



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

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

**MAESTRÍA EN ENERGÍAS RENOVABLES
I PROMOCIÓN**

**TRABAJO DE TITULACIÓN, PREVIA A LA OBTENCIÓN
DEL TÍTULO DE MAGÍSTER EN ENERGÍAS RENOVABLES**

**TEMA: “MODELAMIENTO MATEMÁTICO Y ANÁLISIS ENERGÉTICO
DE UN SISTEMA DE CALENTAMIENTO DE AGUA CON ENERGÍA
SOLAR Y CIRCULACIÓN DEL FLUIDO TÉRMICO POR CONVECCIÓN
NATURAL”**

AUTORA: ARIAS CHAMORRO, ANDREA DEL ROCÍO

DIRECTOR: PEREZ ROSALES, JOSÉ MSc

SANGOLQUÍ

2016



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

MAESTRÍA EN ENERGÍAS RENOVABLES PROMOCIÓN I

CERTIFICACIÓN

Certifico que el trabajo de titulación, ***“MODELAMIENTO MATEMÁTICO Y ANÁLISIS ENERGÉTICO DE UN SISTEMA DE CALENTAMIENTO DE AGUA CON ENERGÍA SOLAR Y CIRCULACIÓN DEL FLUIDO TÉRMICO POR CONVECCIÓN NATURAL”*** realizado por la **ING. ANDREA DEL ROCÍO ARIAS CHAMORRO**, ha sido revisado en su totalidad y analizado por el software anti-plagio, el mismo cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, por lo tanto me permito acreditarlo y autorizar **ING. ANDREA DEL ROCÍO ARIAS CHAMORRO** para que lo sustente públicamente.

Sangolquí, 14 de marzo de 2016

ING. JOSÉ PÉREZ ROSALES, MSc.
DIRECTOR



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

MAESTRÍA EN ENERGÍAS RENOVABLES PROMOCIÓN I

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Yo, **ANDREA DEL ROCÍO ARIAS CHAMORRO**, con cédula de identidad N° 171433264-8, declaro que este trabajo de titulación **“MODELAMIENTO MATEMÁTICO Y ANÁLISIS ENERGÉTICO DE UN SISTEMA DE CALENTAMIENTO DE AGUA CON ENERGÍA SOLAR Y CIRCULACIÓN DEL FLUIDO TÉRMICO POR CONVECCIÓN NATURAL”**, 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 declaro que este trabajo es de mi autoría, en virtud de ello me declaro responsable del contenido, veracidad y alcance de la investigación mencionada.

Sangolquí, 14 de marzo de 2016

ANDREA DEL ROCÍO ARIAS CHAMORRO
C.C 1714332648



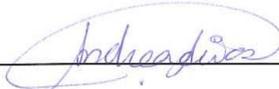
**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA**

MAESTRÍA EN ENERGÍAS RENOVABLES PROMOCIÓN I

AUTORIZACIÓN

Yo, ANDREA DEL ROCÍO ARIAS CHAMORRO, autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, publicar en la Biblioteca Virtual de la Institución, el presente trabajo de titulación “**MODELAMIENTO MATEMÁTICO Y ANÁLISIS ENERGÉTICO DE UN SISTEMA DE CALENTAMIENTO DE AGUA CON ENERGÍA SOLAR Y CIRCULACIÓN DEL FLUIDO TÉRMICO POR CONVECCIÓN NATURAL**”, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi exclusiva responsabilidad y autoría.

Sangolquí, 14 de marzo de 2016



ANDREA DEL ROCÍO ARIAS CHAMORRO
C.C 1714332648

DEDICATORIA

Esta tesis va dedicada con todo mi amor a mis padres: Aida y Aníbal, quienes con su esfuerzo me han sabido dar todos los valores necesarios.

A mis hermanos que con su amor me han apoyado en cada proyecto en mi vida: Genoveva, Byron y Gustavo.

A mis compañer@s de Maestría y a mis querid@s profesores, con los cuales compartí y aprendí en esta aventura.

ANDREA ARIAS

Quito, noviembre 13 de 2015

AGRADECIMIENTO

Mi agradecimiento:

A mis padres: Aníbal y Aída, que me han dado todo desde el momento en que nací.

A mis profesores de Maestría, los cuales impartieron su conocimiento.

A la Universidad de las Fuerzas Armadas.

Y, al Director de Proyecto, el cual con su paciencia y ahínco me ha ayudado en este camino.

ANDREA ARIAS

Quito, noviembre 13 de 2015

ÍNDICE DE CONTENIDO

DECLARACIÓN RESPONSABILIDAD	ii
AUTORIZACIÓN	iii
DEDICATORIA	iv
AGRADECIMIENTO	v
ÍNDICE DE CONTENIDO	vi
ÍNDICE DE TABLAS	viii
ÍNDICE DE FIGURAS	ix
RESUMEN	xii
ABSTRACT	xiii
CAPITULO I	
GENERALIDADES	1
1.1. Antecedentes.	1
1.2. Análisis y Definición del problema.....	4
1.3. Objetivos.	5
1.3.1. Objetivo general.	5
1.3.2. Objetivos específicos.	5
1.4. Alcance del proyecto.....	6
1.5. Justificación e importancia de la investigación.....	6
CAPITULO II	
MARCO TEÓRICO	8
2.1. Captador solar básico	8
2.2. Extracción de energía del colector.	16
2.3. Modelamiento térmico del sistema.....	20
2.4. Convección natural en espacios cilíndricos cerrados.....	30
2.5. Circulación de un fluido por termosifón.	31
CAPITULO III	
MODELAMIENTO MATEMÁTICO	32
3.1. Análisis de la radiación para cielo isótropo	32
3.2. Comportamiento óptico placa – cubierta.....	33
3.3. Análisis del fluido térmico por convección natural.....	33
3.4. Ganancia de energía instantánea mediante el método de “Hotel-Whillier- Bliss”.....	38

CAPITULO IV	
DESARROLLO EXPERIMENTAL	39
4.1. Implementación del equipo.	39
4.2. Determinación de la radiación incidente sobre el captador.	43
4.3. Análisis de flujos y temperaturas de proceso.	45
4.4. Toma de datos y análisis estadístico.	46
4.5. Caracterización del ensayo de calentamiento de agua con energía solar.....	52
CAPITULO V	
ANÁLISIS ECONÓMICO DEL PROYECTO	59
5.1. Costos directos	59
5.2. Costos indirectos.....	60
5.3. Costo total de la investigación.	61
CAPÍTULO VI	
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	62
6.1. Conclusiones.....	62
6.2. Recomendaciones.	62
BIBLIOGRAFÍA	65

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Datos de radiación solar de la NASA	43
Tabla 2 Datos de radiación por el método de Page.....	44
Tabla 3 Media mensual de la radiación solar local	44
Tabla 4 Datos en media diaria mensual para septiembre	46
Tabla 5 Datos en media diaria mensual para octubre	48
Tabla 6 Datos en media diaria mensual para noviembre	50
Tabla 7 Personal de ejecución	59
Tabla 8 Materiales y equipos.....	59
Tabla 9 Otros costos indirectos	59
Tabla 10 Costos indirectos- Personal asesor	60
Tabla 11 Misceláneos.....	60
Tabla 12 Presupuesto referencial de la investigación.	61

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1	Diagrama del efecto termosifón en el recipiente de ACS.....	31
Figura 2	Colector solar plano con acumulador vertical	40
Figura 3	Temperaturas del acumulador de agua caliente.	47
Figura 4	Temperaturas del colector solar plano.	48
Figura 5	Temperaturas del Acumulador	49
Figura 6	Temperaturas del colector solar plano	50
Figura 7	Temperaturas del acumulador de agua caliente	51
Figura 8	Temperaturas del colector solar plano	52
Figura 9	Temperaturas del acumulador	53
Figura 10	Temperaturas del colector	54
Figura 11	Eficiencia del colector	54
Figura 12	Radiación Global horas del día	55
Figura 13	Temperaturas promedio mensuales del Acumulador.....	56
Figura 14	Temperaturas promedio mensuales del colector	57
Figura 15	Eficiencia energética en media mensual.....	58

GLOSARIO DE TÉRMINOS

- α Absortancia del de la pintura negra mate
- E Irradiancia sobre superficie inclinada, (W/m^2)
- σ Constante de Stefan Boltzmann, $5.67 \times 10^{-8} W/m^2 \text{ } ^\circ K^4$
- ε Emisividad del material en el infrarrojo térmico
- ε_G Emisividad de la cubierta semitransparente, vidrio
- ε_A Emisividad del absorbedor
- h Coeficiente de convección, $W/m^2 \text{ } ^\circ C$
- T_A Temperatura del absorbedor, $^\circ C$
- T_C Temperatura de la cubierta, $^\circ C$
- a_G Absortancia del vidrio
- ε_S Emisividad del cielo
- T_O Temperatura ambiente, $^\circ C$
- α_A Absortancia del absorbedor
- m Flujo másico del fluido en el colector solar plano
- c Calor específico del fluido, $Kcal/Kg \text{ } ^\circ C$
- ΔT Incremento de temperatura del fluido a través del captador, $^\circ C$
- P Potencia instantánea del colector, Wt
- U_L Coeficiente global de transferencia de calor, $W/m^2 \text{ } ^\circ C$
- F_R Factor de extracción del calor, cantidad de calor que lleva el agua
- k Factor de sombra y suciedad
- τ Transmitancia de la cubierta de vidrio
- T_1 Temperatura de entrada del agua en el colector, $^\circ C$
- T_2 Temperatura de salida del agua del colector, $^\circ C$
- Q_u Calor útil, para calentar el agua, (W)
- S Radiación absorbida, para superficie inclinada (W/m^2)
- T_{pm} Temperatura promedio de salida del agua del colector, $^\circ C$
- R_1 Resistencia por convección y radiación cubierta, ambiente
- R_2 Resistencia por convección y radiación, placa cubierta
- R_3 Resistencia por convección y radiación base, ambiente

R_{ais} Resistencia por conducción en el aislante térmico, lana de vidrio

e_a Espesor del aislamiento térmico, mm

k_a Conductividad térmica del aislamiento térmico, lana de roca, $W/m^{\circ}C$

U_t Coeficiente global de transferencia de calor para la parte superior del CSP

U_b Coeficiente global de transferencia de calor para la parte inferior del CSP

V Velocidad del viento, en m/s

$h_{c,c-a}$ Convección forzada flujo externo, cubierta ambiente ($W/m^2\ ^{\circ}C$)

$h_{c,b-a}$ Convección forzada flujo externo, base ambiente ($W/m^2\ ^{\circ}C$)

$h_{c,p-c}$ Convección libre en la cavidad rectangular inclinada del CSP

N_u Número adimensional de Nusselt

$h_{r,c-a}$ Coeficiente de transferencia radiante entre cubierta y ambiente

$h_{r,b-a}$ Coeficiente de transferencia radiante entre base del colector y ambiente

$h_{r,p-c}$ Coeficiente de transferencia radiante entre placa y cubierta

RESUMEN

Este proyecto de investigación comprende la caracterización energética y modelación matemática, de un acumulador de agua caliente sanitaria con capacidad de 0.02 m^3 (20L), donde el fluido asciende por convección natural, desde el colector solar plano a una velocidad de $0,05 \text{ m/s}$. La estratificación de temperaturas entre la parte superior e inferior del recipiente de acumulación del ACS, produce una diferencia de temperatura de 13°C ., El ensayo se realiza con una irradiancia global en media mensual de $513,29 \text{ W/m}^2$, la velocidad del viento en los alrededores del cilindro vertical sin aislamiento térmico, es de $0,25 \text{ m/s}$. Para el balance energético, utilizando la expresión de Bliss, Hotel y Whillier, se considera un coeficiente global de transferencia de calor de $7 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, la diferencia promedio mensual entre T_1 y T_2 del colector solar es de 5°C , con lo que se consigue una eficiencia media del 53%. Este rendimiento es aceptable para sistemas energéticos que funcionan con energía solar térmica de baja temperatura, los cuales pueden ser aplicados en lugares apartados donde no existen instalaciones hidráulicas de la red pública.

PALABRAS CLAVES:

- **CONVECCIÓN NATURAL**
- **TERMOSIFÓN**
- **GRADIENTE TÉRMICO**
- **ESTRATIFICACIÓN**
- **IRRADIANCIA SOLAR**

ABSTRACT

This research project includes the energy characterization and mathematical modeling of a hot water storage tank with a capacity of 0.02 m³, where the fluid rises by natural convection from the flat solar collector at a speed of 0.05 m/s. Stratification of temperatures between the top and bottom of the storage vessel produces a temperature difference of 13°C. The essay is performed with a global irradiance in monthly average of 513.29 W/m², the speed of wind around the vertical cylinder without isolation of 0.25 m/s. To the energy balance it using expression Bliss Hotel, Whillier, is considered a global coefficient of heat transfer than 7W/m°C, the monthly average difference between T1 and T2 of the solar collector is 5°C, an average efficiency of 53% is achieved. This performance is acceptable for the energy systems that run on solar power, low temperature, which can be used in remote areas where there are no water facilities of the public network.

KEYWORDS:

- **NATURAL CONVECTION**
- **THERMOSIPHON**
- **THERMAL GRADIENT**
- **LAYERING**
- **SOLAR IRRADIANCE**

INTRODUCCIÓN

El rendimiento energético del colector solar plano (CSP), ha sido ampliamente estudiado para distribuciones de flujo a través de los tubos del absorbedor, los cuales pueden ser de cobre o de polietileno para aplicaciones de baja temperatura como el calentamiento de piscinas (Duffie y Beckman, 1991). Las conclusiones de otras investigaciones muestran que la eficiencia del colector disminuye de manera uniforme conforme la distribución de flujo disminuye (Chiou, 1982), mientras mayor sea la distribución de flujo en el interior de los tubos del colector, mayor será la eficiencia energética. Sin embargo, la distribución de flujo no siempre es uniforme en el interior de las tuberías del CSP, como lo estudiaron Wnag and Wu (1990), Shen (1992), Jones y Lior (1994), Weitbrecht et al. (2002), y Gunnewiek et al. (1996,2002). Por otra parte, la energía solar es un recurso energético sin costo, en la mayoría de países. Sin embargo, para seleccionar una tecnología energética alternativa que utilice esta energía, es necesario tomar en cuenta el rendimiento el cual es un parámetro decisivo para dimensionar y seleccionar los colectores para instalaciones térmicas (Sukhatme, 1996). En este contexto Jaisnankar et al. (2009) estudió sobre el incremento en la descarga de calor en sistemas de termosifón, y Hazami et al. (2005), investigó sobre el rendimiento del acumulador. Con estos antecedentes científicos, en esta investigación se determina el rendimiento de un colector solar plano portátil, donde el agua asciende por convección natural hacia el acumulador vertical. Además, en este recipiente se produce la estratificación de temperaturas, es decir el fluido frío de mayor densidad se ubica en la parte inferior del tanque, mientras que el agua que está más caliente se encuentra en la parte superior. En este caso, la velocidad ascensional del agua que sale del colector hacia el acumulador es de 0.05 m/s, este nuevo sistema no requiere presión de red para mover al agua, es decir solo se desplaza al fluido de proceso por convección natural o por el llamado efecto termosifón.

CAPITULO I

GENERALIDADES

1.1. Antecedentes.

La energía es un factor determinante [1], en el desarrollo social, económico y cultural de un país, con la característica de que su aplicación es indispensable en todos los órdenes de la actividad humana y por ello es fundamental en el proceso productivo y para lograr el bienestar de la sociedad.

En la actualidad la energía solar ya no puede ser considerada como una energía alternativa, ni como la energía del futuro, representa el recurso energético del presente. Sin embargo, que en el Ecuador todavía no es aprovechada; ni es difundida en su totalidad.

Bajo esta realidad, es necesario conocer, estudiar y analizar los principales aspectos, relacionados con las ventajas y desventajas de la energía solar para lograr un adecuado aprovechamiento y utilización eficiente. Aunque todavía su uso no es tan comercial, no se puede negar que está presente en las diferentes aplicaciones relacionados con la generación de electricidad solar térmica y fotovoltaica, captadores térmicos, desalinización de agua de mar, secadores estáticos y dinámicos. Por lo tanto, que cada día más personas se suman en la utilización de la energía solar. Además, es una energía renovable, de bajo impacto ambiental.

Casi el 30% de la energía solar [2], que alcanza el borde exterior de la atmósfera se consume en el ciclo del agua, que produce la lluvia y la energía potencial de las corrientes de los ríos. La intensidad de energía solar disponible en un punto determinado de la Tierra depende: del micro clima, día

del año, de la hora y de latitud. Además, la cantidad de energía solar que se puede captar, depende de la orientación de los sistemas energéticos y de la dirección de la radiación.

En el Ecuador, para el calentamiento de agua de uso sanitario, se utilizan electricidad y gas licuado de petróleo (Ministerio de Electricidad y Energía Renovables, 2012); lo que conlleva a un gasto energético y también un alto costo para el país. Por estas razones, esta investigación, pretende colaborar con el cambio de la matriz energética nacional.

Respecto a los sistemas de calentamiento de agua con energía solar existen varios talleres artesanales que construyen los colectores y el acumulador de agua caliente sanitaria, utilizando técnicas desarrolladas en Europa, Israel, o los Estados Unidos de Norteamérica, es decir realizan una reproducción sin introducir mejoras tanto en los diseños como en la calidad de los materiales, es por ello que al hacer comparaciones entre un calentador nacional e importado, se consigue una diferencia en los rendimientos que van del 15 al 20% inferiores con respecto a los colectores de procedencia extranjera pudiendo indicar que si el calentador importado alcanza un rendimiento del 70% el nacional está en un 50%, según (Mena, E., Rendimiento Energético de Colectores, 2013). Por otra parte, no existe en el Ecuador un organismo o institución especializada que permita homologar los sistemas de calentamiento de agua con energía solar de acuerdo con las normativas exigidas en este tipo de aplicaciones. Por esta razón, es importante de que se desarrollen procedimientos que tomen en cuenta la calidad de fabricación nacional, los diseños propuestos, los materiales, con los cuales se podrían obtener sistemas energéticos de mejor rendimiento.

Una de las formas más sencillas de utilizar la energía solar es en aplicaciones en las que no es necesario alcanzar temperaturas elevadas, como calentar aire y agua para calefacción y agua para usos domésticos.

Este tipo de dispositivos [3], que no forman parte del edificio al que se adosan, se denominan de calefacción solar activa, para distinguirlos de la calefacción solar pasiva, que es la que se obtiene por acumulación de calor en muros u otros elementos pertenecientes al edificio. El calor solar de baja temperatura se puede aprovechar, por medio de los denominados colectores solares, para suministrar calefacción y agua caliente para viviendas y piscinas. También se pueden calentar fluidos de elevada presión de vapor y que se evaporan a temperaturas menores de 100°C y utilizarlos para la generación de electricidad en turbogeneradores adecuados.

Los colectores planos absorben tanto la radiación directa como la difusa, por lo que siguen calentando aire o agua incluso en días nublados. Además, son relativamente baratos, por lo que cada vez está más extendida su utilización. En la Unión Europea (UE) se instalaron 1 550 000 m² en el año 2000, 1 670 000 en 2001 y alrededor de 1 100 000 en 2002 y 2003. En Alemania existen 5 442 000 m² instalados, mientras que Grecia con 2 877 000 y Austria con 2 711 000 complementan el 78% de la superficie total de colectores que existe instalada. En España se han instalado 359 541 m² entre 1999 y 2004. Dada la abundancia del recurso solar en España, se pretende llegar a 4 500 000 m² instalados en 2010, para diferentes tipos de aplicaciones, hasta alcanzar promedios de unos 110 m²/1000 habitantes, como los que se dan en Grecia y Austria. El primer colector solar conocido fue patentado en 1909 por Bailey en California.

Por orden de eficiencia de conversión y costo se pueden citar:

- **Recipiente con agua sobre el suelo:** el agua absorbe la radiación solar y transfiere el calor del suelo
- **Recipiente con agua aislado del suelo:** hay pérdidas de calor por evaporación del agua

- **Bolsa negra de goma:** se calienta al recibir la radiación solar, pero pierde mucho calor, sobre todo si hay viento. Si la bolsa se apoya sobre un aislante las pérdidas sólo se producen por la parte superior.
- **Placa y tubos metálicos y placa inundada:** son los sistemas que utilizan la mayor parte de los colectores solares comerciales.

Un fluido, como agua o aire atraviesa las tuberías de cobre y, al ponerse en contacto con la placa metálica absorbente de la radiación solar, se calienta. Una vez caliente, el fluido se lleva a un depósito de almacenamiento, bien aprovechando la convección natural (sistema termosifón), o bien por circulación forzada utilizando una bomba.

Una versión más eficiente y más cara del último colector que se acaba de describir utiliza un doble vidrio sobre la placa metálica, lo que le permite alcanzar temperaturas de hasta 100°C, debido a que el vidrio es opaco a las radiaciones térmicas de onda larga. Más eficiente se hace aún el colector si se recubre el metal con una superficie selectiva cuya absorbancia para radiaciones de onda corta sea mucho mayor que su emisividad para longitudes de onda larga, es decir, $\epsilon_{\text{larga}} \ll \alpha_{\text{corta}}$. De este modo se reducen las pérdidas de calor, pero se encarece el colector, al utilizar un colector evacuado, donde el agua circula por un tubo, de pared interna negra, y que está dentro de otro tubo de vidrio. En el espacio entre ambos tubos se hace el vacío y de este modo reducen las pérdidas de calor por convección hacia la cubierta.

1.2. Análisis y Definición del problema

La aplicación de sistemas de calentamiento de agua con energía solar requiere de diversos procedimientos y estudios que permitan en primer lugar obtener sistemas más eficientes, confiables y desde luego seguros en el ámbito sanitario. Si se considera la eficiencia en la transferencia de calor del colector hacia el fluido de proceso es necesario tomar en cuenta la velocidad

de flujo en el interior de las tuberías del captador y también la velocidad que tiene el agua al atravesar el acumulador. Para la circulación forzada se utiliza bombas con las cuales se puede incrementar el coeficiente de convección, sin embargo para pequeñas aplicaciones la implementación de este dispositivo encarece el costo de los equipos. Por esta razón en la presente investigación se propone realizar el análisis de los parámetros energéticos que viabilizan el funcionamiento del sistema de calentamiento de agua utilizando únicamente el cambio de densidades del fluido es decir convección natural.

1.3. Objetivos.

1.3.1. Objetivo general.

Realizar el modelamiento matemático y el balance energético de un calentador de agua con energía solar utilizando como medio de circulación del fluido térmico la convección natural.

1.3.2. Objetivos específicos.

- Definir los parámetros térmicos del captador solar y acumulador de agua caliente sanitaria.
- Realizar el modelamiento matemático del sistema.
- Comprobar las variables inherentes al proceso de calentamiento de agua con energía solar.
- Caracterizar el equipo experimental para definir los criterios de operación relacionados con: área de captación y volumen de acumulación.

1.4. Alcance del proyecto.

Determinar los parámetros energéticos de un captador solar plano y del acumulador en recipiente vertical, donde el fluido térmico se desplaza por convección natural en régimen laminar.

1.5. Justificación e importancia del proyecto de investigación.

El proyecto sobre el calentamiento de agua con energía solar y circulación por convección natural es importante desde el punto de vista económico, ambiental y tecnológico. Con referencia al primer aspecto, en los calentadores tradicionales el fluido térmico que atraviesa el captador se desplaza por convección forzada, cuando se trata de medianas y grandes instalaciones. Para pequeños sistemas de calentamiento de agua con la energía solar, normalmente se instala el captador y acumulador para que opere con la presión de la red, la misma que alcanza unos 30 Psi. En muchos casos esta presión puede incrementarse dependiendo de la altura geográfica con respecto al tanque de suministro del agua potable para los pueblos o ciudades, en diversos casos ocurre que esta presión alcanza los 60 a 90 Psi con lo cual la vida útil del acumulador se disminuye considerablemente ya que el recipiente está sometido a presión interna así como también a tensiones térmicas. Es necesario recalcar que para pequeñas instalaciones de abastecimiento de agua caliente sanitaria orientada a satisfacer la demanda de familias cortas o largas, no es necesario colocar una bomba para la circulación del agua a través del captador y hacia el acumulador. Bajo este contexto se puede operar con facilidad un grupo de hasta 6 captadores. Si se supera el número de colectores, necesariamente hay que instalar la bomba para circulación forzada. Estas aplicaciones se han orientado mayoritariamente para familias de medianos y altos ingresos pero no hay una alternativa para suministrar agua caliente sanitaria a familias de escasos recursos económicos y que en la mayoría de casos no tienen acceso a infraestructura básica relacionada con el agua potable. Para satisfacer en el

mediano y largo plazo este requerimiento comunitario se propone investigar y desarrollar el sistema más adecuado para calentar el agua con energía solar y que el fluido se desplace únicamente por convección natural. Es decir, la familia que requiera este servicio únicamente debe cargar el tanque de agua fría en forma manual, y el sistema alternativo con energía solar y convección natural, realizará el calentamiento de acorde a las horas de sol que se disponga en el sitio de aplicación. Además, es necesario recalcar que este modelo de calentamiento es de tipo portátil y puede ser utilizado por los agricultores luego de cumplir sus faenas, garantizando con ello un uso sanitario del equipo.

CAPITULO II

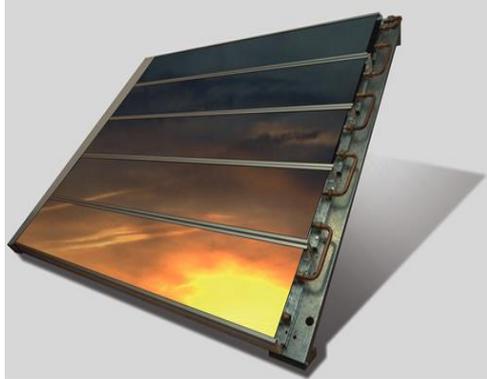
MARCO TEÓRICO

2.1. Captador solar básico

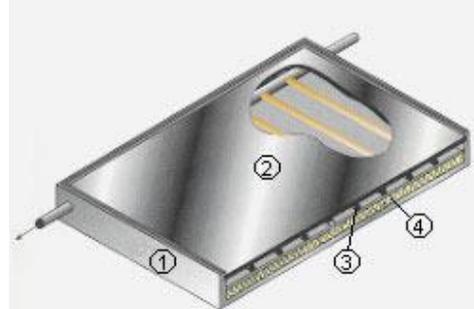
Los captadores solares planos son los más fáciles de analizar, así como los más simples de construir. Se han instalado por centenares en Australia, Israel, Japón y los Estados Unidos de Norteamérica y comienzan a aparecer en el Reino Unido [4]. Actualmente, se conoce una multitud de datos operativos relacionados con calentadores solares de agua en diferentes climas y latitudes, aunque la correlación de datos de rendimiento procedentes de diferentes fuentes resulta difícil por ser bastante incompletos en cuanto a detalles o por utilizar técnicas de extracción energética distintas. No obstante, intentaremos extraer de esta situación los aspectos más comunes.

Desde hace más de 60 años se han desarrollado diversas tecnologías para el calentamiento de agua con energía solar, entre los más importantes se puede indicar el captador plano que está constituido por una cubierta transparente, placa absorbente, cámara de aire donde se produce el efecto invernadero, tubería de cobre por donde circula el fluido térmico que puede ser agua o aceite. El colector se encuentra aislado con espuma de poliuretano o lana mineral. En los últimos años ha aparecido un modelo, con diseño más avanzado de captadores solares para aplicaciones de baja temperatura inferior a 100°C, esta tecnología es de tubos al vacío. A continuación en el cuadro 1, se puede observar los tipos de captadores y el esquema de una instalación tradicional

Cuadro 1
Sistemas de calentamiento de agua con energía solar
 Sistemas de calentamiento de agua con energía solar

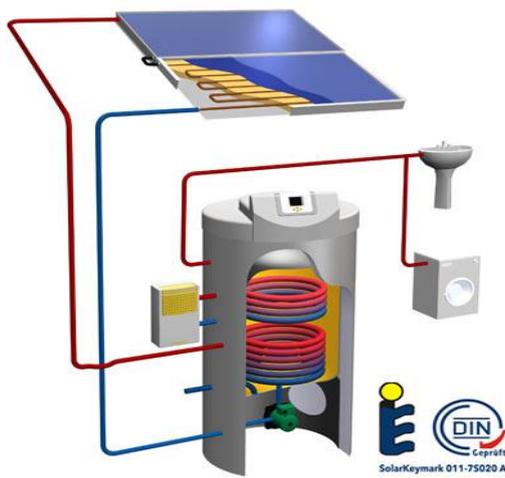


1. Colector solar con tubos en sentido longitudinal

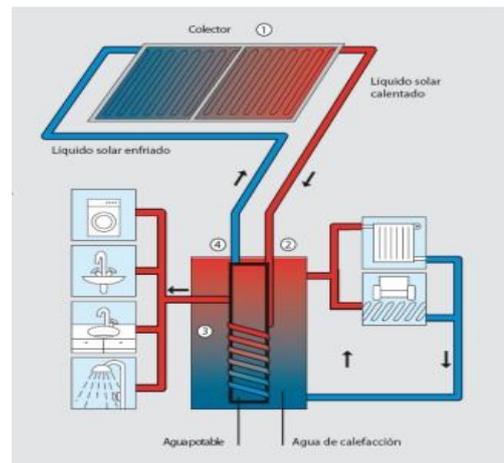


1. Caja hermética
 2. Acristalamiento
 3. Tubos conductores del fluido caloportador
 4. Aislante

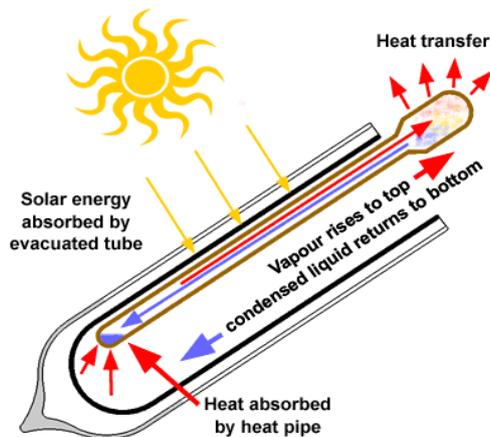
2. Colector solar con tubos transversales



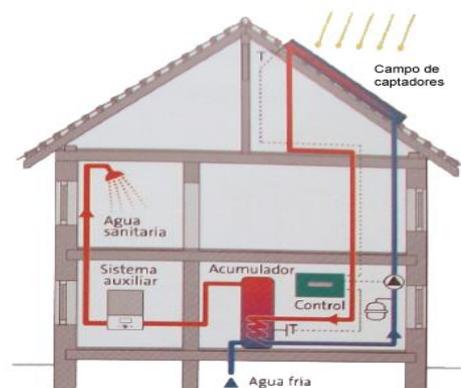
3. Acumulador de agua caliente, de tipo vertical



4. Estratificación de temperaturas en el acumulador



5. Calentador de tubos al vacío



6. Esquema tradicional de una instalación de ACS con energía solar

Con la industrialización de los captadores planos, utilizando nuevos materiales y diseños, se ha mejorado su eficiencia la misma que puede llegar hasta un 80% como es el caso del calentador de tubos al vacío [6]. A continuación se describe de forma detallada los parámetros de funcionamiento del colector solar plano.

Está formado por una placa absorbente ennegrecida orientada al sur y aislada de sus alrededores excepto por la cara superior. De momento, prescindiremos de la extracción de calor del absorbente y omitiremos todo detalle de las tuberías correspondientes. Si la energía solar incidente integrada es E , la placa absorberá αE y se calentará hasta una temperatura T_A . Simultáneamente, irradiará a la atmósfera. Si no existieran pérdidas o ganancias energéticas adicionales, por unidad de área, se cumpliría el equilibrio térmico:

$$\alpha E = \sigma \varepsilon T_A^4 \quad (2.1)$$

Dónde:

α es la absortancia del absorbedor; E energía solar incidente; σ constante de Stefan Boltzmann; ε emisividad superficial; y T_A temperatura del cuerpo.

Para un cuerpo negro absorbente a la luz solar AM2, T_A sería de 345 °K es decir, (72 °C), que es aproximadamente la temperatura alcanzada por una placa negra aislada dejada al sol, aunque esté abierta a otras vías de pérdida o ganancia de calor. Existe una pérdida adicional por convección de unos 4 Wm⁻² en el aire en reposo por cada 1 °K de exceso sobre la temperatura ambiente: en un día ventoso esta pérdida sería varias veces mayor. En este caso, se perderían alrededor de 200 Wm⁻² por convección del aire en reposo y una cantidad mucho menor por conducción a la atmósfera. Esta pérdida por convección se equilibra casi exactamente con la radiación recibida del vapor

de agua y del CO₂ atmosférico para longitudes de onda superiores a 5000 nm. (En tiempo húmedo puede alcanzarse hasta 300 Wm⁻²). Si tratamos la atmósfera como un cuerpo negro que irradia a 300 °K (27 °C) (es decir, consideramos que la “temperatura del cielo” es la misma que la temperatura del aire), la radiación del cielo será de 460 Wm⁻², lo cual sugiere un valor de 0,65 para la emitancia atmosférica, ignorando la distribución espectral de la radiación atmosférica. Esta emisión de onda larga es importante de noche, ya que ayuda a evitar el enfriamiento por radiación de la superficie terrestre. Este balance energético ha omitido también el intercambio térmico con los objetos próximos o con el suelo, factores difíciles de generalizar; la mayor parte de los textos que tratan del flujo térmico sólo tienen en cuenta los objetos simétricos, pero no los árboles o chimeneas. Esta simple estructura es susceptible de muchas modificaciones obvias antes de que se convierta en un aparato útil, aunque ciertas adiciones al captador pueden ser no económicas comparadas con los costes energéticos y monetarios de su mejoramiento.

El tiempo de vida, del captador interviene en estas consideraciones, pues es la obtención de energía total del aparato la que debe ser al menos equilibrada con la energía utilizada para su uso.

Consideramos, en primer lugar, la adición de una cubierta transparente, una lámina grande de cristal es cara y frágil, pero la alternativa de un plástico presenta un comportamiento pobre a largo plazo cuando se expone continuamente a la luz ultravioleta [1]. La distancia entre la cubierta y el absorbente debe ser suficiente para dejar espacio a dos películas de aire estancadas y aislantes (en las caras interiores de la cubierta y absorbente). De este modo la cubierta reducirá las pérdidas por convección procedentes del absorbente alcanzando una temperatura de equilibrio entre el absorbente y el aire ambiente.

A menos que el contenido de hierro del vidrio sea importante, éste transmitirá por lo menos el 85% de la energía solar visible para ángulos de incidencia próximos a la normal. La adición de una buena capa antirrefleitora da lugar a una transmitancia del 90% con una pérdida de absorción del 5%.

Si el gradiente de temperatura a través de la placa de vidrio es despreciable comparado con el gradiente a través de las películas de aire estancadas. La nueva temperatura de equilibrio del absorbente será estimada a continuación a partir del esquema de balance energético.

Utilizando un coeficiente lineal de conducción/convección (h) de $5 \text{ Wm}^{-2} \text{ K}^{-1}$ [1].

Para el absorbente, el balance energético por unidad de área (suponiendo que la cubierta es transparente para la mayor parte del espectro solar) es el siguiente:

$$a_A(E_{\text{Incidente}} + \varepsilon_G \sigma T_c^4) = \varepsilon_A \sigma T_A^4 + h(T_A - T_c) \quad (2.2)$$

Energía solar Incidente	Irradiada por la cubierta	Radiación del absorbente	Pérdida por conducción y convección hacia la cubierta
----------------------------	------------------------------	-----------------------------	---

Una ecuación semejante puede escribirse para la cubierta:

$$\alpha_G(\varepsilon_A \sigma T_A^4 + \varepsilon_s \sigma T_o^4) + h(T_A - T_c) = h(T_c - T_o) + \varepsilon_G \sigma T_c^4 + \varepsilon_G \sigma T_c^4 \quad (2.3)$$

Irradiada por el absorbente	Irradiada desde el cielo	Conducción y convección hacia la cubierta	Conducción convección cielo	Radiado hacia el cielo	Radiado hacia el absorbente
--------------------------------	--------------------------------	--	-----------------------------------	------------------------------	--------------------------------

Dónde:

$\alpha_A, \varepsilon_A, T_A$ se refieren al absorbente; suponemos $\alpha_A = \varepsilon_A = 1$; $\alpha_G, \varepsilon_G, T_c$ se refieren a la cubierta; suponemos que, $\alpha_G = \varepsilon_G = 0$ para la radiación

visible; $\alpha\epsilon = \epsilon G = 1$ para el infrarrojo; $\epsilon_s = 0,65$ para una temperatura efectiva del cielo de $T_o = 290$ K.

Es posible simplificar este problema de diversas formas (combinando la emisividad de la cubierta y del absorbente por una emisividad eficaz del captador), sin que las respuestas para T_c y T_A sean afectadas. Partiendo de la ecuación (2.3), sustituyendo los términos en T_A , según la ecuación (2.2), se encuentra un valor para T_c . Si la radiación solar incidentes es de 800 W/m², con las absortancias y emitancias dadas anteriormente, T_c es 344 °K. Aunque no se ha considerado la extracción de calor del absorbente en forma de trabajo útil, el captador debe diseñarse para resistir tal temperatura en caso de que el fluido de trabajo se estanque.

Es razonable una temperatura de la cubierta relativamente alta, superior a la que alcanzan las ventanas de un edificio, debido al calor procedente de la superficie subyacente por radiación (550 W/m²), conducción y convección (240 W/m²). La adición de nuevas láminas de vidrio reduce todavía más las pérdidas por convección, pero cualquier beneficio es, finalmente, limitado por la absortancia del vidrio y por las reflexiones internas entre las placas. Si la cubierta se sitúa muy próxima se calentará considerablemente más que la placa de vidrio en la situación anterior, pues la conducción se incrementa.

Ciertamente, si una lámina de plástico opaco infrarrojo se sitúa sobre una placa ennegrecida, puede destruirse antes de que se alcance la temperatura de equilibrio, pues su conductancia térmica es baja y, sin embargo, está en contacto con una superficie caliente que está irradiando calor. El calor atrapado en una lámina de perspex en contacto con una superficie ennegrecida puede elevar la temperatura del plástico a 447 °K (174 °C) a la luz solar, antes de su destrucción, con una temperatura de estancamiento estimada en más de 500 °K (227 °C). El colector con trampa térmica de perspex puede ser mayor en rendimiento que los más simples diseños de

placa para temperaturas altas del absorbente o bajos niveles de la luz solar, ya que las pérdidas de calor son inferiores y su capacidad térmica es superior.

- **Obtención de temperaturas más elevadas:**

Para obtener temperaturas más elevadas parece lógico eliminar el intercambio por convección natural, entre absorbente y cubierta. Aunque se han sugerido diversas distribuciones de desviación del flujo convectivo y estructuras en forma de panal, éstas pueden incrementar el flujo de conducción desde la placa absorbente y la única forma defectiva de eliminar la convección es eliminar el aire que transporta el calor hacia fuera. El vacío da lugar a un colector frágil si se conserva la estructura de placas planas, ya que el vidrio de la cubierta debe resistir la presión atmosférica. Un colector de vacío más práctico es el formado por un conjunto de tubos de pequeño diámetro, similar en tamaño al de los tubos fluorescentes. Estos colectores solares se han construido para usos industriales utilizando la tecnología existente.

A efectos comparativos, se examina a continuación, las temperaturas del absorbente y la cubierta en una geometría de placas planas al vacío y se observa cómo se alcanzan temperaturas de placa más elevadas. Para el absorbente el balance de energía por unidad de área es como sigue, ya que la cubierta es transparente a la mayor parte de la energía solar incidente:

$$\alpha_A (E + \varepsilon_G \sigma T_C^4) = \varepsilon_A \sigma T_A^4 \quad (2.4)$$

Para la cubierta un balance semejante viene dado por:

$$a_G (\varepsilon_A \sigma T_A^4 + \varepsilon_s \sigma T_o^4) = \varepsilon_G \sigma T_C^4 + \varepsilon_G \sigma T_C^4 + h \quad (2.5)$$

Una potencia incidente solar de 800 W/m² da lugar a una temperatura en la cubierta de 344 °K (71 °C), como antes, pero al sustituir en la ecuación

(2.4) se estima una temperatura de 409 °K (136 °C) en el absorbente. Obsérvese que aunque las pérdidas por conducción/convección se eliminan en el colector, la pérdida por radiación es superior.

Temperaturas todavía superiores pueden conseguirse si el absorbente posee una superficie selectiva. No obstante, aunque se han obtenido superficies con una absortancia solar próxima a 0,9 y una emitancia en el infrarrojo de 0,1 su estabilidad a largo plazo, a las temperaturas de operación, no justifica siempre las técnicas de producción bastante caras. En los simples captadores planos, que como hemos visto pueden perder tanta energía por conducción/convección como por radiación, la ventaja de los absorbentes selectivos es mínima cuando se compara con el incremento de la temperatura real de trabajo.

La temperatura de la cubierta alcanza los 338 °K (65 °C) cuando se utiliza una capa selectiva. En la práctica existen colectores planos con placas absorbentes de aluminio cargadas con un óxido de cromo selectivo; han sido utilizados para elevar la temperatura de una mezcla de agua y anticongelante hasta 383 °K (110 °C) con fines de calefacción para viviendas; algunos diseños con colectores tubulares obtienen temperaturas de estancamiento que se aproximan a los 600 °K (327 °C).

Una característica desafortunada de casi todas las superficies selectivas es que α (visible) tiende a ser menor de 0,9 y aunque ϵ (infrarrojo) puede ser muy bajo, no llega a compensar la incompleta absorción solar al comienzo de la cadena. Sólo a temperaturas del colector muy altas, este comportamiento puede tolerarse. Las relaciones α/ϵ del orden de 12 a 15 citadas previamente correspondían a una capa de silicio de 2 a 5 μm situada sobre un sustrato metálico de alta reflectividad (p. ej., plata) junto con una capa antirreflectora depositada sobre la superficie exterior. Esta combinación absorbente/reflector operará satisfactoriamente a altas temperaturas sin degradarse excesivamente, pero debe protegerse contra las inclemencias

atmosféricas. La radiación solar de longitud de onda inferior a $1,1 \mu\text{m}$ será absorbida en el silicio para generar calor, el cual es transferido al sustrato metálico subyacente. Este metal no perderá el calor rápidamente por radiación, pues se lo impide la alta reflectividad en el infrarrojo de la delgada película metálica superior.

La alta temperatura de operación de este absorbente, podría incrementar la difusión entre el silicio u el acero, pero esto se evita con la capa delgada de óxido de cromo que recubre la superficie del acero, con lo cual se uniforma la dilatación térmica de este metal y evita que se agriete con los ciclos térmicos repetidos. La estabilidad de las capas delgadas metálicas a temperaturas elevadas es un problema real y son bien conocidos los cambios en la estructura de la película. Las reflexiones internas dentro de las capas incrementan la absorción de la radiación solar con un aumento efectivo del espesor del apilamiento, pero pueden dar lugar a pérdidas por interferencia no deseables en el infrarrojo. Una capa de silicio de espesor inferior a 2 a $5 \mu\text{m}$ no mostraría, ciertamente, ninguna de estas antirreflexiones en el infrarrojo y la emisividad sería baja (como es deseable), pero entonces la absorción solar en el silicio sería menos eficaz. Absorbentes más eficaces (es decir, semiconductores de *gap* directo) con bordes de absorción más definidos pueden utilizarse en capas más delgadas; las capas dobles de absorbente semiconductor ofrecen un mejor rendimiento a expensas de una complejidad adicional.

2.2. Extracción de energía del colector.

Para utilizar un captador plano como fuente de energía debe existir: 1), un intercambio térmico entre el absorbente caliente y un líquido que circula a su través, y 2), un tanque de almacenamiento; este intercambio puede activarse con una bomba o realizarse por convección natural (a veces llamado termosifón). (Algunos captadores utilizan un fluido negro que circula por tubos de plástico transparentes a fin de absorber directamente la energía

solar). El camino real del fluido a través del absorbente puede ser en canales abiertos o cerrados, por ejemplo un tubo en forma de serpentín ligado a la placa.

Si se mezclan materiales distintos en un sistema con agua (aluminio y cobre) se presentan problemas de corrosión a causa de la acción electroquímica. Por ello, el uso del cobre en todo el material, a pesar del coste inicial, tiene grandes ventajas, pues se trata de un buen conductor térmico, fácil de trabajar y de doblar y compatible con la fontanería convencional. Los tubos de pequeño diámetro pueden presentar una apreciable caída de presión incluso en cortos recorridos y ello requiere el uso en los tubos de alimentación del captador de una gran bomba de circulación para mantener un flujo uniforme en toda la anchura del captador. También debe evitarse de noche la circulación inversa por convección natural, pues ésta produciría una pérdida de calor del tanque de almacenamiento.

Se han publicado muchos trabajos sobre ensayos comparativos entre captadores planos usados para calefacción doméstica o en condiciones de simulación solar. Se ha encontrado que los captadores con dos cubiertas tienen un rendimiento superior a los de una cubierta, a altas temperaturas, pero si la temperatura es baja se comporta mejor un captador de una sola cubierta, pues con ello se reduce la absorción en la misma. Es siempre importante transmitir la máxima cantidad posible de radiación solar al absorbente.

En general, un rendimiento de extracción del 50% es raro para incrementos de temperatura inferiores a 40°C, pero ésta es sólo una temperatura mínima a efectos domésticos y temperaturas de fluido más altas se alcanzan con alguna pérdida de rendimiento. Los tanques de almacenamiento de agua en los sistemas calentados directamente deben asegurar que el agua caliente entrante no se mezcle con el agua más fría que va a pasar a través del captador solar. Se han ensayado diversas ideas para

proteger las tuberías contra la congelación del agua, incluyendo el vaciado de todo el sistema siempre que las temperaturas desciendan por debajo de 0 °C o la provisión de una línea de expansión. En un circuito *indirecto* el fluido del captador pasa a través de un intercambiador de calor en el depósito de agua caliente y es más simple usar una solución de anticongelante. Quizás esta es la mejor respuesta, a pesar de la pérdida de rendimiento que supone el intercambiador y a pesar del anticongelante que posee menor capacidad calorífica y menor conductividad térmica que el agua pura. Existen instalaciones que utilizan con éxito la calefacción y el almacenamiento del agua en la misma unidad para proporcionar agua caliente durante la noche. Estas unidades simples y eficaces no requieren la misma pericia técnica o los mismos materiales que los captadores planos discutidos anteriormente. (Incluso una bolsa de plástico negro llena de agua y dejada al sol todo el día proporcionaría una cantidad útil de agua caliente). Naturalmente, el diseño de un calentador solar de agua para uso doméstico depende en gran manera de su posición y arquitectura, pues la instalación de calentadores solares en casas ya existentes es cara.

El cálculo de la temperatura de salida del fluido de un captador plano en cualquier serie de condiciones de operación no es fácil. Los valores que dan los fabricantes generalmente son demasiado optimistas y deben corregirse en sus propias hipótesis: es muy corriente dar el valor de rendimiento para una insolación ideal AM1, en lugar de un valor medio anual que sería más realista. En un ciclo indirecto los intercambiadores de calor trabajan más eficazmente con flujos lentos (siempre que no se forme una capa estancada de líquido junto a las paredes e introduzca una resistencia térmica extra), mientras que el propio colector “prefiere” flujos rápidos (que originan un pequeño incremento de temperatura y mantienen bajas las pérdidas térmicas). Entre ambos extremos existe un flujo óptimo para transmitir el calor desde el captador al tanque de almacenamiento. En cierto modo el termosifón es un autorregulador, pues un bajo nivel de insolación producirá automáticamente, una lenta circulación del fluido.

Se supone en primer lugar, que el fluido de salida se encuentra a una temperatura constante igual a la del absorbente. Extraerá una energía por unidad de tiempo P , y se puede plantear una nueva serie de ecuaciones de equilibrio térmico. La temperatura de equilibrio del absorbente será inferior que la del caso aislado, lo cual es equivalente a reducir la insolación incidente. Para una placa absorbente separada de la cubierta de vidrio por un espacio vacío, se cumplirá el equilibrio térmico por unidad de área cuando se extrae el calor.

Para la cubierta, la ecuación (2.5), dada previamente, permanece invariable.

Ahora hay tres incógnitas: T_c , T_A , P , para las cuales existe una cierta temperatura de equilibrio que depende de la energía extraída. Esta temperatura resulta disminuir en forma aproximadamente lineal a medida que P crece. A la inversa, el resultado es más significativo, ya que la distribución de un fluido a alta temperatura da lugar a una baja extracción de potencia (es decir, un rendimiento más bajo en la conversión total), pues las pérdidas son mayores. Así, podemos escribir:

$$P = mc\Delta T \quad (2.6)$$

Dónde:

m es el flujo másico, c el calor específico del fluido y ΔT el incremento de temperatura del fluido a través del captador.

En la práctica de ingeniería térmica es común reducir la ecuación del balance calorífico de un colector plano a una forma lineal, introduciendo todas las pérdidas de energía *no deseables* en un término, el coeficiente de pérdida U_L , y utilizando un “factor de extracción del calor” F_R , para la pérdida de

energía útil. Esta es la llamada ecuación de “Hotel – Whillier – Bliss”. La “ganancia de energía instantánea por unidad de tiempo” y unidad de área es:

$$Q = F_R [Ek\tau \alpha - U_L(T_1 - T_2)] \quad (2.7)$$

Dónde:

k es el factor de sombra y suciedad, τ la transmitancia de la cubierta, α la absorptancia del absorbente y T_1 y T_2 las temperaturas de entrada y salida del fluido en el captador solar plano.

El rendimiento combinado de un captador plano y una máquina térmica es inevitablemente bajo, como puede verse considerando un sistema que opera con un fluido caliente a 473 °K (200 °C) y cede calor a la atmósfera a 323 °K (50°C). El rendimiento de una máquina de Carnot operando entre estos límites es del 32% y una máquina de Rankine no ofrecería más de un tercio de este rendimiento debido a la gran caída de temperatura. Si el captador operase con un rendimiento optimista del 60%, el rendimiento global del colector y la máquina térmica sería del orden del 6%. Además hemos despreciado las pérdidas de calor en el cambiador, el consumo de las bombas y las válvulas de control. Un rendimiento global más realista para la producción de electricidad sería del 3% al 5%, si la turbina y el generador tuvieran, por lo menos, un rendimiento del 90%. En estas condiciones en el Reino Unido una obtención anual eléctrica de $3,6 \cdot 10^6$ GJ* (la de una central térmica de tamaño medio) requeriría más de 1 Km² de captador solar real.

2.3. Modelamiento térmico del sistema.

El modelamiento matemático para el análisis del captador solar plano se lo realiza considerando un estado de cielo isótropo, es decir, que exista la incidencia de la radiación directa, difusa y albedo. Aplicando la primera ley de la termodinámica se tiene la siguiente relación.

Energía útil = Radiación absorbida – Pérdidas térmicas

Para el caso del colector solar plano, el calor útil sería:

$$Q_u = A_c [S - U_L (T_{pm} - T_a)] \quad (2.8)$$

Dónde:

Q_u Calor útil, (W); S Radiación absorbida, (W/m²); A_c Área colectora, (m²);
 U_L Coeficiente global de pérdidas placa ambiente, (W/m²/°K); Temperatura
 media de la placa, (°C); T_a Temperatura ambiente, (°C).

- **Rendimiento de un colector:**

Para calcular la eficiencia de un captador plano se toma en cuenta la relación entre la energía útil para la radiación incidente en un área determinada.

$$\eta = \frac{\int Q_u \cdot dt}{A_c \int G \cdot dt} = \frac{\text{Energía Util}}{\text{Radiación Incidente}} \quad (2.9)$$

- **Hipótesis de modelización del colector plano.**

Es necesario plantearse algunas consideraciones básicas para definir el modelo matemático que describa el comportamiento energético del calentador solar, entre las más importantes se indican las siguientes:

- Régimen permanente, flujos de calor unidimensionales
- Tubos paralelos, caudales de agua uniformes, cabezales sin efecto
- Cubiertas delgadas, no absorbentes, opacas en el infrarrojo
- Gradientes térmicos independientes en direcciones x e y
- Propiedades termofísicas independientes de la temperatura

- **Coefficiente global de pérdidas del colector plano:**

Para calcular el coeficiente global de transferencia de calor es necesario considerar el coeficiente de convección externo, debido a la influencia del aire, para el espacio entre cubierta y placa donde se genera el efecto invernadero, dependiendo de la separación existente entre estas placas puede ocurrir una combinación de convección y conducción, la misma que se estudia con la ecuación de Hollands. A continuación se considera la transferencia de calor por conducción a través del aislamiento térmico y luego por convección por la parte inferior del captador. El análisis general del coeficiente global de transferencia debe involucrar las resistencias térmicas que se indican a continuación.

$$R_1 = \frac{1}{h_{c,c-a} + h_{r,c-a}} \quad (2.10)$$

R_1 incluye los coeficientes de convección y de radiación hacia el ambiente:

$$R_2 = \frac{1}{h_{c,p-c} + h_{r,p-c}} \quad (2.11)$$

R_2 es la resistencia a la transferencia de calor que contiene los coeficientes de convección y radiación entre la cubierta y la placa:

$$R_3 = \frac{1}{h_{c,b-a} + h_{r,b-a}} \quad (2.12)$$

R_3 incluye los coeficientes de convección y radiación respecto a la base inferior del colector y el ambiente.

Para el cálculo de la resistencia a la conducción R_{ais} en la capa aislante, se tiene la siguiente relación:

$$R_{ais} = \frac{e_a}{K_a} \quad (2.13)$$

El coeficiente de convección para el lado de la cubierta se define por U_t

$$U_t = \frac{1}{R_1 + R_2} \quad (2.14)$$

El coeficiente global de transferencia para el lado de la base del captador es U_b :

$$U_b = \frac{1}{R_{ais} + R_3} \quad (2.15)$$

De tal manera que el coeficiente global de transferencia de calor incluye la suma de los coeficientes parciales, tanto para la parte superior como para la parte inferior del captador.

$$U_L = U_t + U_b \quad (2.16)$$

- **Cálculo coeficientes de transferencia por convección:**

$h_{c,c-a}$, $h_{c,b-a}$: Convección forzada flujo externo ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)

Para flujo externo se puede calcular el coeficiente de convección mediante el uso de la ecuación de Watmuff que depende de la velocidad del viento alrededor del captador, la expresión matemática es:

$$h_o = 2.8 + 3V$$

Dónde:

V , velocidad del viento, en m/s; $h_{c,p-c}$, Convección libre flujo interno en cavidad rectangular inclinada.

Según Hollands:

$$Nu = 1 + 1.44 \cdot \left[1 - \frac{1708 \cdot (\sin 1.8\beta)^{1.6}}{Ra \cdot \cos \beta} \right] \cdot \left[1 - \frac{1708}{Ra \cdot \cos \beta} \right]^+ \cdot \left[\left(\frac{Ra \cdot \cos \beta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^+ \quad (2.17)$$

Para calcular el número de Nusselt, con la expresión anterior, es necesario indicar que esta depende del ángulo de inclinación del captador, del coeficiente de expansión volumétrica del aire, temperatura de placa y temperatura de cubierta, separación placa y cubierta, la viscosidad cinemática del aire así como también de la difusividad térmica. Además, es necesario indicar que los términos que contienen el indicador positivo se los debe tomar en valor absoluto. Por lo tanto, el número de Nusselt es:

$$Nu = \frac{h_{c,p-c} L_{p-c}}{k_{aire}} \quad (2.18)$$

En la ecuación de Hollands la designación Ra corresponde al número de Rayleigh que se indica a continuación [8]:

$$Ra = \left(\frac{g \beta_{aire} (T_p - T_c) L_{p-c}^3}{\nu_{aire} \alpha_{aire}} \right) Pr \quad (2.19)$$

- **Coefficientes de transferencia de calor por radiación:**

$h_{r,c-a}$ Coeficiente de transferencia radiante entre cubierta y ambiente; $h_{r,b-a}$ coeficiente de transferencia radiante entre base del colector y ambiente; $h_{r,p-c}$ Coeficiente de transferencia radiante entre placa y cubierta, Pr es el número de Prandtl [9].

$$h_{r,c-a} = 4\sigma T_{m,c-a}^3 \varepsilon_c \quad (2.20)$$

Con la ecuación (2.20) se calcula el coeficiente de transferencia de calor por radiación para la cubierta ambiente. De manera similar, para calcular el coeficiente de radiación base del captador ambiente, se utiliza la ecuación (2.21).

$$h_{r,b-a} = 4\sigma T_{m,b-a}^3 \varepsilon_{bc} \quad (2.21)$$

Existe complejidad en el cálculo de la radiación en la capa de aire donde se produce el efecto invernadero que permite el calentamiento de la placa y de los tubos. Sin embargo, para este caso se puede utilizar la siguiente expresión.

$$h_{r,p-c} = \frac{4\sigma T_{m,p-c}^3}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1} \quad (2.22)$$

- **Temperaturas de referencia para análisis del captador:**

Se utilizan las temperaturas medias existentes entre los diferentes materiales del colector y el ambiente externo.

$$T_{m,c-a} = \frac{T_c + T_a}{2} \quad (2.23)$$

$$T_{m,p-c} = \frac{T_p + T_c}{2} \quad (2.24)$$

$$T_{m,b-a} = \frac{T_b + T_a}{2} \quad (2.25)$$

- **Comportamiento óptico de cubiertas**

Reflectividad de la cubierta:

$$\rho = r + \frac{(1-r)^2 \tau_a^2 r}{1-(\tau_a r)^2} = r(1 + \tau_a \tau) \quad (2.26)$$

Transmitancia de la cubierta:

$$\tau = \frac{\tau_a(1-r)^2}{1-(\tau_a r)^2} = \tau_a \frac{1-r}{1+r} \left(\frac{1-r^2}{1-(\tau_a r)^2} \right) \approx \tau_a \tau_r \quad (2.27)$$

Absortancia de la placa negra:

$$\alpha = \frac{(1-r)(1-\tau_a)}{1-\tau_a r} \approx 1 - \tau_a \quad (2.28)$$

- **Comportamiento óptico conjunto Cubierta – Placa.**

En la práctica se supone cubierta no absorbente con:

$$(\tau\alpha)_e = 1.01 \cdot (\tau\alpha) \approx 1.02 \cdot \tau \cdot \alpha \quad (2.29)$$

Expresión completa para S (con modelo de cielo isótropo) [10]; [11]

$$S = I_b R_b (\tau\alpha)_b + I_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) (\tau\alpha)_d + (I_b + I_d) \rho_g \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) (\tau\alpha)_g \quad (2.30)$$

- **Comportamiento térmico placa absorbente:**

Análisis como aleta unidimensional

- **Balance energético de un elemento diferencial de aleta**

$$S \cdot \Delta x - U_L \cdot \Delta x \cdot (T - T_a) + \left(-k\delta \frac{dT}{dx} \Big|_x \right) - \left(-k\delta \frac{dT}{dx} \Big|_{x+\Delta x} \right) = 0 \quad (2.31)$$

En el límite cuando Δx tiende a cero:

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = \frac{U_L}{k\delta} \left(T - T_a - \frac{S}{U_L} \right) \quad c. c.: x = 0 \quad \rightarrow \frac{dT}{dx} = 0 \quad (2.32)$$

Perfil de temperatura en la placa: $x = \frac{W-D}{2} \rightarrow T = T_b$

$$\frac{T - T_a - S/U_L}{T_b - T_a - S/U_L} = \frac{\cosh mx}{\cosh m \frac{(W-D)}{2}} \quad m = \sqrt{\frac{U_L}{k\delta}}$$

Flujo conductivo hacia el tubo desde las placas:

$$q_{placas} = 2 \cdot \left(-k\delta \frac{dT}{dx} \Big|_{x=(W-D)/2} \right) = (W-D)[S - U_L(T_b - T_a)]F \quad (2.33)$$

Factor de eficiencia de aleta: fracción de energía térmica transferida por la placa al tubo.

$$F = \frac{\tanh\left(m \frac{W-D}{2}\right)}{m \frac{W-D}{2}} \quad (2.34)$$

Flujo neto recibido por la parte de placa sobre el tubo:

$$q_{tubo} = D[S - U_L(T_b - T_a)]$$

Flujo de calor útil sobre el tubo ($q_u = q_{placas} + q_{tubo}$):

$$q_u = [(W-D)F + D][S - U_L(T_b - T_a)]$$

Modelización transferencia placa – fluido:

$$q_u = \frac{T_b - T_f}{\frac{1}{h_{fi}\pi D_i} + R_{union}} \quad \left(1/R_{union} > 30 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)$$

Eliminando T_b : $q_u = WF'[S - U_L(T_f - T_a)]$

F': Factor de eficiencia del colector: ganancia energética del CSP (Colector Solar Plano).

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{W \left[\frac{1}{U_L[D + (W - D)F]} + R_{union} + \frac{1}{h_{fi}\pi D_i} \right]} \quad (2.35)$$

Interpretaciones físicas de F':

- Cociente entre la energía útil captada por el colector y la que captaría si la placa absorbente estuviera a la temperatura del fluido.
- Resistencia térmica placa – ambiente dividida por la resistencia térmica fluido – ambiente.

Dependencia funcional de F':

F' depende de la geometría del colector y del caudal másico de fluido. La dependencia con la temperatura es escasa.

Factor de evacuación de calor del colector (F_R): fracción de energía térmica que absorbe el agua:

$$F_R = \frac{\text{calor util captado por el fluido}}{\text{calor util captado con la placa a } T_{fi}} = \frac{\dot{m}C_p(T_{fo} - T_{fi})}{A_c[S - U_L(T_{fi} - T_a)]}$$

$$F_R = \frac{\dot{m}C_p}{A_c U_L} \left[1 - \exp\left(-\frac{U_L A_c F'}{\dot{m}C_p}\right) \right] \quad (2.36)$$

Factor de flujo del colector (F''):

$$F'' = \frac{F_R}{F'} = \Omega \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{1}{\Omega}\right) \right]$$

$$\Omega = \frac{\dot{m}C_p}{A_c U_L F'} \quad (\text{Capacidad termica adimensional del colector}).$$

Expresión del calor útil del colector en función del factor F_R [12]; [13]

$$Q_u = A_c F_R [S - U_L (T_{fi} - T_a)] \quad (2.37)$$

- **Temperaturas medias del fluido y de placa:**

Temperatura media del Fluido (T_{fm}):

$$T_{fm} = \frac{1}{L} \int_0^L T_f(y) \cdot dy$$

Realizando la integración:

$$T_{fm} = T_{fi} + \frac{Q_u}{F_R U_L A_c} (1 - F'')$$

Temperatura media de la placa (T_{pm}):

$$Q_u = A_c [S - U_L (T_{pm} - T_a)]$$

$$Q_u = A_c F_R [S - U_L (T_{fi} - T_a)]$$

Reemplazando en las dos expresiones anteriores:

$$T_{pm} = T_{fi} + \frac{Q_u}{F_R U_L A_c} (1 - F_R) \quad (2.38)$$

Utilidad cálculo temperaturas medias: Obtención de temperaturas de referencia para propiedades fluidas en el cálculo de los diversos coeficientes (h_f , U_L , F , F' , F_R , entre otras).

2.4. Convección natural en espacios cilíndricos cerrados.

La convección libre es influenciada por otras superficies u objetos próximos a la superficie que genera corrientes de convección. Dos casos de ocurrencia frecuente son las capas de fluido horizontales y verticales. En ambos casos se define un coeficiente promedio de transferencia de calor h mediante:

$$q = \bar{h}A(T_1 - T_2) \quad (2.39)$$

Dónde:

T_1 y T_2 son las temperaturas de las superficies opuestas, cada una de las cuales tiene un área A . Las propiedades del fluido se evalúan a la temperatura media aritmética de las dos temperaturas superficiales. L. B. Evans y N. E. Stefany demostraron que el calentamiento o enfriamiento inestable por convección libre en espacios cilíndricos cerrados, horizontales o verticales, se correlaciona mediante.

$$\overline{Nu_D} \equiv \frac{\bar{h}D}{k} = (0.55)(Gr_L Pr)^{1/4} \quad 0.75 < L/D < 2.0 \quad (2.40)$$

Dónde:

Gr_L , el número de Grashof se forma con la longitud del cilindro y las propiedades del fluido se evalúan a la temperatura de película:

2.5. Circulación de un fluido por termosifón.

El Termosifón es el proceso físico de la convección natural, en el cual el calor es removido por un fluido que se encuentra en un plano específico, hacia otro (Japikse, 1973). Esto depende de la diferencia de densidades. Un fluido más denso se ubica en el fondo del recipiente, mientras un fluido caliente que tiene menor densidad, se ubica en la parte superior, de acuerdo a lo que se puede observar en la Figura 1.

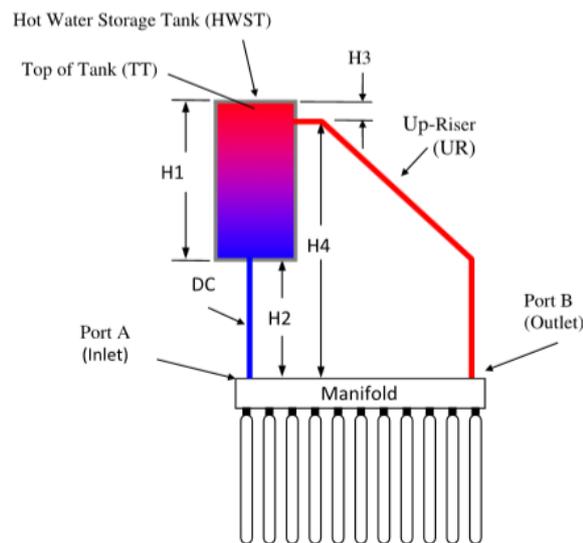


Figura 1 Diagrama del efecto termosifón en el recipiente de ACS

CAPITULO III

MODELAMIENTO MATEMÁTICO

3.1. Análisis de la radiación para cielo isótropo.

Este tipo de radiación es la suma de tres componentes: radiación directa, aquella que atraviesa la capa atmosférica en horas de insolación máxima, a partir de los 250 W/m², es decir cuando hay luz brillante, y baja nubosidad. La radiación difusa, que proviene de la bóveda celeste, es decir de las nubes, y la reflejada, que es emitida por el suelo, edificaciones, arboles, montañas, con longitud de onda larga superior a 3μm. Ahora bien, se considera cielo isótropo cuando la radiación que ingresa al sistema de captación se lo considera uniforme. Una expresión completa para la irradiancia S, medida en W/m², se la puede observar en la siguiente expresión matemática.

$$S = \underbrace{I_b R_b (\tau\alpha)_b}_{\text{dir}} + \underbrace{I_d \left(\frac{1+\cos\beta}{2}\right) (\tau\alpha)_d}_{\text{Difusa}} + \underbrace{(I_b + I_d)\rho_d \left(\frac{1-\cos\beta}{2}\right) (\tau\alpha)_g}_{\text{Difusa reflejada}}$$

Dónde:

El primer componente de la ecuación se obtiene multiplicando la radiación directa I_b con el factor de corrección de la radiación sobre superficie horizontal para superficie inclinada, R_b ; el factor $(\tau\alpha)_b$ comprende las propiedades ópticas de la cubierta y de la placa, siendo τ la transmitancia del vidrio; α absorptancia de la placa negra, estas dos propiedades deben ser determinadas en función de la longitud de onda de la radiación. Por otra parte, para el caso de la radiación difusa I_d , debe ser multiplicada por la expresión trigonométrica que incluye el ángulo de inclinación β ; en cuanto al albedo o radiación reflejada del suelo es la suma de I_b con I_d ,

3.2. Comportamiento óptico placa – cubierta.

En el análisis de colectores planos, es necesario conocer las propiedades ópticas de los materiales: siendo el producto transmitancia por la absorptancia ($\tau\alpha$): Concepto típico en colectores planos. La radiación absorbida (S) por la placa es ($\tau\alpha$) veces la radiación incidente (I).

ρ_d : Reflectividad de la cubierta ante radiación difusa

$\rho_d = \rho(60^\circ)$ aprox.

$$(\tau\alpha) = \tau \cdot \alpha \cdot (1 + (1 - \alpha)\rho_d + (1 - \alpha)^2\rho_d^2 + \dots) = \frac{\tau \cdot \alpha}{1 - (1 - \alpha)\rho_d}$$

Placa muy absorbente $\Rightarrow \alpha \rightarrow 1 \Rightarrow (\tau\alpha) \rightarrow \tau \cdot \alpha$

En la práctica $(\tau\alpha) \approx 1.01 \cdot \tau \cdot \alpha$

En la práctica se supone cubierta no absorbente con

$$(\tau\alpha)_e = 1.01 \cdot (\tau\alpha) \approx 1.02 \cdot \tau \cdot \alpha$$

3.3. Análisis del fluido térmico por convección natural.

La convección natural o libre, en la cual el fluido se mueve bajo la influencia de las fuerzas de empuje orientadas por los cambios de densidad.

En la convección natural la velocidad es cero en el cuerpo caliente (no hay deslizamiento en el límite), aumenta rápidamente en una delgada capa límite, adyacente al cuerpo, y nuevamente vuelve a ser cero lejos del cuerpo.

En la práctica, la convección natural y la convección forzada suelen ocurrir simultáneamente. El análisis de un caso específico debe determinarse por el mecanismo predominante.

Si la convección libre y la convección forzada tienen aproximadamente la misma importancia, ambos mecanismos deben tenerse en cuenta en el análisis.

Para relacionar ρ , en el miembro derecho de (3.1) con la temperatura, se incluye el coeficiente de expansión volumétrica expresado a través de la capa límite:

$$\beta \approx \frac{1}{v_\infty} \left(\frac{v - v_\infty}{T - T_\infty} \right) = \rho_\infty \left(\frac{1/\rho - 1/\rho_\infty}{T - T_\infty} \right) \quad (3.1)$$

Ó

$$\rho_\infty - \rho \approx \rho \beta (T - T_\infty) \quad (3.2)$$

Las propiedades de evalúan a la temperatura de referencia

$$T_{ref} = T_s + (0.38)(T_s - T_\infty) \quad (3.3)$$

- **Correlaciones empíricas - superficies isotérmicas:**

En la sección anterior hemos visto que el número de Nusselt para convección libre es una función de los números de Grashof y de Prandtl. Se han correlacionados bastante diferentes datos de ingeniería, tanto para flujo laminar como turbulento, en una sola ecuación, para muchas configuraciones geométricas simples,

$$\frac{\bar{h}L}{k} = \overline{Nu} = C (Gr_L Pr)^a \quad (3.4)$$

Dónde:

L , longitud característica de la configuración. Como una regla empírica, el exponente es generalmente $1/4$ para flujo laminar y $1/3$ para flujo turbulento. Todas las propiedades del fluido se evalúan a la temperatura media de película, $T_f = (T_s - T_\infty)/2$.

Las constantes utilizadas para configuraciones geométricas corrientes. Las longitudes características L_v y L_h en la tabla se refieren a las dimensiones verticales y horizontales, respectivamente. Cilindros "grandes" son aquellos cuyos radios son grandes comparados con el espesor de la capa límite δ . Los valores citados para placas horizontales son para configuración cuadrada; sin embargo, son suficientemente exactos para utilizarlos en cálculos de ingeniería, con placas rectangulares, cuando la relación entre longitud y anchura es baja. Para discos horizontales de diámetro D se pueden utilizar las constantes dadas para placas horizontales, tomando $L = (0.9) D$.

- **Convección libre en espacios cerrados.**

La convección libre es influenciada por otras superficies u objetos próximos a la superficie que genera las corrientes de convección. Dos casos de ocurrencia frecuente son las capas de fluido, horizontales y verticales.

En ambos casos se define un coeficiente promedio de transferencia de calor h mediante:

$$q = \bar{h}A(T_1 - T_2) \quad (3.5)$$

Dónde:

T_1 y T_2 , temperaturas de las superficies opuestas, cada una de las cuales tiene un área A. Las propiedades del fluido se evalúan a la temperatura media aritmética de las dos temperaturas superficiales, $(T_1 + T_2)/2$ y la longitud característica en el número de Grashof es la diferencia entre las superficies, b; es decir, si $T_1 > T_2$,

$$Gr_b \equiv \frac{g\beta (T_1 - T_2)b^3}{\nu^2} \quad (3.6)$$

- **Capas horizontales de líquido – paredes isotérmicas**

S. Globe y D. Dropkin recomendaron la siguiente correlación para mercurio, agua y aceites de silicón, en el intervalo $0.02 < Pr < 8750$:

$$\overline{Nu}_b = (0.069)Gr_b^{1/3}Pr^{0.407} \quad 3 \times 10^5 < Gr_b Pr < 7 \times 10^9 \quad (3.7)$$

Las propiedades del fluido se evalúan a la temperatura promedio de las dos temperaturas superficiales.

- **Espacios cerrados verticales.**

Los efectos de la geometría son más complicados en los espacios verticales que en las capas horizontales.

Es importante la altura de las placas L, el espaciamento b, y el número de Rayleigh, $Ra_b = Gr_b Pr$. P. K. MacGregor y A. F. Emery caracterizan el comportamiento del flujo en este régimen.

- **Capas verticales de líquido – flujo constante de calor.**

Los coeficientes de transferencia de calor para una serie de líquidos encerrados en espacios verticales y sometidos a flujos constantes de calor, están dados por las siguientes relaciones:

$$\overline{Nu}_b = (0.42)(Gr_b Pr)^{1/4} Pr^{0.012} \left(\frac{L}{b}\right)^{-0.30} \quad (3.8)$$

Para:

$$10^4 < Gr_b Pr < 10^7 \quad 1 < Pr < 2 \times 10^4 \quad 10 < L/b < 40$$

$$\overline{Nu}_b = (0.046)(Gr_b Pr)^{1/3} \quad (3.9)$$

Para:

$$10^6 < Gr_b Pr < 10^9 \quad 1 < Pr < 20 \quad 1 < L/b < 40$$

L.B. Evans y N.E. Stefany demostraron que el calentamiento o enfriamiento inestables por convección libre en espacios cilíndricos cerrados, horizontales o verticales, se correlacionan mediante:

$$\overline{Nu}_b \equiv \frac{\bar{h}D}{k} = (0.55)(Gr_L Pr)^{1/4} \quad 0.75 < L/D < 2.0 \quad (3.10)$$

Donde el número de Grashof se forma con la longitud del cilindro y las propiedades del fluido se evalúan a $F_f = (T_s - T_\infty)/2$.

3.4. Ganancia de energía instantánea mediante el método de “Hotel-Whillier- Bliss”.

Para determinar la ganancia de energía instantánea por unidad de tiempo y unidad de área, se utiliza la siguiente ecuación (Wilson J., 1982)

$$Q_{util} = A_c F_R [E(\tau\alpha)k - U_L(T_2 - T_1)] \quad (3.11)$$

Dónde:

Q_{util} , calor útil necesario para calentar el agua, en W; F_R factor de remoción del calor; E irradiancia solar incidente en la tubería de polietileno, en W/m^2 ; τ transmitancia de la cubierta de PET; $\alpha_{polietileno}$ absorptancia de la tubería de polietileno; k factor de sombra y suciedad; U_L coeficiente global de transferencia de calor, en $W/m^2 \text{ } ^\circ C$; T_1 y T_2 temperaturas de entrada y salida del agua del calentador solar en espiral, A_c área total de la espiral.

CAPITULO IV

DESARROLLO EXPERIMENTAL

4.1. Implementación del equipo.

4.1.1. Colector solar plano y acumulador.

Para el dimensionamiento del colector solar plano, [16], [17] se han utilizado criterios establecidos Código Técnico de la Edificación [18], que es una normativa española, orientada a la implementación de sistemas de agua caliente sanitaria. Para el desarrollo de este prototipo se toma en cuenta los siguientes aspectos: tubos del colector con diámetro interior de 12,7 mm., separados entre ellos 100mm., el número total de tubos 6.

La placa absorbidora se fabrica en material aluminio de espesor 1mm., en la cual se elaboran canales tipo U, con el propósito de aumentar el área de transferencia de calor entre el tubo y la placa. Este material se pinta de color negro mate con el propósito de conseguir una absorptancia α que va de 0,9 a 0,95 (Almanza, Ingeniería de la Energía Solar, p. 92). Es necesario indicar que para el caso de la cubierta transparente se debe utilizar vidrio templado con espesor de 4mm. a fin de incrementar la vida útil de este componente, en vista que está sometido constantemente a tensiones térmicas. Durante el día puede alcanzar temperaturas de 70°C (Wilson, Energía Solar, pág. 108).

Además, se recomienda que la transmisividad τ sea superior al 90% para que el vidrio permita pasar la radiación de onda corta inferior a 3 μ m. El área del colector solar plano es de 0,58m² con un ángulo de inclinación de 20°, recomendado para captadores que se instalan de acuerdo con la latitud del sitio y la posibilidad de limpieza. El acumulador es de 20 litros en material polietileno, se coloca en posición vertical para aprovechar la columna de agua

y de esta manera iniciar el flujo de agua por efecto de la gravedad. A continuación en la figura 2 se puede observar el equipo de calentamiento con energía solar. Las aplicaciones de energía solar tienen relación con su temperatura de allí que, Baja temperatura inferior a 100 °C, media de 100 °C a 400 °C, y alta temperatura superior a 400 °C. [19]



a) Vista frontal del colector



b) Vista lateral del colector

Figura 2 Colector solar plano con acumulador vertical

4.1.2. Instrumentos de medición.

Para analizar el comportamiento energético del colector solar plano de tubos de cobre y el acumulador de agua caliente, se seleccionan los siguientes instrumentos de medición:

- Piranómetro para medición de la irradiancia global.
- Higrotermómetro para medir temperatura ambiente y humedad relativa.
- Termómetros Wika para la medición de temperatura en tres puntos distintos del acumulador.
- Medidor de temperatura tipo laser para medir temperatura superficial.
- Anemómetro, que permite medir la velocidad del viento.

A continuación en el cuadro 2, se puede observar una representación de estos instrumentos.

Cuadro 2

Características de los instrumentos de medición.

EQUIPO	CARACTERÍSTICAS
<p style="text-align: center;">Termómetro láser</p> 	<ul style="list-style-type: none"> - Termómetro infrarrojo para altas temperaturas con puntero laser. Marca: Extech Instruments; modelo: 42545. - Termómetro laser escala - 50 a 1000°C - - Precisión \pm (2% de la lectura + 9°F/4°C) <30°F / - 1°C); \pm (2% de la lectura + 4°F/2°C) 30°F to 800°F (- 1°C a 426°C)
<p style="text-align: center;">Termómetro láser</p> 	<ul style="list-style-type: none"> - Memoria: 2000 valores - Rango velocidad del aire: 0.0 a 45 m/s - Rango del caudal volumétrico: 999900 m³/min - Rango de temperatura: 0 a 45 °C
<p style="text-align: center;">Higrotermómetro</p> 	<ul style="list-style-type: none"> - Humedad relativa del 0 al 100% - Temperatura de 0 a 100 °C <p style="text-align: right;">Continúa </p>

Pirómetro de célula calibrada



- Este instrumento mide la radiación solar global en un rango de 0 a 1000 W/m^2 . Utiliza una célula fotovoltaica y a partir de la variación directamente proporcional entre la irradiancia y el amperaje, se determina el valor de radiación.

Termómetros de carátula



- Termómetros de carátula colocados en la parte superior y media del recipiente de acumulación de agua.
- El rango de medición de temperatura es de 0 a 100°C.
- Están ubicados en la zona más caliente del tanque.



- Termómetro de carátula marca Wika de 0 a 100°C, ubicado en la parte inferior del tanque, permite leer las lecturas de temperaturas más bajas por efectos de la estratificación del líquido.

4.2. Determinación de la radiación incidente sobre el captador.

Para la estimación de la radiación solar local sobre la ESPE se utilizan los datos de satélite de la nasa, el método de Page y la medición en campo. A continuación se describen cada uno de ellos.

4.2.1. Datos de la radiación solar de la NASA.

Tabla 1
Datos de radiación solar de la NASA

Month	Air temperature	Relative humidity	Daily solar radiation - horizontal	Atmospheric pressure	Wind speed	Earth temperature
	°C	%	kWh/m ² /d	kPa	m/s	°C
January	20.4	74.6%	3.86	88.3	1.4	21.4
February	20.2	76.7%	3.66	88.3	1.3	21.2
March	20.6	74.1%	3.64	88.3	1.4	21.6
April	20.3	73.5%	3.71	88.3	1.4	21.3
May	20.3	67.0%	3.75	88.4	1.6	21.2
June	19.8	63.2%	3.76	88.5	2.0	20.5
July	19.8	54.6%	3.82	88.5	2.1	20.6
August	20.7	48.6%	4.04	88.5	2.1	21.7
September	21.8	48.5%	4.11	88.4	1.9	23.1
October	22.4	52.3%	4.11	88.3	1.6	23.9
November	21.6	63.5%	4.15	88.2	1.6	23.1
December	20.6	73.6%	3.95	88.2	1.6	21.7
Annual	20.7	64.2%	3.88	88.4	1.7	21.8

Fuente: (NASA, 2015)

Para obtener los datos de radiación solar local, de la NASA, para el caso de la ESPE la latitud es de $-0,33^\circ$ y la longitud -78° . Con estos valores se obtiene que la radiación promedio anual es de $3,88 \text{ kWh/m}^2\text{día}$. Mientras que el mes peor corresponde a marzo.

4.2.2. Método de Page.

Este método sigue el siguiente procedimiento: se determina la radiación extraterrestre sobre superficie horizontal: poner la tabla mes a mes con H_0 y determinar mes peor.

Tabla 2
Datos de radiación por el método de Page

Meses	Radiación total [w-h/m ²]	NASA [w-h/m ²]	DIFERENCIA [w-h/m ²]
Enero	4338	3860	478
Febrero	4477	3660	817
Marzo	4520	3640	880
Abril	4382	3710	672
Mayo	4141	3750	391
Junio	3989	3760	229
Julio	4044	3820	224
Agosto	4256	4040	216
Septiembre	4441	4110	331
Octubre	4460	4110	350
Noviembre	4351	4150	201
Diciembre	4274	3950	324
Promedio	4306	3880	426

4.2.3. Medición de la Radiación solar.

Los ensayos de la medición de la radiación solar local se realizaron en los meses de septiembre a noviembre de 2013, donde los promedios obtenidos se presentan en la tabla 3.

Tabla 3
Media mensual de la radiación solar local

MES	DATOS CLIMÁTICOS			RADIACIÓN SOLAR	
	Ta (°C)	HR (%)	Vw (m/s)	Ig (W/m ²)	La (W/m ²)
SEPTIEMBRE	22,36	41,56	0,30	474,31	118,48
OCTUBRE	20,78	54,07	0,23	523,26	122,33
NOVIEMBRE	20,15	55,20	0,22	542,30	128,81
PROMEDIO TRIMESTRAL	21,10	50,27	0,25	513,29	123,21

De acuerdo con los datos anteriores se obtiene que la radiación promedio mensual es de 513,29 W/m²

4.3. Análisis de flujos y temperaturas de proceso.

En los ensayos del colector solar plano que funciona por el efecto termosifón se pudo determinar que la velocidad de ascenso del agua del colector solar plano hacia el acumulador es de 0,05 m/s. Esta velocidad es baja si se le compara con las velocidades del agua cuando se utiliza convección forzada mediante el bombeo convencional o con paneles fotovoltaicos. En estos últimos de acuerdo con el CTE (Código Técnico de la Edificación), se recomienda que la velocidad máxima se encuentre en el rango de 2 a 3 m/s.

Por otra parte, de acuerdo con (Kern, Procesos de transferencia de calor), la velocidad mínima del agua no debe ser inferior a 1 m/s debido a que a muy baja velocidad la presencia de incrustaciones de cal es notoria en el interior de las tuberías. Así como también puede haber un incremento de sedimentos. En cuanto a las temperaturas de proceso se ha determinado que en la parte superior del acumulador el agua alcanza temperaturas sobre los 55°C, durante todo un día de calentamiento con buena insolación es decir libre de nubosidad.

En condiciones climáticas adversas este calentador puede suministrar el agua a temperaturas de 32°C. Sin embargo, es necesario indicar de la temperatura de confort del agua caliente para duchas en colectores planos es de 42°C, mientras que para el caso de calentamiento de grandes volúmenes de agua como las piscinas la temperatura tolerable para el ser humano es de 28°C. Es decir, este captador puede abastecer de agua caliente de manera continua.

4.4. Toma de datos y análisis estadístico.

Tabla 4
Datos en media diaria mensual para septiembre

Día	DATOS CLIMÁTICOS			COLECTOR		ACUMULADOR			RADIACIÓN SOLAR		EFICIENCIA	
	Ta (°C)	HR (%)	Vw (m/s)	T1 (°C)	T2 (°C)	TFA (°C)	TMA (°C)	TSA (°C)	Ig (W/m ²)	Ia (W/m ²)	η	((T2-T1)*U)/Ig)
12	21,61	52,52	0,42	32,16	39,67	27,00	34,63	39,33	410,96	177,63	0,44	0,20
15	22,81	43,79	0,49	31,74	40,37	26,48	33,41	38,62	239,72	95,17	0,35	0,29
16	21,58	38,76	0,51	32,92	41,79	26,76	35,07	40,83	331,38	94,17	0,41	0,23
17	20,78	44,60	0,32	30,18	37,12	21,08	27,32	32,48	292,96	95,32	0,44	0,20
18	20,42	53,86	0,22	29,77	34,77	20,34	28,00	33,66	288,38	106,09	0,49	0,14
19	19,97	50,97	0,25	25,68	30,76	17,66	20,41	25,69	213,55	77,41	0,45	0,17
20	20,99	36,28	0,27	28,49	32,29	17,32	20,76	26,84	237,92	91,48	0,54	0,12
21	23,56	28,69	0,21	37,28	46,28	28,72	40,59	45,79	784,76	166,55	0,54	0,09
22	24,67	25,79	0,30	37,04	45,59	29,28	41,07	46,07	668,00	131,59	0,53	0,10
23	25,31	30,52	0,38	34,84	41,44	27,21	36,34	41,34	639,66	128,34	0,53	0,10
24	22,97	35,48	0,22	29,01	33,27	19,45	24,07	29,10	349,21	91,17	0,53	0,10
25	25,64	29,69	0,33	38,63	46,08	28,93	39,76	44,66	757,66	147,55	0,55	0,08
26	25,13	31,59	0,34	34,48	41,58	26,90	36,00	41,14	656,38	133,48	0,52	0,11
27	22,77	43,92	0,24	33,00	39,10	24,36	32,96	38,32	584,76	123,76	0,53	0,10
28	20,73	49,56	0,15	28,82	34,79	16,56	22,28	29,56	611,11	133,00	0,55	0,08
29	20,61	52,69	0,21	26,19	30,16	16,90	20,72	26,55	442,79	96,93	0,55	0,08
30	20,63	57,75	0,17	28,75	34,47	19,04	26,58	32,17	554,08	124,58	0,52	0,09
PROMEDIO	22,36	41,56	0,30	31,70	38,21	23,18	30,59	36,01	474,31	118,48	0,50	0,13

De acuerdo con la tabla 4. Las temperaturas promedio de entrada y salida del colector son 31,70°C y 38,21°C, producen un ΔT de 6,51°C. En el acumulador vertical se consigue un ΔT de 12,83°C, entre la parte superior e inferior del recipiente de agua. La irradiancia global Ig para el mes de septiembre en promedio es de 474,31W/m². En cuanto a la eficiencia del sistema de calentamiento solar se obtiene el 50% de rendimiento.

A continuación se realizan las gráficas para los parámetros más importantes.

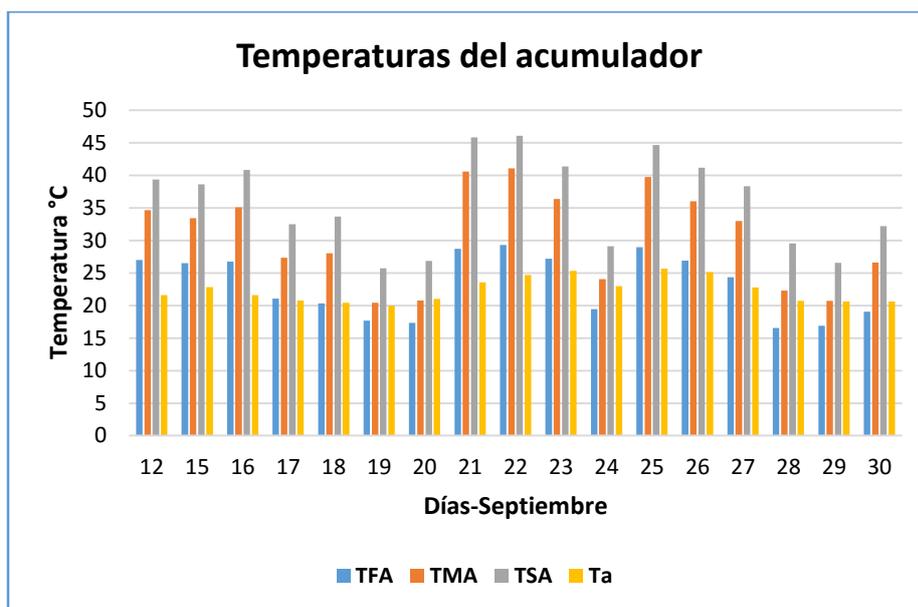


Figura 3 Temperaturas del acumulador de agua caliente.

De acuerdo con la figura 3, TFA es la temperatura del fondo del acumulador, TMA temperatura en la parte central del recipiente, TSA temperatura en la superficie libre de líquido, Ta temperatura del ambiente. En cuanto a la temperatura superior se consiguen datos que sobrepasan los 45°C en los días 21 y 22 de septiembre. Mientras que, la temperatura del ambiente tiende a ser una variable de poca variación, la mínima es de 17°C y la máxima de 28°C. Existe una considerable fluctuación en el campo de temperaturas correspondientes a TSA y TMA, las cuales corresponden a los puntos calientes del recipiente de acumulación.

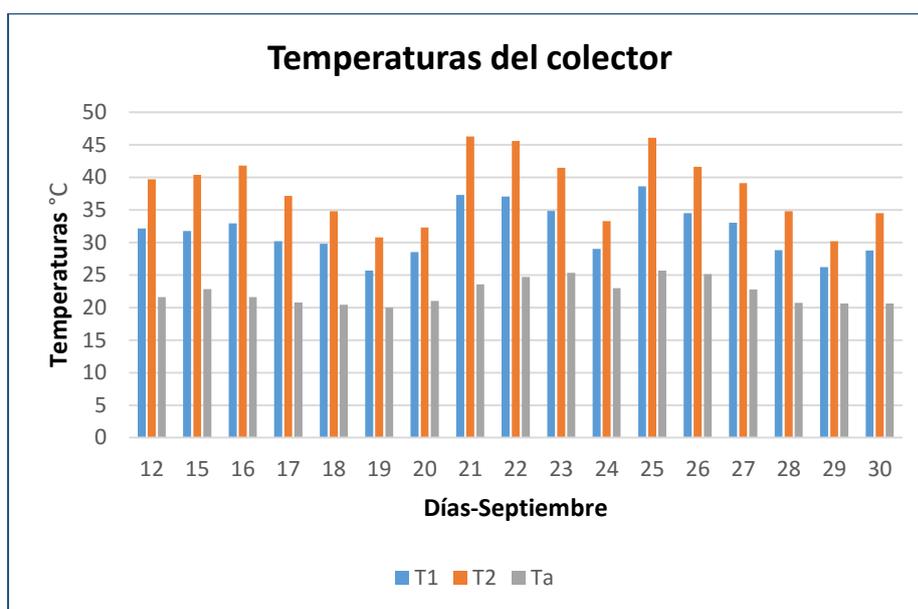


Figura 4 Temperaturas del colector solar plano.

En la figura 4, T1 y T2 corresponden a las temperaturas de entrada y salida del colector mientras que Ta es la temperatura ambiente. El valor máximo de T2 ocurre el 25 de septiembre, esto demuestra que en esa fecha ha existido una mayor cantidad de radiación solar.

Tabla 5
Datos en media diaria mensual para octubre

Día	DATOS CLIMÁTICOS			COLECTOR			ACUMULADOR			RADIACIÓN SOLAR		EFICIENCIA	
	Ta (°C)	HR (%)	Vw (m/s)	T1 (°C)	T2 (°C)	TFA (°C)	TMA (°C)	TSA (°C)	Ig (W/m ²)	Ia (W/m ²)	η	$\frac{(T2-T1)U}{I_g}$	
1	21,33	50,66	0,22	33,34	41,10	23,93	34,00	39,97	798,28	161,83	0,56	0,07	
2	22,23	50,72	0,24	33,36	39,47	23,08	31,76	37,36	703,16	159,76	0,54	0,08	
3	20,97	53,08	0,13	28,60	33,52	18,84	23,96	29,72	463,32	118,96	0,53	0,10	
4	20,86	52,56	0,17	29,02	32,88	17,60	23,96	29,60	398,28	109,92	0,52	0,11	
5	21,44	45,86	0,20	28,84	35,35	22,86	28,43	32,82	400,11	117,79	0,47	0,17	
6	23,36	37,68	0,34	32,45	39,15	25,04	33,71	38,61	602,86	143,93	0,52	0,11	
7	22,88	34,32	0,31	33,77	42,33	25,36	36,00	41,11	611,82	138,68	0,52	0,11	
8	22,92	34,16	0,16	34,25	41,19	23,68	33,88	39,48	670,08	159,40	0,54	0,09	
9	23,77	35,62	0,20	32,46	39,99	25,48	34,41	39,76	574,93	129,55	0,44	0,11	
10	21,27	48,80	0,40	27,47	32,37	19,56	24,84	30,20	401,16	104,00	0,53	0,10	
11	21,39	51,54	0,21	31,83	38,45	23,71	33,39	37,96	607,86	136,18	0,51	0,12	
12	20,00	56,65	0,05	23,87	27,80	14,91	16,74	22,00	249,48	48,57	0,50	0,14	
13	20,43	58,19	0,19	27,08	30,32	18,96	26,19	30,81	397,31	70,31	0,53	0,10	
14	18,41	70,62	0,22	22,78	26,43	14,27	17,23	23,08	311,73	77,92	0,52	0,11	
15	18,81	68,66	0,10	23,29	27,08	14,52	16,55	22,41	308,66	79,07	0,54	0,09	

Continúa ➔

16	16,77	69,30	0,10	21,00	23,68	11,83	12,52	18,30	311,65	85,87	0,52	0,09
17	18,43	63,47	0,25	27,03	30,59	15,84	22,11	29,00	685,11	143,58	0,58	0,05
19	24,13	30,96	0,31	32,05	38,25	25,61	34,54	39,46	550,86	110,36	0,48	0,13
20	21,07	54,03	0,27	30,99	36,12	23,38	32,55	37,41	587,97	120,52	0,55	0,08
21	20,65	52,43	0,16	24,02	31,35	20,50	22,07	31,10	601,07	139,80	0,54	0,09
22	18,97	63,20	0,61	22,42	26,79	14,92	16,68	23,08	487,52	121,60	0,56	0,07
23	20,91	59,64	0,28	27,18	32,10	20,84	27,88	33,20	565,04	126,68	0,55	0,08
24	19,76	63,83	0,22	27,59	32,08	19,04	25,71	31,88	758,08	145,21	0,58	0,05
25	21,95	51,58	0,21	33,28	36,98	24,75	35,58	41,58	763,50	219,50	0,58	0,04
26	20,73	53,62	0,11	28,10	32,43	22,93	31,86	36,72	522,83	111,10	0,54	0,09
27	19,23	59,93	0,16	24,60	26,41	17,29	21,96	26,89	377,07	110,00	0,58	0,05
28	21,16	58,29	0,35	29,74	32,74	22,00	32,32	37,07	569,04	129,43	0,58	0,04
29	20,75	62,31	0,28	28,99	31,52	22,54	32,04	37,15	465,35	129,69	0,56	0,07
30	19,49	67,68	0,15	25,71	28,65	18,56	26,28	31,44	454,28	122,64	0,55	0,08
31	19,46	62,72	0,17	26,00	29,85	17,28	22,66	28,24	499,38	97,93	0,56	0,07
PROMEDIO	20,78	54,07	0,23	28,37	33,23	20,30	27,06	32,58	523,26	122,33	0,53	0,09

En esta tabla se puede observar que el ΔT del captador es de $4,86^{\circ}\text{C}$; la irradiancia ha bajado con respecto a la tabla anterior y tiene un valor de $523,26\text{W}/\text{m}^2$. La eficiencia obtenida es del 53%.

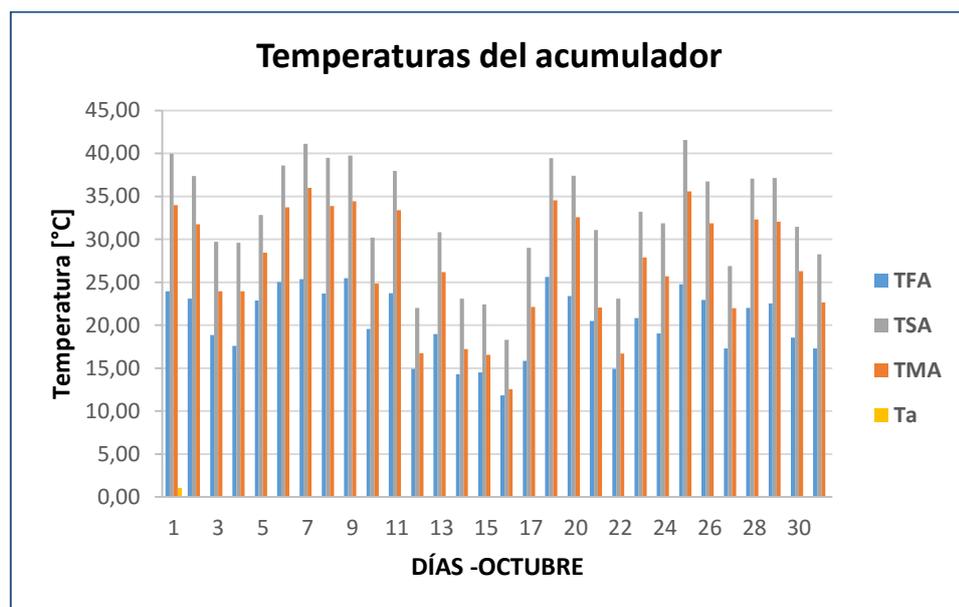


Figura 5 Temperaturas del Acumulador

En la figura 5 se puede observar una variación considerable de la temperatura del agua en el recipiente.

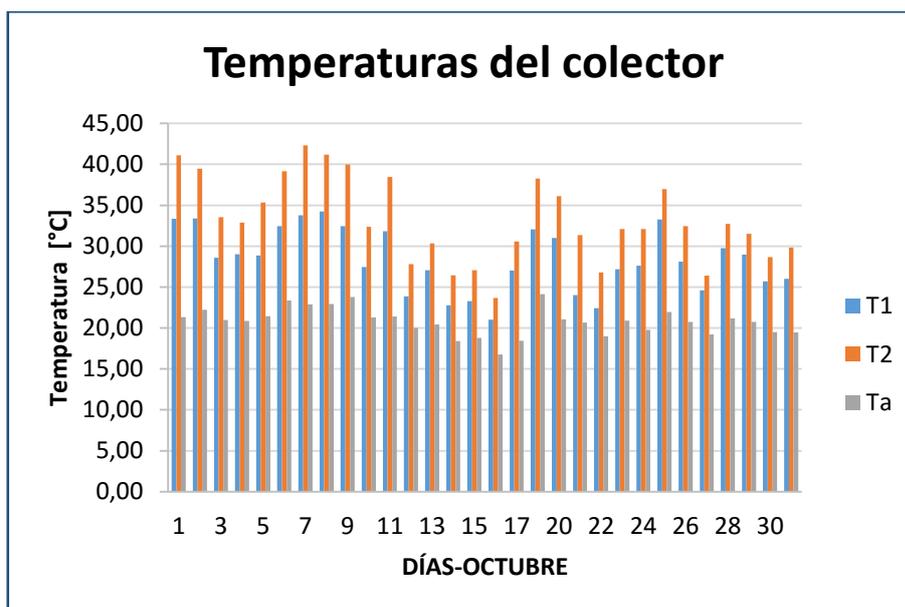


Figura 6 Temperaturas del colector solar plano

Tabla 6
Datos en media diaria mensual para noviembre.

Día	DATOS CLIMÁTICOS			COLECTOR		ACUMULADOR			RADIACIÓN SOLAR		EFICIENCIA	
	Ta (°C)	HR (%)	Vw (m/s)	T1 (°C)	T2 (°C)	TFA (°C)	TMA (°C)	TSA (°C)	Ig (W/m ²)	Ia (W/m ²)	η	$\frac{(T2-T1) \cdot U}{I_g}$
1	18,31	64,35	0,09	24,86	27,68	16,00	18,35	25,18	539,35	131,71	0,57	0,05
2	18,59	53,82	0,19	22,60	26,19	15,75	19,21	25,46	404,29	114,82	0,56	0,06
3	19,01	49,97	0,30	26,16	29,93	18,38	26,69	32,28	432,97	108,82	0,55	0,08
4	20,53	53,93	0,27	25,77	29,81	19,14	26,62	31,97	460,90	114,69	0,54	0,09
5	20,97	54,35	0,24	28,10	32,33	20,65	30,52	36,91	559,26	134,91	0,52	0,11
6	21,06	53,68	0,23	28,97	31,28	22,07	32,43	38,25	563,32	131,57	0,59	0,04
7	20,82	54,48	0,13	30,50	33,77	21,12	31,44	38,12	718,12	143,52	0,59	0,03
8	21,21	49,92	0,22	31,29	34,62	23,00	33,46	39,81	737,85	148,38	0,59	0,07
9	20,82	62,27	0,32	29,10	31,78	22,58	31,73	36,73	464,62	130,85	0,56	0,07
10	20,15	55,20	0,22	27,48	30,82	19,85	27,83	33,86	542,30	128,81	0,56	0,07
PROMEDIO	20,15	55,20	0,22	27,48	30,82	19,85	27,83	33,86	542,30	128,81	0,56	0,07

En los primeros días del mes de noviembre para una irradiancia global de 542,30 la eficiencia de conversión es del 56%.

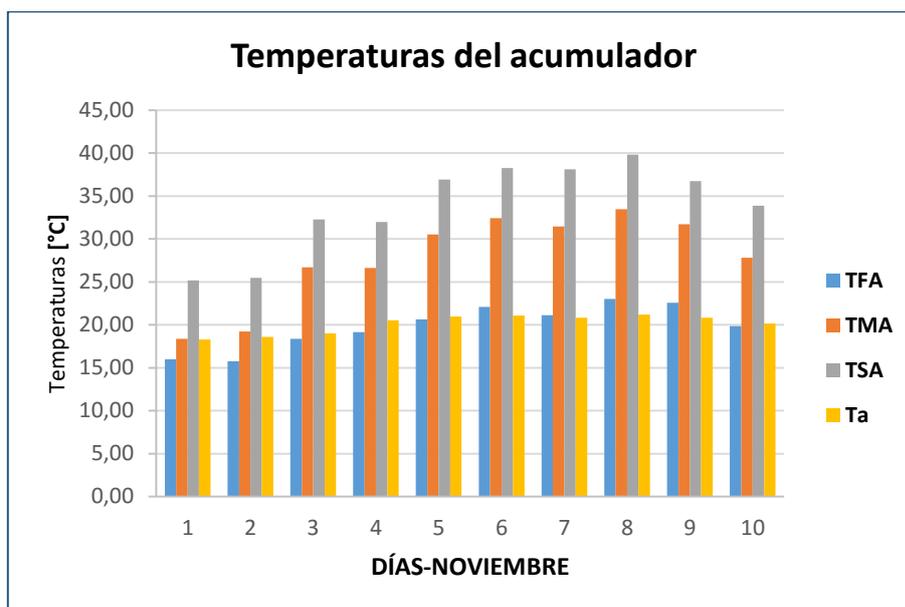


Figura 7 Temperaturas del acumulador de agua caliente

En el mes de noviembre la temperatura máxima del agua que se encuentra en la parte superior del acumulador es de 39°C, inferior a las obtenidas en el mes de septiembre esto indica que la reducción en el valor de las temperaturas del colector se debe a la mayor presencia de lluvias.

En este gráfico se puede ver que la temperatura ambiente, casi no tiene mucha variación.

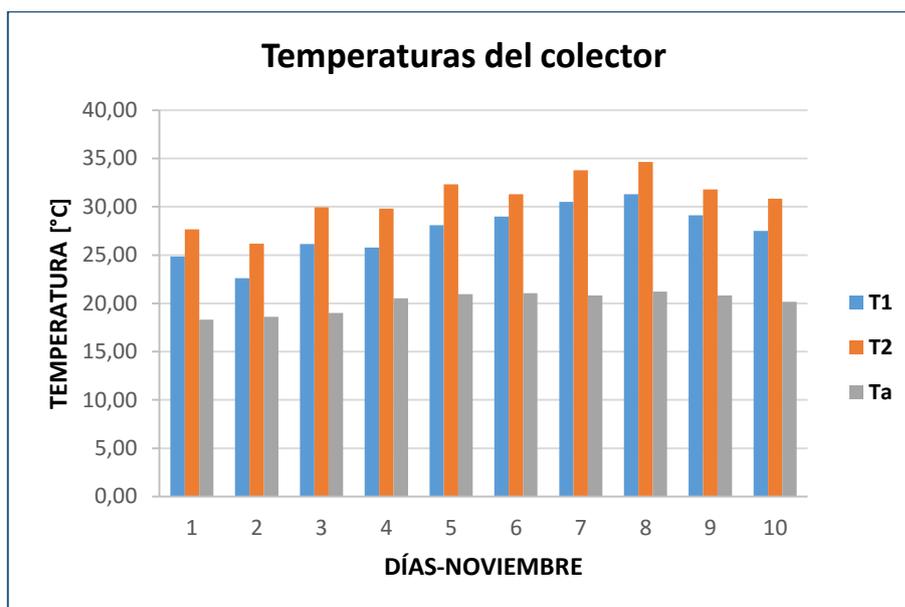


Figura 8 Temperaturas del colector solar plano

En el calentador solar la temperatura de salida T2 sobrepasa los 33°C, mientras que la T1 para esa misma fecha es de 31°C a lo largo del día.

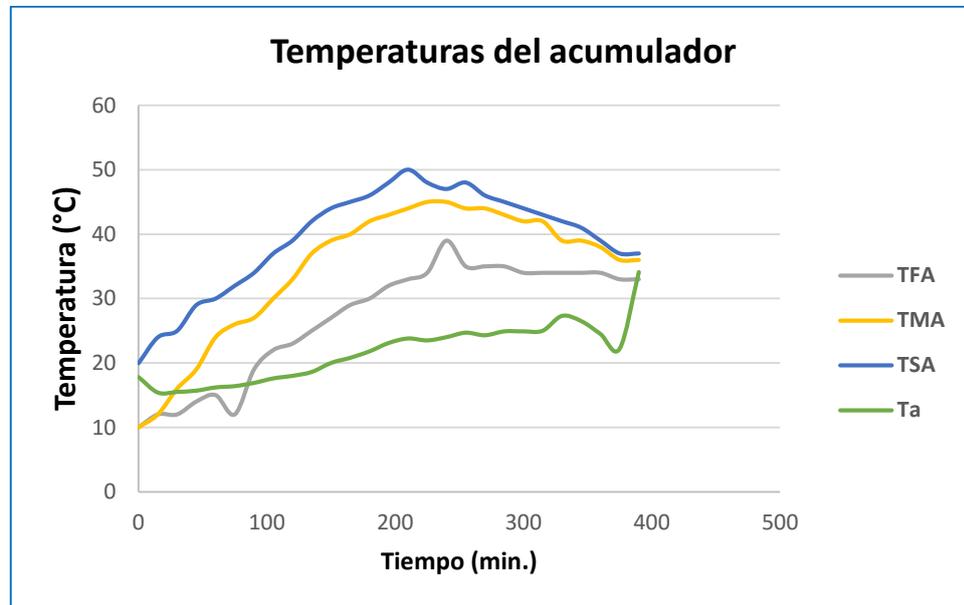
4.5. Caracterización del ensayo de calentamiento de agua con energía solar.

- ***Utilizando un sistema portátil.***

Para explicar los parámetros de funcionamiento del calentador solar y del acumulador se va a tomar como referencia al ensayo 1, llevado a cabo el 12 de septiembre de 2013.

ENSAYO 1

FECHA: 12-09-2013

**Figura 9 Temperaturas del acumulador**

El crecimiento de la temperatura superior del acumulador TSA, tiende a una curva de forma parabólica a lo largo del día. Así como también la temperatura de la parte media y del fondo del recipiente tiene también un comportamiento similar a la temperatura superior. Aquí se puede observar que a partir del mediodía ocurre un proceso de enfriamiento. Durante la noche, así como se calienta el colector así también se enfría alcanzando una temperatura superficial de 5°C a partir de la media noche.

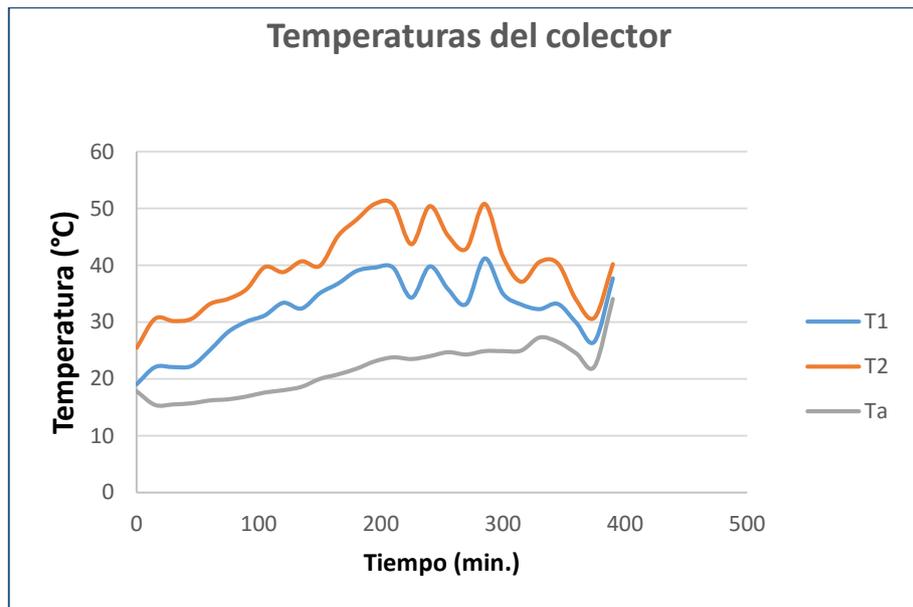


Figura 10 Temperaturas del colector

La temperatura T2 del colector solar plano no es uniforme en vista que depende de la radiación solar, la misma que puede ser afectada por la presencia de nubosidades.

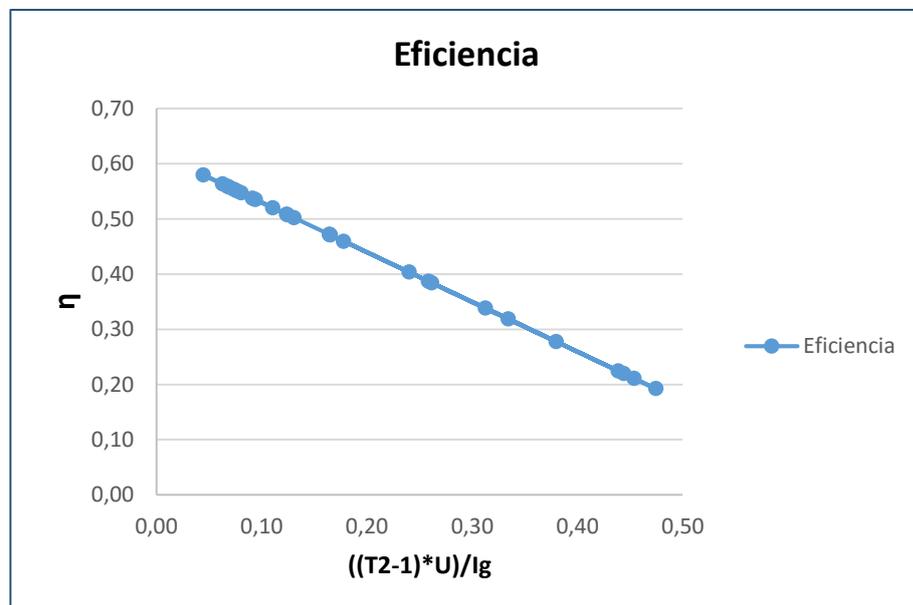


Figura 11 Eficiencia del colector

- **Coefficiente global de transferencia de calor para la parte superior del CSP:**

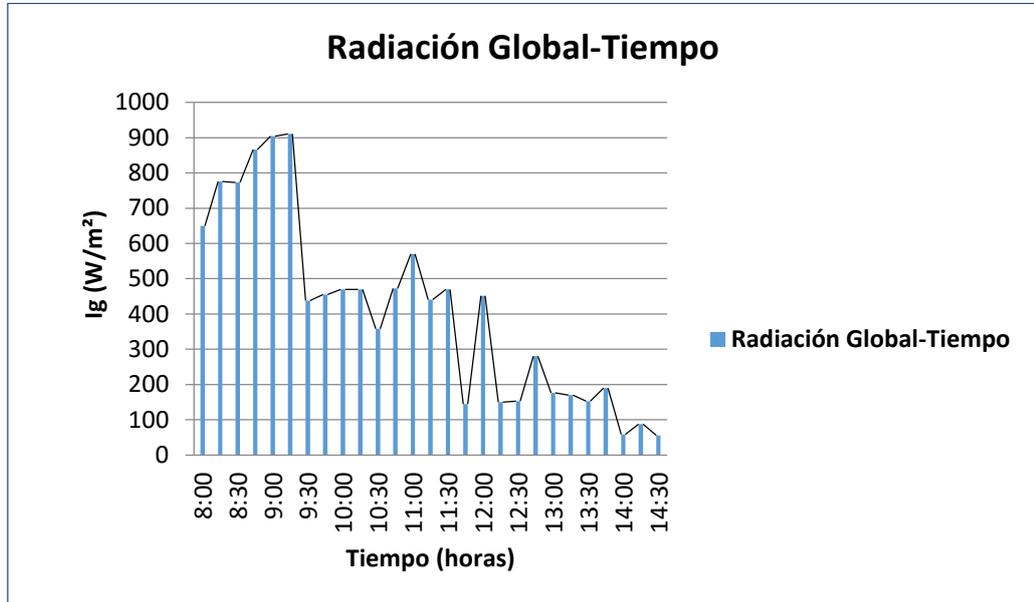


Figura 12 Radiación Global horas del día

La radiación global durante este día tiene un pico máximo de 900W/m^2 a las 9h30 am. En las horas subsiguientes se puede observar que ha habido una importante nubosidad.

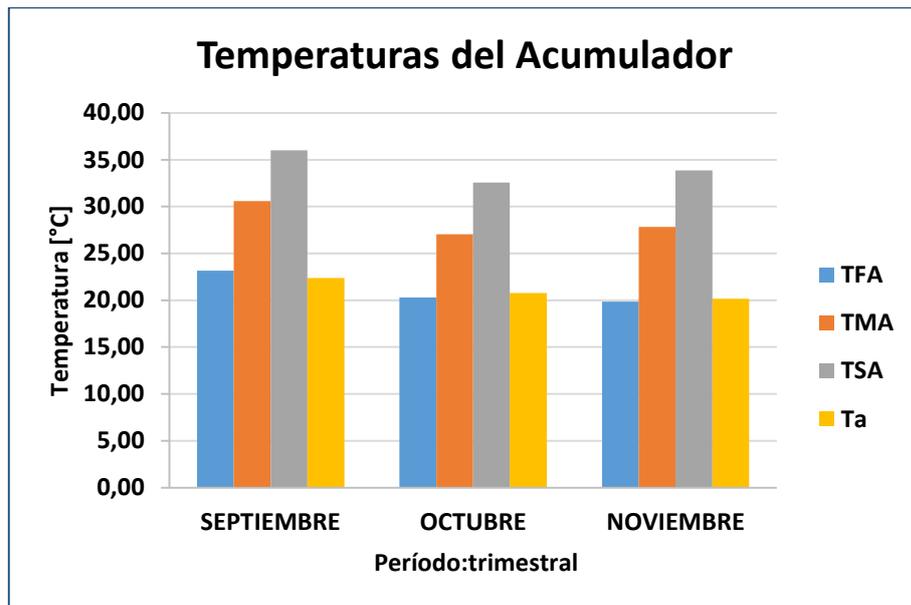


Figura 13 Temperaturas promedio mensuales del Acumulador

En el mes de septiembre la temperatura superior promedio del acumulador es de 36°C y la del fondo 23°C; en esos mismos puntos de medición en el mes de octubre la TSA es de 33°C y la TFA de 20°C. para el caso de los días de noviembre TSA 33°C y TFA 20°C. El gradiente de temperatura entre la parte superior del acumulador y la parte inferior durante los meses de ensayo es de 13°C esto indica claramente la estratificación que se presenta en el recipiente.

Además, este fenómeno de cambio de densidades produce que el líquido más denso se ubique en la parte inferior del tanque y el menos denso en la parte superior.

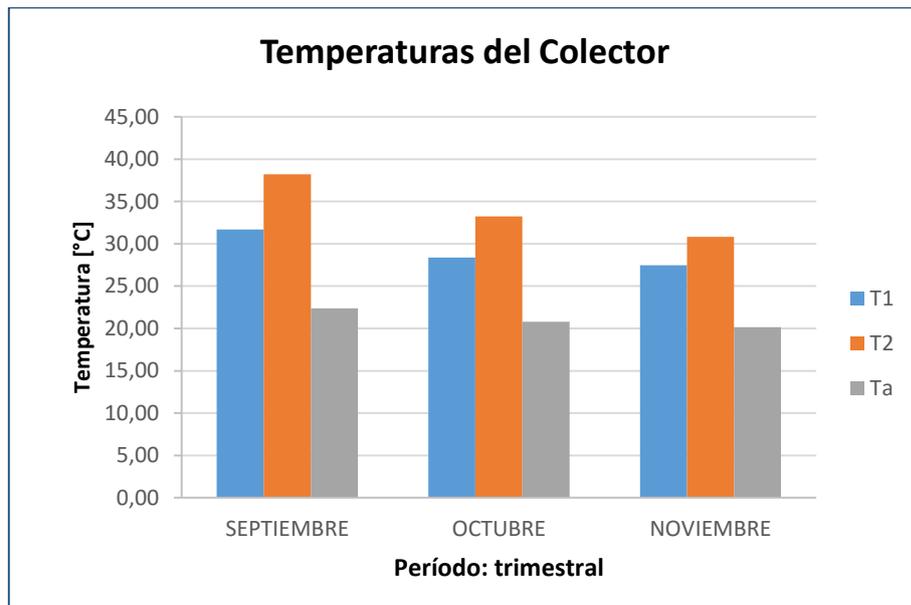


Figura 14 Temperaturas promedio mensuales del colector

Al analizar el diagrama de barras de la figura 14, es necesario conocer el gradiente de temperatura que se presenta entre la temperatura de entrada al captador T1 y la temperatura de salida T2. En la media mensual de septiembre T2 es de 38°C y T1 de 32°C, originando un ΔT de 6°C. Posteriormente en el mes de octubre T2 tiene 34°C y T1 28°C, ΔT de 6°C, y, por último en el mes de noviembre T2 de 31°C y T1 de 27°C, ΔT de 4°C.

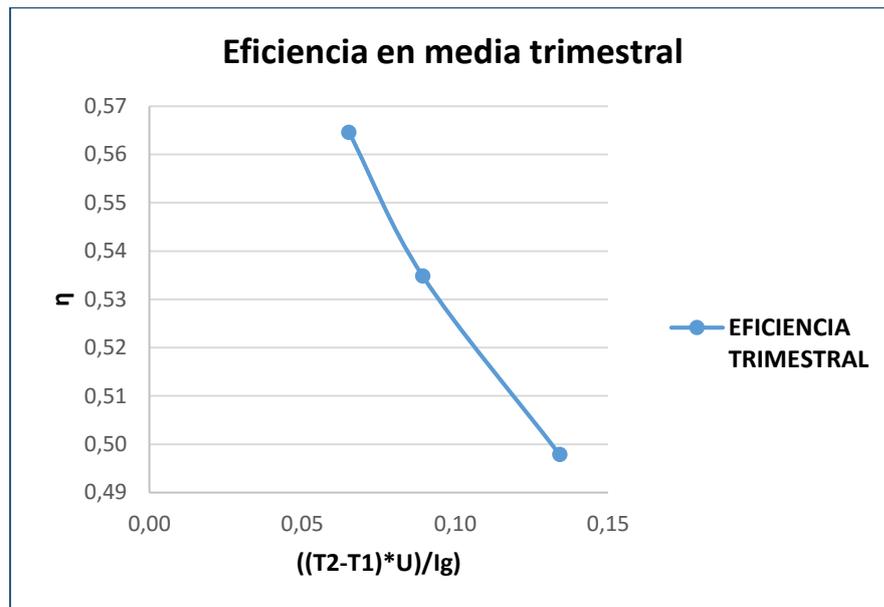


Figura 15 Eficiencia energética en media mensual

El rendimiento energético del colector solar plano varía desde el 56% hasta un valor mínimo del 50%, teniendo el mayor valor en el mes de septiembre.

CAPITULO V

ANÁLISIS ECONÓMICO DEL PROYECTO

5.1. Costos directos

Tabla 7
Costos directos- Personal de ejecución

Personal ejecutor				
Nombres y Apellidos	Cargo	Tiempo [horas]	Valor [usd/hora]	Total [usd]
Andrea Arias	Ejecutora	180	10	1.800
Total:				1.800

Tabla 8
Materiales y equipos

Descripción de rubros	Cantidad	Valor unitario [usd]	Valor total [usd]
Sistema de calentamiento de agua con energía solar por termosifón	1	1200	1200
Instrumentación	1	450	450
Equipos de medición de radiación	3	150	450
Total			2100

Tabla 9
Otros costos indirectos

Descripción	Valor [usd]
Ayudante de investigación	700
Logística de materiales y equipos	320
Total:	1020

5.2. Costos indirectos.

Tabla 10
Costos indirectos- Personal asesor

Personal asesor					
Nombres y Apellidos	cargo	tiempo [horas]	valor [usd/hora]	total [usd]	
Ing. José Pérez Rosales	Tutor 1	24	25	600	
				Total:	600

Tabla 11
Misceláneos

Descripción	Valor [usd]
Útiles de oficina	60
Transporte	250
Servicios básicos	100
Impresiones	90
Copiados de textos	120
Varios	80
Total:	700

5.3. Costo total de la investigación.

Tabla 12

Presupuesto referencial de la investigación.

Descripción	Valor [usd]
Costos indirectos	1.300,00
Personal asesor	600,00
Misceláneos	700,00
Costos directos	4.920,00
Personal ejecutor	1.800,00
	Continúa▶
Materiales y equipos	2.100,00
Otros costos directos	1.020,00
Imprevistos (3% cd + ci)	186,60
Total:	6.406,60

El costo total de la investigación sobre el estudio de calentamiento de agua con energía solar a partir de la gravedad y del efecto termo sifón es de USD 6.406,60 (Seis mil cuatrocientos seis con 60/100 dólares).

CAPÍTULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. Conclusiones.

- En el mes de septiembre para una irradiancia promedio de $474,31\text{W/m}^2$, las temperaturas de entrada y salida del colector son de: $31,70$ y $38,21$ °C con una diferencia de temperatura, ΔT , de $6,51$ °C. En el acumulador la temperatura inferior es de $23,28$ °C y la superior $36,01$ °C con un ΔT de $12,83$ °C. En estos ensayos la eficiencia energética del captador alcanza el 50%.
- En los ensayos térmicos realizados en el mes de octubre de 2013 para una irradiancia de $523,26\text{ W/m}^2$ las temperaturas de entrada y salida del colector son: $28,27$ y $33,23$ °C dando un ΔT de $4,86$ °C; en el acumulador la temperatura inferior es de $20,30$ °C y la superior $32,58$ °C dando una diferencia de temperatura de $12,28$ °C; en este mes se consigue una eficiencia del 53%.
- Para el mes de noviembre del mismo año las temperaturas promedio de entrada y salida al colector son de $27,48$ y $30,82$ °C respectivamente consiguiéndose un ΔT de $3,24$ °C. Para una irradiancia de $542,30\text{W/m}^2$ la temperatura en el fondo del acumulador es de $19,85$ °C y en la parte superior del tanque $33,86$ °C dando un ΔT de 14 °C la eficiencia del sistema de calentamiento con radiación solar es del 56%.
- Tomando en cuenta los 3 meses de análisis sobre el comportamiento energético del calentador solar por convección natural se tiene que la

eficiencia promedio es del 53% con una irradiancia incidente de $513,29\text{W/m}^2$.

- En el dimensionamiento básico del colector solar plano el área de captación es de $0,5\text{ m}^2$, ángulo de inclinación del colector de 20° . En cuanto al coeficiente global de transferencia de calor UL es de $7,188\text{ W/m}^2\text{C}$, que es un valor aceptable para colectores de fabricación nacional. Para una irradiancia total de $505,486\text{W/m}^2$ el calor útil de este colector solar plano es de $210,5\text{Wt}$ (vatios térmicos). Para una temperatura de entrada del fluido de 29°C en el modelo térmico se consigue una temperatura de salida del captador de $33,75^\circ\text{C}$, mientras que la temperatura promedio medida es de 34°C .
- Un parámetro importante en el funcionamiento del sistema colector acumulador se pudo determinar que la velocidad de subida del agua caliente es de $0,05\text{m/s}$.

6.2. Recomendaciones

- En vista de que en el Ecuador se está fomentando el cambio de matriz energética nacional, donde la energía solar puede tener aplicaciones importantes se considera pertinentes proyectos de investigación para mejorar las prestaciones técnicas del prototipo de ensayo.
- Mediante la ecuación de Hollands realizar el estudio del coeficiente global de transferencia de calor h_{pc} variando la separación entre la cubierta transparente de vidrio y la placa absorbadora.
- Para zonas de latitud 0 analizar el comportamiento energético del colector variando el ángulo de inclinación (β).

- Para el caso del acumulador estudiar la estratificación de temperaturas que varían directamente con la irradiancia solar para establecer modelos matemáticos $T=f(I)$ es una función de la intensidad del sol
- Analizar la posibilidad de utilizar aislamientos térmicos ecológicos, ejemplo: lana de borrego, para reducir las pérdidas de calor en el captador.

BIBLIOGRAFÍA

1. Wilson, J. (1982). *Energía Solar* (1 ra ed.). Madrid: Alhambra.
- Barbosa, C. (1996). *Dehydration of foods*. Chapman and Hall.
2. Jutglar, L. (2004). *Energía Solar* (1 ra ed.). Barcelona: Ceac.
3. Meinel, A. (1982). *Aplicaciones de la Energía Solar* (1 ra ed.). Madrid: Reverté.
4. De Juana, J. (2007). *Energías Renovables* (1 ra ed.). Madrid: Thomson.
5. Madrid, A. (2009). *Curso de Energía Solar* (1 ra ed.). Madrid: Mundi.
6. Fernández, J. (2010). *Compendio de Energía Solar: Fotovoltaica, Térmica y Termoeléctrica - Adaptado al Código Técnico de la Edificación y al nuevo RITE*. Madrid: Mundi.
7. Cejudo, J, *Modelado Térmico del captador solar plano*, IAER-UMA.
8. Pitts, D. (1979). *Transferencia de Calor* (2 da ed.). Bogota: Mc Graw Hill.
9. Mills, I. (1995). *Transferencia de Calor* . España: Irwin.
10. Duffie, B. (1989). *Solar Energy and Processes*. Mexico: Mc Graw Hill.
11. González, J. (2009). *Energías Renovables*. Barcelona: Reverté.
12. Gil, G. (2008). *Energías del siglo XXI* (1 ra ed.). Madrid: Mundi.
13. Ruffes, P. (1979). *Energía Solar Térmica* (1 ra ed.). Barcelona: Marcombo
14. Redpath, A. (2011). *Transferencia de Calor* (2 da ed.). Bogota: Mc Graw Hill.
15. Ortega, M. (2000). *Energías Renovables*. Madrid: Paraninfo.
16. Geankopolis, C. (1993). *Transport Processes* (3 ra ed.). Madrid: Prentice Hall.
17. Peuser, F. (2005). *Sistemas Solares Térmicos - Diseño e Instalación* (3 ra ed.). Sevilla: Progensa.
18. *Código Técnico de la Edificación H4*. (2014). España.
19. García, S. (2010). *Ingeniería de Centrales termosolares CCP Estado del arte en tecnología termosolar* (1 ra ed.). Madrid: Renovetec.