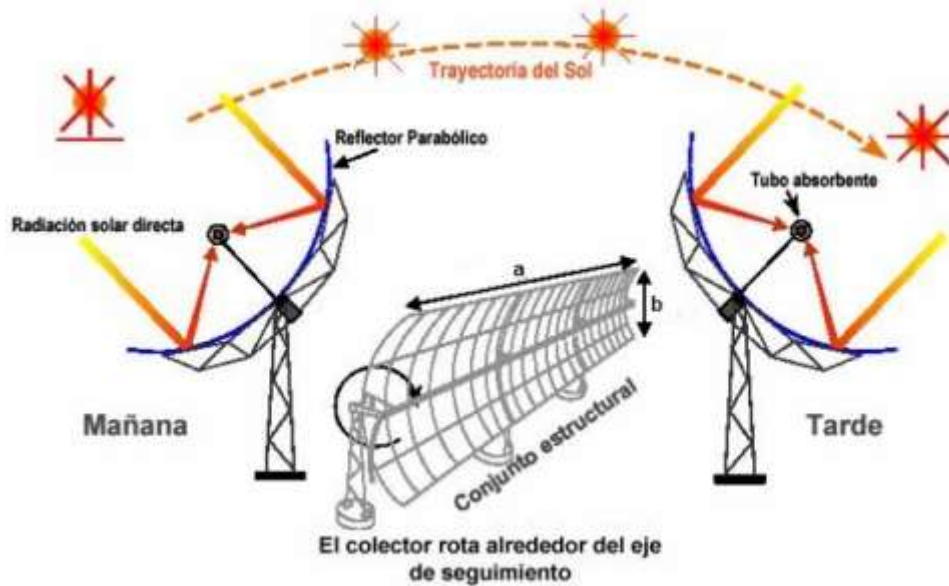


Figura 13. Colector solar cilíndrico parabólico con su sistema de seguimiento a un eje.

Nota. Tomado de. greenpeace

2. Metodología

2.1 Fase 1.

Estudio y selección del emplazamiento: Es necesario encontrar el lugar adecuado para llevar a cabo el diseño del sistema de colectores. De este modo conocer algunos parámetros muy importantes a tener en cuenta al desarrollar este proyecto.

Análisis del recurso solar: con la ayuda de datos meteorológicos se busca una evaluación del potencial solar y de este modo tenemos los valores de irradiación directa ($\frac{w}{m^2}$) en el sitio de diseño.

Fecha elegida para el punto de diseño: Se buscó el día en que se den las condiciones para dar una mayor energía térmica ya que no se cuenta con sistema de almacenamiento, por esta razón se busca el mayor número de horas de sol disponible desde la salida del sol hasta el ocaso, menor ángulo de incidencia de la radiación solar sobre el plano de apertura de los colectores y mayores niveles de radiación solar.

Capacidad térmica para poder implementar un ciclo de rankine: Antes de llevar a cabo el diseño se debe conocer si el sitio de diseño nos proporciona la energía necesaria para producir la potencia deseada

Diseño del campo solar: se obtienen todos los parámetros importantes para llevar a cabo el diseño.

Punto de diseño: Son los parámetros que dan las condiciones de partida para el diseño de un campo de captadores.

Orientación del eje de giro de los captadores: Ubicar adecuadamente los colectores nos ayudara a captar la mayor cantidad de radiación solar posible

Geografía de la ubicación: La ubicación del campo de captadores queda definida por sus coordenadas geográficas: latitud y longitud

Ángulo de incidencia de la radiación solar directa sobre los captadores: Lo ideal sería que la propia radiación solar directa fuera en todo momento perpendicular al plano de apertura del concentrador, el ángulo de incidencia tiene gran importancia en el comportamiento del captador, porque limita la cantidad de radiación solar que resulta aprovechable por el captador.

Irradiación solar directa y temperatura ambiente: con los datos de radiación directa y temperatura se procede a llevar a cabo los cálculos ya que estos son los datos más confiables de los que se disponen.

Potencia térmica del campo de captadores: Este parámetro es usado solo cuando en el diseño no se va a instalar un sistema de almacenamiento térmico

Tipo de captador: Actualmente hay muchas empresas dedicadas a la fabricación de captadores, por lo que se seleccionó el captador que se acomode mejor al diseño.

Tipo de fluido de trabajo: Se buscó un fluido de trabajo que alcanzara altas temperaturas a bajas presiones. Con esto se pueden usar materiales más económicos en nuestro diseño ahorrando en una gran medida los costos del proyecto.

Temperatura de entrada y salida del campo de colectores: La temperatura de salida del generador de vapor. Que es la temperatura de entrada de captadores se establece considerando la temperatura de saturación del vapor (presión de producción de la caldera) y tomando un margen de unos 5° en el intercambiador de calor para evitar entrecruzamientos, la temperatura a la salida del campo de captadores debe ser ligeramente inferior a la temperatura máxima de trabajo que puede alcanzar el fluido térmico.

Dimensionamiento del campo solar

Cálculo del número de captadores en serie: N es el número de captadores que conectaremos en serie dentro de cada fila y depende del incremento de temperatura requerida por el proceso industrial alimentado por el campo de captadores.

Para fijar el caudal en el punto de diseño se garantiza un régimen turbulento dentro del tubo absorbedor , de modo que se asegure una buena refrigeración del tubo por parte del fluido al circular por su interior.

Para asegurar flujo turbulento el numero de Reynolds debe ser igual o superior 4000 ,

Estos parámetros fueron calculados teniendo en cuenta la temperatura promedio entre la entrada y salida del campo de captadores, el diámetro interior es entregado por el fabricante

Esta expresión nos da las perdidas térmicas en vatios por metro longitudinal del colector, por lo que tendremos que multiplicar por la longitud del colector.

Una vez conocidas las perdidas térmicas se puede calcular la potencia térmica útil que puede suministrar un captador cilindro parabólico. Luego se consigue una ecuación de segundo grado donde se obtiene el valor de (T_o) Conociendo esta temperatura podemos conocer el valor de $\Delta T_c = T_o - T_i$ obtenemos el número de captadores que debemos conectar en serie dentro de cada fila

Cálculo del número de filas en paralelo: Este valor depende de la potencia térmica demandada por el proceso industrial a alimentar. Entre mayor es esta potencia, mayor es el número de filas paralelas, para calcular el número de filas paralelas basta dividir la potencia térmica total que demanda el proceso que se va a alimentar con el campo de captadores por la potencia térmica útil que suministra una fila de captadores en el punto de diseño.

Esquema básico de la instalación: El campo solar de captador cilindro parabólico, estará compuesto según el resultado del dimensionamiento.

Diseño del sistema de bombeo: En esta parte se buscaron las pérdidas en los accesorios y en los tramos de todas las tuberías, con el fin de calcular la potencia necesaria para mover el fluido través de todo el sistema.

Caída de presión en el campo solar: Una vez sabemos el número de captadores en serie y en paralelo, así como los caudales de trabajo, pasamos a calcular las caídas de presión en las tuberías del circuito, uno de los aspectos críticos relacionado con la caída de presión, es el que se produce por la cantidad de elementos discretos que existen en el lazo de captadores en serie, lo

primero que se hace es calcular la velocidad del fluido en cada tramo teniendo en cuenta los parámetros de diseño.

Teniendo las caídas de presión en los distintos tramos de tubería, la caída total de presión de la instalación será la suma de caída de presión de cada tramo individual.

Una vez conocidos todos los parámetros podemos conocer la potencia eléctrica necesaria para la bomba de alimentación del campo solar, para esto es necesario conocer la potencia mecánica, esto es de acuerdo a la ecuación de continuidad y la ecuación de Bernoulli y asumiendo que la densidad del fluido no cambia y que la velocidad del fluido es la misma a la entrada y a la salida de la bomba

Equipo de bombeo del campo solar: Los dos parámetros que determinan la potencia eléctrica de la bomba de alimentación del campo solar son:

- el caudal volumétrico del fluido que tiene que impulsar
- la diferencia de presión que debe aportar entre su entrada y salida
- El caudal volumétrico es conocido una vez realizado el dimensionado del campo solar.

Se dimensionará el sistema solar que cumpla con los requerimientos, el objetivo es diseñar la estructura de los colectores cilindro parabólicos (número de colectores conectados en serie y paralelo) para de esta manera captar la energía necesaria para reemplazar la caldera que es la que suministra la potencia para elevar la temperatura del fluido de trabajo en un ciclo rankine básico, de este modo evitar el uso de combustibles fósiles y así contribuir con la preservación del medio ambiente.

2.2 Fase 2.

Descripción del ciclo rankine: Es el ciclo termodinámico encargado de convertir calor en trabajo por medio de elementos como lo son una turbina, un condensador un evaporador y una bomba

Descripción del software EES: Es un paquete de software comercial utilizado para la solución de sistemas de ecuaciones no lineales simultáneas. Es útil para la solución de problemas de termodinámica y de transferencia de calor

Análisis de ciclo rankine por termodinámica básica y por EES: La termodinámica básica y el software antes mencionado fueron herramientas necesarias para llevar a cabo este trabajo.

Con ayuda del EES se simuló el funcionamiento del ciclo rankine de esta manera se estudió el comportamiento de cada uno de los elementos que constituyen el ciclo al reemplazar la caldera por el sistema de colectores.

2.3 Fase 3.

Se realizó un estudio económico de proyecto para ver la viabilidad de este al ser desarrollado en la ciudad de Bucaramanga

3. Resultados

3.1 Estudio y selección del emplazamiento

Bucaramanga se encuentra en una terraza inclinada de la cordillera oriental, hay dos diferentes conformaciones físicas la meseta y el valle.

El área municipal es de 165 km^2 su altura sobre el nivel del mar son 959 m y sus pisos térmicos se distribuyen en cálido 55 km^2 , medio 100 km^2 y frío 10 km^2 además su temperatura media es de 23°C . El lugar de emplazamiento se encuentra ubicado en la ciudad de Bucaramanga, en cercanías con la universidad industrial de Santander, por razones de confidencialidad no se da la ubicación exacta donde se llevara a cabo la instalación, se toma como referencia la ubicación de la universidad.

Las coordenadas de emplazamiento son: Latitud: $7^\circ 08'$ de latitud norte. Longitud: $73^\circ 08'$ de longitud oeste. precio $m^2: \frac{1.325.000}{m^2}$. Pendiente: 3%. En la figura se muestra la ubicación exacta donde se llevó a cabo el diseño en la ciudad de Bucaramanga.



Figura 14. Ubicación del terreno.

Nota. Tomada de: <http://versionantigua.bucaramanga.gov.co>

3.1.1 Análisis del recurso solar El potencial energético se determina mediante estudios de geoposicionamiento, programas de simulación que proporcionan la cantidad de radiación promedio diaria mensual disponibles, la irradiación solar que viene dada por la cantidad de (HPS) Hora Pico Solar, mide el recurso solar disponible, este valor se calcula mediante las siguientes fuentes de información:

-Atlas de radiación solar IDEAM

Es una herramienta para valorar el comportamiento de la disponibilidad de energía solar en Colombia, se ha puesto un conjunto de mapas , tablas , datos los cuales ilustran el potencial energético en el territorio nacional, todo esto se hace gracias al instituto de hidrología, Meteorología y estudios ambientales (IDEAM), en conjunto de la unidad de planeación minero-energética (UPME) .

La figura muestra la irradiación disponible para el departamento de Santander



Figura 15. Irradiación disponible para el departamento de Santander

Nota. Tomado de: IDEAM.

La figura 16 muestra de forma estadística los promedios mensuales de irradiación global media recibida en la superficie de las estaciones convencionales del IDEAM

Estación	Municipio	Departamento	Lat.	Long.	Elevación (m.s.n.m.)	Valor promedio (Wh/m ² por día)												Promedio Anual
						ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC	
Simijaca	Simijaca	Cundinamarca	5,50	-73,85	2572	5074,2	5439,4	5824,3	4995,1	5002,1	4650,8	5382,4	5364,9	4948,6	4483,4	4817,1	4990,4	5081,1
La Primavera	Subachoque	Cundinamarca	4,85	-74,22	2590	4683,4	4548,5	4952,1	4201,9	4114,7	4184,5	4360,1	4240,3	4505,5	4297,3	4614,8	4392,7	4424,6
Tabio	Tabio	Cundinamarca	4,77	-73,93	2620	4677,6	3777,4	3805,3	3307,6	3404,1	3665,8	3500,6	3676,2	3559,9	3771,6	4264,7	3948,4	3779,9
Novilleros	Villa de San Diego de Ubaté	Cundinamarca	5,33	-73,78	2550	4565,9	4453,1	4717,1	4170,5	3970,5	3796,0	4007,7	4212,4	4322,9	4324,0	4003,0	4215,9	4229,9
Hidrobetania	Campoalegre	Huila	2,71	-75,42	500	4462,7	4420,4	4188,8	4068,3	4320,4	4527,0	4454,1	4501,8	4825,7	4491,8	4712,5	4387,3	4446,7
Aeropuerto Benito Salas	Neiva	Huila	2,95	-75,29	439	4836,0	4700,4	4590,5	4628,9	4552,2	4550,1	4509,7	4656,6	4785,1	4782,3	4607,8	4618,0	4651,5
Parque Arqueológico	San Agustín	Huila	1,89	-76,29	1800	4716,9	4657,5	4311,1	4462,7	4602,3	4384,2	4136,8	4228,7	4894,9	4828,1	4777,9	4826,6	4569,1
La Mina	Hatonuevo	La Guajira	11,14	-72,62	80	5091,6	4726,6	5105,4	5011,7	5033,1	5192,6	5307,9	5527,4	5077,0	5035,9	4756,2	4498,9	5030,4
Aeropuerto Almirante Padilla	Riohacha	La Guajira	11,53	-72,92	4	5202,8	5556,0	5761,0	5898,3	5618,0	5975,8	6237,6	6045,2	5832,8	5247,8	4977,5	4916,6	5605,8
Nazareth	Uribe	La Guajira	12,18	-71,28	85	4868,0	4763,8	5365,8	5023,6	4880,2	6052,6	5670,4	5842,4	5501,6	4601,5	4118,1	4321,1	5084,1
Prado Sevilla	Zona Bananera	Magdalena	10,76	-74,15	18	5373,1	5537,5	5698,7	5694,0	5349,7	5392,5	5488,7	5471,5	5037,5	5194,5	5026,5	5393,5	5388,1
La Holanda	Granada	Meta	3,52	-73,72	360	3658,7	3841,7	3595,3	4093,4	4482,2	3982,1	4742,8	5158,3	4686,3	5355,1	4515,3	4373,7	4373,7
Aeropuerto Vanguardia	Villavicencio	Meta	4,16	-73,62	422	4784,9	4514,5	4337,1	4565,8	4699,2	4650,1	4542,9	4993,2	5307,6	5286,1	4747,4	4580,0	4750,7
Aeropuerto San Luis	Aldana	Nariño	0,86	-77,68	2961	4236,0	3950,9	3902,6	3980,9	4161,5	4337,7	4301,9	4058,9	4203,6	4230,1	3997,0	4003,5	4113,7
Obonuco	Pasto	Nariño	1,20	-77,30	2710	3710,6	3417,9	3534,0	3574,7	3497,4	3302,1	3576,1	3555,9	3530,9	3544,8	3475,5	3473,3	3516,1
Ábrego	Abrego	N. de Santander	8,09	-73,22	1430	4910,9	4804,9	4839,1	4582,7	4515,6	4841,7	4885,8	4719,4	4723,3	4720,8	4510,5	4749,8	4733,7
Cinera Villa Olga	Cúcuta	N. de Santander	8,17	-72,47	100	4185,4	4708,1	5086,7	4877,9	5321,1	5728,1	5741,8	6006,7	6141,4	5467,2	5005,4	4895,4	5263,8
Salazar	Salazar	N. de Santander	7,77	-72,83	860	4667,5	4557,0	4292,4	4549,9	5059,7	5032,8	5695,3	5471,3	5470,7	5036,9	4801,9	4497,3	4927,7
Aeropuerto Matecaña	Pereira	Risaralda	4,82	-75,74	1342	4279,4	4406,3	4283,9	4099,7	3805,1	3940,5	4243,6	4362,0	4273,2	4338,6	4183,3	4315,4	4210,9
Aeropuerto Palonegro	Lebrija	Santander	7,12	-73,18	1189	4012,9	3930,1	4029,2	3908,6	4164,3	3871,2	4081,0	3656,1	4079,5	4062,9	3830,9	3995,5	3968,5
El Cucharo	Pinchote	Santander	6,53	-73,20	975	4862,1	4889,1	4969,9	4813,3	4788,5	4839,8	4789,8	5093,5	5098,7	5116,8	4975,5	4988,8	4935,5
Guamo	Guamo	Tolima	4,01	-74,98	360	5016,8	4783,9	4511,0	4979,6	4979,8	4824,6	5035,4	5442,9	5519,9	5395,2	5006,9	4828,2	5027,0
Aeropuerto Perales	Ibagué	Tolima	4,42	-75,14	943	4615,6	4578,8	4621,2	4651,4	4627,9	4717,9	4896,1	4986,2	4846,8	4679,7	4404,6	4332,7	4663,2
Ing. Manuelita	Palmira	Valle del Cauca	3,57	-76,28	1020	4634,3	4652,7	4625,4	4490,0	4419,0	4248,0	4570,1	4665,8	4607,5	4512,3	4363,1	4444,9	4526,2
Las Gaviotas	Cumaribo	Vichada	4,55	-70,93	171	5160,0	4990,4	4708,3	4254,0	4016,3	3820,5	4007,2	4227,2	4563,5	4502,4	4385,4	4814,5	4454,1

Figura 16. Promedios mensuales de irradiación global media en estaciones convencionales de Colombia.

Nota. Tomado de: ANDI (s.f.) Recuperado de:

<http://www.andi.com.co/Uploads/RADIACION.compressed.pdf>

-Radiación solar de la NASA

La NASA por medio de misiones científicas ofrece apoyo a sistemas de satélites que se encargan de generar datos para estudios sobre recurso solar y meteorología los cuales han sido confiables en diferentes lugares del mundo, la Figura 17 ilustra los resultados que proporciona la plataforma digital SSERETScreen perteneciente a la NASA los cuales corresponden a las coordenadas.

Mes	Temperatura del aire	Humedad relativa	Radiación solar diaria-horizontal	Presión atmosférica	Velocidad del viento	Temperatura de la tierra	Grados de calentamiento diarios	Grados de enfriamiento diarios
	°C	%	kWh/m2/d	kPa	m/s	°C	°C-d	°C-d
Enero	23.3	65.6%	5.34	91.9	2.0	24.3	0	417
Febrero	24.7	59.8%	5.34	91.8	1.9	26.4	0	416
Marzo	24.5	66.0%	5.28	91.8	1.7	26.2	0	451
Abril	23.7	76.6%	4.96	91.8	1.6	24.9	0	412
Mayo	23.2	80.1%	5.01	91.9	1.6	23.9	0	413
Junio	23.1	76.3%	5.16	91.9	1.8	23.6	0	399
Julio	23.4	70.0%	5.57	92.0	1.8	24.0	0	423
Agosto	23.6	69.1%	5.55	92.0	1.6	24.4	0	430
Septiembre	23.0	75.8%	5.27	91.9	1.5	23.8	0	396
Octubre	22.4	81.9%	4.80	91.9	1.5	23.2	0	388
Noviembre	22.3	81.5%	4.72	91.8	1.5	23.0	0	373
Diciembre	22.4	76.2%	4.86	91.8	1.9	22.8	0	390
Anual	23.3	73.2%	5.16	91.9	1.7	24.2	0	4905

Figura 17. NASA Meteorología de superficie y energía solar: datos RETScreen

Nota. Tomado de: <https://eosweb.larc.nasa.gov>

Estas mediciones son satelitales y se considera que tiene un mayor rango de error, en relación a la zona de objeto de estudio

-Estación meteorológica de la escuela de Ingeniería Mecánica

La escuela de ingeniería mecánica de la universidad industrial de Santander dispone de una estación meteorológica personalizable (VENTAGE PRO2), la cual permite obtención de datos como dirección y velocidad del viento, punto de rocío, temperatura, humedades internas y externas, presión barométrica radiación solar y UV en intervalos de tiempo cortos y continuos durante las 24 horas del día.

La Figura 18 ,enseña los resultados obtenidos , respecto a la radiación promedio diaria mensual , estos valores se obtienen con ayuda de MATLAB , de los datos de la estación y formulas tomadas del libro solar Engineering of Thermal processes .

		7 a 8	8 a 9	9 a 10	10 a 11	11 a 12	12 a 13	13 a 14	14 a 15	15 a 16	16 a 17	ACUMULADO [W]
MESES	ENERO	93,29	237,61	384,58	485,70	508,20	476,24	442,98	380,92	295,34	206,64	3.511,50
	FEBRERO	106,88	276,91	419,14	541,01	624,14	594,66	571,72	523,54	368,51	267,98	4.294,48
	MARZO	76,02	164,95	299,27	378,84	397,99	362,81	378,25	350,93	282,79	220,24	2.912,08
	ABRIL	116,50	246,96	387,19	514,37	525,13	555,24	562,55	471,30	329,93	239,50	3.948,66
	MAYO	116,96	261,86	391,98	493,94	422,68	371,22	368,14	308,78	206,07	139,11	3.080,74
	JUNIO	147,26	293,80	471,29	564,40	581,37	474,06	505,31	417,77	307,09	163,91	3.926,26
	JULIO	121,78	244,64	368,59	389,90	364,10	339,72	288,52	232,18	164,96	119,78	2.634,16
	AGOSTO	116,36	240,33	374,46	477,80	427,47	368,64	428,81	331,53	255,04	156,37	3.176,80
	SEPTIEMBRE	105,44	224,62	324,82	408,60	441,91	436,64	378,15	275,20	199,71	143,29	2.938,36
	OCTUBRE	138,87	259,32	387,09	463,32	436,33	362,63	306,28	249,26	165,21	98,46	2.866,76
	NOVIEMBRE	128,41	232,85	344,38	431,70	434,02	420,76	403,37	329,92	221,95	133,68	3.081,03
												3.306,44

Figura 18. Radiación Solar Promedio Diaria Mensual Estación UIS

Nota. Tomado de: Duffie, J. A. Bechman, W. A. (2013) Solar Engineering of Thermal Processes. New Jersey: Wiley,. Pp 3-133. ISBN 978-0-470-87366-3

Se eligió una fecha de diseño que nos da las mejores condiciones para entregar una mayor energía térmica, mayor número de horas de sol disponibles, en Bucaramanga durante el transcurso del año la temperatura varía de 20°C a 27°C la duración del día no varía considerablemente, aunque el día más largo es el 21 de junio con 12 horas y 32 minutos de duración con un máximo de irradiación hacia directa de alrededor de $157,3 \frac{kW}{m^2}$, en cuanto al punto de diseño lo práctico es elegir las 12 hora solar que es el momento en el día en el que el sol está en el zenit y la radiación directa presenta la mejor estabilidad [17]

Punto de diseño: son las condiciones de partida para el diseño de colectores cilíndricos parabólicos.

Orientación del eje de giro de los captadores se instalan de forma que sus ejes de rotación estén ubicados norte – sur , o este – oeste , las variaciones estacionales en la energía térmica obtenida con la orientación este- oeste son mucho menores , aunque la energía total suministrada

en un año completo por un captador orientado norte –sur es mayor que la suministrada por un captador este-oeste , por este motivo las captadores se orientan en esta dirección ya que lo que importa es producir al máximo la energía

Longitud y latitud geográfica de la ubicación: las coordenadas de la posición geográfica es la siguiente.

- Latitud: $7^{\circ} 08'$ de latitud norte
- Longitud: $73^{\circ} 08'$ de longitud oeste.
- Área superficie: $5.200,00 \text{ m}^2$
- Precio m^2 : $1.325.000/\text{m}^2$
- Pendiente: 3%
- **Día y hora para el diseño:** como ya se había explicado antes el día de diseño se tomó como el 21 de junio a las 12 solar

Ángulo de incidencia de la radiación solar directa sobre los captadores: Se busca que la radiación solar directa sea en todo momento perpendicular al plano de apertura de los captadores cuando se posee de un solo grado de libertad esto resulta imposible en momentos muy discretos, el ángulo de incidencia tiene gran importancia en el comportamiento del captador, pues limita la cantidad de radiación solar que resulta aprovechable.

Se procedió a calcular el ángulo de incidencia sobre un colector cilíndrico parabólico

1) Se calcula el parámetro **Aa** que es constante a lo largo de cada día y viene dado por: **Aa = diaj * 0.017167**. Donde **diaj** es el número de orden que ocupa el día en cuestión dentro del año natural que en nuestro caso toma un valor de **diaj = 171**

2) Se calcula el parámetro **Ab**, este valor es una constante que vale 2 o 1 que depende de las fechas en las que se efectúa el cambio local, por ejemplo, **Ab = 2** para todos los días

comprendidos en primavera y el día en que cambia la hora local en otoño y $Ab = 1$ para el resto de días, teniendo en cuenta que Colombia se encuentra sobre el ecuador se toma un valor de

$$Ab = 1$$

3) Se calcula el parámetro Ac mediante la ecuación 1 que se encuentra en el

Apéndice B

4) Se calcula la hora solar de la siguiente manera: Hora solar = hora local – diferencia

5) Calculamos la declinación, ecuación 2 apéndices B

6) Por medio de la ecuación 3 apéndices B se calcula el Angulo de incidencia (φ)

De acá obtenemos que el ángulo de incidencia (φ) toma un valor: $(\varphi) = 16.19^\circ$

7) Una vez tenemos la hora solar, calculamos el ángulo horario (Ω) por medio de la ecuación 4 apéndices c

3.1.2 Irradiación solar directa y temperatura ambiente En el lugar de emplazamiento se tienen los datos de radiación solar directa y la temperatura ambiente, desarrolladas durante un año de estudio en este lugar que fueron facilitadas por las estaciones e1, e2, e3, e4.

Irradiación solar directa ($\frac{w}{m^2}$)	$\frac{157,3w}{m^2}$
Temperatura ambiente ($^\circ C$)	23.5 $^\circ C$

Potencia térmica en el campo de los captadores: Es un parámetro de partida en el diseño cuando no se tiene un sistema de almacenamiento térmico, cuando se desea instalar un sistema de almacenamiento la potencia térmica nominal es el resultado del dimensionamiento.

Captador a usar en la instalación: Se usará un captador eurotrough 150 en la tabla 8 se muestran las principales características de los colectores eurotrough 150.

Tabla 4.

Características del eurotrough 150

Eurotrough 150	
Ancho de parábola en (m)	5,76
Longitud total de cada colector (m)	147,42
Numero de módulos por colector	12
Diámetro exterior de los tubos absorbentes metálicos (m)	0,07
Diámetro interior de los tubos absorbentes (m)	0,065
Área neta de apertura debida a los espejos en cada colector (m^2)	819,81
Rugosidad cara interna tubo absorbedor (μm)	20
Reflectividad de los espejos, r	0,93
Transmisividad de cubierta de vidrio del absorbedor ,	0,95
Absortancia del recubrimiento selectivo ,	0,95
Factor de intercepción por errores ópticos y de montaje ,y 1	0,91
Rendimiento óptico pico $\rho^* \alpha^* \tau^* y_1^* y_2$	0,764

Nota. Tomado de Google (s.f.) Recuperadod e:

.https://www.google.com/search?q=caracteristicas+colector+eurotrough+150&tbm=isch&source=univ&sa=X&ved=2ahUKEwi3gcSky_rgAhUwvFkKHYseAVcQsAR6BAgAEAE&biw=1600&bih=757

Fluido de trabajo: Se uso el aceite sintético therminol 62 por su larga vida útil y fiabilidad en el rendimiento, además de su excelente estabilidad térmica y apoyo analítico del proveedor. La tabla 9 muestran las propiedades importantes del therminol 62

Tabla 5.

Propiedades importantes del therminol 62.

Propiedades THERMINOL@62	
Composición	Mezcla isopropil bifenilo
Apariencia	Agua
Punto de cristalización	-42°C
Punto de flash, PMCC (ASTM D-93)	160°C
Punto de ignición	196°C
Temperatura máxima	325°C
Punto de ebullición normal	333°C
Temperatura de auto ignición	407°C
Coeficiente de expansión térmica (a 200°C)	0,00100°C ⁻¹
Peso medio molecular	252
Temperatura pseudocrítica	486,8°C
Densidad pseudocrítica	15,0 bares
Calor de vaporización (a 325°C)	269,4k $\frac{g}{m^3}$
Presión de vapor (a 325)	263,9 $\frac{kJ}{kg}$
Presión pseudocrítica	0,78 bares

Nota. Tomado de. Thermicol (s.f.) Recuperadod e:

<https://www.therminol.com/products/Therminol-62>

Por medio del programa therminol reference disk se calculan las propiedades de densidad y calor específico.

$$\rho\left(\frac{KG}{m^3}\right) = 973,01 - 0,7879 * T (^{\circ}C)$$

$$CP\left(\frac{KJ}{KG} * K\right) = 1,9137 + 0,0021 * T(^{\circ}C)$$

3.1.3 Temperaturas de entrada y salida del campo de captadores Para fijar estas temperaturas se debe tener en cuenta el ciclo rankine y el sistema de intercambio de calor aceite agua, por esto se fija un salto térmico de 20°C por lo que la temperatura a la entrada será de 205°C , se da este valor por que la temperatura de saturación de vapor a 15 bar (presión de producción de caldera) es de $198,3^{\circ}\text{C}$ tomando un margen de unos 5°C en el intercambiador de calor para evitar entrecruzamientos. Se toma la temperatura de salida del campo de captadores un poco inferior a la temperatura máxima de trabajo que puede alcanzar este aceite en este caso sería de 225°C .

3.1.4 Dimensionamiento del campo solar: El campo de CCPs se forma por cierto número de filas paralelas de captadores cada fila se compone de varios captadores conectados en serie de este modo el fluido de trabajo que circula por los tubos es calentado con forme pasa desde la entrada a la salida de cada fila. El dimensionamiento del campo solar se lleva a cabo en dos pasos.

1. Cálculo del número de captadores que deben conectarse en serie en cada fila
2. Cálculo del número de filas que se deben conectarse en paralelo.

3.1.5 Cálculo del número de captadores en serie El número (N) de captadores que se deben conectar en serie dentro de cada fila depende del incremento de temperatura, ΔT , requerido para la aplicación alimentada por el campo de captadores. Como se dijo anteriormente la temperatura a la entrada y salida serán 205°C y 225°C respectivamente por tanto el $\Delta T = 20^{\circ}$

El número de captadores requeridos viene dado por la ecuación 5 apéndice B

El fabricante del captador suministra los datos como (rendimiento térmico, modificador por ángulo de incidencia, caudal nominal del fluido de trabajo). El ΔT_C que experimenta el fluido de

trabajo al recorrer el captador ET-150 dependerá del caudal del aceite que circule por dicho captador, para calcular este caudal se debe garantizar régimen turbulento dentro del tubo absorbedor, de modo que asegure una buena refrigeración del tubo por parte del fluido que circula en su interior, si no fuera así este tubo se podría deformar y romper la cubierta de cristal dañando el tubo absorbedor.

Para esto el número de reynolds (Re) debe ser igual o superior a 4000 para asegurar que cuando la temperatura caiga el (Re) sea inferior a 4000 se toma un valor de $Re = 4 * 10^3$

La velocidad del fluido que cumpla con este valor de Re se obtiene de la ecuación 6 apéndices B:

Para hallar los parámetros (μ ,) se necesita obtener la temperatura media del fluido que es igual a la temperatura media entre las nominales de entrada y de salida del campo solar.

Teniendo esta temperatura media con ayuda de thermol reference disk obtenemos valores de:

$$\mu = 3,25 * 10^{(-4)pa} * s \quad \rho = 766 \frac{kg}{m^3}$$

El tubo absorbente del captador eurotrough-150 tiene un diámetro interior igual $D=0,065 m$. despejando la ecuación anterior obtenemos la velocidad mínima que debe tener el aceite dentro del tubo absorbente

$$V = 2,61 m/s$$

A través de la ecuación 7 apéndice E se obtiene el flujo másico

$$q_m = 6,634 kg/s$$

Ya conocido el caudal másico que garantiza un flujo turbulento, calculamos el aumento de temperatura entre la entrada y la salida de un captador (ΔTC), para esto primero tenemos que hallar

las pérdidas térmicas que tiene un captador por medio de una ecuación proporcionada por el fabricante, ecuación 8 apéndice B.

Esta expresión nos da las pérdidas térmicas en vatios por metro de longitud de colector, para obtener las pérdidas totales se tiene que multiplicar este valor por la longitud del colector, en este caso el Eurotrough-150 tiene 147,2 metros de longitud, las pérdidas totales tienen un valor

$$P_{Q,\text{captador-ambiente}}=126,5 \text{ kw}$$

Mediante la ecuación 9 apéndice B se puede calcular la potencia térmica útil que suministra el colector cilindro parabólico ($P_{q,\text{captador-fluido}}$).

Bajo condiciones de diseño se supone un factor de ensuciamiento F_e : 0,95 el modificador de ángulo $K(\varphi)$ depende directamente del ángulo de incidencia esta ecuación la da el fabricante del eurotrough, ecuación 10 apéndice B

$$K(\varphi) = 0,995$$

$$P_{q,\text{captador-fluido}}= 469,14 \text{ kw}$$

Esta potencia térmica útil se invierte en aumentar la entalpía del aceite, por lo tanto

$$P_{q,\text{captador-fluido}}=q_m * \Delta h = q_m * (h_{out} - h_{in}) = q_m \int T_i^{T_o} * c_p * dT$$

El calor específico del aceite viene dado por la ecuación

$$c_p = 1,479 + 0,0028 T$$

Se establece que el aceite a la entrada tiene una temperatura T_i que es igual a la temperatura media del aceite del campo solar,

Se obtiene la siguiente ecuación de 2do grado.

$$0,00105 * T_o^2 + 1,9137 * T_o - 646,92 = 0$$

De la ecuación se tiene que la temperatura a la salida del captador

El incremento de temperatura entre la entrada y salida del captador será

De esta manera obtenemos el incremento de temperatura que produce un solo captador, con una simple regla de tres obtenemos el valor de los N captadores que se deben conectar en serie para obtener el incremento de temperatura demandado por el proceso

$$1 \text{-----} \Delta T_C = 4,77^\circ$$

$$N \text{-----} \Delta T = 20^\circ$$

$$N = \frac{\Delta T}{\Delta T_C}$$

Lo recomendable es adoptar una configuración en forma de u (alimentación central), para lograr esto es necesario que el número de captadores en cada fila sea un número par, ya que de otro modo los dos lados de la u tendrán longitudes diferentes.

La configuración alimentación central es hoy en día la más usada comercialmente en esta configuración son necesarias válvulas auxiliares en la entrada de cada fila de captadores y así de este modo equilibrar las caídas de presión y conseguir el mismo caudal de fluido para cada fila , de este modo se minimiza la longitud de tuberías y facilita el mantenimiento.

Teniendo en cuenta lo explicado anteriormente, para poder adoptar la configuración en u se redondea a 4 el número (N) de captadores en serie dentro de cada fila, al disminuir el número de captadores de 4,04 a 4 el caudal del aceite por fila se disminuye en la misma proporción con ayuda de una regla de tres conseguimos el nuevo valor del caudal.

$$N=4,04 \text{-----} q_m = 6,634$$

$$N=4 \text{-----} X_{q_m}$$

$$X_{q_m} = 6,634 * \left(\frac{4}{4,04}\right) = 6,56 \text{ kg/s}$$

3.1.6 Cálculo del número filas en paralelo. Este número depende de la potencia térmica demandada por el proceso industrial a alimentar, cuanto mayor sea esta potencia, mayor es el número de filas paralelas necesarias. Como se dijo anteriormente habrá 4 captadores en serie en cada fila, por lo que la potencia térmica útil que suministra cada fila será cuatro veces la que suministre un captador.

$$P_{q, \text{fila captadores-fluido}} = 4 * P_{q, \text{captador} - \text{fluido}}$$

En este caso como solo deseamos diseñar el sistema solar sin almacenamiento térmico para calcular el número de filas paralelas necesarias debemos saber la potencia térmica total que demanda el proceso que se va a alimentar con el campo de colectores, se alimentará el evaporador de un ciclo rankine asumimos que la potencia demandada por el proceso es de 3600 kw

$$1 \text{ fila colectores} \text{ ----- } 300,3 \text{ kw}$$

$$x \text{ filas colectores} \text{ ----- } 3600 \text{ kw}$$

El número de filas en paralelo (N_{filasp}) será igual:

$$N_{\text{filasp}} = \frac{3600}{300,3} = 11,99 = 12$$

- Concluimos que el campo solar estará formado por 12 filas en paralelo de 4 colectores en serie cada una, con un área de 5.200,00 m²

3.1.7 Esquema básico de la instalación:

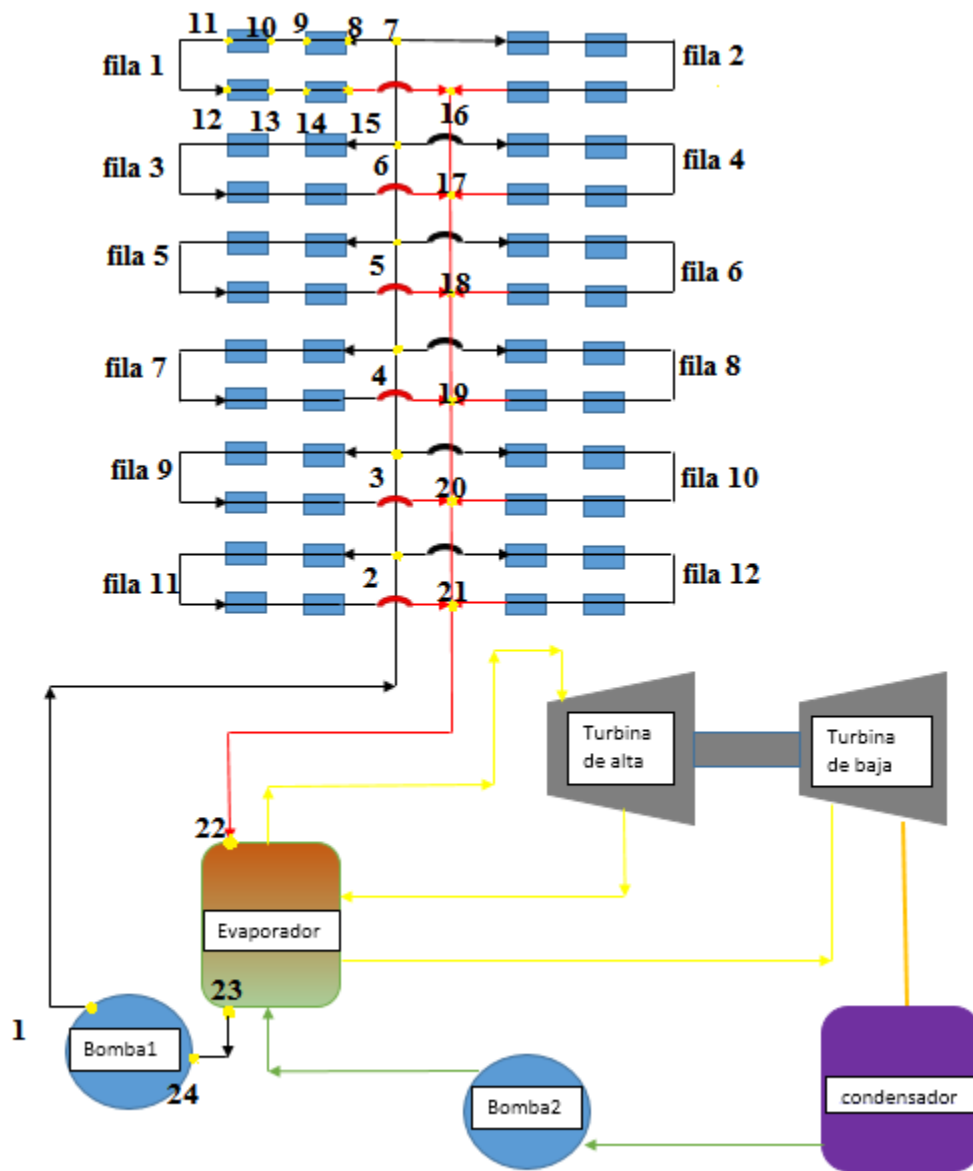


Figura 19. Esquema básico de la instalación solar adaptado al ciclo Rankine con recalentamiento.

Nota. Tomado de: Termodinámica y Cengel 6ta edición

3.1.8 Diseño de sistema de bombeo

3.1.8.1 Pérdida de presión en el campo solar Para conocer las características principales de bomba que alimenta el circuito es necesario conocer las pérdidas de presión, los parámetros que influyen en estas pérdidas son la viscosidad, densidad, así como características propias de los diferentes tramos de tubería, como los diámetros, la rugosidad de las paredes y elementos discretos. Se realizará un layout de la instalación, de esta manera se identificarán todas las características de los diferentes tramos de tuberías las cuales conforman el circuito. La pérdida de presión depende de la cantidad de elementos discretos que existen en los captadores conectados en serie, cada elemento discreto tiene una longitud hidráulica equivalente expresada en metros como se muestra en la siguiente tabla 10 y tabla 11.

Tabla 6.

Longitud equivalente de elementos discretos

Denominación del elemento	Longitud equivalente le (m)
Codos de 45°	0,7
Codos de 90°, radio pequeño	1,5
Codos de 90°, radio grande	0,8
Contracciones bruscas de 4-1	0,9
Ensanchamiento brusco de 1-4	1,6
Ensanchamiento brusco de 3-4	0,5
Contracciones bruscas de 4-3	0,5
Contracciones bruscas 2-1	0,7
Derivación en T	2,2
Reducción cónica suave	0,5
Válvula de compuerta abierta	1
Válvula de retención de chapeta oscilante	10

Denominación del elemento	Longitud equivalente le (m)
Válvula de asiento abierta	5
Válvula de mariposa abierta	1
Válvula de bola abierta	1

Nota. Tomado de: <https://es.slideshare.net/omarlagla/longitud-equivalente-123>

Tabla 7.

Número de elementos discretos y longitud recta equivalente en un lazo de colectores

Tramo	Tubería recta (m)	Codos radios pequeño	Junta rotativa	Válvulas de asiento	Longitud recta equivalente (m)
7-8	6	6	3	1	18,5
8-9	147,42	0	0	0	0
9-10	5	4	4	0	12
10-11	147,2	0	0	0	0
11-12	26	12	6	0	27
12-13	147,42	0	0	0	0
13-14	5	4	4	0	12
14-15	147,42	0	0	0	0
15-16	6	6	3	1	18,5

Fuente:file:///D:/Documents/PFC_MIGUEL_ANGEL_GUILLAM%C3%93N_L%C3%93PEZ%20central%20solar%20de%2050%20mw.pdf

Para el diseño se debe tener en cuenta la parte económica y funcional. El criterio económico dice que para minimizar los costes de las tuberías, se debe elegir el menor diámetro posible, por otra parte el criterio de funcionalidad dice que la velocidad máxima del fluido debe ser de 3 m/s, para evitar pérdidas de carga elevadas, y la velocidad mínima debe ser de 1 m/s para evitar que el diámetro de las tuberías sea excesivo. se calculará la velocidad del fluido en cada tramo teniendo

en cuenta lo dicho anteriormente se debe considerar la densidad que presenta el fluido, esta depende de la temperatura, se usará la correlación descrita anteriormente,

$$\text{Densidad} = \left(\frac{KG}{m^3} \right) = 973,01 - 0,7879 * T (^{\circ}C).$$

Teniendo la densidad correspondiente a la temperatura de cada tramo se podrá conocer el caudal que circula en dicho tramo, mediante la ecuación 11 apéndice B se calcula la velocidad del fluido en todas las secciones.

Después de haber obtenido la velocidad del fluido en cada tramo, se calcula el número de Reynolds , y el factor de fricción de moody , usando la ecuación 12 apéndice B:

Usando el programa therminol reference disk calculamos el valor de la viscosidad dinámica del fluido que va estar asociada al valor de la temperatura del fluido en cada tramo de tubería. La altura de grano depende de las propiedades del metal del que está compuesto la tubería, debido a que todas las tuberías son de acero al carbono excepto dentro de los captadores la altura de grano tomará un valor de 50 μm , mientras que el material de los tubos captadores es acero inoxidable con una altura de grano de 20 μm .

Una vez realizados los cálculos anteriores pasamos a calcular la pérdida de presión, para esto usamos la ecuación de bernoulli , ecuación 13 apéndice B la cual nos dice que la caída de presión en cada tramo viene dada por la caída de presión debido a los tramos rectos y a la caída de presión ocasionada por los elementos discretos que la componen. Otra cosa que se debe tener en cuenta es la elección del circuito con mayor caída de presión, puesto que la bomba debe ser capaz de impulsar el fluido térmico por dicho circuito que en este caso es el más largo.

La caída total de presión de la instalación será la suma de caída de presión de cada tramo individual. En este caso se despreció la pérdida de presión en el evaporador, y la suma de todas las

caídas de presión de cada tramo nos dará la caída de presión total del sistema en este caso toma un valor de 663300 pa = 6.333bar

3.1.9 Equipo de bombeo del campo solar. Los parámetros que ayudarán a seleccionar la bomba apropiada para mover el fluido a través del sistema son: 1) caudal del fluido que se impulsará, 2) la diferencia de presión que se debe adoptar entre la entrada y la salida. Anteriormente se calculó el caudal que circula por una fila de colectores que tenía un valor de 6,56 kg/s.

El caudal volumétrico del sistema será igual al caudal másico multiplicado por el número de filas de la instalación, este valor se divide en la densidad del fluido. En este caso el bombeo se realiza cuando el aceite térmico se encuentra a la mínima temperatura que en este caso será a los 205°C, a partir de los datos del fabricante del therminol 62 se obtiene que a 205 °C la densidad dará un valor de 816 kg/m³ de esta forma se obtiene un caudal volumétrico igual a :

ρ : densidad del fluido (kg/m³)

$$Q \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) = N_{\text{filas}} * \frac{q_m \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)}{\rho \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)} = 12 * \left(\frac{6,56}{816} \right) = \frac{0,096 \text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\text{expresado en } \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = \frac{0,096 \text{m}^3}{\text{s}} * 3600 = 345,6 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

la caída de presión debe expresarse en metros de columna de agua

$$(\text{m. c. a}) = 663300 \frac{\text{pa}}{1000 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)} * 9,81 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) = 64,55 \text{ m. c. a}$$

Una vez calculado el caudal volumétrico y la caída de presión del sistema, se calcula la potencia necesaria para la bomba, que alimenta el campo solar, para esto se necesita calcular en

primera instancia la potencia mecánica de bombeo para mover el fluido a través de todo el sistema (P_{mec}). Asumiendo que la velocidad y la densidad del fluido es la misma a la entrada y a la salida de la bomba, con ayuda de la siguiente expresión, ecuación 14 apéndices B calcularemos la potencia mecánica de la bomba

Para calcular la potencia eléctrica (P_e) de la bomba que se necesita para alimentar el sistema se debe tener en cuenta el rendimiento del motor eléctrico (η_e) la siguiente ecuación no ayudará a calcular esta potencia. Asumiendo que el producto entre el rendimiento eléctrico y mecánico es igual ($\eta_b * \eta_e = 0,75$)

$$P_e(w) = \frac{Q\left(\frac{m^3}{s}\right) * \Delta p(pa)}{\eta_b * \eta_e}$$

Se obtiene que la potencia eléctrica tiene un valor

$P_e = 81062,4w = 81,0624 \text{ kw}$. Uno de los fabricantes con más experiencia para plantas termosolares se llama sulzer pumps, ha suministrado una buena cantidad de bombas para plantas de torre, de espejos cilíndricos parabólicos, de concentradores lineales fresnel y de aplicaciones híbridas de ciclo combinado solar integrado desde 1985. Usando el programa sulzer select, desarrollado por el fabricante, se selecciona el modelo apropiado para las condiciones de trabajo de la instalación.

$$Q\left(\frac{m^3}{h}\right) = 345,6 \frac{m^3}{h}$$

$$H = 64,55 \text{ m. c. a}$$

$$T_{nom} = 205^\circ C$$

Con estos resultados la bomba más apropiada es 2 bombas sulzer gama ZE/ZF

Modelo ZF 50-135 conectadas en serie para conseguir la altura deseada

3.1.10 Bloque de potencia Teniendo en cuenta el sistema de colectores cilíndrico parabólicos se diseña el ciclo de vapor agua, vimos que en el sistema de colectores, el fluido térmico alcanzaba una temperatura de 224°C por lo que asumiremos una temperatura de entrada a la turbina de alta presión de 224°C a una presión de 2000 kpa el ciclo agua vapor se muestra en la figura 20.

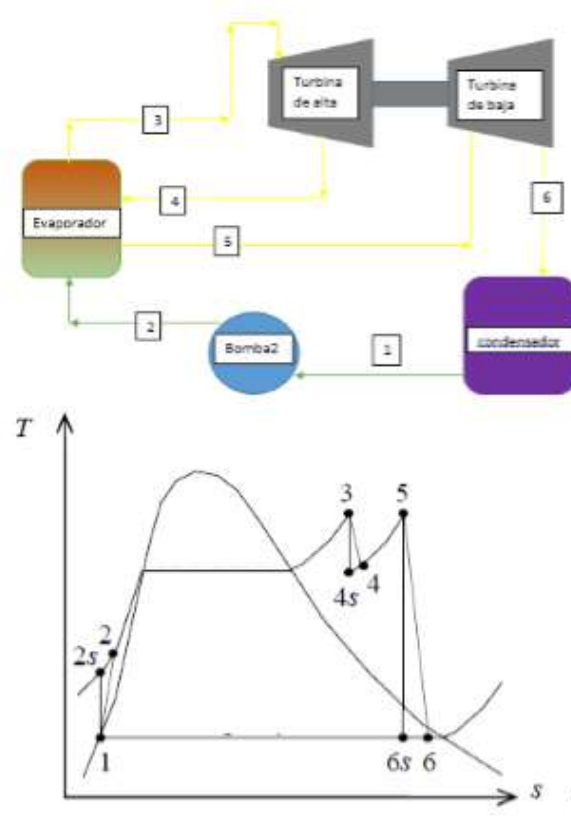


Figura 20. Ciclo rankine con recalentamiento.

Nota. Tomada de: Termodinámica yanus cengel 6ta ediccion

Las presiones y temperaturas de entrada y salida de la parte del vapor como del aceite del intercambiador se han tomado con base a las placas ya existentes que están actualmente en funcionamiento como la panta de andasol o SEGS de EEUU, que serán referencia para calcular

las entalpías y las entropías y obtener el rendimiento termodinámico del ciclo. Se han planteado las siguientes suposiciones. El rendimiento isentrópico a la salida de turbinas y bombas es de un 85 %.

$$\eta_{\text{isentrop}} = \frac{W_{\text{real}}}{W_{\text{isentrop}}}$$

Donde:

η_{isentrop} = rendimiento isentrópico

W_{real} = trabajo real

W_{isentrop} = trabajo isentrópico

3.1.11 Turbina de alta Se ha tomado como dato de caudal del fluido a la entrada de la turbina unos 190000kg/h aproximada mente este es el caudal usado por las turbinas siemens. Los datos de presión y temperatura a la entrada de la turbina son los siguientes $T_3=225^\circ\text{C}$ y $P_3=2000 \text{ kp}$

En estas condiciones y con ayuda de las tablas de vapor sobrecalentado obtenemos los valores de entalpia y entropía $h_3 = 2780, \frac{01\text{kJ}}{\text{kg}}$ y $s_3 = 5,7082 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} * \text{k}$

La expansión del fluido se lleva a cabo de manera isentropica y teniendo en cuenta que a la salida de la turbina el fluido se encuentra sobrecalentado, cumpliendo con esto asumimos que la temperatura y la presión son las siguientes

$$T = 210^\circ\text{C}$$

$$p_4 = 1000\text{kp}$$

Sabiendo que la eficiencia isoentropica es igual al trabajo ideal sobre el trabajo real, de este modo obtenemos la entalpia real.

$$\eta_{\text{isentrop}} = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3} = 0,85$$

$$h_4 = 2754.93 \text{ kJ/kg}$$

3.1.12 Análisis del recalentador Los valores en el recalentador calculados en el apartado anterior son los siguientes:

$$T_4 = 210^\circ\text{C}$$

$$p_4 = 1000 \text{ kPa}$$

A la salida de este el fluido aumenta la temperatura hasta alcanzar de Nuevo los 225°C por lo tanto: $p_5 = 1000$ y $T_5 = T_3$

Teniendo la temperatura y presión, con ayuda de las tablas calculamos la entalpía y la entropía a la entrada de la turbina de baja.

3.1.13 Análisis de turbina de baja Se realizará la expansión isoentrópica del fluido hasta el valor de la presión de condensación. La extracción del fluido en la turbine se realizará con los siguientes valores:

$$p_6 = 10 \text{ kPa}$$

$$T_6 = 45.8^\circ\text{C}$$

Con estas condiciones el fluido se encuentra como saturado con un contenido porcentual de vapor teniendo en cuenta la expansión isoentropica

$$s_5 = s_6$$

$$s_6 = s_f + x s_{fg}$$

De tablas a 10 kPa y al encontrarse el fluido como mezcla saturada

Calculamos el valor de la calidad (x)

Ahora se calcula el valor de la entalpia ideal del estado 6: $h_{6s} = h_f + x \cdot h_{fg}$

De tablas tenemos h_f y h_{fg}

Entonces:

Sabiendo que la eficiencia isoentropica es igual al trabajo ideal sobre el trabajo real, de este modo obtenemos la entalpia real.

$$\eta_{isentrop} = \frac{h_{6s} - h_5}{h_6 - h_5} = 0.85$$

3.1.14 Análisis de la bomba

Estado 1

$$P_1 = 10 \text{kp}$$

$$h_1 = h_f @ 10 \text{kp}$$

$$v_1 = v_f @ 10 \text{kp}$$

Estado 2

$$P_2 = 2000 \text{kp}$$

$$s_2 = s_1$$

$$w_{bomba} = v_1 \cdot (p_2 - p_1) \cdot \left(\frac{1 \text{kJ}}{1 \text{kPa}} \cdot \text{m}^3 \right)$$

$$w_{bomba} = \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_2 = w_{bomba} + h_1$$

Ahora calculamos el caudal del sistema de colectores se tiene que el calor que genera es igual a 3600. Este será el calor de entrada para el ciclo rankine con recalentamiento entonces:

$$Q_{entrada} = [(h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)] * m$$

Finalmente calculamos la potencia de salida

$$W_{salida} = w_{turbinaI} + w_{turbinaII} = [(h_3 - h_4) + (h_5 - h_6)] * m$$

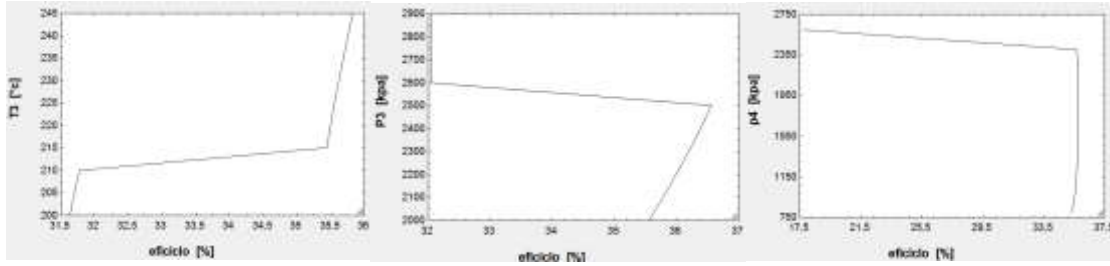
En la tabla 12 se hace un resumen de los datos obtenidos a partir de la aplicación de fórmulas en el EES.

Tabla 8.

Resultados del análisis de la planta en ees

Equipo	Temperatura de entrada (°c)	Temperatura de salida (°c)	Entalpia de entrada kj/kg	Entalpia de salida kj/kg	Presión de entrada (kpa)	Presión de salida (kpa)	Eficiencia isentropica	Potencia kw
Bomba	45,79	45,86	191,7	193,7	10	2000	0,85	2,538
Evaporador	45,86	225	193,7	2835	2000	2000	0,85	3600
Turbina de alta	225	210	2835	2675	2000	1000	0,85	201,4
Tabina de baja	225	45,79	2886	2029	1000	10	0,85	1081
Condensador	45,79	45,79	2029	191,7	10	10	0,85	2320

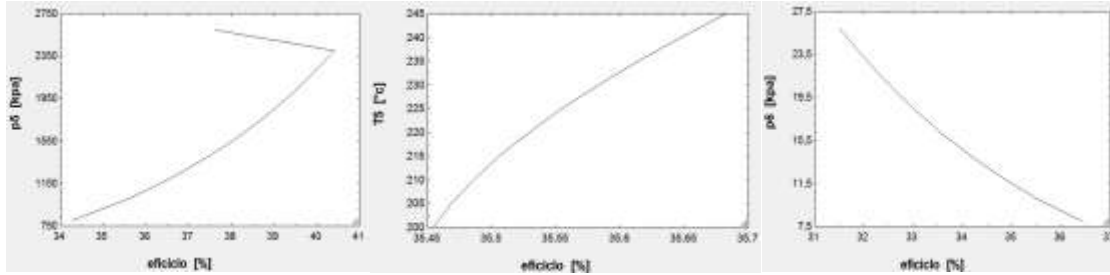
En la figura 21 se muestra el comportamiento de cada uno de los parámetros que influye en la eficiencia del ciclo rankine con recalentamiento



(a)

(b)

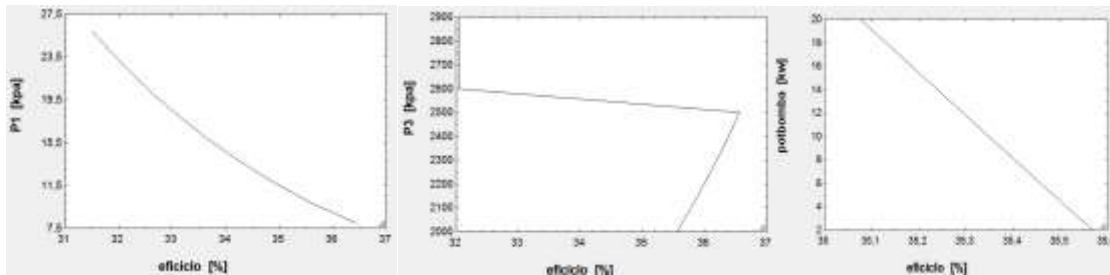
(c)



(d)

(e)

(f)



(g)

(h)

(i)

Figura 21. (a). Variación de la temperatura de entrada a la turbina de alta con respecto a la eficiencia del ciclo. (b) Variación de la presión de entrada a la turbina de alta con respecto a la eficiencia del ciclo. (c). variación de la presión de salida de la turbina de alta con respecto a la eficiencia del ciclo. (d). Variación de la temperatura de entrada a la turbina de baja con respecto a la eficiencia del ciclo. (e). Variación de la presión de entrada a la turbina de baja con respecto a la eficiencia del ciclo. (f). Variación de la presión de entrada al condensador con respecto a la eficiencia del ciclo. (g). Variación de la presión de entrada a la bomba con respecto a la eficiencia del ciclo. (h). Variación de la presión de entrada al evaporador con respecto a la eficiencia del ciclo. (i). Variación de la potencia de la bomba con respecto a la eficiencia del ciclo.

En la figura 21a y 21e se observa que entre las temperaturas de 210° y 215°C la eficiencia aumenta de manera considerable, por lo tanto entre este rango se debe fijar el valor de la temperatura a la entrada de la turbina de alta. En la figura 21e se muestra que entre mayor sea la temperatura de entrada a la turbina de baja mayor será la eficiencia del ciclo.

En la figura 21b y 21h se muestra que la presión de entrada de la turbina de alta es casi proporcional a la eficiencia del ciclo esto debido a que a mayor presión habrá más energía potencial disponible a la entrada de la turbina de alta.

La figura 21c y 21d muestra que para alcanzar una buena eficiencia, la presión a la salida de la turbina de alta debe estar entre los 2000 y 2500 kp, a presiones mayores a esas, la eficiencia disminuye puesto que entre menor sea la diferencia entre las presiones de entrada y de salida de la turbina de alta menor será la cantidad de trabajo neto que produzca en esta etapa de la turbina.

La figura 21f y 21g muestran que a presiones bajas se obtienen eficiencias altas, al tener presiones bajas se necesita menos potencia de la bomba por esta razón el ciclo se hace más eficiente, además entre 6 y 8 kpa hay un aumento considerable en la eficiencia por esta razón en este rango de presiones debe estar la presión de salida de la turbina baja.

Finalmente la figura 21i nos dice que la potencia de la bomba es inversamente proporcional a la eficiencia del ciclo, entre menos energía consume la bomba será mayor la potencia neta que entrega el ciclo.

3.1.15 Evaluaciones En el presente trabajo se realizará una evaluación desde el punto de vista financiero, para evaluar la posibilidad de invertir en la instalación y construcción del sistema de colectores, considerando las políticas colombianas en función de la generación de energía eléctrica, suministrando energía por 24 horas.

Evaluación financiera

Aspectos financieros

Los costos son el factor más importante para la realización de proyectos de generación de energía, los cuales incluye la inversión inicial y los costos de operación. Estos costos tienen un valor adicional asociados a la cantidad de equipos, la disponibilidad y la accesibilidad para obtener ciertos equipos y materias primas, lo cual incrementa el valor total; sin embargo esta generación de energía limpias generan un bajo índice de emisiones de gas permitiendo mejorar la calidad de vida de las persona por otra parte esta energía permitirá una disminución en el recibo de energía eléctrica.

En la tabla 13 se lleva a cabo todo el resumen financiero con una proyección de los costos obtenidos.

Evaluación general de los costos del proyecto

Los costos se dividen en dos partes los costos pre-operativos que son las inversiones que se realizan una vez al inicio del proyecto y los costos periódicos fijos que garantizan la operación constante de la planta.

Para considerar los costos nombrados se consideran estas variables:

Infraestructura: esta variable comprende la infraestructura disponible sobre las líneas de acceso, líneas de conexión eléctrica. Esos costos pre operativos están asociados a las obras requeridas en el proyecto

Planta: se define la generación de energía y la capacidad de la misma, eficiencia, y vida útil.

Regulación y leyes: tiene que ver con los costos de ley que afectan los costos pres operativos y operativos relacionados con la compra de los equipos y el costo de nacionalización y de transporte de los mismos.

A continuación, se presenta un resumen de los costos para cada tipo de tecnología de generación de energía, propuesta en este trabajo

Costos generales

Costos pre-operativos: están asociados a los costos de viabilidad, en los que se contemplan el diseño, estudio, e instalación de equipos necesarios y la construcción de accesorios como se presenta a continuación:

Infraestructura: se considera todo lo relacionado con oficinas, campamentos, líneas de acceso creación de redes para la distribución de energía.

Obras civiles: se requiere adecuar el terreno para instalación de equipos, oficinas, pilotes de soporte, cerramientos, vías de acceso. Instalación del sistema de funcionamiento de los colectores que generan energía a la planta.

Equipos nacionales: en este componente se tiene en cuenta las baterías, materiales eléctricos como conductores y conectores, para efectuar las conexiones del colector a los sistemas.

Equipos importados: en este ítem se incluyen los equipos de generación de energía que corresponden a el ciclo rankine y a los colectores necesarios cuyo costo depende de la potencia de generación en (KW).

Estudio e ingeniería: en esta fase se tiene en cuenta los costos del estudio y diseño estructural del ciclo del Rankin, el manejo de contratista, supervisión e interventoría de la obra.

Inversión: los equipos son importados de Europa. De acuerdo con el diseño del ciclo, la inversión de la instalación y construcción de equipos serian la siguiente:

Tabla 9

Estudio financiero

Seccion	Elemento	Cantidad	Unidades	Precio unitario	Precio total (euros)	Precio total (cop)
CAMPO SOLAR	Reflectores	16128	Uds	90,00	1451520	5473270528,75
	tubos					
	receptores (4070mm)	1728	Uds	775,00	1339200	5049743642,60
	control de seguimiento solar	48	Uds	1650,00	79200	298738197,96
	unidad de accionamiento	48	Uds	3000,000	144000	543160359,94
	conexiones flexibles (juntas rotativas)	48	Uds	1500,00	72000	271580179,97
	estructura metálicas	48	Uds	60000,00	2880000	10863207198,72
	cimentaciones	48	Uds	15000,00	720000	2715801799,68
	mano de obra montaje	48	Uds	7500,00	360000	1357900899,84
	obra civil, canaletas, control general campo solar	48	Uds	33210,00	1594080	6012785184,49
	precio aceite herminol-62	1373556	Kg	3,0	4120668	15542941069,84
TOTAL				122.728,00	12760668	48132562666,00

4. Conclusiones

- En la ciudad de Bucaramanga un colector cilíndrico parabólico eurotrough produce una diferencia de temperaturas entre su entrada y salida de $4,77\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una potencia térmica útil de 469.14 kw por lo tanto para producir 3600kw se necesita un campo solar que esté compuesto por 12 filas de colectores en paralelo formada por 4 captadores en serie cada fila, además para impulsar el fluido térmico a través de la instalación que en este caso es el therminol@62 se necesitó de 2 bombas sulzer gama ZE/ZF modelo ZF- 50 135 conectadas en serie para alcanzar la altura deseada.
- Al implementar el ciclo rankine con recalentamiento al sistema de colectores, observamos que se consigue una eficiencia del 35,55% con una potencia de salida del ciclo de 1280 kw y un flujo másico de $8,26\frac{\text{kg}}{\text{s}}$, la eficiencia térmica del ciclo rankine aumenta al elevar la temperatura a la cual se transfiere calor al fluido de trabajo, o al disminuir la temperatura a la que se rechaza calor hacia el medio de enfriamiento, esto se logra disminuyendo la presión a la salida de la turbina. El recalentamiento disminuye el contenido de humedad del vapor a la salida de la turbina, la temperatura en el proceso de recalentamiento y en consecuencia la eficiencia térmica del ciclo se incrementa al aumentar el número de etapas de expansión y de recalentamiento.
- El costo de la instalación de colectores cilíndricos parabólicos para la ciudad de Bucaramanga tiene un valor de 48.132.562.666,00 \$.

Referencias Bibliográficas

Agencia Internacional de la Energía (París). (2010) Technology roadmap: concentrating solar power.. 45 p. [en línea] Actualización: octubre, 2010. Disponible en: <http://www.iea.org/papers/2010/csp_roadmap.pdf> [Última visita: febrero, 2012]

Botas, J. A. et al. (2005) La economía del hidrógeno – una visión global sobre la revolución energética del siglo XXI. 12 p. [en línea] Actualización: marzo,. Grupo de Ingeniería Química y Ambiental. Escuela Superior de Ciencias Experimentales y Tecnología (ESCET), Universidad Rey Juan Carlos. Disponible en: [Última visita: febrero, 2012]

Comisión Europea (Bruselas). (2000). El Libro Verde: hacia una estrategia europea de seguridad de abastecimiento energético. Noviembre,. 109p. ISBN: 92-894-0316-0

Duffie, J. A.; Beckman, W. A. (1980) Solar engineering of thermal processes. WileyInterscience. 2ª Edición.. 919 p.

El Banco Mundial. [Última visita: febrero, 2012]

Estupiñan, C. (2010) Apuntes de Ingeniería Energética. Ingeniería Industrial. Universidad Carlos III de Madrid. Enero,

Google (s.f.) Características colector eurotrough Recuperado de: https://www.google.com/search?q=caracteristicas+colector+eurotrough+150&tbm=isch&source=univ&sa=X&ved=2ahUKEwi3gcSky_rgAhUwvFkKHYSsAVcQsAR6BAgAEA&biw=1600&bih=757

Google. (s.f.) Vista de las centrales de Andasol Recuperado de: <https://www.google.com/search?q=+Vista+de+las+centrales+de+Andasol&tbm=isch&source=univ&sa=X&ved=2ahUKEwjg786J5frgAhVSvFkKHAd7BMIQsAR6BAgCEAE&biw=1600&bih=757#imgsrc=53jmeo428wN9NM>:

- Kalogirou, S. (2004) Solar thermal collectors and applications. Elsevier. Progress in energy and combustion science.. Vol. 30, pp. 231-295
- Kalogirou, S. (2009) Solar energy engineering, processes and systems Elsevier Inc.. 760 p. ISBN: 978-0-12-374501-9
- Manzolini, G. et al. (2011) Development of an innovative code for the design of thermodynamic solar power plants part A: Code description and test case. Elsevier. Renewable Energy.. Vol. 36, pp. 1993-2003
- Montes, M.J.; Abánades, A.; Martínez-Val, J.M. (2005) Producción de hidrógeno a partir de energía solar. 14 p. [en línea] Actualización: abril,. Centro de Análisis de Desarrollo Energético Sostenible, FFII, Grupo de Termotecnia, ETSII-UPM. Disponible en: < <http://www.energiasostenible.net/DVD/H2solar.pdf> > [Última visita: febrero, 2012]
- Pérez Arriaga, J. I. (2005) Libro Blanco sobre la reforma del marco regulatorio de la generación eléctrica en España. Instituto de Investigación Tecnológica. Universidad Pontificia Comillas de Madrid. Junio,. 579p.
- Poullikkas, A. et al. (2012) Optimun sizing of steam turbines for concentrated solar power plants. International Journal of Energy and Environment., vol. 3, Issue 1, pp. 9-18
- Slide Share (s.f.) Longitud equivalente Recuperado de:
<https://es.slideshare.net/omarlagla/longitud-equivalente-123>
- U.S. Department of Energy. (1997) Renewable Energy Technology Characterizations. Diciembre,. 283 p. [en línea] Actualización: enero, 2002. Disponible en: < <http://www.nrel.gov/docs/gen/fy98/24496.pdf> > [Última visita: febrero, 2012]
- Weater Spark (s.f.) Clima promedio en Bucaramanga Colombia durante todo el año Recuperado de: <https://es.weatherspark.com/y/24381/Clima-promedio-en-Bucaramanga-Colombia-durante-todo-el-a%C3%B1o>

Apéndices

Apéndice A Calculo de caida de presion

Seccion	Temp(°c)	Longitud Recta(m)	Equivalencia elementos discretos(m)	Longitud equivalente(m)	Caudal (kg/s)	Diametro (m)
1-2	205	50	6,7	56,7	39,3	0,2
2-3	205	34,5	2,2	36,7	24,2	0,15
3-4	205	34,5	2,2	36,7	24,2	0,15
4-5	205	34,5	2,2	36,7	13,1	0,1
5-6	205	34,5	2,2	36,7	13,1	0,1
6-7	205	34,5	2,2	36,7	13,1	0,1
7-8	205	6	18,5	24,5	6,5	0,0627
8-9	207,5	147,4	0	147,4	6,5	0,065
9-10	210	5	12	17	6,5	0,0627
10-11	212,5	147,4	0	147,4	6,5	0,065
11-12	215	26	27	53	6,5	0,0627
12-13	217,5	147,4	0	147,4	6,5	0,065
13-14	220	5	12	17	6,5	0,0627
14-15	222,5	147,4	0	147,4	6,5	0,065
15-16	225	6	18,50	24,5	6,56	0,0627
16-17	225	34,5	2,5	37	13,1	0,1
17-18	225	34,5	2,5	37	13,1	0,1
18-19	225	34,5	2,5	37	13,1	0,1

Seccion	Temp(°c)	Longitud Recta(m)	Equivalencia elementos discretos(m)	Longitud equivalente(m)	Caudal (kg/s)	Diametro (m)
19-20	225	34,5	2,2	36,7	24,2	0,15
20-21	225	34,5	2,2	36,7	24,2	0,15
21-22	225	60	6,2	66,2	39,3	0,2
22-23	215	7	0	7	39,3	0,2
23-24	205	30	5,5	35,5	39,3	0,2

Seccion	Viscosidad (pa-s)	Densidad del fluido (kg/m ³)	Altura de grano(m)	Velocidad fluido (m/s)	Reynolds	Moody	Caida de presion (pa)
1-2	5,5*10 ⁻⁴	811,6	5*10 ⁻⁵	1,5	4,4*10 ⁰³	0,016	4,4*10 ⁰³
2-3	5,5*10 ⁻⁴	811,6	5*10 ⁻⁵	1,6	4,6*10 ⁰³	0,016	4,8*10 ⁰³
3-4	5,5*10 ⁻⁴	811,6	5*10 ⁻⁵	1,6	4,6*10 ⁰³	0,016	4,8*10 ⁰³
4-5	5,5*10 ⁻⁴	811,6	5*10 ⁻⁵	2	4,1*10 ⁰³	0,018	1,1*10 ⁰⁴
5-6	5,5*10 ⁻⁴	811,6	5*10 ⁻⁵	2	4,9*10 ⁰³	0,018	1,1*10 ⁰⁴
6-7	5,5*10 ⁻⁴	811,6	5*10 ⁻⁵	2	4,9*10 ⁰³	0,018	1,1*10 ⁰⁴
7-8	5,5*10 ⁻⁴	811,6	5*10 ⁻⁵	2,6	4,3*10 ⁰³	0,020	2,1*10 ⁰⁴
8-9	4,8*10 ⁻⁴	800,4	2*10 ⁻⁵	2,4	4,6*10 ⁰³	0,017	9,5*10 ⁰⁴
9-10	4,1*10 ⁻⁴	789	5*10 ⁻⁵	2,6	4,1*10 ⁰³	0,019	1,5*10 ⁰⁴
10-11	3,6*10 ⁻⁴	777,8	2*10 ⁻⁵	2,5	4,4*10 ⁰³	0,016	9,6*10 ⁰⁴
11-12	3,2*10 ⁻⁴	766,4	5*10 ⁻⁵	2,7	4,0*10 ⁰³	0,019	4,8*10 ⁰⁴
12-13	2,9*10 ⁻⁴	755,2	2*10 ⁻⁵	2,6	4,4*10 ⁰³	0,016	9,7*10 ⁰⁴
13-14	2,5*10 ⁻⁴	743,79	5*10 ⁻⁵	2,8	5,2*10 ⁰³	0,019	1,5*10 ⁰⁴
14-15	2,3*10 ⁻⁴	732,5	2*10 ⁻⁵	2,7	5,5*10 ⁰³	0,016	9,8*10 ⁰⁴
15-16	2,0*10 ⁻⁴	721,1	5*10 ⁻⁵	2,9	6,4*10 ⁰³	0,019	2,3*10 ⁰⁴

Seccion	Viscosidad (pa-s)	Densidad del fluido (kg/m ³)	Altura de grano(m)	Velocidad fluido (m/s)	Reynolds	Moody	Caida de presion (pa)
16-17	2,0*10 ⁻⁰⁴	721,1	5*10 ⁻⁰⁵	2,32	8,1*10 ⁰³	0,017	1,2*10 ⁰⁴
17-18	2,0*10 ⁻⁰⁴	721,1	5*10 ⁻⁰⁵	2,32	8,1*10 ⁰³	0,017	1,2*10 ⁰⁴
18-19	2,0*10 ⁻⁰⁴	721,1	5*10 ⁻⁰⁵	2,32	8,1*10 ⁰³	0,017	1,2*10 ⁰⁴
19-20	2,0*10 ⁻⁰⁴	721,1	5*10 ⁻⁰⁵	1,90	4,0*10 ⁰³	0,016	5,1*10 ⁰³
20-21	2,0*10 ⁻⁰⁴	721,1	5*10 ⁻⁰⁵	1,90	4,0*10 ⁰³	0,016	5,1*10 ⁰³
21-22	2,0*10 ⁻⁰⁴	721,1	5*10 ⁻⁰⁵	1,74	4,2*10 ⁰³	0,015	5,1*10 ⁰³
22-23	0	0	0	0	0	0	0
23-24	5,5*10 ⁻⁰⁴	811,6	5*10 ⁻⁰	1,5	4,4*10 ⁰³	0,016	2,7*10 ⁰⁴

Apéndice B Ecuaciones

ECUACION 1

$$\begin{aligned}
 A_c = & 0.0166 * \left(0.0002 - (0.4197 * \cos(Aa)) + (3.2265 * \cos(2 * Aa)) \right. \\
 & + (0.0903 * \cos(3 * Aa)) + (7.0539 * \sin(Aa)) + (9.3912 * \sin(2 * Aa)) \\
 & \left. + 0.3361 * \sin(3 * Aa) \right)
 \end{aligned}$$

ECUACION 2

$$: \gamma = 23,435 * \sin * ((\text{diaj} - 80365,256) * 360)$$

ECUACION 3

$$B = \cos(\text{latitud})$$

$$B1 = ((B * \cos(\Omega)) + ((\tan(\gamma) * \sin(\text{latitud})))$$

$$B2 = \sqrt{B1^2 + (\sin(\Omega))^2}$$

$$\varphi = \arccos(\cos(\gamma) * B2)$$

ECUACION 4

$$Diferencia = \frac{A_b + A_c + \text{longitud}}{15}$$

$$Hora \ solar = \text{hora local} - \text{diferencia}$$

$$\Omega = 15 * (12 - \text{Hora solar})$$

ECUACION 5

$$\Delta T_C * N = \Delta T.$$

Donde:

N=número de captadores que se conectan en serie dentro de cada fila

ΔT =incremento de temperatura que demanda la aplicación

ΔT_C = incremento de temperatura entre la entrada y salida de un captador.

ECUACION 6

$$Re = V * D * \frac{\rho}{\mu}$$

Donde:

$$\rho = 973,01 - 0,7879 * T$$

T=temperatura media del fluido de trabajo

μ : viscosidad dinámica del fluido ($\frac{kg}{m} * s$)

V: velocidad del fluido ($\frac{m}{s}$)

D: diámetro interior de los tubos absorbedores (m)

ρ : densidad del aceite ($\frac{kg}{m^3}$)

ECUACION 7

$$q_m = V * ST * \rho,$$

Donde:

q_m : Caudal másico expresado en kg/s

$ST: \frac{\pi}{4} * D^2$: Area de sección transversal de los tubos absorbedores expresada en m^2

ECUACION 8

$$PQ_{\text{captador-ambiente}} = (0,00154 * \Delta TA^2) + (0,2021 * \Delta TA) - 24,889 + \left[(0,00036 * \Delta TA^2) + (0,2029 * \Delta TA) + \left(24,899 * \left(\frac{E_d}{900} \right) * \cos(\varphi) \right) \right]$$

Donde:

ΔTA =Diferencia de temperatura entre el fluido de trabajo y el ambiente (°C)

E_d = irradiancia solar directa (W/m^2)

φ = Ángulo de incidencia (°C)

ECUACION 9

$$Pq_{\text{captador-fluido}} = A_c * E_d * \cos(\varphi) * \eta_{\text{opt}, 0} * K(\varphi) * F_e - PQ_{\text{captador-ambiente}}$$

Donde:

A_c : Área de apertura de la superficie reflexiva del captador (m^2)

E_d : Irradiancia solar directa (W/m^2)

φ : Ángulo de incidencia (°C)

η_{opt} : Rendimiento óptico con un ángulo de incidencia de 0° (rendimiento óptico)

$K(\varphi)$: Modificador de ángulo de incidencia

F_e : Factor de ensuciamiento del captador.

ECUACION 10

$$K(\varphi) = 1 - 2,23073 * 10^{-4} * \varphi - 1,1 * (10^{-4}) * (\varphi^{-2}) + (3,18596 * 10^{-6}) * (\varphi^3) - (4,85509 * 10^{-8}) * \varphi^4$$

de esta ecuación se tiene el valor $(\varphi) = 0,995$

ECUACION 11

$$V\left(\frac{m}{s}\right) = \frac{qm}{ST} * \rho$$

ST: $\frac{\pi}{4} * D^2$: área de sección transversal de los tubos absorbedores expresada en m^2

qm: caudal másico expresado en kg/s

ρ = densidad del fluido (kg/m^3)

ECUACION 12

$$Re = V * D * \frac{\rho}{\mu}$$

$$\frac{1}{f} = 2,0 * \log \left\{ \left(\frac{1}{3}, 7065 \right) * \left(\frac{\varepsilon}{D} \right) \left(5, \frac{0452}{Re} \right) * \log \left[\left(\frac{1}{2}, 8257 \right) * \left(\frac{\varepsilon}{D} \right)^{10} + 5, \frac{85}{Re^0}, 8981 \right] \right\}$$

Donde:

ε = altura de grano de la tubería (m)

D= diámetro interno de la tubería (m)

ρ = densidad del fluido $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

μ = viscosidad dinámica del fluido ($kg/m*s$)

V = velocidad del fluido (m/s)

ECUACION 13:

$$\Delta p = \frac{f}{2} * \rho * V^2 * \frac{Le}{D}$$

Donde:

f: factor de moody

D: diámetro interno de la tubería en (m)

Le: longitud recta total equivalente de tubería (m)

ρ : densidad del fluido (kg/m³)

V: velocidad del fluido.

ECUACION 14:

$$P_{mec(w)} = \frac{\left[Q \left(\frac{m^3}{s} \right) * \Delta p (pa) \right]}{\eta_b}$$

donde:

P_{mec}: potencia mecánica de la bomba (w)

Q: caudal volumétrico total que alimenta el sistema $\left(\frac{m^3}{s} \right)$

Δp : caída de presión total del sistema rendimiento mecánico de la bomba

η_b : rendimiento mecánico de la bomba

Apéndice C propiedades del thrminal@62

PROPERTIES OF THERMINOL® 62

Temperature		Liquid Density			Liquid Heat Capacity		Liquid Enthalpy*		Heat of Vaporization	
°F	°C	lb/gal	lb/ft ³	kg/m ³	Btu/(lb·°F) [cal/(g·°C)]	kJ/(kg·K)	Btu/lb	kJ/kg	Btu/lb	kJ/kg
-40	-40	8.32	62.2	997	0.424	1.77	0	0	217.3	505.1
-20	-29	8.25	61.7	989	0.432	1.81	8.56	19.9	212.7	494.5
0	-18	8.19	61.3	981	0.440	1.84	17.3	40.2	208.2	484.0
20	-7	8.12	60.8	973	0.447	1.87	25.1	60.8	203.8	473.8
40	4	8.06	60.3	966	0.454	1.90	35.2	81.7	199.5	463.7
60	16	7.99	59.8	958	0.462	1.93	44.3	103.0	195.3	453.9
80	27	7.93	59.3	950	0.469	1.96	53.6	124.7	191.2	444.3
100	38	7.86	58.8	942	0.476	1.99	63.1	146.6	187.1	434.9
120	49	7.80	58.3	934	0.483	2.02	72.7	168.9	183.2	425.7
140	60	7.73	57.8	926	0.489	2.05	82.4	191.5	179.3	416.8
160	71	7.66	57.3	918	0.496	2.08	92.2	214.4	175.6	408.1
180	82	7.59	56.8	910	0.503	2.10	102.2	237.6	171.9	399.6
200	93	7.53	56.3	902	0.509	2.13	112.3	261.1	168.3	391.3
220	104	7.46	55.8	894	0.515	2.15	122.6	284.9	164.9	383.2
240	116	7.39	55.3	885	0.521	2.18	132.9	309.0	161.5	375.4
260	127	7.32	54.8	877	0.527	2.20	143.4	333.4	158.2	367.7
280	138	7.25	54.2	869	0.533	2.23	154.0	358.0	155.0	360.3
300	149	7.18	53.7	860	0.538	2.25	164.7	382.9	151.9	353.1
320	160	7.11	53.2	852	0.544	2.28	175.5	408.1	148.9	346.2
340	171	7.03	52.6	843	0.549	2.30	186.5	433.5	146.0	339.4
360	182	6.96	52.1	834	0.555	2.32	197.5	459.1	143.2	332.9
380	193	6.89	51.5	825	0.560	2.34	208.7	485.0	140.5	326.5
400	204	6.81	50.9	816	0.565	2.36	219.9	511.2	137.8	320.4
420	216	6.73	50.4	807	0.570	2.38	231.2	537.6	135.3	314.4
440	227	6.66	49.8	798	0.575	2.41	242.7	564.2	132.8	308.7
460	238	6.58	49.2	788	0.580	2.43	254.2	591.0	130.4	303.1
480	249	6.49	48.6	778	0.584	2.45	265.9	618.1	128.1	297.7
500	260	6.41	48.0	768	0.589	2.46	277.6	645.4	125.8	292.5
520	271	6.33	47.3	758	0.594	2.48	289.4	672.9	123.6	287.4
540	282	6.24	46.7	748	0.598	2.50	301.4	700.6	121.5	282.5
560	293	6.15	46.0	737	0.603	2.52	313.4	728.5	119.5	277.7
580	304	6.06	45.3	726	0.608	2.54	325.5	756.6	117.5	273.0
600	316	5.96	44.6	715	0.612	2.56	337.7	785.0	115.5	268.4
620	327	5.87	43.9	703	0.617	2.58	350.0	813.5	113.6	263.9
640	338	5.76	43.1	691	0.622	2.60	362.4	842.3	111.6	259.5

* Maximum recommended bulk temperature 327 °C (620 °F).

† These data are based upon samples tested in the laboratory and are not guaranteed for all samples. Write us for complete sales specifications for Therminol 62 fluid.

‡ Enthalpy basis is liquid at (-40 °C) -48 °F.

HEAT TRANSFER FLUIDTM

Liquid Thermal Conductivity			Liquid Viscosity			Vapor Pressure				Temperature	
Btu/ (ft·hr·°F)	kcal/ (m·h·°C)	W/(m·K)	lb/(ft·h)	cSt (mm ² /s)	cP (mPa·s)	psia	mm Hg	kg/cm ²	kPa	°F	°C
0.0739	0.1100	0.1279	—	—	—	—	—	—	—	-40	-40
0.0734	0.1093	0.1270	16500	0890	0820	—	—	—	—	-20	-29
0.0729	0.1085	0.1261	2000	843	827	—	—	—	—	0	-18
0.0724	0.1077	0.1252	467	190	193	—	—	—	—	20	-7
0.0718	0.1069	0.1242	165	70.7	68.2	—	—	—	—	40	4
0.0713	0.1061	0.1233	76.3	33.0	31.6	—	—	—	—	60	16
0.0707	0.1053	0.1224	42.2	18.4	17.5	—	—	—	—	80	27
0.0702	0.1045	0.1214	26.4	11.6	10.9	—	—	—	—	100	38
0.0696	0.1036	0.1204	18.0	7.96	7.43	0.0004	0.02	—	0.002	120	49
0.0691	0.1028	0.1195	13.0	5.01	5.38	0.0008	0.04	0.0001	0.005	140	60
0.0685	0.1020	0.1185	9.84	4.43	4.07	0.0015	0.08	0.0001	0.011	160	71
0.0679	0.1011	0.1175	7.69	3.49	3.18	0.0030	0.16	0.0002	0.021	180	82
0.0673	0.1002	0.1165	6.17	2.83	2.55	0.0056	0.29	0.0004	0.039	200	93
0.0667	0.0993	0.1154	5.05	2.34	2.09	0.010	0.53	0.0007	0.070	220	104
0.0661	0.0984	0.1144	4.20	1.96	1.74	0.018	0.93	0.0012	0.122	240	116
0.0655	0.0975	0.1133	3.54	1.67	1.46	0.030	1.54	0.0021	0.21	260	127
0.0649	0.0966	0.1123	3.02	1.44	1.25	0.049	2.5	0.0034	0.34	280	138
0.0643	0.0957	0.1112	2.60	1.25	1.07	0.078	4.0	0.0055	0.54	300	149
0.0636	0.0947	0.1101	2.25	1.09	0.931	0.122	6.3	0.0086	0.84	320	160
0.0630	0.0937	0.1089	1.97	0.964	0.813	0.186	9.6	0.0121	1.28	340	171
0.0623	0.0927	0.1078	1.73	0.857	0.715	0.277	14.3	0.0195	1.91	360	182
0.0617	0.0918	0.1066	1.53	0.766	0.632	0.406	21.0	0.0286	2.80	380	193
0.0610	0.0907	0.1054	1.36	0.688	0.561	0.584	30.2	0.0411	4.03	400	204
0.0603	0.0897	0.1042	1.21	0.621	0.501	0.83	42.7	0.0581	5.70	420	216
0.0595	0.0886	0.1030	1.09	0.564	0.450	1.15	59.5	0.0809	7.93	440	227
0.0588	0.0875	0.1017	0.98	0.514	0.405	1.58	81.6	0.111	10.9	460	238
0.0580	0.0864	0.1004	0.88	0.470	0.365	2.14	111	0.150	14.7	480	249
0.0573	0.0852	0.0990	0.802	0.432	0.332	2.86	148	0.201	19.7	500	260
0.0564	0.0840	0.0976	0.730	0.398	0.302	3.77	195	0.265	26.0	520	271
0.0556	0.0827	0.0962	0.666	0.368	0.275	4.92	255	0.346	34.0	540	282
0.0547	0.0814	0.0947	0.609	0.342	0.252	6.36	329	0.447	43.9	560	293
0.0538	0.0801	0.0931	0.559	0.318	0.231	8.14	421	0.572	56.1	580	304
0.0528	0.0786	0.0914	0.514	0.293	0.212	10.3	534	0.725	71.1	600	316
0.0518	0.0771	0.0896	0.474	0.279	0.196	13.0	670	0.911	89.4	620	327
0.0507	0.0755	0.0877	0.438	0.262	0.181	16.1	835	1.13	111	640	338

TECHNICAL SERVICE HOTLINE (800) 433-6997



Apéndice D Calculos del ciclo rankini

CON AYUDA DEL EES:

$$\text{isentrop} = W_{\text{real}} / W_{\text{isentrop}}$$

Donde :

isentrop= rendimiento isentrópico

W_{real} =trabajo real

W_{isentrop} =trabajo isentrópico

TURBINA DE ALTA

Los datos de presión y temperatura a la entrada de la turbina son los siguientes”

$$T_3 = 225^{\circ}\text{C}$$

$$P_3 = 2000 \text{ kPa}$$

”En estas condiciones y con ayuda de las tablas de vapor sobrecalentado obtenemos los valores de entalpia y entropía”

$$h_3 = h(\text{“Water”}; T = T_3; P = P_3)$$

$$s_3 = s(\text{“Water”}; T = T_3; P = P_3)$$

“La expansión del fluido se lleva a cabo de manera isotrópica y teniendo en cuenta que a la salida de la turbina el fluido se encuentra sobrecalentado, cumpliendo con esto asumimos que la temperatura y la presión son las siguientes”

$$T_4 = 210^{\circ}\text{C}$$

$$P_4 = 1000 \text{ kPa}$$

$$s_3 = s_4$$

$$h_4 = h(\text{“Water”}; S = s_3; P = P_4)$$

"Sabido que la eficiencia isoentrópica es igual al trabajo ideal sobre el trabajo real, de este modo obtenemos la entalpía real."

$$\eta_{\text{isotrop}} = 0,85 = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3}$$

ANÁLISIS DEL RECALENTADOR

Los valores en el recalentador calculados en el apartado anterior son los siguientes:

A la salida de este el fluido aumenta la temperatura hasta alcanzar de Nuevo los 320°C por lo tanto:

$$P_5 = 1000 \text{ kPa}$$

$$T_5 = 225$$

"Teniendo la temperatura y presión, con ayuda de las tablas calculamos la entalpía y la entropía a la entrada de la turbina de baja."

$$h_5 = h(\text{"Water"; } T = T_5; P = P_5)$$

$$s_5 = s(\text{"Water"; } T = T_5; P = P_5)$$

ANÁLISIS DE TURBINA DE BAJA

Se realizará la expansión isoentrópica del fluido hasta el valor de la presión de condensación.

La extracción del fluido en la turbina se realizará con los siguientes valores:

$$P_6 = 10 \text{ kPa}$$

$$T_6 = T_{\text{sat}}(\text{"water"; } P = P_6)$$

Con estas condiciones el fluido se encuentra como líquido saturado con un contenido porcentual de vapor teniendo en cuenta la expansión isoentrópica.

$$s_5 = s_6$$

"Ahora se calcula el valor de la entalpía ideal del estado 6"

$$h_{6s} = h(\text{"water"; } s = s_6; P = P_6)$$

""Sabiendo que la eficiencia isoentrópica es igual al trabajo ideal sobre el trabajo real, de este modo obtenemos la entalpía real."

$$\text{Isentropia} = 0,85 = \frac{h_{6s} - h_5}{h_6 - h_5}$$

"ANÁLISIS DE LA BOMBA"

"Estado 1"

$$P_1 = 10 \text{ kPa}$$

$$T_1 = T_{\text{sat}}(\text{"wáter"}; P = P_1)$$

"Líquido saturado"

$$h_1 = h(\text{"wáter"}; T = T_1; P = P_1)$$

$$V_1 = V(\text{"wáter"}; T = T_1; P = P_1)$$

Estado 2

$$P_2 = 2000 \text{ kPa}$$

$$S_2 = S_1$$

$$W_{\text{bomba}} = V_1 \cdot (P_2 - P_1)$$

$$h_2 = W_{\text{bomba}} + h_1$$

Ahora calculamos el caudal del sistema de colectores.

$$Q_{\text{entrada}} = ((h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)) \cdot m$$

Finalmente calculamos la potencia de salida. **$W_{\text{salida}} = w_{\text{turbina I}} + w_{\text{turbina II}}$**

$$W_{\text{salida}} = (w_{\text{alta}} + w_{\text{baja}}) - w_{\text{pot bomba}}$$

$$w_{\text{alta}} = (h_3 - h_4) \cdot m$$

$$w_{\text{baja}} = (h_5 - h_6) \cdot m$$

$$q_{\text{cond}} = (h_6 - h_1) \cdot m$$

$$W_{\text{salida}} = 1280$$

$$\text{eficiclo} = ((W_{\text{salida}}) / Q_{\text{entrada}}) * 100$$

$$T_2 = \text{Temperature}(\text{Water}; P = P_2; h = h_2)$$

-Cálculo de irradiación en la ciudad de Bucaramanga para el 21 de junio

$$\phi = 7,3 \text{ corresponde a la latitud de Bucaramanga}$$

$$n = 171 \text{ número de día del año}$$

$$\gamma = 23.5 * \sin\left(\left(\frac{284+n}{365}\right) * 360\right) = \text{Declinación}$$

$$w = (\text{Hora} - 12) * 15 = \text{Hora solar}$$

En el momento del diseño Hora=12 (medio día)

$$\cos(\varphi) = \sin(\phi) * \sin(\gamma) + \cos(\phi) * \cos(\gamma) * \cos(w)$$

Donde (φ)= ángulo de zenit o ángulo de incidencia

-determinacion de la radiacion efectiva

$$H = H_b + H_d \left(\frac{w}{m^2}\right)$$

Donde:

H= Radiacion total

H_b= Radiacion directa

H_d= Radiacion difusa

Se define un concepto (kt) que indica la claridad de la atmosfera

$$Kt = \frac{H}{H_o}$$

H_o=intencidad efectiva sobre una superficie que forma un ángulo con respecto al rayo

$$H_o = 1353 * \left(1 + 0,034 * \cos\left(360 * \frac{n}{365}\right) * \cos(\varphi)\right)$$

Conociendo el valor de k_t , con alluda de las correlaciones de Orgill and Hollands podemos obtener el valor de la radiaccion difusa (H_d)

Valores k_t	$\frac{H_d}{H}$
Dia claro $k_t > 0.75$	$\frac{H_d}{H} = 0.177$
$0.35 < k_t < 0.75$	$\frac{H_d}{H} = 1.557 - 1.84 * k_t$
$k_t < 0.35$	$\frac{H_d}{H} = 1 - 0.249 * k_t$

Una vez se obtine la radiaccion difusa con ayuda de la siguiete ecuacion calcuamos el valor de la intensidad

$$H = I_b * \cos(\varphi) + H_d$$