



**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA**

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**TRABAJO DE TITULACIÓN, PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL
TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

**TEMA: “IMPLEMENTACIÓN Y ENSAYOS DE UNA CENTRAL
SOLAR TÉRMICA DE 18 kWt PARA CALEFACCIÓN DE UNA
VIVIENDA EXPERIMENTAL”**

**AUTORES: MERA PÉREZ, MARCO ANDRÉS
YAGUANA TORRES, EDWIN DAVID**

DIRECTOR: ING. GUASUMBA CODENA, SEGUNDO JOSÉ

SANGOLQUÍ

2016



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

CERTIFICACIÓN

Certifico que el trabajo de titulación **"IMPLEMENTACIÓN Y ENSAYOS DE UNA CENTRAL SOLAR TÉRMICA DE 18 kWt PARA CALEFACCIÓN DE UNA VIVIENDA EXPERIMENTAL"** realizado por los señores **MARCO ANDRÉS MERA PÉREZ** y **EDWIN DAVID YAGUANA TORRES**, ha sido revisado en su totalidad y analizado por el software anti-plagio, el mismo que cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos, y legales establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, por lo tanto me permito acreditarlos y autorizar a los señores **MARCO ANDRÉS MERA PÉREZ** y **EDWIN DAVID YAGUANA TORRES** para que lo sustenten públicamente.

Sangolquí, 08 de Enero del 2016

ING. JOSÉ SEGUNDO GUASUMBA
DIRECTOR



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, MARCO ANDRÉS MERA PÉREZ, con cédula de identidad N° 171902621-1 y EDWIN DAVID YAGUANA TORRES, con cédula de identidad N° 172155309-5 declaramos que este trabajo de titulación **"IMPLEMENTACIÓN Y ENSAYOS DE UNA CENTRAL SOLAR TÉRMICA DE 18 kWt PARA CALEFACCIÓN DE UNA VIVIENDA EXPERIMENTAL"** ha sido desarrollado considerando los métodos de investigación existentes, así como también se ha respetado los derechos intelectuales de terceros considerándose en las citas bibliográficas.

Consecuentemente declaramos que este trabajo es de nuestra autoría, en virtud de ello nos declaramos responsables del contenido, veracidad y alcance de la investigación mencionada.

Sangolquí, 08 de Enero del 2016



MERA P. MARCO A.
Ci: 171902621-1



YAGUANA T. EDWIN D.
Ci: 172155309-5



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

AUTORIZACIÓN

Nosotros, MARCO ANDRÉS MERA PÉREZ y EDWIN DAVID YAGUANA TORRES, autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar en la biblioteca virtual de la institución el presente trabajo de titulación **“IMPLEMENTACIÓN Y ENSAYOS DE UNA CENTRAL SOLAR TÉRMICA DE 18 kWt PARA CALEFACCIÓN DE UNA VIVIENDA EXPERIMENTAL”** cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra autoría y responsabilidad.

Sangolquí, 08 de Enero del 2016

MERA P. MARCO A.

Ci: 171902621-1

YAGUANA T. EDWIN D.

Ci: 172155309-5

DEDICATORIA

La concepción de este proyecto está dedicada a mis padres, pilares fundamentales en mi vida. Sin ellos, jamás hubiese podido conseguir lo que hasta ahora. Su tenacidad y lucha insaciable han hecho de ellos el gran ejemplo a seguir y destacar. También dedico este proyecto a mi tía Jenny Pérez, quien siempre está apoyándome en toda circunstancia. A ellos este proyecto, que sin ellos, no hubiese podido ser.

Marco Andrés Mera Pérez

DEDICATORIA

A Dios, por la fortaleza que me da para alcanzar mis metas.

A mis padres, por su afán insaciable de apoyo.

Edwin David Yaguana Torres

AGRADECIMIENTO

A mis padres por su esfuerzo y apoyo incondicional.

Mi agradecimiento es también para mi director del proyecto de investigación y a todas aquellas personas que con su valiosa colaboración hicieron posible el desarrollo del presente proyecto.

Marco Andrés Mera Pérez

AGRADECIMIENTO

A Dios, que con su bendición me permitió terminar este proyecto.

A mis padres, por su apoyo diario para culminar ésta etapa de mi vida. A mis hermanos por ser un pilar importante en mi familia.

Al Ingeniero José Guasumba, por haberme permitido realizar éste proyecto y por guiarme durante el mismo.

A mis amigos, que durante éste tiempo me han ayudado de una u otra manera a culminar mi carrera. A todas las personas que han formado parte de mi vida universitaria.

Edwin David Yaguana Torres

INDICE DE CONTENIDO

CARÁRULA	
DEDICATORIA	v
DEDICATORIA	vi
AGRADECIMIENTO	vii
AGRADECIMIENTO	viii
INDICE DE TABLAS	xii
INDICE DE FIGURAS	xiii
RESUMEN	xiv
ABSTRACT	xv
CAPITULO 1	1
GENERALIDADES	1
1.1 Antecedentes	1
1.2 Definición del problema	4
1.3 Objetivos	4
1.3.1 General	4
1.3.2 Específicos	4
1.4 Alcance	5
1.5 Justificación e importancia de la investigación	5
CAPITULO 2	6
MARCO TEÓRICO	6
2.1 Centrales Termosolares de media temperatura	6
2.2 Componentes de las Centrales Termosolares	10
2.2.1 Reflector cilíndrico parabólico	11
2.2.2 Tubo absorbente o colector	11
2.2.3 Sistema de seguimiento del sol	11
2.2.4 Estructura del concentrador	12
2.3 Concentrador cilíndrico parabólico: PS10, PS20	12
2.4 Análisis Energético de Concentradores	15
2.4.1 Balance termo físico del concentrador	15
2.4.1.1 Flujo energético sistema	15
2.4.1.2 Balance energético de la cubierta	16
2.4.1.3 Balance energético del absorbedor	17
2.4.2 Eficiencia óptica	17
2.4.3 Calor útil	18

2.4.4	Eficiencia instantánea del colector.....	20
2.5	Alternativas para Sistemas de Acumulación de Energía Térmica .	20
2.5.1	Sistemas Pasivos:.....	21
2.5.2	Sistemas Activos	21
2.5.3	Recogida directa de energía Solar	22
CAPÍTULO 3.....		23
ANÁLISIS HIDRÁULICO Y TÉRMICO		23
3.1	Análisis hidráulico del sistema.....	23
3.1.1	Dimensionamiento y selección de tubería.....	23
3.1.2.1	Cálculo de la potencia necesaria en bomba de aceite	27
3.1.2.2	Cálculo de la potencia necesaria en bomba de agua.....	35
3.1.3	Accesorios e instrumentación del sistema	40
3.1.4	Selección del aceite térmico y cantidad requerida en el sistema.....	40
3.1.5	Cantidad de aceite térmico requerida en el sistema	41
3.1.5	Planos de instalación Hidráulica	43
3.2	Análisis térmico del sistema	43
3.2.1	Análisis térmico del Caldero.....	43
3.2.1.1	Calor necesario para calentar y evaporizar el agua.....	43
3.2.1.1.2	Calor perdido por el caldero y calor necesario	49
3.2.1.2	Determinación del número de tubos	49
3.2.1.2.1	Media logarítmica de la diferencia de temperatura.....	49
3.2.2	Análisis térmico de la Vivienda.....	52
3.2.2.1	Cálculo de calor perdido total	53
3.2.2.1.1	Cálculo de calor perdido por las paredes	53
3.2.2.1.2	Cálculo de calor perdido por el techo	56
3.2.2.1.3	Cálculo de calor perdido por el piso.....	57
3.2.2.1.4	Cálculo del calor perdido por cambio de aire.....	58
3.2.3	Análisis térmico del Intercambiador de Calor	59
3.2.3.1	Dimensionamiento del coeficiente del intercambiador de calor.....	59
3.2.3.2	Efectividad del intercambiador de calor.....	60
CAPÍTULO 4.....		61
MONTAJE Y PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO		61
4.1	Ensamblaje de componentes	61
4.1.1	Proceso de ensamblaje de componentes, registro fotográfico	61

INDICE DE TABLAS

Tabla 1	35
Tabla 2	40
Tabla 3	41
Tabla 4	65
Tabla 5	74
Tabla 6	80
Tabla 7	81
Tabla 8	87

INDICE DE FIGURAS

Figura 1 Insolación Directa Anual Promedio	2
Figura 2 Tecnologías para radiación solar concentrada: al lado izquierdo parabólico y Fresnel, lado derecho torre y plato parabólico	8
Figura 3 Central energética termo solar	9
Figura 4 Operación y trayectoria diaria de un concentrador solar parabólico	10
Figura 5 Central Solar Termoeléctrica PS10.....	13
Figura 6 Esquema de Funcionamiento PS10.....	14
Figura 7 Central Solar Termoeléctrica PS20.....	14
Figura 8 Representación del CCP para balance de energía	15
Figura 9 Flujo Energético CCP.....	15
Figura 10 Propiedades de cañería	24
Figura 11 Propiedades de tubería.....	26
Figura 12 Diagrama de Moody	30
Figura 13 Valores del coeficiente K en pérdidas singulares.....	32
Figura 14 Rugosidad en diferentes materiales.....	37
Figura 15 Propiedades del agua saturada	45
Figura 16 Factor de corrección para un intercambiador de calor	50
Figura 17 Propiedades del aire	74
Figura 18 Propiedades de metales sólidos	76
Figura 19 Variación de radiación.....	84
Figura 20 Calor útil por componente	85

RESUMEN

La utilización de la energía solar para aspectos de generación eléctrica, calefacción, secado o generación de calor para distintos propósitos es un recurso del cual se puede aprovechar para cambiar el uso de combustibles fósiles. En el presente proyecto consta la implementación de una Central Termosolar con fines de calefacción doméstica, la cual después de ser instalada se procederá a tomar datos con el objetivo de analizar y validar su funcionamiento y así determinar el calor que proporciona a cada componente de la Central. Los principales componentes de la central termo solar son los 18 colectores cilíndricos parabólicos, el caldero y el intercambiador de calor. Los CCP captarán la radiación solar; estos deberán girar según la posición del sol para que los rayos incidan perpendicularmente en el reflector cilíndrico parabólico. La radiación proyecta se acumula en el tubo absorbedor y a través de él se eleva la temperatura del aceite térmico. La eficiencia obtenida para los CCP en este proyecto fue del 61.34%; la cual es muy favorable. El aceite es transportado mediante tubería hacia el caldero, donde calentará el agua. La eficiencia obtenida para el caldero fue de 14.31%. Así mismo, el agua, al adquirir calor dentro del caldero será llevado a través de tubería hacia el intercambiador de calor el cual tiene una eficiencia del 56% y está dentro de la Vivienda; el mismo transferirá su energía calórica al aire que fluye por acción de un ventilador. La eficiencia final del sistema se situó en 4.72%.

PALABRAS CLAVE:

- **CENTRAL TERMOSOLAR**
- **COLECTORES CILÍNDRICOS PARABÓLICOS**
- **CALDERO**
- **INTERCAMBIADOR DE CALOR**
- **EFICIENCIA**

ABSTRACT

The use of solar energy for generating solar energy, heating systems, drying systems for different purposes is a resource which can be used to change the use of fossil energy. This project is about the implementation of a solar power plant; therefore, it is possible to heat a house. After the solar power plant is installed, data will be taken and analyzed; furthermore, each component of the solar power plant will be analyzed, and it will be determined the efficiency and heat proportioned by each of the components. The principal components of the solar power plant are 18 cylindrical parabolic collectors, a heater, and a heat interchanger. The cylindrical parabolic collectors collect the solar radiation; also, they must be turned depending on the hour of the day. The radiation is accumulated in the absorber, so the oil temperature gets higher. The efficiency obtained for the cylindrical parabolic collectors is 61.34%. This oil with higher temperature is transported through piping to the heater where the water increases its temperature. The efficiency obtained for the heater is 14.31%. Therefore, the water is transported to the heat interchanger which is inside the house. The heat interchanger has an efficiency of 56%. These energy is transmitted to the air which flows inside the house helped by a fan. In the different tests, the principal parameters that were measured were pressure and temperature of the different components of the solar power plant; additionally, the efficiency of each component was measured. Finally the efficiency for the system is 4.72%.

KEYWORDS

- **SOLAR POWER PLANT**
- **CYLINDRICAL PARABOLIC COLLECTOR**
- **HEATHER**
- **HEAT INTERCHANGER**
- **EFFICIENCY**

CAPITULO 1

GENERALIDADES

1.1 Antecedentes

El uso de energías renovables es una tendencia mundial actualmente, y eso se basa en la necesidad del ser humano de dejar de depender de los combustibles fósiles como recurso energético y cuyos residuos de combustión durante años, han llevado al creciente calentamiento global. Una alternativa muy utilizada y en la que los investigadores tienen grandes esperanzas es el aprovechamiento de la Energía Solar.

En las políticas establecidas por el actual Régimen se plantea el uso progresivo de energías renovables. Sin embargo, según la Organización Latinoamericana de Energía (Olade) el Ecuador solo aporta con el 6,4%, actualmente.

La estrategia está destinada a promover el uso y desarrollo de estas energías en zonas rurales, alineadas al Plan Nacional del Buen Vivir 2013-2017 y en cuyo eje central se relaciona con la transformación económica y productiva del país. (Ministerio de Electricidad y Energía Renovable, 2014)

Con datos estadísticos del sector eléctrico ecuatoriano para el 2011, la energía renovable en el país se divide en: 46% abastecida por potencia hidráulica, un 1.97% perteneciente a biomasa, un aporte del 0.03% de energía eólica y de manera mínima, se obtiene un aporte del 0.002% de energía solar fotovoltaica. A partir del año 2013 se cuenta con la Central Eólica Villonaco de 16.5 MW y el Proyecto Eólico Baltra de 2.25 MW. (Ministerio de Electricidad y Energía Renovable, 2014)

La radiación directa máxima promedio en Ecuador es de 5119 Wh/m²/día, registrando en la provincia de Loja, y valores promedio de hasta 2543.01 Wh/m²/día, en varios sectores. En lo que se refiere a temperaturas ambientales por región, tenemos: En la Costa las temperaturas medias oscilan alrededor de los 28 °C (invierno) y los 25 °C (verano). (CONELEC, 2008)

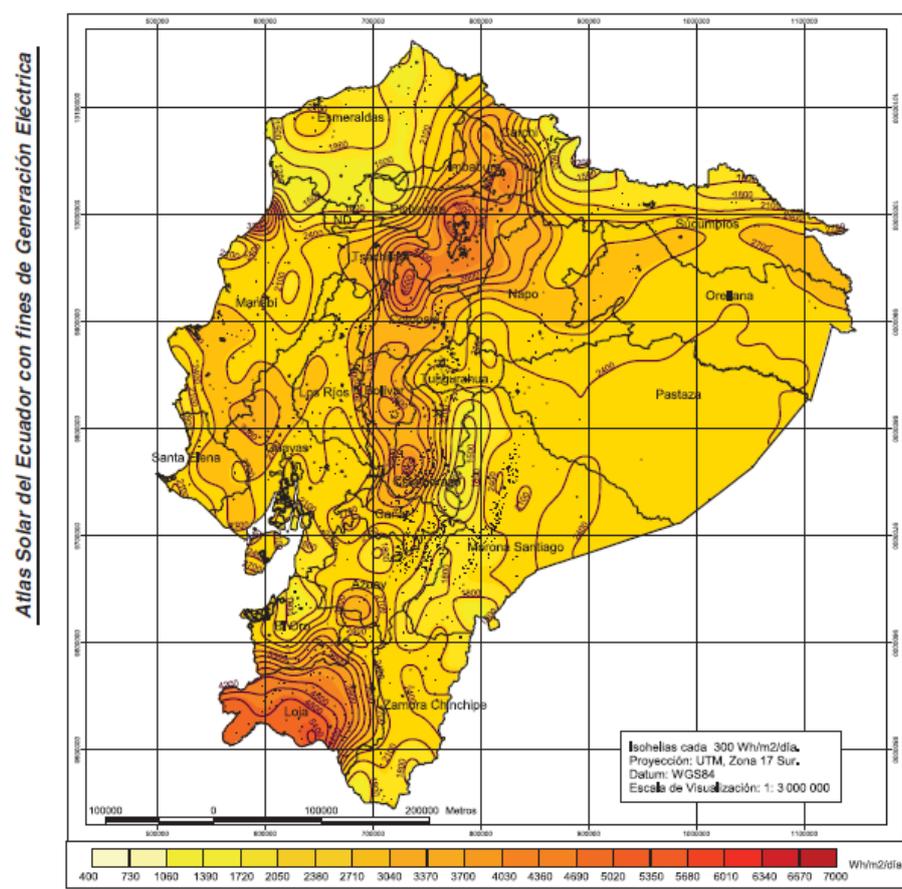


Figura 1 Insolación Directa Anual Promedio

Fuente: (CONELEC, 2008)

La Sierra registra climas diversos con una temperatura media de 13.6 °C.

La región del Oriente más próxima a la cordillera, acusa características subtropicales, con temperaturas que oscilan alrededor de los 20 °C; pero la zona selvática propiamente dicho muestra temperaturas de tipo ecuatorial,

según lo prueba el dato de que se registre una temperatura media de 24 °C en el mes de julio y 25 °C en el mes de enero (EcuadorWorld).

El Ecuador cubre ingentes recursos económicos en el pago de subsidios de los derivados de petróleo, por ejemplo en el caso del diésel utilizado para la generación termoeléctrica, el Ecuador gasta anualmente 2.5 millones de barriles de diésel importado a un costo de \$131.7. (Araujo, 2015).

Según el panorama energético del Ecuador la matriz energética es un sector estratégico para el gobierno del Ecuador; así lo demuestran los planes que el gobierno está ejecutando.

El sector energético tiene una valiosa importancia en el aspecto socioeconómico del Ecuador. En 2013 las provincias con mayor demanda energética fueron Guayas con 6.300 GWh, seguida de Pichincha con 3.958 GWh, y Manabí con una demanda de aproximadamente 1.183 GWh. (Sanchez, 2015)

El Gobierno Nacional del Ecuador está invirtiendo en la construcción de ocho megaproyectos hidroeléctricos, los cuales dotarán de energía suficiente para el territorio nacional. Los resultados de la construcción de los megaproyectos se verán a finales del año 2022, esto permitirán generar 15.725,27 GWh/año. El objetivo principal del actual gobierno ecuatoriano con respecto a la matriz energética del país es desaparecer el déficit de generación eléctrica que tiene el país, mediante energías renovables. (MEER, 2014)

Con respecto a la Energía Solar en el Ecuador los niveles de radiación en el Ecuador son muy favorables debido a que su ubicación geográfica es en la mitad del mundo. Lastimosamente esta fuente de energía no ha sido aprovechada y tampoco ha sido desarrollada como lo ha sido la hidroelectricidad.

El Instituto Nacional de Eficiencia Energética y Energías Renovables (INER) está dando los primeros pasos para evaluar el recurso solar y utilizar esta información como base para futuros proyectos. El proyecto emblemático del país en energía solar es el proyecto de bombeo solar para Tanlahua y

Rumiucho en la parroquia de San Antonio de Pichincha. (Corporación para la Investigación Energética, 2013).

1.2 Definición del problema

En Ecuador no existen Centrales Solares Térmicas destinadas a la investigación, uso y obtención de calor o energía para diversas aplicaciones.

1.3 Objetivos

1.3.1 General

Realizar la implementación y ensayos de una central solar térmica de 18 kWt para calefacción de una vivienda experimental.

1.3.2 Específicos

- Determinar las cargas térmicas para la calefacción de una vivienda experimental.
- Desarrollar el diseño de la instalación térmica.
- Realizar el montaje y prueba de la Central solar Térmica.
- Caracterizar el sistema energético demandado al área de calentamiento y recurso solar.

1.4 Alcance

Montaje de partes y componentes de la central termo solar así como la construcción de los elementos que permitirán la conexión de los mismos. Se seleccionarán y adquirirán las bombas, tuberías y otros implementos para la conexión y el correcto funcionamiento de la central termo solar.

El alcance del proyecto incluye ensayos y pruebas para la validación de la central solar térmica.

Los entregables de este proyecto serán la instalación de la central termo solar con sus respectivos planos de instalación y memoria de cálculo.

1.5 Justificación e importancia de la investigación

El proyecto está destinado a aportar en la línea de Investigación de Energías Renovables de la Universidad de las Fuerzas Armadas-ESPE, al cambio de la matriz energética del país; y a su vez enfocada al Plan Nacional del buen vivir.

Cabe destacar que el Ecuador está propulsando un cambio de su matriz energética al año 2020, actualmente del 34% en generación térmica, 46% en generación hidroeléctrica, 12% con gas natural, 10% importaciones y el 1.97% con biomasa, a un escenario del 86% en hidroelectricidad, 3% en generación térmica, 8% en energía renovable, 1% en importaciones y un 2% en gas natural. (Villafuerte, 2012).

CAPITULO 2

MARCO TEÓRICO

2.1 Centrales Termosolares de media temperatura

El suministro limitado de combustibles fósiles y el impacto negativo de las emisiones de CO₂ en el medio ambiente mundial han impulsado el uso de energías renovables. La energía solar concentrada es el mejor candidato para proveer la mayoría de esta energía renovable, ya que es la más rentable y puede ser transportada a los centros poblados fácilmente. La electricidad de origen solar está basada en dos sistemas básicamente los cuales son: los sistemas fotovoltaicos y los sistemas térmicos. Los sistemas termo solares de concentración son el conjunto de elementos que utilizan la tecnología basada en la transformación de la componente directa de la radiación solar en energía térmica a temperaturas elevadas, y esta energía térmica es transformada en electricidad y/o calor, tanto para su uso inmediato, o bien como una fuente de energía almacenable en forma de calor o en forma química. En todos los casos mencionados se emplean concentradores basados en espejos o en lentes. Actualmente existen cuatro tecnologías principales de sistemas termo solares de concentración, que sobresalen por su alto nivel de desarrollo, mayor en unas que otras. (Ruiz, 2009).

La tecnología más extendida de ellas es la correspondiente a los canales parabólicos los cuales concentran la radiación en una línea donde se sitúa el absorbedor. Le sigue en implantación los sistemas de receptor central. La radiación concentrada incide sobre un punto en cuyas proximidades se coloca el absorbedor (receptor central) y que, en todos los casos prácticos, se sitúa en la parte alta de una torre por lo que también se llaman “de torre”. La tercera

tecnología más desarrollada es la de discos parabólicos la cual, concentra la radiación en un punto donde se sitúa el correspondiente absorbedor o receptor. Más recientemente ha aparecido una nueva tecnología de concentración, los reflectores o concentradores lineales de Fresnel, que al igual que los concentradores parabólicos concentran la radiación en una línea donde se coloca el correspondiente absorbedor.

	Capacity unit MW	Concentration	Peak solar efficiency	Annual solar efficiency	Thermal cycle efficiency	Capacity factor (solar)	Land use $m^2 MWh^{-1} y^{-1}$
Trough	10-200	70-80	21% (d)	10-15% (d) 17-18% (p)	30-40% ST	24% (d) 25-70% (p)	6-8
Fresnel	10-200	25-100	20% (p)	9-11% (p)	30-40% ST	25-70% (p)	4-6
Power tower	10-150	300-1000	20% (d) 35% (p)	8-10% (d) 15-25% (p)	30-40% ST 45-55% CC	25-70% (p)	8-12
Dish-Stirling	0.01-0.4	1000-3000	29% (d)	16-18% (d) 18-23% (p)	30-40% Stirl. 20-30% GT	25% (p)	8-12

(d) = demonstrated; (p) = projected; ST steam turbine; GT gas turbine; CC combined cycle.

$$\text{Solar efficiency} = \frac{\text{net power generation}}{\text{incident beam radiation}}$$

$$\text{Capacity factor} = \frac{\text{solar operating hours per year}}{8760 \text{ hours per year}}$$

Cuadro 1 Datos de rendimiento para varias tecnologías de concentradores de energía solar

Fuente: (HANS MÜLLER-STEINHAGEN, 2004)

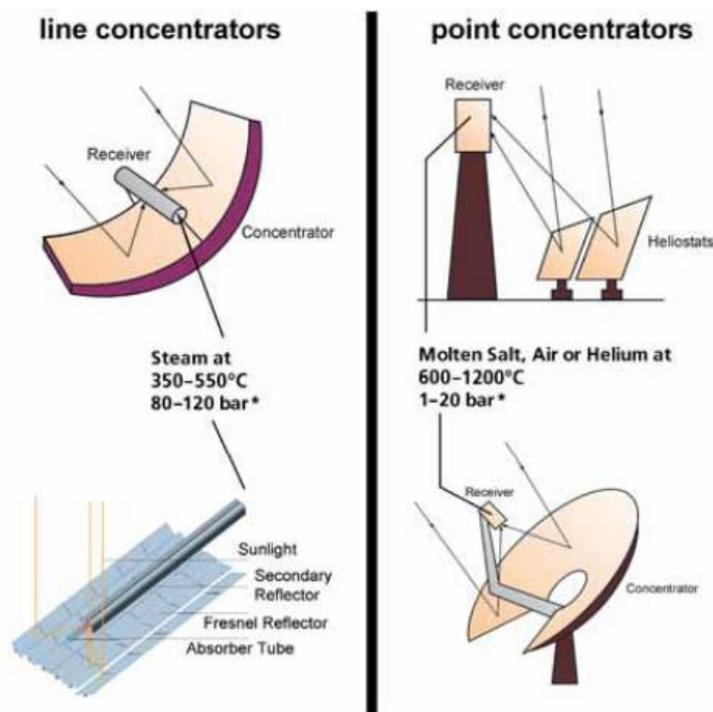


Figura 2 Tecnologías para radiación solar concentrada: al lado izquierdo parabólico y Fresnel, lado derecho torre y plato parabólico

Fuente: (HANS MÜLLER-STEINHAGEN, 2004)

La aplicación de estas tecnologías se extiende a diversos campos. Todas emplean calor y/o electricidad. Por “parte solar” se entiende los sistemas de captación y de absorción, mientras que el resto es el sistema convencional de potencia. Existen también elementos de transición energética entre una parte y otra, normalmente intercambiadores de calor. (HANS MÜLLER-STEINHAGEN, 2004)

Desde el punto de vista termodinámico lo óptimo sería que las instalaciones fueran de cogeneración y no sólo de generación de electricidad, pero actualmente se están imponiendo estas últimas, por lo que suponen una menor emisión de gases de efecto invernadero y la disminución paulatina de la dependencia de los combustibles fósiles en el sistema eléctrico.

Una central eléctrica termo solar está compuesta de un sistema captador, un sistema absorbedor, un sistema de conversión de potencia y, también puede incluir un sistema de almacenamiento térmico y otro de combustibles fósiles o renovables. El sistema captador es aquel que recibe la radiación solar

y la dirige y concentra sobre el absorbedor, donde se produce la transformación en energía térmica, casi siempre en forma de aumento de la entalpía de un fluido. En circunstancias normales, la entalpía conseguida con el absorbedor se transfiere a un ciclo de potencia, en el que obtiene el trabajo que luego se transforma en electricidad y/o calor para alimentar algún proceso consumidor de esta forma de energía.

Los sistemas de almacenamiento y los sistemas de aporte de calor con diferentes sistemas energéticos adicionales permiten aportar energía en el ciclo de potencia en momentos en que no hay radiación solar, por lo que este tipo de plantas con almacenamiento térmico y/o caldera adicional permiten generar electricidad en función de la demanda, con los correspondientes beneficios para el conjunto del sistema eléctrico.

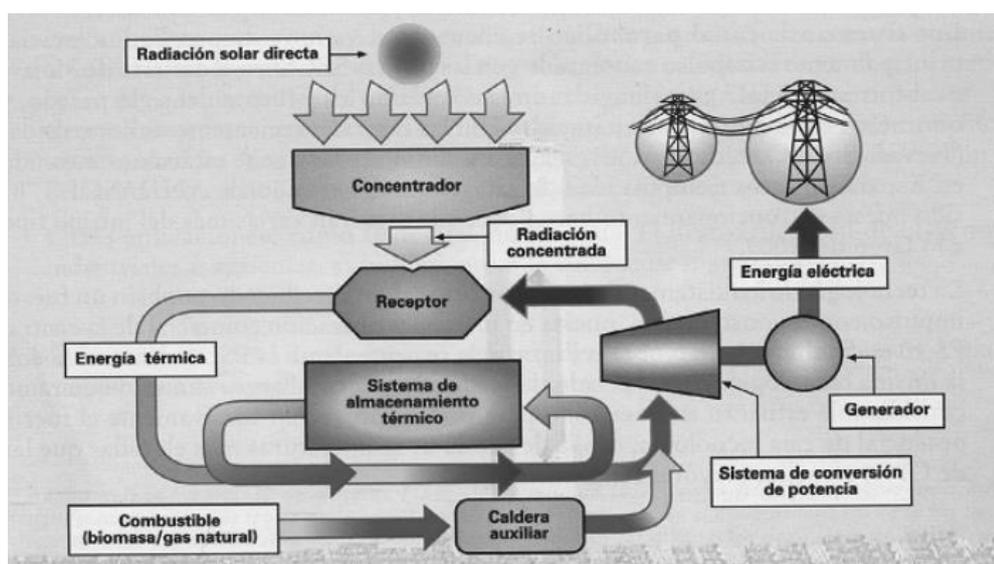


Figura 3 Central energética termo solar

Fuente: (Marín, 2010)

2.2 Componentes de las Centrales Termosolares

Los sistemas con concentradores cilíndricos parabólicos son sistemas de baja concentración. Esta central está formada por el conjunto de concentradores cilíndricos parabólicos que se mueven con el sol concentrando la radiación en una tubería ubicada a lo largo del foco, la cual concentra el fluido de trabajo que transporta el calor adquirido. Estos sistemas están diseñados para seguir al sol a lo largo de un eje, predominantemente en la dirección norte sur. Los primeros sistemas con concentradores cilíndricos parabólicos fueron instalados in 1912 cerca del Cairo, para generar vapor para una bomba de 73 kWt que entregaba un caudal de 2000 m³/h para riego.



Figura 4 Operación y trayectoria diaria de un concentrador solar parabólico

Fuente: (Abengoa Solar, 2012)

Una central termosolar consiste de en el conjunto de concentradores cilíndricos parabólicos. Cada colector solar está compuesto de los siguientes subsistemas:

- El reflector cilíndrico parabólico
- El tubo absorbente o colector

- El sistema de seguimiento del sol
- La estructura metálica

2.2.1 Reflector cilíndrico parabólico

Es un espejo curvado en una de sus dimensiones con forma de parábola, la misión del receptor cilindro parabólico es reflejar y concentrar sobre el tubo absorbente la radiación solar directa que incide sobre la superficie. La superficie especular se consigue a través de películas de plata o aluminio depositadas sobre un soporte que le da la suficiente rigidez. Las películas de aluminio tienen un gran porcentaje de reflectividad.

2.2.2 Tubo absorbente o colector

En este elemento recae el rendimiento global del colector, puede constar de un tubo o de dos tubos concéntricos; en el caso de tubos concéntricos, el tubo interior es de material metálico y es por el cual circula el fluido que se calienta, y el tubo exterior es de cristal. El tubo metálico lleva un recubrimiento selectivo que posee una elevada absorbancia mayor al 90% y una baja emisividad, por el interior de este tubo va a pasar el fluido de trabajo, pudiendo ser aceite térmico. El tubo de cristal que rodea al tubo interior metálico tiene la doble misión de reducir las pérdidas térmicas por convección en el tubo metálico y de proteger de las inclemencias del clima debido a su recubrimiento.

2.2.3 Sistema de seguimiento del sol

El concentrador cilíndrico parabólico aprovecha la radiación solar directa al máximo si existe un mecanismo de seguimiento solar automatizado que siga

la trayectoria del sol a lo largo del día. El sistema de seguimiento solar consiste en un dispositivo que gira los reflectores cilindro parabólicos del colector alrededor de un eje de seguimiento.

2.2.4 Estructura del concentrador

Consiste en la estructura del concentrador solar parabólico. Las funciones de la estructura son las siguientes

- Soporta los reflectores y colectores manteniendo un alineamiento óptico.
- Soporta fuerzas externas tales como el viento, granizo, lluvia, etc.

Permite a los colectores rotar, por lo mismo los reflectores y colectores pueden seguir al sol.

2.3 Concentrador cilíndrico parabólico: PS10, PS20

En febrero del 2007, en Sanlúcar la Mayor (Sevilla-España), se puso en marcha la primera central solar termoeléctrica conocida como PS10, con una capacidad de 11MW de potencia.

Está conformada por 624 helióstatos con una superficie de 120 m² cada uno, que concentran la radiación solar en un receptor ubicado sobre una torre de 115 metros de altura. Dicho receptor está compuesto por 4 paneles verticales de 5.5 metros de ancho y 12 metros de altura y está encargado de generar vapor saturado. Cabe señalar que la PS10 proporciona 30 minutos de almacenamiento energético aun cuando la radiación solar es mínima.

Con la potencia que proporciona esta central se evita emitir al ambiente cerca de 6700 toneladas de CO₂ al año, a la vez que permite abastecer de energía eléctrica alrededor de 5500 hogares. (Echeverría, 2011).



Figura 5 Central Solar Termoeléctrica PS10

Fuente: (Abengoa Solar, 2012)

El receptor de la estación PS10 colocada en la parte superior de la torre está compuesta por una serie de paneles de tubos que operan a una temperatura de aproximadamente 257 °C generando vapor saturado. Una parte del vapor es almacenado en tanques acumuladores que posteriormente es usado cuando la irradiación solar es mínima para la producción de energía. El resto de vapor acciona una turbina que genera electricidad.

El reflejo producido por los helióstatos puede convertir alrededor del 17 % de la luz solar en 11 MW de potencia eléctrica. (teknoPLOF, 2014).

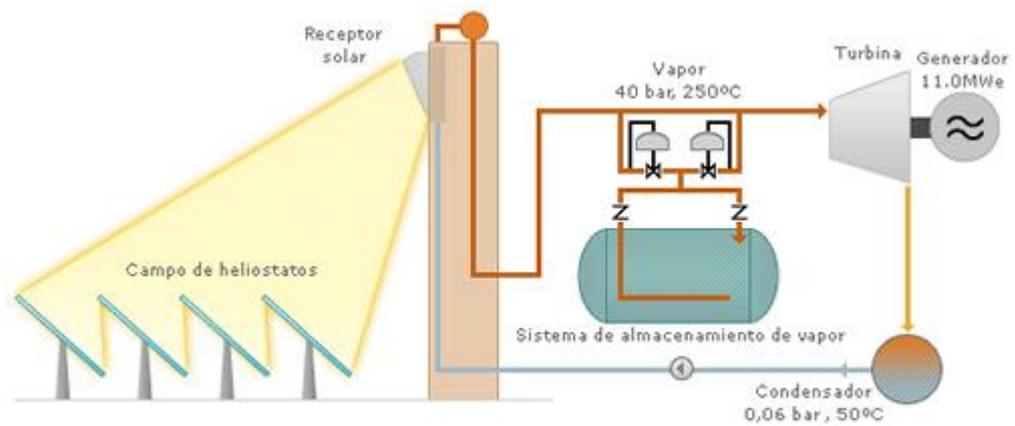


Figura 6 Esquema de Funcionamiento PS10

Fuente: (teknoPLOF, 2014)

Por otra parte la PS20 es la segunda plataforma solar de 20 MW de potencia de iguales características que la anterior. Es capaz de abastecer a 10000 hogares y ahorra la emisión de alrededor de 12000 toneladas de CO₂ al año.

Está formada por 1255 heliostatos que conforman 153000 m² y en pleno rendimiento produce más de 150 toneladas de vapor por hora, trabajando a una presión de 45 bares y a una temperatura de 253 °C. Para la PS20 el receptor solar se aloja en el interior de una torre de 156 metros de altura.

Su receptor tiene mayor eficiencia y mejoras en los sistemas de control, operación y en los sistemas de almacenamiento energético. (Energy, 2009).



Figura 7 Central Solar Termoelectrica PS20

Fuente: (Edukavital, 2013)

2.4 Análisis Energético de Concentradores

2.4.1 Balance termo físico del concentrador

2.4.1.1 Flujo energético sistema

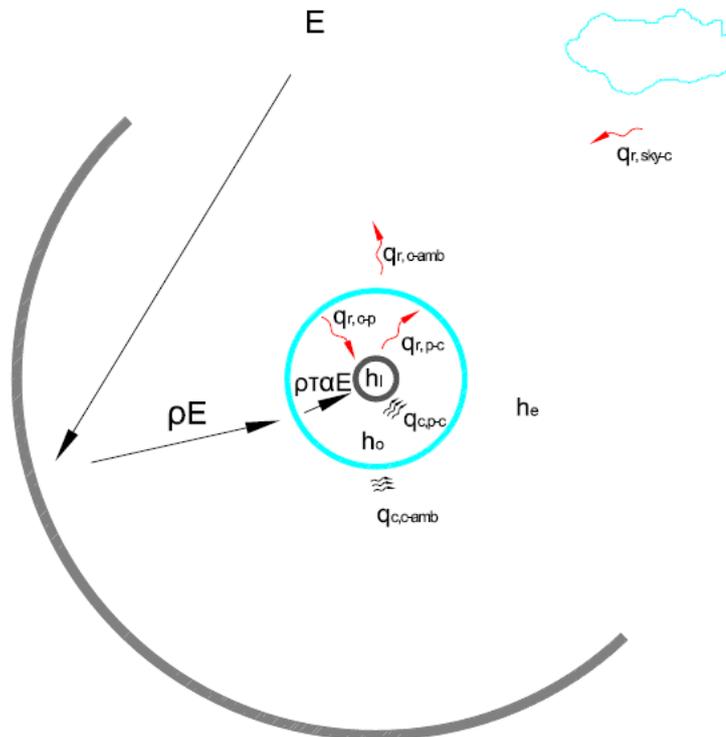


Figura 8 Representación del CCP para balance de energía

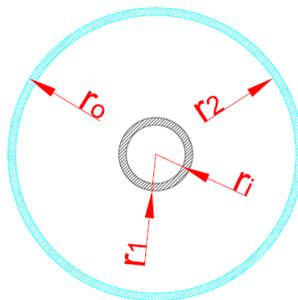


Figura 9 Flujo Energético CCP

Donde:

- $q_{r.s.c}$ Calor de radiación del cielo a la cubierta [W]
- $q_{r.p.c}$ Calor de radiación del tubo absorbedor a la cubierta [W]
- $q_{c.p.c}$ Calor de convección del tubo absorbedor a la cubierta [W]
- $q_{r.c.a}$ Calor de radiación de la cubierta al ambiente [W]
- $q_{c.c.a}$ Calor de convección de la cubierta al ambiente [W]
- $q_{r.c.p}$ Calor de radiación de la cubierta al tubo absorbedor [W]
- q_u Calor útil [W]

2.4.1.2 Balance energético de la cubierta

$$q_{r.s.c} + q_{r.p.c} + q_{c.p.c} = q_{r.c.a} + q_{c.c.a} + q_{r.c.p} \quad (2.1)$$

$$q_{r.s.c} = \pi \cdot d_o \cdot L \cdot h_{r.s.c} \cdot (T_s - T_c)$$

$$q_{r.p.c} = \pi \cdot d_2 \cdot L \cdot h_{r.p.c} \cdot (T_p - T_c)$$

$$q_{c.p.c} = \pi \cdot d_2 \cdot L \cdot h_o \cdot (T_p - T_c)$$

$$q_{r.c.a} = \pi \cdot d_o \cdot L \cdot h_{r.c.a} \cdot (T_c - T_{amb})$$

$$q_{c.c.a} = \pi \cdot d_o \cdot L \cdot h_e \cdot (T_c - T_{amb})$$

$$q_{r.c.p} = \pi \cdot d_2 \cdot L \cdot h_{r.c.p} \cdot (T_c - T_p)$$

Donde:

- $h_{r.s.c}$ Coeficiente de radiación del cielo a la cubierta [$W/m^2 \cdot K$]
- $h_{r.p.c}$ Coeficiente de radiación del tubo absorbedor a la cubierta [$W/m^2 \cdot K$]
- h_o Coeficiente de convección al interior de la cubierta [$W/m^2 \cdot K$]
- $h_{r.c.a}$ Coeficiente de radiación de la cubierta al ambiente [$W/m^2 \cdot K$]
- h_e Coeficiente de convección del ambiente [$W/m^2 \cdot K$]
- $h_{r.c.p}$ Coeficiente de radiación de la cubierta al tubo absorbedor [$W/m^2 \cdot K$]
- T_s Temperatura de cielo [$^{\circ}C$]
- T_c Temperatura de la cubierta [$^{\circ}C$]
- T_p Temperatura del tubo absorbedor [$^{\circ}C$]
- T_2 Temperatura de la superficie interna de la cubierta [$^{\circ}C$]
- T_1 Temperatura de la superficie externa del tubo absorbedor [$^{\circ}C$]
- T_{amb} Temperatura del ambiente [$^{\circ}C$]

2.4.1.3 Balance energético del absorbedor

$$A_1 \cdot \tau \cdot \alpha \cdot \rho \cdot E + q_{r.c.p} = q_u + q_{r.p.c} + q_{c.p.c} \quad (2.2)$$

$$q_{r.c.p} = \pi \cdot d_1 \cdot L \cdot h_{r.c.p} \cdot (T_c - T_p)$$

$$q_u = m_{\text{aceite}} \cdot c_{p\text{aceite}} \cdot (T_2 - T_1)$$

$$q_{r.p.c} = \pi \cdot d_1 \cdot L \cdot h_{r.p.c} \cdot (T_p - T_c)$$

$$q_{c.p.c} = \pi \cdot d_1 \cdot L \cdot h_o \cdot (T_p - T_c)$$

Donde:

A_1, r_1, d_1 Área, radio, diámetro exterior del tubo absorbedor [m^2]

α Absortancia del tubo absorbedor

τ Transmitancia de la cubierta de vidrio

ρ, ρ_r Reflectividad del espejo, reflectividad el concentrador cilíndrico

E, G_d Irradiancia [W/m^2]

d_2 Diámetro interior de la cubierta de vidrio [m]

d_o Diámetro exterior de la cubierta de vidrio [m]

L Longitud del tubo absorbedor [m]

m_{aceite} Flujo másico de aceite

$c_{p\text{aceite}}$ Calor específico de aceite

2.4.2 Eficiencia óptica

$$\eta_o = \rho_r \cdot \tau \cdot \alpha \cdot \gamma \cdot F_s \cdot f_t \quad (2.3)$$

η_o Eficiencia instantánea

ρ_r Reflectividad del espejo 0.75 – 0.85

τ Transmitancia de la cubierta de vidrio

α Absortancia del tubo absorbedor

γ Factor de forma, depende de los errores en la pendiente del espejo y de la distorsión que sufre la radiación solar

F_s Error en el seguimiento

f_t Factor de apertura no sombreada por soportes y absorbedor

Los valores de los parámetros anteriormente mencionados se usan comúnmente comprendidos entre 0.9 a 0.95.

$$\eta_o = \rho_R \cdot \tau \cdot \alpha \cdot \gamma \cdot F \cdot f_t$$

$$\rho_R := 0.85 \quad \gamma := 0.95$$

$$\tau := 0.95 \quad F_S := 0.95$$

$$\alpha := 0.95 \quad f_t := 0.95$$

$$\eta_o := \rho_R \cdot \tau \cdot \alpha \cdot \gamma \cdot F_S \cdot f_t = 0.658$$

2.4.3 Calor útil

$$q_{abs} = \eta_o \cdot A_a \cdot G_d \tag{2.4}$$

$$A_a := 1.5 \cdot m \cdot 1.2 \cdot m$$

Donde:

q_{abs} Calor absorbido [W]

A_a Área de apertura del concentrador cilíndrico parabólico [m²]

G_d Irradiancia

Para el cálculo del calor útil proporcionado por los colectores se toma la irradiancia mundial de 1000 W/m²

$$G_d := 1000 \cdot \frac{W}{m^2}$$

$$q_{abs} := \eta_o \cdot A_a \cdot G_d = 1.184 \times 10^3 W$$

$$q_u = q_{abs} - U_c \cdot (T_c - T_{amb}) \cdot A_{abs}$$

$$U_c := 10 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$A_{abs} := \pi \cdot 28.4 \cdot mm \cdot 1.5 \cdot m = 0.134 m^2$$

$$T_c := 140 \text{ } ^\circ C$$

$$T_{amb} := 22 \text{ } ^\circ C$$

Para el coeficiente global de transferencia de calor (ver cuadro 2).

Heat Flow → to: ↓ from:	Gas (stagnant) $\bar{h}_c = 5 - 15$	Gas (flowing) $\bar{h}_c = 10 - 100$	Liquid (stagnant) $\bar{h}_c = 50 - 1,000$	Liquid (flowing) Water $\bar{h}_c = 1,000 - 3,000$ Other Liquids $\bar{h}_c = 500 - 2,000$	Boiling Liquid Water $\bar{h}_c = 3,500 - 60,000$ Other Liquids $\bar{h}_c = 1,000 - 20,000$
Gas (natural convection) $\bar{h}_c = 5 - 15$	Room/outside air through glass $U = 1-2$	Superheaters $U = 3-10$		Combustion chamber $U = 10-40$ + radiation	Steam boiler $U = 10-40$ + radiation
Gas (flowing) $\bar{h}_c = 10 - 100$		Heat exchangers for gases $U = 10-30$	Gas boiler $U = 10-50$		
Liquid (natural convection) $\bar{h}_c = 50 - 10,000$			Oil bath for heating $U = 25-500$	Cooling coil $U = 500-1,500$ with stirring	
Liquid (flowing) water $\bar{h}_c = 3,000 - 10,000$ other liquids $\bar{h}_c = 500 - 3,000$	Radiator central heating $U = 5-15$	Gas coolers $U = 10-50$	Heating coil in vessel water/water without stirring $U = 50-250$, with stirring $U = 500-2,000$	Heat exchanger water/water $U = 900-2,500$ water/other liquids $U = 200-1,000$	Evaporators of refrigerators $U = 300-1,000$
Condensing vapor water $\bar{h}_c = 5,000 - 30,000$ other liquids $\bar{h}_c = 1,000 - 4,000$	Steam radiators $U = 5-20$	Air heaters $U = 10-50$	Steam jackets around vessels with stirrers, water $U = 300-1,000$ other liquids $U = 150-500$	Condensers steam/water $U = 1,000-4,000$ other vapor/water $U = 300-1,000$	Evaporators steam/water $U = 1,500-6,000$ steam/other liquids $U = 300-2,000$

Cuadro 2 Coeficientes de Transferencia de calor para varias aplicaciones

Fuente: (Kreith, Principles of Heat Transfer, 2003)

$$q_u := q_{abs} - U_c \cdot (T_c - T_{amb}) \cdot A_{abs} = 1.026 \times 10^3 \text{ W}$$

$$\frac{18000 \cdot \text{W}}{q_u} = 17.544$$

Entonces con los 18 colectores cilíndricos parabólicos con los que está formada la Central Termosolar, se logra alcanzar una capacidad de 18 kWt.

2.4.4 Eficiencia instantánea del colector

$$\eta_c = \eta_0 - \frac{U_c \cdot (T_c - T_{amb})}{G_d} \cdot \frac{1}{C_a} \quad (2.5)$$

$$C_a := \frac{A_a}{A_{abs}} = 13.45 \quad (2.6)$$

$$\eta_c := \eta_0 - \frac{U_c \cdot (T_c - T_{amb})}{G_d} \cdot \frac{1}{C_a} = 0.57$$

Donde:

A_{abs} Área del tubo absorbedor [m^2]

U_c Coeficiente global de transferencia de calor del CCP [$W/m^2 \cdot K$]

η_c Eficiencia del concentrador cilíndrico parabólico

C_a Razón de concentración, Relación de concentración

2.5 Alternativas para Sistemas de Acumulación de Energía Térmica

Estos sistemas de almacenamiento están conformados por una serie de tecnologías que almacenan energía térmica, para luego utilizarla cuando sea necesario. La base de estos sistemas consta de la capacidad latente de diferentes materiales de absorber, para luego mantener calor durante el tiempo.

Estos sistemas pueden ser utilizados para balancear la demanda de energía durante el día y la noche. Los depósitos de calor deben de mantenerse a una temperatura mayor o menor a la del ambiente.

2.5.1 Sistemas Pasivos:

Los sistemas pasivos se usan generalmente en el acondicionamiento calorífico de edificios y tanto lo que sirve de colector como el sistema de almacenamiento se encuentran incorporados en los distintos componentes de mismo edificio, como: pisos, paredes, recipientes con agua y techos. El tipo de almacenamiento de energía utilizado en estos sistemas es generalmente por calor sensible.

Debido a que en estos sistemas las temperaturas de almacenamiento son bajas, usualmente menores de 40 °C, se requiere de grandes volúmenes del material para ser almacenados. Por ejemplo, los distintos componentes de un edificio que representan un gran volumen, pueden absorber energía durante las horas de sol y posteriormente cederla durante la tarde o noche. Para poder calcular la capacidad de almacenamiento de un material determinado, necesitamos conocer sus propiedades como la densidad y el calor específico.

2.5.2 Sistemas Activos

La característica principal de los sistemas activos es que estos utilizan un fluido de trabajo en movimiento que puede ser agua, aire, aceites o algún otro fluido. Los principales componentes que intervienen en estos sistemas son: el colector solar, la unidad de almacenamiento, sistemas de conversión y control y el lugar donde se hace la descarga de energía.

Generalmente, el medio de almacenamiento es agua si por el colector se hace circular un líquido. Similarmente, si en el colector circula aire, el medio de almacenamiento serán rocas o piedras.

Las temperaturas alcanzan con este tipo de sistemas entre los 50 y 100 °C. En este caso el almacenamiento de energía se puede dar por cualquiera de los mecanismos siguientes, calor sensible, cambio de fase, reacciones químicas y estanques solares.

2.5.3 Recogida directa de energía Solar

La recogida directa de energía solar requiere dispositivos artificiales llamados colectores solares, diseñados para recoger energía, a veces después de concentrar los rayos del Sol. La energía, una vez recogida, se emplea en procesos térmicos o fotoeléctricos, o fotovoltaicos. En los procesos térmicos, la energía solar se utiliza para calentar un gas o un líquido que luego se almacena o se distribuye. En los procesos fotovoltaicos, la energía solar se convierte en energía eléctrica sin ningún dispositivo mecánico intermedio. Los colectores solares pueden ser de dos tipos principales: los de placa plana y los de concentración.

CAPÍTULO 3

ANÁLISIS HIDRÁULICO Y TÉRMICO

3.1 Análisis hidráulico del sistema

3.1.1 Dimensionamiento y selección de tubería

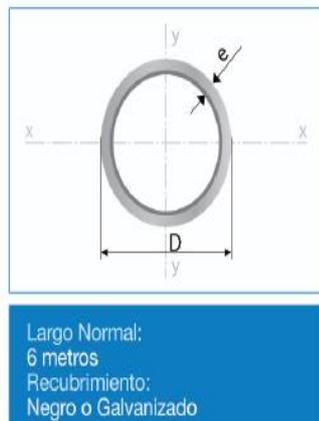
Para el dimensionamiento de la tubería se enlistara los parámetros de funcionamiento bajo los que va a operar la Central Solar Térmica:

- Por la tubería de aceite debe circular aceite térmico a una temperatura de aproximadamente 140 °C y la misma debe soportar una presión de alrededor de 200 Psi que se genera por la acción de la bomba y la temperatura del aceite.
- El circuito de aceite debe conectarse a los Concentradores cilíndricos parabólicos mediante tubería de 1 ½” de diámetro nominal.
- Para la conexión de las bombas se utilizará tubería de 1” de diámetro nominal; se utilizara el mismo tamaño de tubería para conectar el intercambiador de calor al circuito de agua.

Bajo los anteriores parámetros se calculará el espesor requerido de tubería utilizando el Código ANSI B31.1 POWER PIPING, ya que el mismo describe los requerimientos mínimos de diseño, materiales, fabricación, montaje, pruebas e inspección para sistemas de tubería de potencia para generación eléctrica, plantas industriales y sistemas de calentamiento.

Cabe señalar que se usará tubería de acero con recubrimiento galvanizado schedule 40 existente en el mercado nacional, fabricado

bajo el estándar ASTM A53 Gr. B. Para la tabla de propiedades de tubería (ver figura 10).



Designaciones	Área	Peso	Propiedades Estáticas			Presión de prueba			
			Flexión						
			Momento de inercia	Módulo de resistencia	Radio de giro				
D	e	A	P	I	W	i			
pulg.	mm	mm	cm ²	kg/m	cm ⁴	cm ³	cm	lb/pulg ²	kg/cm ²
1/2	21,30	2,77	1,61	1,27	0,71	0,67	0,66	700	49,20
3/4	26,90	2,87	2,15	1,69	1,55	1,16	0,85	700	49,20
1	33,70	3,38	3,19	2,50	3,64	2,18	1,07	700	49,20
1 1/4	42,40	3,56	4,32	3,39	8,13	3,85	1,37	1.200	84,60
1 1/2	48,30	3,68	5,16	4,05	12,93	5,35	1,58	1.200	84,60
2	60,30	3,91	6,93	5,44	27,66	9,18	1,99	2.300	162,10
2 1/2	73,00	5,16	11,00	8,63	63,63	17,43	2,41	2.500	175,40
3	88,90	5,49	14,39	11,29	125,65	28,27	2,96	2.220	156,00

Figura 10 Propiedades de cañería

Fuente: (IPAC, 2014)

Circuito de aceite

Calculo del espesor

$$t = \frac{P_d \cdot D_o}{2(S_1 \cdot E + P_d \cdot y)} + CA \tag{3.1}$$

Donde:

t Espesor de la tubería [pulg]]

P_d Presión de diseño [psi]

D_o Diámetro exterior de la tubería [pulg]

S_1 Esfuerzo permitido [psi]

E Eficiencia de la unión soldada
y coeficiente para materiales

CA Corrosión Admisible [pulg]

Parámetros de diseño

$$P_d := 200 \cdot \text{psi}$$

$$T_d := 140 \text{ } ^\circ\text{C} = 284 \cdot ^\circ\text{F}$$

$$CA := \frac{1}{8} \cdot \text{in} \quad D_o := 1.9 \cdot \text{in}$$

Coefficientes para material ASTM A53 Gr. B

$$y := 0.4$$

$$S_1 := 15000 \cdot \text{psi}$$

$$E := 1$$

$$t := \frac{P_d \cdot D_o}{2(S_1 \cdot E + P_d \cdot y)} + CA = 0.138 \cdot \text{in}$$

Entonces se selecciona la tubería de 1 ½" con las siguientes características:

$$e = 0.145''$$

SCH: 40

Las características de la tubería se seleccionan de la tabla de propiedades de tubería (ver figura 11).

PROPERTIES OF PIPE											
Schedule numbers and weight designations are in agreement with ANSI B36.10 for carbon and alloy steel pipe and ANSI B36.19 for stainless steel pipe.											
Nom. pipe size	Schedule No.		Weight Designation	Out-side diam. in.	In-side diam. in.	Wall thick-ness in.	Weight per foot lb.	Wt. of water per ft. pipe lb.	Outside surface per ft. sq. ft.	Inside surface per ft. sq. ft.	Trans-verse area sq. in.
	Carbon & alloy steels	Stain-less steels									
1	...	10S	1.315	1.097	.109	1.404	.4090	.344	.2872	.9448
	40	40S	Std.	1.315	1.049	.133	1.678	.3740	.344	.2740	.8640
	80	80S	X-Stg.	1.315	.957	.179	2.171	.3112	.344	.2520	.7190
	1.315	.877	.219	2.561	.2614	.344	.2290	.6040
	160	1.315	.815	.250	2.850	.2261	.344	.2134	.5217
	XX-Stg.	1.315	.599	.358	3.659	.1221	.344	.1570	.2818
1 1/4	...	10S	1.660	1.442	.109	1.806	.7080	.434	.3775	1.633
	40	40S	Std.	1.660	1.380	.140	2.272	.6471	.434	.3620	1.495
	80	80S	X-Stg.	1.660	1.278	.191	2.996	.5553	.434	.3356	1.283
	160	1.660	1.160	.250	3.764	.4575	.434	.3029	1.057
	XX-Stg.	1.660	.896	.382	5.214	.2732	.434	.2331	.6305
1 1/2	...	10S	1.900	1.682	.109	2.085	.9630	.497	.4403	2.221
	40	40S	Std.	1.900	1.610	.145	2.717	.8820	.497	.4213	2.036
	80	80S	X-Stg.	1.900	1.500	.200	3.631	.7648	.497	.3927	1.767
	160	1.900	1.337	.281	4.862	.6082	.497	.3519	1.405
	XX-Stg.	1.900	1.100	.400	6.408	.4117	.497	.2903	.950

Figura 11 Propiedades de tubería

Fuente: (Megyesy, 2001)

Circuito de agua

Cálculo del espesor

$$t = \frac{P_d \cdot D_o}{2(S_1 \cdot E + P_d \cdot y)} + CA$$

Parámetros de diseño

$$P_d := 200 \cdot \text{psi}$$

$$T_d := 140 \text{ } ^\circ\text{C} = 284 \cdot ^\circ\text{F}$$

$$CA := \frac{1}{8} \cdot \text{in} \quad D_o := 1.315 \cdot \text{in}$$

Coefficientes para material ASTM A53 Gr. B

$$y := 0.4$$

$$S_1 := 15000 \cdot \text{psi}$$

$$E := 1$$

$$t := \frac{P_d \cdot D_o}{2(S_1 \cdot E + P_d \cdot y)} + CA = 0.134 \cdot \text{in}$$

Entonces se selecciona la tubería de 1" con las siguientes características:

$$e = 0.134''$$

SCH: 40

Las características de la tubería se seleccionan de la tabla de propiedades de tubería (ver figura 11).

Presión de Prueba Hidrostática:

$$P_{PH} := 1.3 \cdot P_d \cdot \frac{S_p}{S_d} = 260 \cdot \text{psi} \quad (3.2)$$

3.1.2 Cálculo de potencia requerida en bombas

Se calcula la potencia necesaria para las bombas de aceite como para la bomba de agua.

3.1.2.1 Cálculo de la potencia necesaria en bomba de aceite

La velocidad con la que el fluido se mueve es de 1 m/s.

La presión de entrada es la misma que la presión de salida ya que sale y regresa al tanque de almacenamiento; por lo tanto la variación de presión es cero.

Se aplica la ecuación de Bernoulli para fluidos en movimiento.

$$H_B = h_{f_{total}} + \left[\frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 \right] - \left[\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 \right] \quad (3.3)$$

Donde

H_{ftotal} Pérdida de carga [m]

P_2	Presión en el punto más alto de la tubería [Pa]
V_2	Velocidad en el punto más alto de la tubería [m/s]
Z_2	Altura máxima de la tubería con respecto a la bomba [m]
P_1	Presión en la entrada del tanque [Pa]
V_1	Velocidad en la entrada del tanque [m/s]
Z_1	Altura al nivel de la bomba [m]
ρ	Densidad del aceite térmico [kg/m ³]
g	Aceleración de la gravedad [m/s ²]

Para el cálculo correspondiente, se requiere determinar previamente, la velocidad de flujo de aceite en la parte más alta del sistema [V_2] y la pérdida de carga en el recorrido del aceite por la tubería.

Se procede a calcular con la ecuación de la continuidad, la velocidad en el segundo punto donde aumenta el diámetro de la tubería.

$$V_1 := 1 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$d_1 := 25.4 \cdot \text{mm}$$

$$A_1 := \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = 5.067 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$Q_1 := A_1 \cdot V_1 = 5.067 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$d_2 := 41 \cdot \text{mm}$$

$$A_2 := \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} = 1.32 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$V_2 := \frac{A_1 \cdot V_1}{A_2} = 0.384 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Q_2 := V_2 \cdot A_2 = 5.067 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Donde

V_1 Velocidad recomendada en la tubería uno [m/s]

d_1 Diámetro uno de la tubería [m]

Q_1 Caudal que fluye a través de la tubería uno [m³/s]

A_1 Área de la tubería uno [m²]

V_2 Velocidad recomendada en la tubería dos [m/s]

d_2 Diámetro dos de la tubería [m]

Q_2 Caudal que fluye a través de la tubería dos [m³/s]

A_2 Área de la tubería dos [m²]

Se procede a calcular el número de Reynolds.

$$Rey := \frac{\rho \cdot V_1 \cdot d_1}{\nu} \quad (3.4)$$

Donde

ρ Densidad del aceite térmico = 873 [kg/m³]

d_1 Diámetro de la tubería a la salida del reservorio de aceite [m]

V_1 Velocidad a la salida del reservorio de aceite [m/s]

ν Viscosidad dinámica del fluido = 21.65 [cp] (centipoise)

Se obtiene el número de Reynolds igual a:

$$Rey = 1024.21 \text{ (Flujo Laminar)}$$

Se calcula el factor de fricción con el diagrama de Moody (ver figura 12).

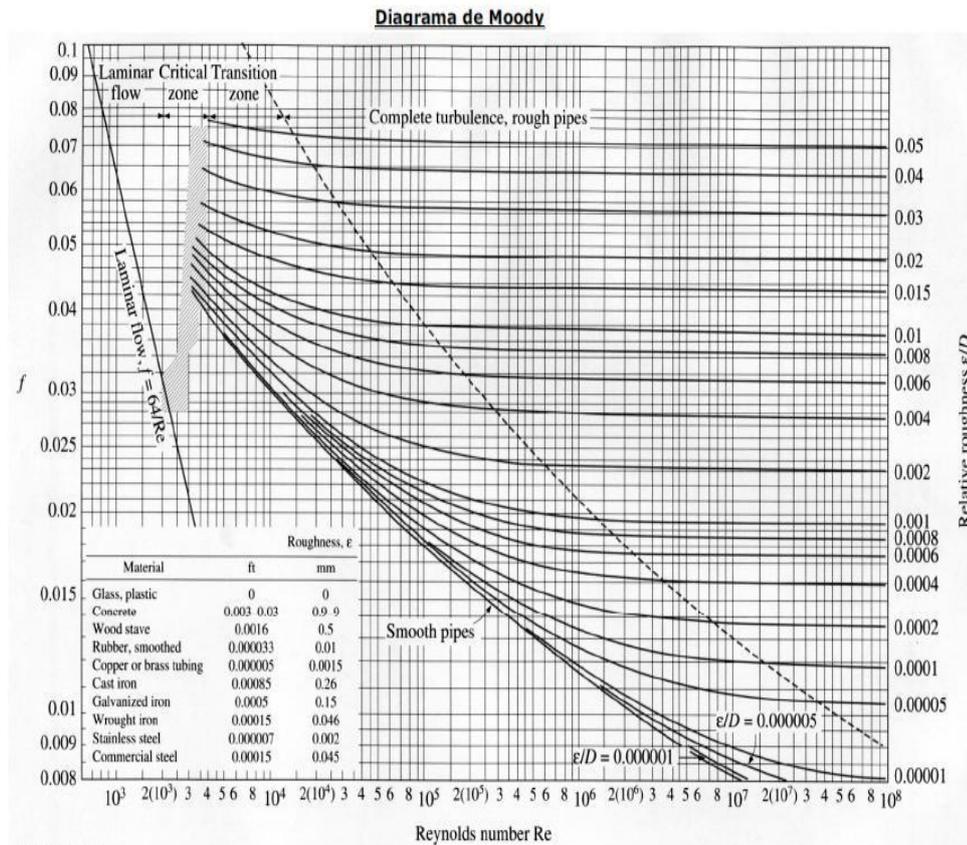


Figura 12 Diagrama de Moody

Fuente: (Mott, 2006)

Se obtiene un factor de rugosidad para la tubería de 1 pulgadas

$$f = 0.0625$$

Se obtiene un factor de rugosidad para la tubería de 1 ½ pulgadas

$$f = 0.0625$$

Longitud total de la tubería de 1 pulgada

$$L = 4160 \text{ mm}$$

Pérdidas por longitud en tubería de 1 pulgada

$$P_{\text{long1}} := f \cdot \frac{L_1}{d_1} \cdot \frac{V_1^2}{2 \cdot g} = 0.519 \text{ m} \quad (3.5)$$

Longitud total de la tubería de 1 ½ pulgadas

$$L = 30930 \text{ mm}$$

$$P_{\text{long2}} := f \cdot \frac{L_2}{d_2} \cdot \frac{V_2^2}{2 \cdot g} = 0.352 \text{ m}$$

Pérdidas por longitud en tubería de 1 ½ pulgada

Donde

f Factor de fricción

L₁ Longitud de la tubería uno [m]

L₂ Longitud de la tubería dos [m]

Perdidas por accesorios

Para la tubería de 1 pulgada se tiene 6 codos, 2 llaves de bola, 1 válvula de retorno, 1 entrada, 1 expansión.

Para la tubería de 1 ½ inch se tiene 10 codos, y 6 accesorios T

Los coeficientes de fricción para accesorios (ver figura 13).

VALORES DEL COEFICIENTE K EN PÉRDIDAS SINGULARES		
Accidente	K	L/D
Válvula esférica (totalmente abierta)	10	350
Válvula en ángulo recto (totalmente abierta)	5	175
Válvula de seguridad (totalmente abierta)	2,5	-
Válvula de retención (totalmente abierta)	2	135
Válvula de compuerta (totalmente abierta)	0,2	13
Válvula de compuerta (abierta 3/4)	1,15	35
Válvula de compuerta (abierta 1/2)	5,6	160
Válvula de compuerta (abierta 1/4)	24	900
Válvula de mariposa (totalmente abierta)	-	40
T por salida lateral	1,80	67
Codo a 90° de radio corto (con bridas)	0,90	32
Codo a 90° de radio normal (con bridas)	0,75	27
Codo a 90° de radio grande (con bridas)	0,60	20
Codo a 45° de radio corto (con bridas)	0,45	-
Codo a 45° de radio normal (con bridas)	0,40	-
Codo a 45° de radio grande (con bridas)	0,35	-

Figura 13 Valores del coeficiente K en pérdidas singulares

Fuente: (Pitts, 1979)

$$P = k * \frac{V_1^2}{2 * g} \quad (3.6)$$

Donde

k factor de pérdidas el cual depende del tipo de accesorio

Pérdidas por expansión

$$k_{exp} := 0.2$$

$$P_{exp} := k_{exp} \cdot \frac{V_1^2}{2 \cdot g} = 0.01 \text{ m}$$

Pérdidas por entrada

$$k_{\text{entr}} := 0.5$$

$$P_{\text{entr}} := k_{\text{entr}} \cdot \frac{V_1^2}{2 \cdot g} = 0.025 \text{ m}$$

Pérdidas por salida

$$k_{\text{sal}} := 1.0$$

$$P_{\text{sal}} := k_{\text{sal}} \cdot \frac{V_2^2}{2 \cdot g} = 7.51 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Pérdidas por codos de 90 grados

$$k_{\text{cod}} := 0.9$$

$$P_{\text{cod}} := k_{\text{cod}} \cdot \frac{V_2^2}{2 \cdot g} = 6.759 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Pérdidas por válvula esférica

$$k_{\text{val}} := 10$$

$$P_{\text{val}} := k_{\text{val}} \cdot \frac{V_2^2}{2 \cdot g} = 0.075 \text{ m}$$

Pérdidas por accesorios T

$$k_t := 2$$

$$P_t := k_t \cdot \frac{V_2^2}{2 \cdot g} = 0.015 \text{ m}$$

Pérdida por válvula de no retorno (check)

$$k_{\text{che}} := 2$$

$$P_{che} := k_{che} \cdot \frac{V_2^2}{2 \cdot g} = 0.015 \text{ m}$$

Pérdidas en accesorios en tubería de 1 pulgada

$$P_{tub1} := 6 \cdot P_{cod} + 2 \cdot P_{val} + 1 \cdot P_{che} + P_{entr} + P_{exp} = 0.241 \text{ m}$$

Pérdidas en accesorios en tubería de 1 ½ pulgada

$$P_{tub2} := 10 \cdot P_{cod} + 6 \cdot P_t + P_{sal} = 0.165 \text{ m}$$

Pérdidas totales en tubería 1 pulgada

$$P_{tot1} := P_{tub1} + P_{long1} = 0.761 \text{ m}$$

Pérdidas totales en tubería de 1 ½ pulgada

$$P_{tot2} := P_{tub2} + P_{long2} = 0.518 \text{ m}$$

Total pérdidas por fricción en ambas tuberías

$$T_{total} := P_{tot1} + P_{tot2} = 1.278 \text{ m}$$

Finalmente se calcula la potencia de la bomba

$$h_w := z_2 - z_1 + P_{tot2} + P_{tot1} = 3.028 \text{ m}$$

$$W_{bomba} := \rho \cdot g \cdot Q_1 \cdot h_w = 0.017 \cdot hp$$

Donde:

h_w Altura a vencer por la bomba

W_{bomba} Potencia de la bomba

El grupo de maestría de Energías Renovables donó una bomba de aceite la cual fue usada en el sistema. Las características de la misma son:

Tabla 1

Características de la bomba para aceite SAER M – JET

Máximo caudal	10	m ³ /h
Altura máxima	92	M
Potencia máxima	2.2	kW

3.1.2.2 Cálculo de la potencia necesaria en bomba de agua

La velocidad con la que la que el fluido se mueve es de 1 m/s.

El agua debe vencer solamente las pérdidas por longitud y pérdidas por tubería.

Aplicamos nuevamente la ecuación de Bernoulli para fluidos en movimiento.

$$H_B = h_{f_{total}} + \left[\frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 \right] - \left[\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 \right]$$

Donde

$H_{f_{total}}$ Pérdida de carga [m]

P_2 Presión en el punto más alto de la tubería [Pa]

V_2 Velocidad en el punto más alto de la tubería [m/s]

Z_2 Altura máxima de la tubería con respecto a la bomba [m]

P_1 Presión en la entrada del tanque [Pa]

V_1 Velocidad en la entrada del tanque [m/s]

Z_1 Altura al nivel de la bomba [m]

ρ Densidad del agua [kg/m³]

g Aceleración de la gravedad [m/s²]

Para el cálculo correspondiente, se requiere determinar previamente la pérdida de carga en el recorrido del agua por la tubería. La tubería es de diámetro constante 1 pulgada.

$$V_1 := 1 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$d_1 := 25.4 \cdot \text{mm}$$

$$e_1 := 4 \cdot \text{mm}$$

$$A_1 := \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = 5.067 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$Q_1 := V_1 \cdot A_1 = 5.067 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Se procede a calcular el número de Reynolds.

$$\text{Rey} := \frac{\rho \cdot V_1 \cdot d_1}{\nu}$$

Donde:

ρ Densidad del agua = 1000 [kg/m³]

d_1 Diámetro de la tubería [m]

V_1 Velocidad en el punto más alto de la tubería [m/s]

ν Viscosidad dinámica del agua = 38900 [kg/m*s]

Se obtiene el número de Reynolds igual a:

$\text{Rey} = 38900$ (Flujo Turbulento)

Se calcula el factor de fricción con el diagrama de Moody (ver figura 13).

$$\frac{\varepsilon}{d} = \frac{0.15}{25.4} = 0.0059$$

Donde:

ε Rugosidad

La rugosidad para diferentes materiales (ver figura 14), se ha usado el valor de 0.15 mm para hierro galvanizado.

Material	Roughness, ε	
	ft	mm
Glass, plastic	0	0
Concrete	0.003 0.03	0.9 9
Wood stave	0.0016	0.5
Rubber, smoothed	0.000033	0.01
Copper or brass tubing	0.000005	0.0015
Cast iron	0.00085	0.26
Galvanized iron	0.0005	0.15
Stainless steel	0.000007	0.002
Commercial steel	0.00015	0.045

Figura 14 Rugosidad en diferentes materiales

Fuente: (Pitts, 1979)

Se obtiene un factor de fricción para la tubería de 1 pulgada

$$f = 0.034$$

Longitud total de la tubería de 1 pulgada

$$L = 9935 \text{ mm}$$

Pérdidas por longitud en tubería de 1 pulgada

$$P_{\text{long1}} := f \cdot \frac{L_1}{d_1} \cdot \frac{V_1^2}{2 \cdot g} = 0.678 \text{ m}$$

Perdidas por accesorios

Para la tubería de agua de 1 pulgada se tiene 10 codos, 1 accesorio T, 1 entrada, 1 expansión.

Los diferentes coeficientes para los accesorios (ver figura 14).

Pérdidas por expansión

$$k_{\text{exp}} := 0.2$$

$$P_{\text{exp}} := k_{\text{exp}} \cdot \frac{V_1^2}{2 \cdot g} = 0.01 \text{ m}$$

Pérdidas por entrada

$$k_{\text{entr}} := 0.5$$

$$P_{\text{entr}} := k_{\text{entr}} \cdot \frac{V_1^2}{2 \cdot g} = 0.025 \text{ m}$$

Pérdidas por salida

$$k_{\text{sal}} := 1.0$$

$$P_{\text{sal}} := k_{\text{sal}} \cdot \frac{V_2^2}{2 \cdot g} = 7.51 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Pérdidas por codos de 90 grados

$$k_{\text{cod}} := 0.9$$

$$P_{\text{cod}} := k_{\text{cod}} \cdot \frac{V_2^2}{2 \cdot g} = 6.759 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Pérdidas por válvula esférica

$$k_{\text{val}} := 10$$

$$P_{\text{val}} := k_{\text{val}} \cdot \frac{V_2^2}{2 \cdot g} = 0.075 \text{ m}$$

Pérdidas por accesorios T

$$k_t := 2$$

$$P_t := k_t \cdot \frac{V_2^2}{2 \cdot g} = 0.015 \text{ m}$$

Pérdida por válvula de no retorno (check)

$$k_{che} := 2$$

$$P_{che} := k_{che} \cdot \frac{V_2^2}{2 \cdot g} = 0.015 \text{ m}$$

Pérdidas en accesorios en tubería de 1 pulgada

$$P_{tub1} := 10 \cdot P_{cod} + 1 \cdot P_t = 0.561 \text{ m}$$

Pérdidas totales en tubería 1 pulgada

$$P_{tot1} := P_{tub1} + P_{long1} = 1.239 \text{ m}$$

Finalmente se calcula la potencia necesaria de la bomba

$$h_w := z_2 - z_1 + P_{tot1} = 2.239 \text{ m}$$

$$W_{bomba} := \rho \cdot g \cdot Q_1 \cdot h_w = 0.015 \cdot hp \quad (3.7)$$

El grupo de maestría de Energías Renovables donó una bomba de agua para el sistema. La bomba fue usada para el sistema.

Características

La serie de bombas IBD pertenece a la bomba de vórtice que se acopla directamente entre la máquina eléctrica y el cuerpo de la bomba. Poseen las ventajas de la construcción más simple, tamaño pequeño, peso ligero, alcanza más altura, pero con menos cantidad de flujo. Son adecuados para el bombeo de agua limpia. Es especialmente adecuado para aplicaciones domésticas, tales como el suministro de agua de pozo, piscina, etc.

Las características técnicas de la bomba IDB-35 son las siguientes:

Tabla 2

Características de la bomba de agua IDB-35

Marca	PIETRO
Modelo	IDB-35
Potencia	0.5 hp
Q. máx	35 l/min
H. máx	35 m
Velocidad	2850 rev/min
Diám. Entra	1 pulgada
Diám. Salid	1 pulgada

3.1.3 Accesorios e instrumentación del sistema

Los accesorios seleccionados para la instalación del sistema han sido elegidos de acuerdo al plano de instrumentación generado los cuales se encuentran en el **ANEXO 1**

3.1.4 Selección del aceite térmico y cantidad requerida en el sistema

La razón fundamental por la que se elige el aceite térmico es porque tiene que circular por el campo solar, si fuera agua, a esa temperatura tendría que tener una gran presión, lo que encarece todo el sistema, ya que se deben emplear tuberías más resistentes y bombas más potentes.

Para la aplicación de la central termo solar se ha escogido el aceite Shell Heat Transfer Oil S2. El fluido térmico Shell Heat Transfer Oil S2 está basado en aceites base minerales de selecto refino y especialmente seleccionados para ser utilizados en los sistemas de transmisión de calor industriales.

Poseen una excepcional estabilidad térmica y a la oxidación con un grado mínimo de formación de lodos, por lo que mantienen sus características durante largos periodos de tiempo. (Shell, 2012).

Propiedades

El fluido térmico Shell Heat Transfer Oil S2 posee las siguientes ventajas:

- Gran estabilidad térmica.
- Muy buena estabilidad a la oxidación.
- Baja viscosidad para aumentar los coeficientes de transferencia térmica.
- Adecuada bombeabilidad a bajas temperaturas.
- Baja presión de vapor y mínima volatilidad / evaporación en servicio.
- No corrosivo

Tabla 3

Características técnicas del aceite térmico

Shell Heat Transfer Oil S2		
Característica	Método	Valores Típicos
Viscosidad cinemática, cSt	ASTM D-445	
• a 0°C		151
• a 40°C		25
• a 100°C		4.7
• a 200°C		1.1
• a 300°C		0.57
Densidad a 15°C, kg/l	ASTM D-4052	0.866
Punto inicial de destilación, °C	ASTM D-2887	355
Valor neutralización, mgKOH/g	ASTM D-974	< 0,05
Residuo carbonoso (Ensayo Conradson)	ISO 10370	0,02
Corrosión al cobre (3 h a 100°C)	ISO 2160	1
Punto de inflamación, °C	ASTM D-93	220
Punto de congelación, °C	ASTM D-97	-12

Fuente: (Shell, 2008)

3.1.5 Cantidad de aceite térmico requerida en el sistema

El aceite térmico parte desde el reservorio, circula por el circuito de aceite térmico, así como por el caldero.

Cálculo de aceite en tuberías

Primero se calcula el aceite térmico para tuberías de 1 pulgada.

Diámetro de tubería interno = 25.4 mm

Calculamos el área de la tubería por donde fluirá el aceite térmico

$$A_1 := \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = 5.067 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Se calcula la longitud total de tubería de 1 pulgada

Mangueras: 6 tuberías de 1 metro cada uno

Longitud de la tubería en los concentradores: 32.22 metros

Longitud de la tubería en el circuito de aceite: 4.16 metros

Longitud total: 42.38 m

$$L_1 := 4160 \cdot \text{mm} + 1750 \cdot 6 \cdot 3 \text{mm} + 240 \cdot 3 \cdot \text{mm} + 6 \cdot 1000 \cdot \text{mm} = 42.38 \text{ m}$$

Cálculo de volumen necesario

$$V_1 := A_1 \cdot L_1 = 21.474 \text{ L}$$

Donde

V_1 Volumen uno

Se calcula el aceite térmico necesario para tubería de 1 ½ inch

Diámetro de tubería interno = 41 mm

Se calcula el área de la tubería por donde fluirá el aceite térmico

$$A_2 := \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} = 1.32 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Longitud total de la tubería de 1 ½ pulgadas en el circuito de aceite

$$L_2 := 30930 \cdot \text{mm}$$

Cálculo del volumen necesario

$$V_2 := A_2 \cdot L_2 = 40.835 \text{ L}$$

Donde:

V_2 Volumen 2

El aceite necesario en el caldero es de 159 litros.

El aceite total necesario es de 159 + 40.835 litros

Total= 199.835 litros

Para esto se compraron 2 barriles de aceite térmico con un volumen total de 318 litros. Los 118 litros sobrantes se pusieron en el reservorio de aceite.

3.1.5 Planos de instalación Hidráulica

Los planos de instalación hidráulica se encuentran ubicados en el **ANEXO1**

3.2 Análisis térmico del sistema

3.2.1 Análisis térmico del Caldero

3.2.1.1 Calor necesario para calentar y evaporizar el agua

$$Q_u = \frac{M_{\text{agua}} \cdot c_{p\text{agua}}}{\text{HSP}} \cdot (T_{\text{sat}} - T_{\text{red}}) + \frac{M_v \cdot h_{fg}}{\text{HSP}} + \frac{M_v \cdot c_{p_v}}{\text{HSP}} \cdot (T_{\text{rec}} - T_{\text{sat}}) \quad (3.8)$$

Donde:

M_{agua} Masa de agua [kg]

$c_{p\text{agua}}$ Calor específico de agua [kcal/kg °K]

HSP Horas de sol pico [h]

T_{sat} Temperatura de vapor saturado del agua [°C]

T_{red} Temperatura de agua de la red potable [°C]

T_{rec} Temperatura de recalentamiento del agua [°C]

M_v Masa de vapor de agua [kg]

h_{fg} Entalpía de evaporización del agua [kcal/kg]

c_{p_v} Calor específico del vapor de agua [kcal/kg °K]

Parámetros de funcionamiento del caldero y valores para el agua.

$$T_{\text{sat}} := 92 \text{ °C}$$

$$T_{\text{red}} := 18 \text{ °C}$$

$$T_{\text{rec}} := 120 \text{ °C}$$

$$\text{HSP} := 4.2 \cdot \text{hr} \quad \text{Tablas INAMHI}$$

$$M_{\text{agua}} := 500 \cdot \text{kg}$$

$$M_v := M_{\text{agua}} \cdot 0.05 = 25 \text{ kg} \quad \text{Con 5\% de vapor}$$

$$c_{p_{\text{agua}}} := 1 \cdot \frac{\text{kcal}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$h_{fg} := 560 \cdot \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$c_{p_v} := 0.49 \cdot \frac{\text{kcal}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Para las propiedades para el agua saturada (ver figura 15).

Propiedades del agua saturada

Temp., T °C	Presión de saturación, P _{sat} , kPa	Densidad, ρ kg/m ³		Entalpía de vaporización, h _g , kJ/kg	Calor específico, c _p , J/kg · K		Conductividad térmica, k W/m · K		Viscosidad dinámica, μ kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β 1/K
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2 501	4 217	1 854	0.561	0.0171	1.792 × 10 ⁻³	0.922 × 10 ⁻⁵	13.5	1.00	-0.068 × 10 ⁻³
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857	0.571	0.0173	1.519 × 10 ⁻³	0.934 × 10 ⁻⁵	11.2	1.00	0.015 × 10 ⁻³
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862	0.580	0.0176	1.307 × 10 ⁻³	0.946 × 10 ⁻⁵	9.45	1.00	0.733 × 10 ⁻³
15	1.7051	999.1	0.0128	2 466	4 186	1 863	0.589	0.0179	1.138 × 10 ⁻³	0.959 × 10 ⁻⁵	8.09	1.00	0.138 × 10 ⁻³
20	2.339	998.0	0.0173	2 454	4 182	1 867	0.598	0.0182	1.002 × 10 ⁻³	0.973 × 10 ⁻⁵	7.01	1.00	0.195 × 10 ⁻³
25	3.169	997.0	0.0231	2 442	4 180	1 870	0.607	0.0186	0.891 × 10 ⁻³	0.987 × 10 ⁻⁵	6.14	1.00	0.247 × 10 ⁻³
30	4.246	996.0	0.0304	2 431	4 178	1 875	0.615	0.0189	0.798 × 10 ⁻³	1.001 × 10 ⁻⁵	5.42	1.00	0.294 × 10 ⁻³
35	5.628	994.0	0.0397	2 419	4 178	1 880	0.623	0.0192	0.720 × 10 ⁻³	1.016 × 10 ⁻⁵	4.83	1.00	0.337 × 10 ⁻³
40	7.384	992.1	0.0512	2 407	4 179	1 885	0.631	0.0196	0.653 × 10 ⁻³	1.031 × 10 ⁻⁵	4.32	1.00	0.377 × 10 ⁻³
45	9.593	990.1	0.0655	2 395	4 180	1 892	0.637	0.0200	0.596 × 10 ⁻³	1.046 × 10 ⁻⁵	3.91	1.00	0.415 × 10 ⁻³
50	12.35	988.1	0.0831	2 383	4 181	1 900	0.644	0.0204	0.547 × 10 ⁻³	1.062 × 10 ⁻⁵	3.55	1.00	0.451 × 10 ⁻³
55	15.76	985.2	0.1045	2 371	4 183	1 908	0.649	0.0208	0.504 × 10 ⁻³	1.077 × 10 ⁻⁵	3.25	1.00	0.484 × 10 ⁻³
60	19.94	983.3	0.1304	2 359	4 185	1 916	0.654	0.0212	0.467 × 10 ⁻³	1.093 × 10 ⁻⁵	2.99	1.00	0.517 × 10 ⁻³
65	25.03	980.4	0.1614	2 346	4 187	1 926	0.659	0.0216	0.433 × 10 ⁻³	1.110 × 10 ⁻⁵	2.75	1.00	0.548 × 10 ⁻³
70	31.19	977.5	0.1983	2 334	4 190	1 936	0.663	0.0221	0.404 × 10 ⁻³	1.126 × 10 ⁻⁵	2.55	1.00	0.578 × 10 ⁻³
75	38.58	974.7	0.2421	2 321	4 193	1 948	0.667	0.0225	0.378 × 10 ⁻³	1.142 × 10 ⁻⁵	2.38	1.00	0.607 × 10 ⁻³
80	47.39	971.8	0.2935	2 309	4 197	1 962	0.670	0.0230	0.355 × 10 ⁻³	1.159 × 10 ⁻⁵	2.22	1.00	0.653 × 10 ⁻³
85	57.83	968.1	0.3536	2 296	4 201	1 977	0.673	0.0235	0.333 × 10 ⁻³	1.176 × 10 ⁻⁵	2.08	1.00	0.670 × 10 ⁻³
90	70.14	965.3	0.4235	2 283	4 206	1 993	0.675	0.0240	0.315 × 10 ⁻³	1.193 × 10 ⁻⁵	1.96	1.00	0.702 × 10 ⁻³
95	84.55	961.5	0.5045	2 270	4 212	2 010	0.677	0.0246	0.297 × 10 ⁻³	1.210 × 10 ⁻⁵	1.85	1.00	0.716 × 10 ⁻³
100	101.33	957.9	0.5978	2 257	4 217	2 029	0.679	0.0251	0.282 × 10 ⁻³	1.227 × 10 ⁻⁵	1.75	1.00	0.750 × 10 ⁻³
110	143.27	950.6	0.8263	2 230	4 229	2 071	0.682	0.0262	0.255 × 10 ⁻³	1.261 × 10 ⁻⁵	1.58	1.00	0.798 × 10 ⁻³
120	198.53	943.4	1.121	2 203	4 244	2 120	0.683	0.0275	0.232 × 10 ⁻³	1.296 × 10 ⁻⁵	1.44	1.00	0.858 × 10 ⁻³
130	270.1	934.6	1.496	2 174	4 263	2 177	0.684	0.0288	0.213 × 10 ⁻³	1.330 × 10 ⁻⁵	1.33	1.01	0.913 × 10 ⁻³
140	361.3	921.7	1.965	2 145	4 286	2 244	0.683	0.0301	0.197 × 10 ⁻³	1.365 × 10 ⁻⁵	1.24	1.02	0.970 × 10 ⁻³
150	475.8	916.6	2.546	2 114	4 311	2 314	0.682	0.0316	0.183 × 10 ⁻³	1.399 × 10 ⁻⁵	1.16	1.02	1.025 × 10 ⁻³
160	617.8	907.4	3.256	2 083	4 340	2 420	0.680	0.0331	0.170 × 10 ⁻³	1.434 × 10 ⁻⁵	1.09	1.05	1.145 × 10 ⁻³
170	791.7	897.7	4.119	2 050	4 370	2 490	0.677	0.0347	0.160 × 10 ⁻³	1.468 × 10 ⁻⁵	1.03	1.05	1.178 × 10 ⁻³
180	1 002.1	887.3	5.153	2 015	4 410	2 590	0.673	0.0364	0.150 × 10 ⁻³	1.502 × 10 ⁻⁵	0.983	1.07	1.210 × 10 ⁻³
190	1 254.4	876.4	6.388	1 979	4 460	2 710	0.669	0.0382	0.142 × 10 ⁻³	1.537 × 10 ⁻⁵	0.947	1.09	1.280 × 10 ⁻³
200	1 553.8	864.3	7.852	1 941	4 500	2 840	0.663	0.0401	0.134 × 10 ⁻³	1.571 × 10 ⁻⁵	0.910	1.11	1.350 × 10 ⁻³

Figura 15 Propiedades del agua saturada

Fuente: (Cengel, 2007)

$$Q_u := \left[\frac{M_{\text{agua}} \cdot c_{p\text{agua}}}{\text{HSP}} \cdot (T_{\text{sat}} - T_{\text{red}}) + \frac{M_v \cdot h_{fg}}{\text{HSP}} + \frac{M_v \cdot c_{p_v}}{\text{HSP}} \cdot (T_{\text{rec}} - T_{\text{sat}}) \right]$$

$$Q_u = 14.217 \cdot \text{kW}$$

Se necesitan 14.217 kWt de energía calorífica para elevar la temperatura del agua a su temperatura de evaporización.

3.2.1.1.1 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

$$Q = U_o \cdot A_o \cdot (T_i - T_a) \quad (3.9)$$

Donde:

U_o Coeficiente global de transferencia de calor [°K/W]

A_o Área exterior del caldero [m²]

T_i Temperatura al interior del caldero [°C]

T_a Temperatura ambiente [°C]

Se conoce la longitud de los tubos al interior del caldero, al igual que la temperatura a la que debe calentar el agua.

$$L_{\text{tubo}} := 1020 \cdot \text{mm}$$

$$T_i := 92 \text{ °C}$$

Coeficiente global de transferencia de calor

$$U_o = \frac{1}{\frac{R_o}{R_i \cdot h_o} + \frac{R_o \cdot \ln\left(\frac{R1}{R_i}\right)}{k_a} + \frac{R_o \cdot \ln\left(\frac{R2}{R1}\right)}{k_{ais}} + \frac{R_o \cdot \ln\left(\frac{R_o}{R2}\right)}{k_a} + \frac{1}{h_e}} \quad (3.10)$$

$$R_i = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot R_i \cdot L_{\text{tubo}} \cdot h_o} \quad (3.11)$$

$$R_{a1} = \frac{\ln\left(\frac{R1}{R_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_a \cdot L_{\text{tubo}}}$$

$$R_{ais} = \frac{\ln\left(\frac{R2}{R1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{ais} \cdot L_{\text{tubo}}}$$

$$R_{a2} = \frac{\ln\left(\frac{R_o}{R2}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_a \cdot L_{\text{tubo}}}$$

Donde:

- R_o Radio exterior de la cubierta del caldero [m]
- R_i Radio interior del caldero, Resistencia Térmica por convección [m]
- R_1 Radio exterior del caldero [m]
- R_2 Radio interior de la cubierta del caldero [m]
- h_o Coeficiente de convección interna del caldero [$W/m^2 \cdot K$]
- k_a Coeficiente de conducción del acero [$W/m \cdot K$]
- k_{ais} Coeficiente de conducción del aislante [$W/m \cdot K$]
- R_{a1} Resistencia térmica de la plancha de acero interna del caldero [$^{\circ}K/W$]
- R_{ais} Resistencia térmica del aislante [$^{\circ}K/W$]
- R_{a2} Resistencia térmica de la plancha de acero externa del caldero [$^{\circ}K/W$]

Donde los valores para las variables anteriores son:

$$k_a := 60 \cdot \frac{W}{m \cdot K}$$

$$k_{ais} := 0.033 \cdot \frac{W}{m \cdot K}$$

$$h_e = 2.8 + 3 \cdot V_{viento} \qquad V_{viento} = 1.2 \cdot \frac{m}{s}$$

$$h_e := 6.4 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Determinación del coeficiente de convección interna

Cálculo de Reynolds

$$V_{max} = \frac{V_{inf} \cdot a}{2 \cdot \text{minimo}}$$

Se selección el valor mínimo para el cálculo de la velocidad máxima, con lo cual obtendremos el valor de Reynolds

$$a := 0.126 \cdot m$$

$$D := 0.03175 \cdot m$$

$$b := 0.06 \cdot m$$

$$\frac{a - D}{2} = 0.047 \text{ m}$$

$$\sqrt{\left(\frac{a}{2}\right)^2 + b^2} - D = 0.055 \text{ m}$$

$$\text{minimo} := 0.047 \cdot \text{m}$$

Con la ecuación de Donald Kern para intercambiadores de calor (Procesos de Transferencia de Calor), se determina el régimen del fluido.

$$V_{\text{inf}} := 5 \cdot \frac{\text{cm}}{\text{s}}$$

$$v_f := \frac{\mu}{985.2 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}$$

$$V_{\text{max}} := \frac{V_{\text{inf}} \cdot a}{2 \cdot \text{minimo}} = 0.067 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\text{Rey}_{\text{max}} := V_{\text{max}} \cdot \frac{D}{v_f} = 4.16 \times 10^3 \quad \text{Régimen de transición} \quad (3.12)$$

Por la disposición de los tubos dentro del caldero se utiliza la ecuación para este tipo de intercambiadores.

$$\frac{h_o \cdot D}{k_f} = C_1 \cdot \text{Rey}_{\text{max}}^n \quad (3.13)$$

$$\frac{a}{D} = 3.969$$

$$\frac{b}{D} = 1.89$$

$$n := 0.57$$

$$C_1 := 0.449$$

$$k_f := 0.649 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

Se obtiene el valor del coeficiente de convección interna

$$h_o := \frac{(C_1 \cdot \text{Re}_{\text{max}}^n) \cdot k_f}{D} = 1.061 \times 10^3 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Con los valores de los diámetros de la tubería interna del caldero se obtiene el valor del coeficiente global de transferencia de calor.

$$R_o := 405 \cdot \text{mm}$$

$$R_i := 388 \cdot \text{mm}$$

$$R_1 := 394 \cdot \text{mm}$$

$$R_2 := 404 \cdot \text{mm}$$

$$U_o := \frac{1}{\frac{R_o}{R_i \cdot h_o} + \frac{R_o \cdot \ln\left(\frac{R_1}{R_i}\right)}{k_a} + \frac{R_o \cdot \ln\left(\frac{R_1}{R_i}\right)}{k_a} + \frac{R_o \cdot \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)}{k_{\text{ais}}} + \frac{R_o \cdot \ln\left(\frac{R_o}{R_2}\right)}{k_a} + \frac{1}{h_e}} = 2.15 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

3.2.1.1.2 Calor perdido por el caldero y calor necesario

$$Q_p = U_o \cdot A_o \cdot (T_i - T_e)$$

Donde:

Q_p Calor perdido por el caldero [kWt]

$$T_i = 365.15 \text{ K}$$

$$T_e := 295 \cdot \text{K}$$

$$D_o := 810 \cdot \text{mm}$$

$$A_o := \pi \cdot D_o \cdot L_{\text{tubo}}$$

$$Q_p := U_o \cdot A_o \cdot (T_i - T_e) = 391.519 \cdot \text{W}$$

Calor necesario para evaporar el agua

$$Q_n := Q_u + Q_p = 14.609 \cdot \text{kW}$$

3.2.1.2 Determinación del número de tubos

3.2.1.2.1 Media logarítmica de la diferencia de temperatura

$$\Delta T_{\text{ml}} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)}$$

(3.14)

$$\Delta T_2 := 323.15 \cdot \text{K} - 291.15 \cdot \text{K} = 32 \text{ K}$$

$$\Delta T_1 := 413.15 \cdot \text{K} - 365.15 \cdot \text{K} = 48 \text{ K}$$

$$\Delta T_{\text{ml}} := \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = 39.461 \text{ K}$$

Para:

Q_n Calor necesario para evaporizar el agua

ΔT_{ml} Temperatura media Logaritmica

$\Delta T_2, \Delta T_1$ Variación de temperatura

3.2.1.2.2 Factor de corrección

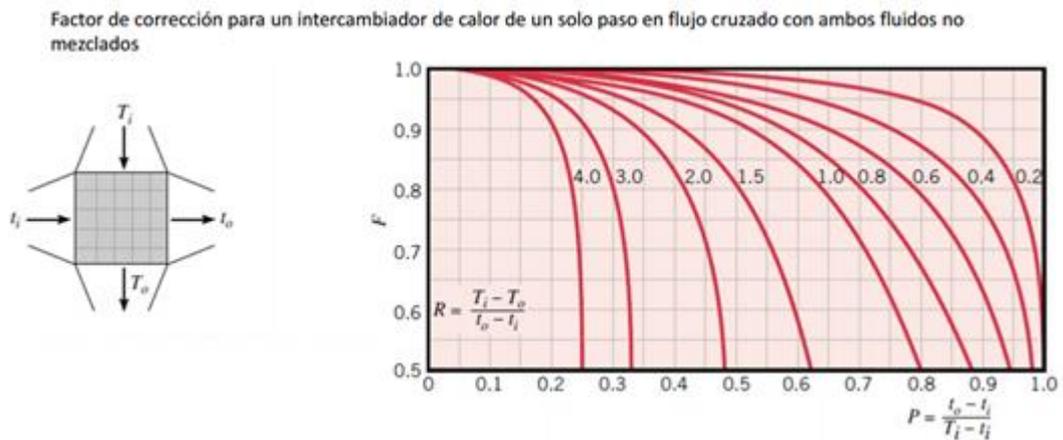


Figura 16 Factor de corrección para un intercambiador de calor

Fuente: (Pitts, 1979)

Con la gráfica anterior se obtiene el valor para el factor de corrección.

$$F_c := 0.78$$

F_c Factor de corrección

3.2.1.2.3 Coeficiente global de transferencia de calor de la tubería

Dimensiones de la tubería

$$d_o := 31.75 \cdot \text{mm}$$

$$r_i := 13.14 \cdot \text{mm}$$

$$r_o := 15.87 \cdot \text{mm}$$

$$A_{\text{tubo}} = \pi \cdot d_o \cdot L_{\text{tubo}}$$

$$A_{\text{tubo}} := \pi \cdot d_o \cdot L_{\text{tubo}} = 0.102 \text{ m}^2$$

Para el Coeficiente global de transferencia de calor (ver tabla 2).

$$U_t := 160 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$Q_n = U_t \cdot 2 \cdot A_{\text{tubo}} \cdot N_{\text{tubos}} \cdot F_c \cdot \Delta T_{\text{ml}}$$

$$N_{\text{tubos}} := \frac{Q_n}{U_t \cdot 2 \cdot A_{\text{tubo}} \cdot F_c \cdot \Delta T_{\text{ml}}} = 14.578$$

Donde:

d_o, r_o Diámetro, radio exterior de la tubería interna del caldero [m]

d_i, r_i Diámetro, radio interior de la tubería interna del caldero [m]

A_{tubo} Área del tubo interno del caldero [m²]

U_t Coeficiente global de transferencia de calor del tubo [W/m² °K]

N_{tubos} Número de tubos necesarios dentro del caldero

Por lo que se requieren 15 tubos.

3.2.1.3 Balance energético del caldero

$$Q_u = Q_S + Q_L + Q_R$$

$$Q_P = U_o \cdot A_o \cdot (T_i - T_e)$$

$$Q_N = Q_S + Q_L + Q_R + Q_P$$

$$Q_N = U_o \cdot 2 \cdot A_{\text{tubo}} \cdot N_{\text{tubos}} \cdot F_c \cdot \Delta T_{\text{ml}} \quad (3.15)$$

Donde:

Q_S Calor sensible [W]

Q_L Calor latente [W]

Q_R Calor requerido [W]

Q_N Calor necesario del caldero [W]

$$U_o \cdot 2 \cdot A_{\text{tubo}} \cdot N_{\text{tubos}} \cdot F_c \cdot \Delta T_{\text{ml}} = \frac{M_{\text{agua}}}{\text{HSP}} \cdot c_p \cdot (T_{\text{sat}} - T_{\text{red}}) + \frac{M_{\text{vapor}}}{\text{HSP}} \cdot h_{\text{fg}} + \frac{M_{\text{vapor}}}{\text{HSP}} \cdot c_{\text{pv}} \cdot (T_{\text{rec}} - T_{\text{sat}}) + U_o \cdot A_o \cdot (T_i - T_e)$$

3.2.2 Análisis térmico de la Vivienda

Las diferentes áreas de la casa son:

$$A_{\text{puerta}} := 2 \cdot \text{m} \cdot 1 \cdot \text{m} = 2 \text{m}^2$$

$$A_{\text{ventana}} := 1 \cdot \text{m} \cdot 1.1 \cdot \text{m} = 1.1 \text{m}^2$$

Áreas externas

$$A_{\text{lateral}} := 3 \cdot \text{m} \cdot 2.25 \cdot \text{m} + \frac{3 \cdot \text{m} \cdot 1.65 \cdot \text{m}}{2} = 9.225 \text{m}^2$$

$$A_{\text{frente}} := 4 \cdot \text{m} \cdot 2.25 \cdot \text{m} - A_{\text{ventana}} - A_{\text{puerta}} = 5.9 \text{m}^2$$

$$A_{\text{posterior}} := 4 \cdot \text{m} \cdot 2.25 \cdot \text{m} - A_{\text{ventana}} = 7.9 \text{m}^2$$

Áreas internas

$$A_{\text{laterali}} := 2.8 \cdot \text{m} \cdot 2.25 \cdot \text{m} + \frac{3 \cdot \text{m} \cdot 1.65 \cdot \text{m}}{2} = 8.775 \text{m}^2$$

$$A_{\text{frente i}} := 3.8 \cdot \text{m} \cdot 2.25 \cdot \text{m} - A_{\text{ventana}} - A_{\text{puerta}} = 5.45 \text{m}^2$$

$$A_{\text{posteriori}} := 3.8 \cdot \text{m} \cdot 2.25 \cdot \text{m} - A_{\text{ventana}} = 7.45 \text{m}^2$$

$$A_{\text{pared}} := A_{\text{laterali}} + A_{\text{frente i}} + A_{\text{posteriori}} = 21.675 \text{m}^2$$

Área del techo

$$A_{\text{techo}} := 2.23 \cdot \text{m} \cdot 4\text{m} = 8.92\text{m}^2$$

Área del piso

$$A_{\text{piso}} := 2.8 \cdot \text{m} \cdot 3.8 \cdot \text{m} = 10.64\text{m}^2$$

Área del intercambiador

$$A_{\text{inter}} := 0.4 \cdot 0.4 \cdot \text{m}^2 = 0.16\text{m}^2$$

Donde:

A_{puerta} Área de la puerta [m^2]

A_{ventana} Área de la ventana [m^2]

A_{lateral} Área lateral externa [m^2]

A_{frente} Área externa de frente [m^2]

$A_{\text{posterior}}$ Área externa posterior [m^2]

A_{laterali} Área interna lateral [m^2]

$A_{\text{frente i}}$ Área interna frontal [m^2]

$A_{\text{posterior i}}$ Área interna posterior [m^2]

A_{pared} Área paredes internas [m^2]

A_{techo} Área del techo [m^2]

A_{piso} Área del piso [m^2]

A_{inter} Área del intercambiador [m^2]

3.2.2.1 Cálculo de calor perdido total

3.2.2.1.1 Cálculo de calor perdido por las paredes

$$Q_{\text{pared}} = U_{\text{pared}} \cdot A_{\text{pared}} \cdot (T_{\text{int}} - T_{\text{amb}})$$

$$U_{\text{pared}} = \frac{1}{\sum R_t} = \frac{1}{R_i + R_{\text{pared}} + R_o}$$

$$R_i = \frac{1}{h_i}$$

$$R_{\text{pared}} = \frac{e_{\text{pared}}}{k_{\text{pared}}}$$

$$R_o = \frac{1}{h_o}$$

$$U_{\text{pared}} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e_{\text{pared}}}{k_{\text{pared}}} + \frac{1}{h_o}}$$

$$V_{\text{viento}} = 1.2 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$h_o = 2.8 + 3 \cdot V_{\text{viento}}$$

$$h_o := 6.4 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$e_{\text{pared}} := 10 \cdot \text{cm}$$

$$k_{\text{pared}} := 0.294 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$V_{\text{vent}} := 29.19 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$A_{\text{inter}} := 0.4 \cdot 0.4 \cdot \text{m}^2 = 0.16 \text{m}^2$$

$$A_{\text{lat1}} := 3 \cdot 2.25 \cdot \text{m}^2 = 6.75 \text{m}^2$$

$$V_{\text{dh}} := \frac{A_{\text{inter}} \cdot V_{\text{vent}}}{A_{\text{lat1}}} = 0.692 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$P_{\text{pared}} := 2 \cdot (2.25 + 3) \cdot \text{m} = 10.5 \text{ m}$$

$$\nu := 1.516 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$DH := \frac{4 \cdot A_{\text{lat1}}}{P_{\text{pared}}} = 2.571 \text{ m}$$

$$Re_y := \frac{V_{\text{dh}} \cdot DH}{\nu} = 1.174 \times 10^5$$

$$Pr := 0.7309$$

$$n := 0.3$$

$$k := 0.02514$$

Aplicamos la fórmula de Ditus Botter

$$h_i := \frac{0.023 \cdot Re_y^{0.8} \cdot Pr^n \cdot k}{DH} \quad (3.16)$$

$$h_i := 2.34 \cdot \frac{W}{\text{m}^2 \cdot K}$$

$$U_{\text{pared}} := \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e_{\text{pared}}}{k_{\text{pared}}} + \frac{1}{h_o}} = 1.083 \cdot \frac{W}{\text{m}^2 \cdot K}$$

$$T_{\text{amb}} := 8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{int}} := 18 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{ppared}} := A_{\text{pared}} \cdot U_{\text{pared}} \cdot (T_{\text{int}} - T_{\text{amb}}) = 234.645 \text{ W} \quad (3.17)$$

Donde:

Q_{ppared} Calor perdido por pared [W]

T_{int} Temperatura interior [$^\circ\text{C}$]

T_{amb} Temperatura ambiente [$^\circ\text{C}$]

U_{pared} Coeficiente global de transferencia de calor [$\text{W}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$]

R_{pared} Resistencia térmica de la pared [$^\circ\text{K}/\text{W}$]

R_o	Resistencia térmica exterior [$^{\circ}\text{K}/\text{W}$]
R_i	Resistencia térmica interior [$^{\circ}\text{K}/\text{W}$]
h_i	Coefficiente de convección al interior de la casa [$\text{W}/\text{m}^2 \text{ }^{\circ}\text{K}$]
k_{pared}	Coefficiente de conducción de la pared [$\text{W}/\text{m }^{\circ}\text{K}$]
e_{pared}	Espesor de la pared [m]
h_o	Coefficiente de convección al exterior de la casa [$\text{W}/\text{m}^2 \text{ }^{\circ}\text{K}$]
V_{vent}	Velocidad del ventilador [m/s]
A_{inter}	Área del conducto de salida del aire del intercambiador [m^2]
A_{lat1}	Área lateral 1 [m^2]
V_{dh}	Velocidad del aire al interior de la vivienda [m/s]
P_{pared}	Perímetro de la pared [m]
DH	Diámetro hidráulico para el cálculo del número de Reynolds [m]

3.2.2.1.2 Cálculo de calor perdido por el techo

Por convección

$$Q_{\text{pctecho}} = U_{\text{techo}} \cdot 2 \cdot A_{\text{techo}} \cdot (T_{\text{int}} - T_{\text{amb}}) \quad (3.18)$$

$$U_{\text{techo}} = \frac{1}{\sum R_t} = \frac{1}{R_i + R_{\text{techo}} + R_o}$$

$$R_i = \frac{1}{h_i} \quad R_{\text{pared}} = \frac{e_{\text{techo}}}{k_{\text{techo}}} \quad R_o = \frac{1}{h_o}$$

$$U_{\text{pared}} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e_{\text{techo}}}{k_{\text{techo}}} + \frac{1}{h_o}}$$

$$e_{\text{techo}} := 4 \cdot \text{mm}$$

$$k_{\text{techo}} := 0.294 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$U_{\text{techo}} := \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e_{\text{techo}}}{k_{\text{techo}}} + \frac{1}{h_o}} = 1.674 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$Q_{\text{pctecho}} := U_{\text{techo}} \cdot 2 \cdot A_{\text{techo}} \cdot (T_{\text{int}} - T_{\text{amb}}) = 298.724 \text{W} \quad (3.19)$$

Donde:

$Q_{pctecho}$ Calor perdido por convección en el techo [W]

U_{techo} Coeficiente global de transferencia de calor del techo [$W/m^2 \cdot ^\circ K$]

R_{pared} Resistencia térmica de la pared [$^\circ K/W$]

e_{techo} Espesor del techo [m]

k_{techo} Coeficiente de conducción térmica del techo [$W/m \cdot ^\circ K$]

Por radiación

$$Q_{prtecho} = 2 \cdot A_{techo} \cdot h_{rc} \cdot (T_{int} - T_{amb})$$

$$h_{rc} = 4 \cdot \varepsilon_{techo} \cdot \sigma \cdot T_m^3$$

$$\varepsilon_{techo} := 0.5$$

$$\sigma := 5.67 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K^4}$$

$$T_m := \frac{T_{int} + T_{amb}}{2} = 286.15K$$

$$h_{rc} := 4 \cdot \varepsilon_{techo} \cdot \sigma \cdot T_m^3 = 2.657 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$Q_{prtecho} := 2 \cdot A_{techo} \cdot h_{rc} \cdot (T_{int} - T_{amb}) = 474.012W$$

$$Q_{tptecho} := Q_{pctecho} + Q_{prtecho} = 772.736W$$

Donde:

$Q_{prtecho}$ Calor perdido por radiación en el techo [W]

h_{rc} Coeficiente de radiación del techo [$W/m^2 \cdot ^\circ K$]

ε_{techo} Emisividad del techo

3.2.2.1.3 Cálculo de calor perdido por el piso

$$Q_{ppiso} = \frac{A_{piso} \cdot k_{piso} \cdot (T_{int} - T_{piso})}{\sqrt{\pi \cdot \alpha_{piso} \cdot t}}$$

$$T_{piso} := 7 \text{ } ^\circ C$$

$$\alpha_{\text{piso}} := 0.75 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$k_{\text{piso}} := 1.4 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$t := 1 \cdot \text{hr}$$

$$Q_{\text{ppiso}} := \frac{A_{\text{piso}} \cdot k_{\text{piso}} \cdot (T_{\text{int}} - T_{\text{piso}})}{\sqrt{\pi \cdot \alpha_{\text{piso}} \cdot t}} = 1.779 \times 10^3 \cdot \text{W}$$

Donde:

T_{piso} Temperatura del piso [$^{\circ}\text{C}$]

α_{piso} Coeficiente de difusividad térmica del piso [m^2/s]

k_{piso} Coeficiente de conducción térmica del piso [$\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$]

t tiempo [hr]

Q_{ppiso} Calor perdido por el piso [W]

3.2.2.1.4 Cálculo del calor perdido por cambio de aire

$$Q_{\text{pca}} = N_{\text{aire}} \cdot V_{\text{aire}} \cdot \rho_{\text{aire}} \cdot c_{\text{paire}} \cdot (T_{\text{int}} - T_{\text{amb}}) \quad (3.20)$$

$$V_{\text{aire}} := 3.8 \cdot \text{m} \cdot 2.8 \text{m} \cdot 2.25 \cdot \text{m} + 4 \cdot \text{m} \cdot \frac{3 \cdot \text{m} \cdot 1.65 \cdot \text{m}}{2} = 33.84 \cdot \text{m}^3$$

$$c_{\text{paire}} := 1.007 \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\rho_{\text{aire}} := 1.204 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$N_{\text{aire}} := 1 \cdot \frac{1}{\text{hr}}$$

$$Q_{\text{pca}} := N_{\text{aire}} \cdot V_{\text{aire}} \cdot \rho_{\text{aire}} \cdot c_{\text{paire}} \cdot (T_{\text{int}} - T_{\text{amb}}) = 0.114 \text{W}$$

$$Q_{\text{tperdidas}} := Q_{\text{ppared}} + Q_{\text{ttech}} + Q_{\text{ppiso}} + Q_{\text{pca}} = 2.787 \times 10^3 \text{W}$$

Donde:

Q_{pca} Calor perdido por el cambio de aire [W]

N_{aire} Número de cambios de aire

V_{aire} Velocidad de aire [m/s]

ρ_{aire} Densidad del aire [kg/m³]

$c_{p\text{aire}}$ Calor específico del aire [J/kg °K]

$Q_{\text{tperdidas}}$ Calor total de pérdidas [W]

Q_{ppared} Calor perdido por pared [W]

Q_{tptecho} Calor perdido por el techo [W]

3.2.3 Análisis térmico del Intercambiador de Calor

3.2.3.1 Dimensionamiento del coeficiente del intercambiador de calor

$$Q_n = U_{\text{intercambiador}} \cdot N_{\text{tubos}} \cdot A_{\text{tubo}} \cdot F_c \cdot \Delta T_{\text{ml}}$$

$$Q_n := Q_{\text{tperdidas}}$$

$$L_{\text{tubo}} := 70 \cdot \text{cm}$$

$$d_{\text{ext}} := 12.7 \cdot \text{mm}$$

$$A_{\text{tubo}} := \pi \cdot d_{\text{ext}} \cdot L_{\text{tubo}} = 0.028 \text{m}^2$$

$$\Delta T_{\text{ml}} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)}$$

$$\Delta T_2 := 35 \text{°C} - 8 \text{°C} = 27 \text{K}$$

$$\Delta T_1 := 80 \text{°C} - 18 \text{°C} = 62 \text{K}$$

$$\Delta T_{\text{ml}} := \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = 42.103 \text{K}$$

$$F_c := 0.93$$

$$N_{\text{tubos}} := \frac{Q_n}{U_{\text{intercambiador}} \cdot (A_{\text{tubo}} \cdot F_c \cdot \Delta T_{\text{ml}})} = 50.964$$

Se eligen 51 tubos

3.2.3.2 Efectividad del intercambiador de calor

$$\varepsilon_h = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{hi} - T_{ci}} \quad (3.21)$$

$$T_{hi} := 140 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{ho} := 50 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{ci} := 18 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\varepsilon_h := \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{hi} - T_{ci}} \cdot 100 = 73.77$$

Donde

Q_n Calor necesario la calefacción de la casa [W]

$U_{\text{intecambiador}}$ Coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador
[K/m² °K]

N_{tubos} Número de tubos

A_{tubo} Área del tubo [m²]

F_c Factor de corrección

L_{tubo} Longitud del tubo [m]

d_{ext} Diámetro exterior [m]

CAPÍTULO 4

MONTAJE Y PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

4.1 Ensamblaje de componentes

4.1.1 Proceso de ensamblaje de componentes, registro fotográfico

a) brújula: Identificación del norte mediante brújula, esto se hace para que la trayectoria del sol influya directamente en los concentradores.	b) Obra civil: Construcción de obra civil para el montaje de los concentradores.
	

Continua 

<p>c) Concentradores cilíndricos parabólicos: Montaje de concentradores cilíndricos parabólicos con su respectivo soporte.</p>	<p>d) Instalación de componentes: Montaje de bomba de aceite, bomba de agua, reservorio de aceite, intercambiador de calor.</p>
	
<p>e) Instalación Hidráulica: Instalación de tuberías que conectan los concentradores cilíndricos parabólicos con la vivienda, caldera, intercambiador de calor.</p>	<p>f) Sistema de seguimiento del sol: Construcción de sistema para seguimiento del sol.</p>
	
<p>g) Barril de aceite térmico: Colocación de aceite térmico en el reservorio para el aceite y en el caldero</p>	<p>h) Instrumentación: Instalación de instrumentación para el sistema.</p>
	

Continua →

<p>i) Láminas reflectoras: Colocación de láminas reflectoras en los concentradores solares parabólicos.</p>	<p>j) Instalación eléctrica: La central consta de diferentes componentes que necesitan energía eléctrica.</p>
	
<p>k) Detalles: Instalación de techo para protección de bombas de agua y aceite.</p>	<p>l) Central termosolar: Puesta en marcha de la central termosolar</p>
	

Cuadro 3 Proceso de ensamblaje de componentes

4.2 Determinación de parámetros operacionales

Los parámetros del ensayo a ser obtenidos son los siguientes:

Radiación:

Radiación solar [W/m²]

Temperaturas:

Temperatura ambiente [°C]

Temperatura al interior de la vivienda [°C]

Temperatura de entrada de aceite en los colectores [°C]

Temperatura de salida del aceite en los colectores [°C]

Temperatura de entrada de aceite en la caldera [°C]

Temperatura de salida de aceite en la caldera [°C]

Temperatura del suelo de la vivienda [°C]

Presiones:

Presión de entrada del aceite en los colectores [PSI]

Presión de salida del aceite en los colectores [PSI]

Presión de entrada de agua en el intercambiador de calor [PSI]

Presión de salida del agua en el intercambiador de calor [PSI]

Humedad relativa:

HR1= humedad relativa al interior de la vivienda

HR2= humedad relativa al exterior de la vivienda

El intervalo de tiempo para toma de datos: 10 minutos durante 4 horas

Los datos obtenidos deberán ser registrados en la siguiente tabla

Fecha:				COLECTORES CILÍNDRICOS PARABÓLICOS			
				Temperatura (°C)		Presión (Psi)	
Ho ra	Tiempo (min)	Radiación (W/m ²)	Velocidad del viento (m/s)	Entrada Aceite	Salida Aceite	Entrada Aceite	Salida Aceite

CALDERA			INTERCAMBIADOR DE CALOR			
Temperatura (°C)			Temperatura (°C)		Presión (Psi)	
Entrada Aceite	Salida Aceite	Agu a	Entrada Agua	Salida Agua	Entrada Agua	Salida Agua

VIVIENDA		AMBIENTE		SUELO
Temperatura (°C)	Humedad Relativa (%)	Temperatura (°C)	Humedad Relativa (%)	Temperatura (°C)

Cuadro 4 Registro de datos

4.3 Procedimiento de pruebas

4.3.1 Equipo utilizado

Tabla 4

Instrumentación utilizada

EQUIPO	CARACTERÍSTICAS
 <p data-bbox="411 1115 791 1144">TERMOMETRO INFRARROJO</p>	<p data-bbox="916 757 1394 831">Pantalla LCD con retroiluminación e indicadores de función</p> <p data-bbox="916 846 1267 875">Tiempo de respuesta: 150ms</p> <p data-bbox="916 891 1385 920">Temperatura de operación: -4 a 510 °C</p> <p data-bbox="916 936 1118 965">Resolución: 0.1 °</p> <p data-bbox="916 981 1350 1010">Humedad de operación: 10% a 90%</p> <p data-bbox="916 1025 1278 1055">Fuente de energía: Batería 9V</p> <p data-bbox="916 1070 1155 1099">Peso: 163g / 5.7 oz.</p> <p data-bbox="916 1115 1394 1189">Dimensiones: 146 X 104 X 43 mm (5.7 X 4 X 1.6")</p>
 <p data-bbox="504 1675 699 1704">ANEMOMETRO</p>	<p data-bbox="916 1261 1286 1290">LCD función doble de 5 dígitos</p> <p data-bbox="916 1305 1350 1335">Velocidad del aire: m/s, km/h, ft/min.</p> <p data-bbox="916 1350 1394 1424">Flujo de aire: MCM (m3/min) and PCM (ft3/min)</p> <p data-bbox="916 1440 1171 1469">Temperatura: °C y °F</p> <p data-bbox="916 1485 1394 1559">Temperatura de operación: 0 a 50°C (32 a 122°F)</p> <p data-bbox="916 1574 1394 1648">Humedad de operación: Máx. 80% humedad relativa</p> <p data-bbox="916 1664 1394 1738">Dimensiones: 200.0 x 76.2 x 36.8mm (7.9 X 3.0 X 1.5")</p>

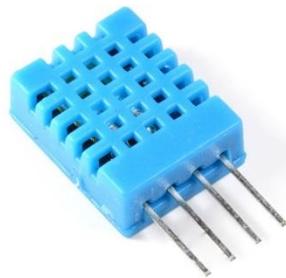
Continua 



Medición de humedad relativa y temperatura al exterior del área de ensayo y al exterior

Marca EXTECH

HIDROTERMOMETRO



Medición de humedad relativa y temperatura al exterior del área de ensayo y al exterior

Funcionamiento mediante un controlador arduino uno.

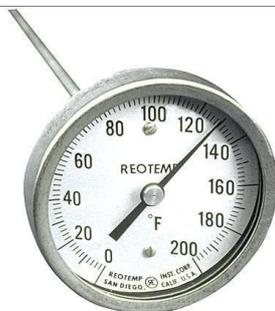
SENSOR DE TEMPERATURA Y HUMEDAD
DHT 11



Registro de presión del fluido al ingreso y salida del sistema

Rango de operación: 0 -200 PSI

MANÓMETROS



Registro de temperatura del fluido al ingreso y salida del sistema

Rango de operación: 0 -180 ° C

TERMÓMETRO

4.3.2 Método a utilizar

- Verificar el estado general de las conexiones y la instrumentación disponible.
- Encendemos las bombas de aceite y agua.
- Encender el ventilador del intercambiador.
- Regular los concentradores solares parabólicos según la hora del día para el máximo aprovechamiento del sol.
- Cuando las condiciones se han estabilizado, iniciar con la toma de datos en intervalos de 10 minutos durante 4 horas específicamente de 10:00 a 14:00 horas, para ello se deberá apoyar de un cronómetro y anotar los datos obtenidos en la tabla elaborada para este propósito.
- Toma de los siguientes datos:
 - Temperatura del aceite en la entrada en los concentradores
 - Temperatura del aceite en la salida en los concentradores
 - Radiación solar en el ambiente exterior
 - Velocidad del viento
 - Presión de entrada del aceite
 - Presión de salida del aceite
 - Temperatura de entrada del aceite en el caldero
 - Temperatura de salida del aceite del caldero
 - Temperatura del agua en el caldero
 - Temperatura de entrada del agua en el intercambiador de calor
 - Temperatura de salida del agua en el intercambiador de calor
 - Presión de entrada del agua en el intercambiador de calor
 - Presión de salida del agua en el intercambiador de calor
 - Temperatura al exterior de la vivienda
 - Humedad relativa al exterior de la vivienda
 - Temperatura al interior de la vivienda
 - Humedad relativa al interior de la vivienda
 - Temperatura del suelo
 -

4.4 Toma de datos

Los datos obtenidos se encuentran en el **ANEXO 2**

CAPÍTULO 5

ANÁLISIS DE RESULTADOS

5.1 Caracterización del sistema

5.1.1 Concentradores cilíndrico parabólicos

Para analizar de manera cuantificada el calor proporcionado por los concentradores en base a los datos obtenidos mediante las pruebas, se determinara los valores del coeficiente global de pérdidas del tubo absorbedor y la temperatura de salida teóricas.

5.1.1.1 Coeficiente global de pérdidas del tubo absorbedor

$$U = \left[\frac{A_p}{(h_e + h_{r.c.a}) \cdot A_c} + \frac{1}{h_{r.p.c}} \right]^{-1} \quad (5.1)$$

Fuente: (Duffie y Beckman, 2013)

Donde:

A_p Área del tubo absorbedor [m^2]

A_c Área de la cubierta de vidrio [m^2]

h_e Coeficiente de convección entre la cubierta y el ambiente [$W/m^2 \text{ } ^\circ K$]

$h_{r.c.a}$ Coeficiente de radiación de la cubierta al ambiente [$W/m^2 \text{ } ^\circ K$]

$h_{r.p.c}$ Coeficiente de radiación del tubo absorbedor a la cubierta [$W/m^2 \text{ } ^\circ K$]

El coeficiente de convección entre la cubierta y el ambiente se calcula mediante la expresión para flujo turbulento:

$$\frac{h_e \cdot D_{oc}}{k_{aire}} = 0.023 \cdot Re_{aire}^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad (5.2)$$

Las propiedades del aire se obtienen realizando un promedio de la temperatura del aire ambiente y la superficie exterior de la cubierta de vidrio.

Para obtener el coeficiente de radiación de la cubierta al ambiente se usa la ecuación:

$$h_{r.c.a} = 4 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_c \cdot T_{prom}^3 \quad \left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right) \quad (5.3)$$

Donde:

σ Constante de Stefan Boltzman ($5.96697 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{K}^4$)

ε Emitancia de la cubierta de vidrio

La temperatura es el promedio entre la cubierta y el aire ambiente

Y por último para encontrar el coeficiente de radiación del tubo absorbedor a la cubierta se utilizará la expresión:

$$h_{r.p.c} = \frac{\sigma \cdot (T_p^2 + T_c^2) \cdot (T_p + T_c)}{\frac{1 - \varepsilon_p}{\varepsilon_p} + \frac{1}{F_{pc}} + \frac{(1 - \varepsilon_c) \cdot A_p}{\varepsilon_c \cdot A_c}} \quad \left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right) \quad (5.4)$$

Donde:

T_p, T_c Son las temperaturas del tubo absorbedor y la cubierta, respectivamente [$^\circ C$]

$\varepsilon_p, \varepsilon_c$ Representan las emitancias del tubo absorbedor y la cubierta, respectivamente

A_p, A_c Pertenecen a las áreas del tubo absorbedor y la cubierta, respectivamente [m^2]

F_{pc} Es el factor de intersección entre el absorbedor y la cubierta

5.1.1.2 Calor útil

$$Q_u = F_r \cdot A_a \cdot \left[S - \frac{U}{C_a} \cdot (T_e - T_{amb}) \right] \quad (5.5)$$

Fuente: (Duffie y Beckman, 2013)

Donde:

F_r Factor de remoción de calor

A_a Área de apertura del concentrador [m^2]

S Radiación absorbida por unidad de área iluminada [$W/m^2 \text{ } ^\circ C$]

U Coeficiente global de pérdidas del tubo absorbedor

C_a Relación de concentración

T_e, T_{amb} Temperaturas de entrada de aceite y ambiente [$^\circ C$]

Para llegar a obtener el valor del calor útil se necesita obtener primeramente otros valores correspondientes al funcionamiento del sistema.

5.1.1.2.1 Coeficiente de convección del aceite térmico al interior del tubo absorbedor

Como el fluido opera bajo el flujo laminar y la convección es forzada se usa la ecuación de Dittus - Boelie:

$$Nu_D = \frac{h_f \cdot D_{ip}}{k_f} = 0.17 \cdot Re_D^{0.33} \cdot Pr^n \quad (5.6)$$

Fuente: (Pitts, 1979)

Donde el valor de "n" en este caso es igual a 0.4 porque se calienta el fluido

5.1.1.2.2 Radiación absorbida por unidad de área iluminada

Para determinar la radiación absorbida por unidad de área iluminada se utiliza la expresión obtenida en el Capítulo 2 "Eficiencia óptica" y se la multiplica por la Irradiancia de la zona donde están ubicados los colectores cilíndricos parabólicos.

$$S = \eta_o \cdot G_d \left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right) \quad (5.7)$$

5.1.1.3 Relación de concentración

Es la relación entre el área de apertura de la parábola reflejante y el área del absorbedor. El área de apertura es la sección de incidencia neta de radiación solar directa.

$$C_a = \frac{A_a}{A_{abs}}$$

Es necesario que el valor sea igual o mayor a 10.

5.1.1.4 Factor de eficiencia del colector

Éste factor considera la resistencia de transmisión de calor del ambiente hacia la superficie absorbente, resultando una relación que demuestra la resistencia de transferencia de calor desde el fluido y la pared del absorbedor hacia el aire ambiente.

$$F_{ec} = \frac{\frac{1}{U}}{\frac{1}{U} + \frac{D_{op}}{h_f \cdot D_{ip}} + \frac{D_{op}}{2 \cdot k_p} \cdot \ln\left(\frac{D_{op}}{D_{ip}}\right)} \quad (5.8)$$

Donde:

D_o , D_i Son diámetros exterior e interior del tubo absorbedor, respectivamente [m]

h_f Coeficiente de convección del aceite térmico al interior del tubo absorbedor

k_p Conductividad térmica del tubo absorbedor

5.1.1.5 Factor de fluido en los CCP

Dentro de este factor están las siguientes variables:

$$F_f = \frac{F_r}{F_{ec}} = \frac{m_{ac} \cdot c_p}{A_p \cdot U \cdot F_{ec}} \cdot \left(1 - e^{-\frac{A_p \cdot U \cdot F_{ec}}{m_{ac} \cdot c_p}} \right) \quad (5.9)$$

Donde:

\dot{m} Flujo másico de aceite [kg/s]

C_p Calor específico del aceite a presión constante

5.1.1.6 Factor de Remoción del calor

El factor de remoción de calor está dado por la expresión:

$$F_r = F_{ec} \cdot F_f$$

5.1.1.7 Temperatura esperada de salida del fluido

Se puede calcular la temperatura de salida del aceite térmico conociendo su temperatura de entrada a los concentradores cilíndricos parabólicos y sabiendo el calor ganado por radiación solar. Para eso se utiliza la expresión siguiente:

$$T_{sf} = T_e + \frac{Q_{ut}}{m_{ac} \cdot c_p} \quad (5.10)$$

5.1.1.4 Eficiencia del colector

Se obtiene de la relación entre el calor útil y la radiación directa que incide sobre el área de apertura del concentrador.

$$\eta_c = \frac{Q_u}{G_d \cdot A_a} \quad (5.11)$$

Con las ecuaciones anteriormente indicadas se procede a analizar los datos obtenidos, para lo cual se utilizará tablas relacionadas a propiedades del aire y aceite a diferentes temperaturas (ver figura 17).

Propiedades del aire a la presión de 1 atm

Temp., T , °C	Densidad, ρ , kg/m ³	Calor específico, c_p , J/kg · K	Conductividad térmica, k , W/m · K	Difusividad térmica, α , m ² /s ²	Viscosidad dinámica, μ , kg/m · s	Viscosidad cinemática, ν , m ² /s	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-6}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1 002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1 056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937

Figura 17 Propiedades del aire

Fuente: (Cengel, 2007)

Tabla 5

Valores usados para cálculos de los concentradores cilíndricos parabólicos

DESCRIPCIÓN	VALOR	UNIDAD	SÍMBOLO
Velocidad del aceite	1	m/s	V
Diámetro exterior de la tubería	0,028448	m	D _{op}
Diámetro interior de la tubería	0,0266446	m	D _{ip}
Diámetro exterior de la cubierta	0,0508	m	D _{oc}

Continua 

Diámetro interior de la cubierta	0,0474	m	D_{ic}
Constante de Stefan Boltzman	5,6697E-08	W/m ² *K ⁴	σ
Emitancia de la cubierta	0,88		ϵ_c
Emitancia del tubo absorbedor	0,94		ϵ_p
Longitud de la tubería	1,5	m	L_p
Eficiencia óptica	0,658		η_o
Coefficiente de conductividad térmica del cobre	401	W/m*K	k_p
Área exterior del tubo absorbedor	0,1341	m ²	A_p
Área interior de la cubierta	0,2234	m ²	A_c
Área de apertura	1,8	m ²	A_a
Área del absorbedor	0,13	m ²	A_p
Relación de concentración	13,43		C_a
Área transversal del interior del tubo	0,000557581	m ²	A_{tp}

Propiedades de metales sólidos

Composición	Punto de fusión, K	Propiedades a 300 K				Propiedades a varias temperaturas (K), $k(\text{W/m} \cdot \text{K})/c_p(\text{J/kg} \cdot \text{K})$					
		ρ kg/m ³	c_p J/kg · K	k W/m · K	$\alpha \times 10^6$ m ² /s	100	200	400	600	800	1 000
Cobre:											
Puro	1 358	8 933	385	401	117	482	413	393	379	366	352
						252	356	397	417	433	451
Bronce comercial (90% Cu, 10% Al)	1 293	8 800	420	52	14		42	52	59		
							785	160	545		
Bronce al fósforo para engranes (89% Cu, 11% Sn)	1 104	8 780	355	54	17		41	65	74		
							—	—	—		
Latón para cartuchos (70% Cu, 30% Zn)	1 188	8 530	380	110	33.9	75	95	137	149		
							360	395	425		
Constantán (55% Cu, 45% Ni)	1 493	8 920	384	23	6.71	17	19				
						237	362				

Figura 18 Propiedades de metales sólidos

Fuente: (Cengel, 2007)

Ejemplo de cálculo, aplicado al primer ensayo

		COLECTORES CILÍNDRICOS PARABÓLICOS		AIRE AMBIENTE			
		Temperatura (°C)		Temperatura (°C)	Viscosidad cinemática (m ² /s)	Número de Prandtl Pr	Conductividad Térmica k (W/m ² *K)
Radiación (W/m ²)	Velocidad del viento (m/s)	Entrada Aceite	Salida Aceite				
363,28	1,0032	34,56	32,24	26,672	0,00001635	0,7274	0,02609
CUBIERTA DE VIDRIO	TUBO ABSORBEDOR	ACEITE TÉRMICO					
Temperatura (°C)	Temperatura (°C)	Viscosidad cinemática (m ² /s)	Número de Prandtl Pr	Conductividad Térmica k (W/m ² *K)	Densidad (kg/m ³)	Calor específico (J/kg*K)	
39	60	0,000025	375	0,133	850	1954	

AGUA CALDERO				AGUA INTERCAMBIADOR			
Temperatura (°C)		Calor específico (J/kg*K)	Densidad (kg/m ³)	Temperatura (°C)		Calor específico (J/kg*K)	Densidad (kg/m ³)
Entrada Agua	Salida Agua			Entrada Agua	Salida Agua		
22,1	36,68	4178	993,3616	24,62	22,1	4180	997

AIRE INTERCAMBIADOR			
Temperatura (°C)		Calor específico (J/kg*K)	Densidad (kg/m ³)
Entrada Aire	Salida Aire		
20,1	24,024	1007	1,184

Cuadro 5 Datos obtenidos para el primer ensayo

Aplicando las ecuaciones anteriormente mencionadas y usando los valores obtenidos en los ensayos se obtienen los valores para el Calor útil que aportan los colectores cilíndricos parabólicos y su eficiencia.

COEFICIENTE DE CONVECCIÓN EXTERNA			COEFICIENTE DE CONVECCIÓN DEL FLUIDO		
Reynolds	3116,976	Turbulento	Reynolds	1065,784	Laminar
he	6,487	W/m ² *K	hf	90,664	W/m ² *K
COEFICIENTE DE RADIACIÓN DE LA CUBIERTA AL AMBIENTE			RADIACIÓN ABSORBIDA POR UNIDAD DE ÁREA ILUMINADA		
Temperatura promedio	305,986	°K	SI	239,038	W/m ²
hrca	5,718	W/m ² *K			
COEFICIENTE DE RADIACIÓN DEL TUBO ABSORBEDOR A LA CUBIERTA			FACTOR DE EFICIENCIA DEL COLECTOR		
hrpc	6,656	W/m ² *K	Fec	0,944	
COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR			FACTOR DE FLUIDO EN LOS CCP		
U	5,015	W/m ² *K	mac	0,474	kg/s
			Ff	1,000	
			FACTOR DE REMOCIÓN DEL CALOR		
			Fr	0,944	
			Qu	401,128	W
			CALOR TOTAL PROPORCIONADO POR LOS 18 COLECTORES		
			Qut	7220,300	W

Continua 

TEMPERATURA ESPERADA DE SALIDA DEL FLUIDO		
Tsf	42,357	°C
EFICIENCIA DEL COLECTOR		
nc	61,34	%

Cuadro 6 Resultados obtenidos para los CCP

5.1.2 Caldero

Sabiendo la cantidad de agua contenida en el caldero, así como su temperatura de entrada y salida, se determina el calor ganado y la eficiencia del caldero.

Se debe tomar en cuenta que el agua gana calor durante el periodo de radiación que corresponde a las horas de sol pico, que según el INAMHI son de 4.2 horas para el Ecuador.

Por lo tanto el calor ganado por el agua es:

$$Q_u = \frac{m_{agua}}{HSP} c_p (T_{salida} - T_{entrada}) \quad (5.12)$$

Donde las temperaturas corresponden a la entrada y salida del agua en el caldero.

Ejemplo de cálculo, aplicado al primer ensayo

Tabla 6

Resultados obtenidos para el caldero

CALDERO		
Promedio de temperaturas		
T _{prom}	29,39	°C
magua	418,21	kg
CALOR GANADO POR EL AGUA		
Q _{util}	1684,86	W
EFICIENCIA DEL CALDERO		
η _{caldero}	14,31	%

5.1.3 Intercambiador de calor

5.1.3.1 Cálculo de rendimiento

Para evaluar el rendimiento del intercambiador de calor se usará el Método de Número de Unidades de Transferencia. Se debe determinar la transferencia máxima de calor posible y así calcular la eficiencia que está dada entre la razón de transferencia real para un intercambiador de calor y la transferencia máxima posible del mismo.

Se considera la diferencia máxima de temperatura entre el fluido caliente y el frío.

$$\Delta T_{max} = T_{h,in} - T_{c,in} \quad (5.13)$$

Se debe identificar la menor capacidad térmica de los fluidos:

$$\dot{m} \cdot c_p = C_{min}$$

De esta manera se obtiene la máxima energía intercambiada entre el agua y el aire.

$$Q_{max} = C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (5.14)$$

Pero se debe tomar en cuenta que el intercambiador de calor tiene características que lo hacen imperfecto, por lo que se debe añadir una variable de efectividad.

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}}$$

$$\varepsilon = \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{C_c(T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (5.15)$$

Por lo que la expresión para el cálculo de la transferencia de calor real es:

$$Q = \varepsilon C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in})$$

Para proceder al cálculo del calor aportado se toma en cuenta el volumen de agua que recorre a través del intercambiador de calor y el flujo másico de aire que atraviesa el mismo. Cabe señalar que el análisis se realiza en base a las horas de sol pico promedio en el país, que según el INAMHI son 4.2 horas.

Ejemplo de cálculo, aplicado al primer ensayo

Tabla 7

Resultados para el Intercambiador de Calor

INTERCAMBIADOR DE CALOR		
DIFERENCIA DE TEMPERATUR MÁXIMA		
Tmax	4,52	°K
MENOR CAPACIDAD TÉRMICA		
Cmin	115,61	W/K
EFFECTIVIDAD INTERCAMBIADOR		
ε	0,56	
CALOR GANADO POR EL AIRE		
Q	291,35	W

5.1.4 Balance energético del sistema

$$E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} = \Delta E$$

Potencia eléctrica proporcionada al sistema

$$P_{\text{baceite}} := \frac{2.2 \cdot \text{kW}}{4 \cdot \text{hr}} = 0.55 \frac{\text{kW}}{\text{hr}}$$

$$P_{\text{bagua}} := \frac{0.373 \cdot \text{kW}}{4 \cdot \text{hr}} = 0.093 \frac{\text{kW}}{\text{hr}}$$

$$P_{\text{ventilador}} := 0.025 \cdot \frac{\text{kW}}{\text{hr}}$$

$$P_{\text{eléctrica}} := P_{\text{baceite}} + P_{\text{bagua}} + P_{\text{ventilador}} = 0.668 \cdot \frac{\text{kW}}{\text{hr}}$$

Calor generado por el sistema

$$E_{\text{salida}} := \frac{316.89 \cdot \text{W}}{4 \cdot \text{hr}} = 0.079 \frac{\text{kW}}{\text{hr}}$$

Variación de energía en el sistema

$$\Delta E := C_{\text{calefacción}} - P_{\text{eléctrica}} = -0.589 \frac{\text{kW}}{\text{hr}}$$

Donde:

P_{baceite} Potencia eléctrica de la bomba de aceite durante las horas de funcionamiento.

P_{bagua} Potencia eléctrica de la bomba de agua durante las horas de funcionamiento.

$P_{\text{ventilador}}$ Potencia eléctrica del ventilador durante las horas de funcionamiento.

ΔE Variación de energía en el sistema

Por lo tanto, se puede observar que la cantidad de energía eléctrica suministrada a la central termo solar es mayor a la generada por la misma.

5.2 Análisis de resultados

Por lo tanto, tras efectuar el análisis térmico de todo el sistema se determinan los siguientes valores para los distintos componentes de la central Termosolar:

N°	Irradiancia (W/m ²)	COLECTORES CILÍNDRICO PARABÓLICOS		CALDERO		INTERCAMBIADOR DE CALOR	
		Qutil (W)	Eficiencia (%)	Qutil (W)	Eficiencia (%)	Qutil (W)	Efectividad
1	363,28	7220,3	61,34	1684,86	14,31	291,35	0,56
2	238,96	4721,815	60,99	1076,63	13,91	-8,81	-0,04
3	370,32	7309,352	60,92	1836,72	15,31	30,62	0,12
4	377,12	7459,908	61,053	1250,57	10,23	194,55	0,46
5	298,2	5869,091	60,75	792,53	8,2	397,65	0,63
6	390,88	7705,291	60,84	1983,17	15,66	688,11	0,75
7	431,96	8531,701	60,96	1672,65	11,95	519,33	0,69
8	300,04	5915,656	60,853	1681,46	17,3	198,92	0,46
9	447,48	8820,384	60,84	21191,73	15,12	576,83	0,71
10	237,44	4691,303	60,98	1607,3	20,89	372,52	0,62
11	463,52	9167,94	61,05	2245,03	14,95	368,63	0,61
12	249,76	4872,766	60,22	1678,38	20,74	618,08	0,73
13	424	8359,671	60,85	2036,01	14,82	169,79	0,42
14	258,8	5066,715	60,43	1668,94	19,9	14,85	0,06
15	251,04	4905,852	60,32	1646,7	20,25	320,87	0,58

Cuadro 7 Valores de Calor aportado y eficiencia por componente

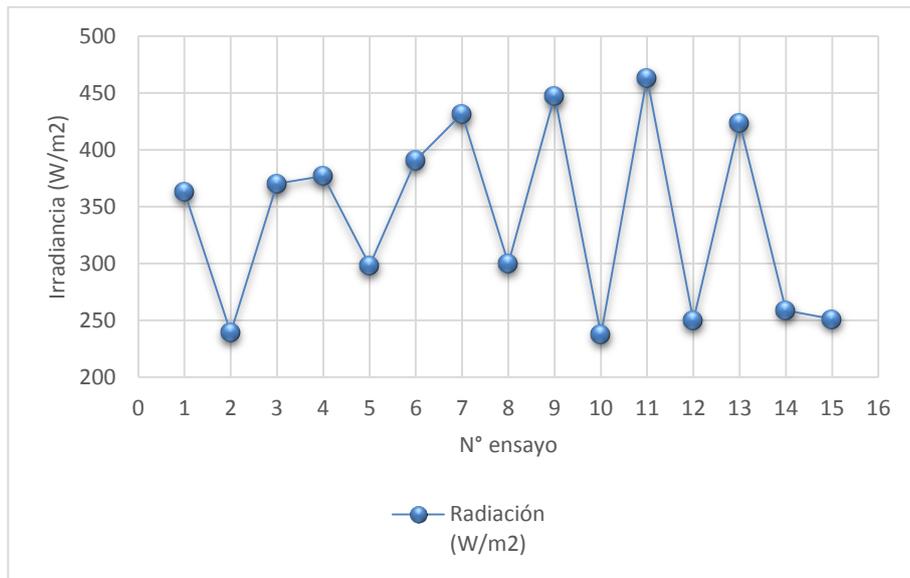


Figura 19 Variación de radiación

En los ensayos comprendidos entre los días de los meses de octubre y noviembre se pudo obtener un pico máximo de radiación de 463.52 W/m^2 y un mínimo de 237.44 W/m^2 . En promedio la irradiancia es de 340.19 W/m^2 para el total de días en los que se realizó las pruebas, con lo que se esperaba obtener 11 kWt de calor teórico.

El valor promedio calculado está por debajo de los 18 kWt esperados para la Central Solar Térmica.

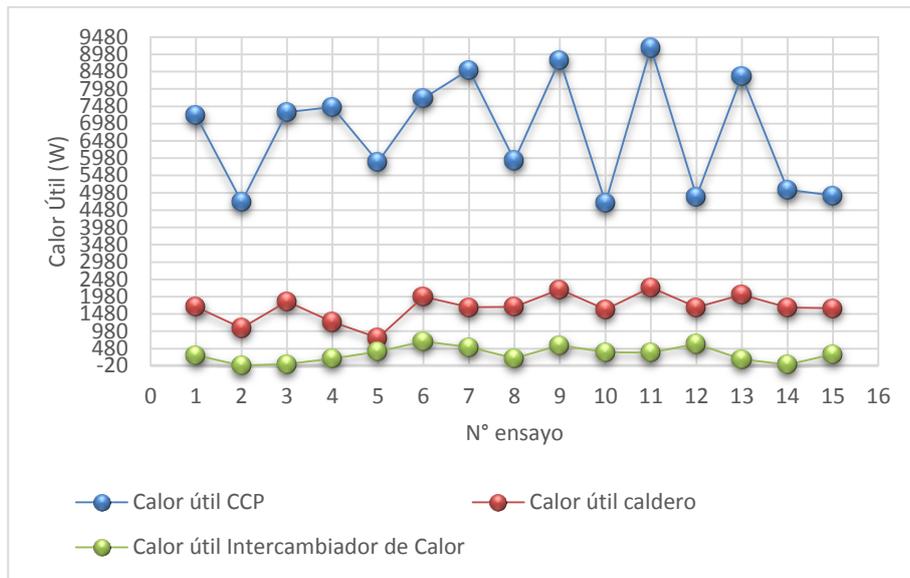


Figura 20 Calor útil por componente

En la figura anterior se puede observar la cantidad de energía que se pierde desde la captación de la radiación en los Concentradores Cilíndrico Parabólicos hasta la transferencia del mismo hacia el aire a través del intercambiador de calor para su uso doméstico en la calefacción

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 Conclusiones

- La realización de este proyecto, no es viable técnicamente debido a que la localización geográfica no dispone de valores de radiación suficientemente altos; por ejemplo, el valor máximo de radiación fue de 463.52 W/m^2 el cual es mucho menor al valor de radiación esperado de 1000 W/m^2 ; además, los equipos utilizados son manufacturados artesanalmente, por lo tanto no disponen de la misma eficiencia que equipos manufacturados por empresas especializadas en el tema.
- La fortaleza del proyecto radica en el difícil acceso de la red eléctrica a regiones rurales altas del país para donde está diseñado. El diseño de la instalación térmica e hidráulica servirá para realizar pruebas de generación térmica y el desarrollo a futuro de sistemas solares de tipo cilíndrico parabólico.
- Entre los diferentes componentes que conforman la central termo solar, los concentradores solares parabólicos mostraron la mayor eficiencia con un 61.34% seguido por el intercambiador de calor el cual dio una eficiencia de 56%, a este le sigue el caldero el cual dio una eficiencia de 14.31%.
- El uso de centrales termo solares como la que se muestra en este proyecto ha sido probada y aplicada desde hace ya algunos años en países de primer mundo, sin embargo en Sudamérica y Ecuador no se ha generalizado por condiciones climáticas y su elevado precio.

- Se creó una base de datos experimentales con las pruebas realizadas, esta servirá para comprender el comportamiento térmico de los diferentes equipos que conforman la central termo solar en diferentes condiciones de trabajo.

Tabla 8

Promedio de la eficiencia global del sistema

N°	Radiación (W/m ²)	Eficiencia Global
1	363.28	4.04
2	238.96	-0.19
3	370.32	0.42
4	377.12	2.61
5	298.2	6.78
6	390.88	8.93
7	431.96	6.09
8	300.04	3.36
9	447.48	6.54
10	237.44	7.94
11	463.52	4.02
12	249.76	12.68
13	424	2.03
14	258.8	0.29
15	251.04	6.54
PROMEDIO	340.19	4.72

- La eficiencia térmica de captación de la central termo solar es 4.72% la cual ha sido obtenida del promedio de los diferentes días ensayados.
- El calor ganado para calefacción de una vivienda experimental no compensa la energía eléctrica suministrada al sistema para tal propósito, por lo tanto no representa la inversión generada con el fin de ser utilizada en viviendas de zonas rurales.

6.2 Recomendaciones

- Para lograr mayor razón de concentración, la geometría del concentrador debe ser lo más precisa posible, por lo que se recomienda medir la distancia del foco real a la cual debe estar ubicado el tubo absorbedor, ya que el valor teórico calculado siempre debe ser comparado con éste para obtener mayor eficiencia.
- Se requiere la instalación de un sistema que permita el seguimiento continuo del sol; esto se debe a que los concentradores cilíndrico parabólicos no almacenan energía, tan solo la transfieren a un fluido.
- Para aumentar la temperatura en el tubo absorbedor se recomienda mantener el interior de la cubierta de vidrio al vacío, para que la radiación incida totalmente en el absorbedor y no se generen pérdidas por convección al interior de la misma.
- Al tener tramos largos de tubería que están expuestas al ambiente, estos generan pérdidas de temperatura en el fluido, por lo que sería recomendable que sean aislados térmicamente para que mantengan la temperatura del aceite y del agua al salir de los concentradores hacia el caldero y del caldero hacia el intercambiador de calor, respectivamente.
- Se recomienda instalar un sistema híbrido para elevar la temperatura del agua en las épocas de menor radiación solar, que según las tablas del Atlas Solar del Ecuador se presenta en el mes de Febrero con una radiación promedio de $1828 \text{ Wh/m}^2/\text{día}$.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Abengoa Solar. (2012). *Afinidad eléctrica*. Obtenido de <http://www.afinidadelectrica.com.ar/articulo.php?IdArticulo=189>
- Cengel, Y. (2007). *Transferencia de calor y masa*. México: McGraw-Hill.
- CONELEC. (2008). *Atlas Solar del Ecuador con fines de Generación eléctrica*. Quito: Cooperación para la Investigación Energética.
- Duffie y Beckman. (2013). *Solar Engineering Thermal Processes*. Canada: John Wiley & Sons, Inc.
- Echeverría, C. (2011). *Diseño de un colector cilíndrico parabólico compuesto con aplicación para el calentamiento de agua*. Piura.
- EcuadorWorld. (s.f.). *EcuadorWorld*. Recuperado el 11 de 03 de 2015, de http://www.ecuaworld.com.ec/clima_ecuador.htm
- Edukavital. (2013). *Edukavital*. Obtenido de <http://edukavital.blogspot.com/2013/10/las-torres-de-energia-solar-de-sevilla.html>
- Energy, W. (29 de Abril de 2009). *Wind Energy*. Obtenido de <http://www.evwind.es/2009/04/29/abengoa-comienza-a-operar-comercialmente-la-ps20-de-solucar-la-mayor-torre-solar-del-mundo/295>
- IPAC. (2014). *IPAC DUFERCO GROUP*. Obtenido de <http://www.ipac-acero.com/>
- Kreith, F. (2003). *Principles of Heat Transfer*. Stamford: Cengage Learning.
- Kreith, F. (2013). *Principles of Heat Transfer*. En F. Kreith. Cengage Learning.
- Megyesy, E. F. (2001). *Pressure Vessel Handbook*. Oklahoma: Pressure Vessel Publishing, INC.
- Ministerio de Electricidad y Energía Renovable. (2014). *Plan Estratégico Institucional 2014-2017*. Quito.
- Mott, R. (2006). *Mecánica de Fluidos*. México: Pearson Educación.
- Pitts, D. (1979). *Teroría y Problemas de Transferencia de Calor*. Bogotá: McGraw - Hill Latinoamérica S.A.

- Shell. (2008). *Shell España*. Obtenido de http://epoxyoil.com/downloads/shell_heat-transfer-oil.pdf
- Shell. (2012). [http://www.lubricacion.com/upload/productos/HEAT%20TRANSFER%20OIL%20S2\[1\].pdf](http://www.lubricacion.com/upload/productos/HEAT%20TRANSFER%20OIL%20S2[1].pdf).
- Son buenas noticias*. (02 de Junio de 2012). Obtenido de <http://www.sonbuenasnoticias.com/avances/tecnologia/espana-lider-mundial-en-energia-termosolar/>
- teknoPLOF. (06 de Noviembre de 2014). *teknoPLOF*. Obtenido de <http://www.teknoplof.com/2014/11/06/ps10-la-megatorre-sevillana-de-la-energia-solar-y-como-funciona/>
- Villafuerte, L. E. (21 de 02 de 2012). *EOI*. Recuperado el 11 de 03 de 2015
- Yunus, C. (2007). *Transferencia de Calor y masa*. México: McGraw-Hill Interamericana.