

Universidad de Costa Rica
Ciudad Universitaria Rodrigo Facio
Facultad de Ingeniería
Escuela de Ingeniería Mecánica

**Diseño, construcción y evaluación teórico-
experimental de la eficiencia de un colector solar de
placa plana en Costa Rica**

Trabajo Final de Graduación bajo la modalidad de Proyecto para
optar por el Grado de Licenciatura en Ingeniería Mecánica

Realizado por:

Ricardo Calvo Aguilar	A20989
Daniel Gómez Pereira	A52387
Francisco Méndez Alvarado	A23064

San José, Costa Rica

ACTA DE APROBACIÓN

Aprobado por:


D.Sc. Pedro Casanova Treto

Ph.D. Shyam Nandwani

Asesor Director

Asesor Externo





Ing. Wagner Mejías Chacón

Ing. Rodolfo Soto

Representante de la Escuela de Ingeniería
Mecánica

Asesor Interno





AGRADECIMIENTOS

Les extendemos un cordial agradecimiento a todas las personas que de diversas maneras se vieron envueltas en el desarrollo del trabajo de investigación. A los profesores de la Escuela de Ingeniería Mecánica por dar soporte técnico e informativo en cuanto al adecuado proceder. A la Unidad de Transportes de la Universidad de Costa Rica por permitirnos utilizar sus instalaciones, equipo y recursos durante el proceso constructivo del prototipo, en especial al Tec. William Fallas por la comprensión y soporte logístico. Al Ing. Victor Fung por su ayuda con la adquisición de materiales. Phd. Shyam Nandwani porque con su vasta experiencia en el tema de energía solar nos ha guiado con su consejo y de grata manera nos ha recibido en su lugar de trabajo y casa de habitación dando apoyo como lector externo. Al Ing. Rodolfo Soto y D. Sc. Pedro Casanova por su guía durante este proceso investigativo. Sus buenos consejos y asesoría han rendido frutos y sin su colaboración no hubiera sido posible entregar un trabajo de alta calidad. Por último, pero no menos importante, a nuestras familias por el apoyo incondicional y la paciencia requerida durante este largo proceso y porque estamos seguras que su apoyo seguirá presente en futuros trabajos de investigación.

DEDICATORIAS

Ricardo Calvo Aguilar: Primeramente a Dios por haberme permitido llegar hasta éste punto, además de su infinita bondad y amor. A mi madre Marlen Aguilar, por haberme apoyado siempre y por el gran esfuerzo que dedicó tanto años para brindarme una buena educación, a mi esposa Génesys por llenar mi vida con tanta felicidad y por regalarme los momentos más hermosos que he vivido junto con mi hijo Joaquín, quien es mi gran motivación de salir adelante. También agradezco a doña Helen, a don José y a todas las personas que se han involucrado en el proceso y sin los cuales nada habría sido posible.

Daniel Gómez Pereira: Dedico este trabajo como una muestra de esfuerzo y dedicación a Dios cuya bondad e infinito amor me ha permitido llevar a fin los proyectos que me he propuesto. A mi madre, Flora Pereira quien me ha dado la oportunidad y el apoyo sin condición durante toda mi vida. Cualquier logro que alcance en adelante será en virtud de su esfuerzo, coraje y comprensión.

Francisco Méndez Alvarado: Quiero dedicar este trabajo a tanto a dios como a mi familia porque sin su apoyo y esfuerzo nada de esto habría sido posible. Especialmente a mi madre Isabel Alvarado que sin su constante apoyo no estaría disfrutando de un título universitario, así como también a mi padre Francisco Méndez que siempre me hizo ver la importancia de labrar un futuro a través de una carrera universitaria. Además de todas aquellas personas que de una forma u otra han aportado un granito de arena en mi formación académica.

RESUMEN

El presente documento evalúa la eficiencia teórica contra la experimental de un colector solar de placa plana en Costa Rica para aplicaciones de calentamiento de agua de uso doméstico. Para esto se ha propuesto un modelo analítico del comportamiento en estado estacionario, basado en este modelo se ha diseñado y construido un prototipo cuya selección de variables y materiales se adecuan a la realidad nacional. El prototipo ha sido sometido a pruebas de laboratorio mediante el uso del estándar ANSI/ASHRAE 93 de 1986 para obtener la eficiencia experimental. La comparación de ambas eficiencias mediante el uso del estadístico Chi cuadrado, ha revelado que la diferencia entre el modelo analítico propuesto y el comportamiento del modelo práctico no tiene significancia al 99,5% de confianza. El resultado del estudio económico indica que para una familia con 3 miembros o menos en un plazo de 5 años la inversión no es rentable, sin embargo, para familias con mayor cantidad de miembros la inversión se vuelve rentable a este plazo. Si el plazo de inversión aumenta a 10 años, la inversión es rentable en todos los casos. El estudio de impacto ambiental indica que con la implementación de sistema de calentamiento para propósitos domésticos se evita emitir cerca de 15 kg de CO₂ al año per cápita. Se entregan planos constructivos y un programa computacional para el diseño y construcción de colectores solares de placa plana.

NOMENCLATURA

a	Albedo (adimensional)
A	Altura sobre nivel del mar. (m.s.n.m)
A_g	Área total del colector, m^2
A_s	Área superficial efectiva de la placa, m^2
c_p	Calor específico del fluido de transferencia térmica, $kJ (kg \cdot ^\circ C)$
Costo ϕ_j	Costo de la electricidad (colones/kWh).
Costo ϕ_i	Costo de la electricidad traído a valor presente (colones /kWh).
d_j	Día juliano (1 de enero, $n=1$31 de diciembre, $n=365$)
D	Diámetro externo de las tuberías, m
d	Diámetro interno de las tuberías, m
EFa	Factor de emisión (toneladas de CO_2 /litro).
$Emisión_{anual}$	Emisión de CO_2 anual, (toneladas de CO_2)
f	Factor de fricción entre el fluido y las tuberías (adimensional)
F	Eficiencia geométrica de la placa colectora (adimensional)
F_R	Factor de remoción de calor solar. (adimensional)
$g \cos \alpha$	Aceleración de la gravedad por el coseno del ángulo de inclinación del colector, m/s^2
G	Radiación solar extraterrestre, $1\ 366\ W/m^2$

G_a	Radiación solar debido al albedo, W/m^2
G_b	Radiación solar directa sobre la superficie terrestre, W/m^2
G_d	Radiación solar difusa sobre la superficie terrestre, W/m^2
Gr	Número de Grashof (adimensional).
h	Coefficiente de convección entre el aire a temperatura ambiente y el colector, $W m^2\text{°C}$.
h_f	Coefficiente de convección entre las tuberías y el fluido, $W m^2\text{°C}$.
h_{rad}	Coefficiente de transferencia de calor por radiación, $W m^2\text{°C}$
h_p	Pérdida de carga dentro de las tuberías debido a la fricción del fluido con la tubería (m.c.a.).
I_0	Inversión inicial (colones)
k	Conductividad térmica del material, $W m\text{°C}$.
L	Longitud (grados)
L_t	Longitud equivalente total de las tuberías, m
M	Factor de eficiencia del colector. (adimensional)
m	Flujo másico de agua dentro del colector, $kg \cdot s^{-1}$
n	Número de tuberías dentro del colector solar. (número)
Nu	Número de Nusselt (adimensional)
Pr	Número de Prandtl a la temperatura media del aire. (adimensional)
q_{rad}	Radiación solar total. Componente difusa más componente directa, W/m^2

q_{sal}	Flujo de calor perdido hacia el ambiente, J/m^2s
q_{util}	Flujo de calor disponible para el calentamiento del agua, J/m^2s
R	Flujo neto de ahorro (colones)
R_a	Número de Rayleigh (adimensional).
R_b	Relación angular de la posición del colector con respecto a la horizontal para la componente directa de la radiación. (adimensional)
Re	Número de Reynolds. (adimensional)
R_T	Resistencia térmica total o global, $m^2\text{°C } W$
$R_{1,2,3,\dots,n}$	Resistencia térmica _n , $m^2\text{°C } W$
<i>TIR</i>	Tasa interna de retorno (adimensional)
T_s	Temperatura en la superficie, °C.
T_a	Temperatura del aire ambiente, °C
T_f	Temperatura media del fluido, °C
T_{fe}	Temperatura del fluido a la entrada del colector, °C
T_{fs}	Temperatura del fluido a la salida del colector, °C
$T_{f,max}$	Temperatura del fluido máxima alcanzable, °C
T_p	Temperatura promedio de la placa colectora, °C
T_a	Temperatura ambiente, °C
T_b	Temperatura de las tuberías, °C

Δt	Diferencia de temperatura, °C
U_T	Coeficiente total o global de transferencia de calor, $W\ m^2\ ^\circ C$.
UA	Unidad astronómica. ($1,496 \times 10^8$ km)
VAN	Valor actual neto (colones, dólares)
W	Distancia entre centro de tuberías, m.
θ_s	Ángulo cenital (grados)
δ_s	Declinación solar (grados)
β_s	Ángulo acimutal. (grados)
β	Ángulo de inclinación del colector con respecto a la horizontal. (grados)
ε	Emisividad de la placa colectora (adimensional)
ω	Ángulo horario. (grados)
η_g	Eficiencia del colector sobre la base de superficie bruta, %
λ	Latitud de la zona a evaluar. (grados)
ΔT_{col}	Diferencia entre la temperatura de entrada y salida en el colector (°C).
ΔP	Diferencia de presiones debido a la diferencia de densidades dentro del colector (m.c.a.).
ΔP_{CN}	Presión de circulación natural medida en metros de columna de agua (m.c.a.).
ρ^2	Factor de corrección debido a la traslación terrestre. (adimensional)
ρ	Densidad promedio del fluido dentro del colector, $kg\ m^3$

ρ_s	Densidad del fluido a la salida del colector, kg m^3
ρ_e	Densidad del fluido a la entrada del colector, kg m^3
τ_b	Transmitancia directa de la radiación solar. (adimensional)
τ_d	Transmitancia difusa de la radiación solar. (adimensional)
$(\tau\alpha)$	Producto efectivo de transmitancia-absortancia. (adimensional)
γ	viscosidad cinemática del aire a la temperatura ambiente, $\text{m}^2 \text{s}$
ψ	Ángulo que forma el terreno con la horizontal. (grados)

DEFINICIONES

Área de absorción: Es el área de transferencia de calor total en la cual, la radiación solar absorbida calienta el fluido de transferencia.

Ángulo de incidencia: Es el ángulo formado entre la radiación solar directa y la normal al plano del colector.

Tiempo solar aparente: Tiempo basado en el ángulo del sol a través de su movimiento en el cielo.

Área bruta: La superficie bruta es el área proyectada máxima del colector completo incluidos los elementos de montaje, tuberías externas etc.

Colector de placa plana: un colector de placa plana es un colector solar en el que la superficie de absorción es esencialmente plana. Su alcance no puede contener elementos ópticos para dirigir el flujo radiante en la placa colectora.

La eficiencia térmica instantánea: Es la cantidad de energía removida por el fluido de transferencia por unidad de superficie bruta durante el período de tiempo determinado, dividido por la radiación solar global total incidente sobre el colector por unidad de superficie durante el periodo de pruebas bajo el estado de equilibrio o estado cuasi-estacionario.

Irradiación global o hemisférica: Es la cantidad de energía solar que incide sobre una superficie por unidad de tiempo a través de un hemisferio sobre la superficie, expresada en Wm^{-2}

Irradiancia, instantánea: Es la cantidad de radiación incidente del sol en una superficie por unidad por unidad de tiempo, medida en Wm^{-2}

Promedio de la radiación integrada: Es la radiación promedio integrada incidente sobre una superficie durante un período específico de tiempo dividido por la duración de ese período de tiempo.

Piranómetro: Un piranómetro es un radiómetro utilizado para medir la radiación global total de la radiación solar incidente sobre una superficie por unidad de tiempo por unidad de área. Esta energía incluye la radiación directa, la radiación difusa del cielo, y la radiación solar reflejada desde el primer plano.

Estado cuasi-estacionario: Describe las condiciones de ensayo de colector cuando el caudal, la temperatura de entrada del fluido, temperatura del colector, la irradiación solar, y el medio ambiente se han estabilizado hasta tal punto en que estas condiciones se puede considerar esencialmente constantes.

Período de ensayo: Es el tiempo durante el cual las condiciones de estado se mantienen estables para cada punto de eficiencia medido.

Radiación solar: Es el conjunto de radiaciones electromagnéticas emitidas por el Sol. Este tipo de energía es capaz de viajar por el vacío, por esta razón es que somos capaces de recibir la energía del sol a través del espacio. La magnitud que mide la radiación solar que llega a la Tierra es la irradiancia, que mide la energía que, por unidad de tiempo y área, alcanza a la Tierra. Su unidad es el W/m^2

VAN: Valor actual neto o valor actualizado neto es un procedimiento que permite calcular el valor presente de un determinado número de flujos de caja futuros, originados por una inversión. La metodología consiste en descontar al momento actual (es decir, actualizar mediante una tasa) todos los flujos de caja futuros de un proyecto

TIR: Tasa interna de retorno es el promedio geométrico de los rendimientos futuros esperados de dicha inversión, y que implica por cierto el supuesto de una oportunidad para "reinvertir". Tasa de descuento con la que el VAN es igual a cero.

Contenido

ACTA DE APROBACIÓN	2
AGRADECIMIENTOS	3
DEDICATORIAS	4
RESUMEN	5
NOMENCLATURA	6
DEFINICIONES.....	11
LISTA DE FIGURAS	17
LISTA DE TABLAS.....	20
1. INTRODUCCIÓN	22
1.1. Descripción del problema.....	23
1.2. Delimitación del tema.....	24
1.3. Objetivo	26
1.3.1. Objetivo general	26
1.3.2. Objetivos específicos:.....	26
1.4. Justificación.....	26
1.4.1. Energía eléctrica.....	27
1.4.2. La energía solar.....	31
1.5. Alcance	34
1.6. Limitaciones.....	35
1.7. Metodología.....	36
2. COLECTORES SOLARES.....	39
2.1. Tipos de colectores solares comunes en el mercado.....	40
2.2. Descripción de los distintos tipos de colectores.....	43

2.2.1.	Colectores solares sin concentración.	43
2.2.2.	Colector solar de placa plana.	43
2.2.3.	Colectores de vacío.	45
2.2.4.	Colectores con tubos de calor.	46
2.2.5.	Colectores cónicos y colectores esféricos.	47
2.2.6.	Colectores solares de concentración.....	48
2.2.7.	Colectores solares cilíndricos y parabólicos.	49
2.2.8.	Lentes de Fresnell.....	50
2.4.	Selección del tipo de colector adecuado.	51
3.	RADIACIÓN SOLAR.....	52
3.1.	Constante solar.....	53
3.2.	Parámetros geométricos.....	54
3.2.1.	Ángulo acimutal β_s	54
3.2.2.	Ángulo cenital θ_s	54
3.2.3.	Declinación solar δ_s	55
3.2.4.	Ángulo horario ω	56
3.3.	Cálculo de la radiación	56
3.3.1.	Distancia de la Tierra al Sol	56
3.3.2.	Relaciones trigonométricas	57
3.3.3.	Radiación solar directa.....	58
3.3.4.	Radiación solar difusa.....	60
3.3.5.	Albedo.....	60
3.4.	Ejemplo del cálculo de radiación para un día claro.	63
4.	MODELO MATEMÁTICO DEL COLECTOR.....	66

4.1. Descripción básica de la transferencia de energía	67
4.2. Balance de energías para el intercambiador	69
4.3. Coeficiente total de transferencia de calor UT	71
4.3.1. Conductancia en la parte inferior, <i>Uinf</i>	73
4.3.2. Conductancia en la parte superior <i>Usup</i>	75
4.3.3. Conductancia en la parte lateral <i>Ulat</i>	76
4.2. Temperatura a lo largo de la placa colectora y factor de eficiencia del colector .	77
4.3. Distribución de la temperatura del agua a lo largo de cada tubería.....	83
4.4. Factor de remoción de calor FR	85
4.5. Circulación del agua por convección natural o efecto boyante en el colector solar y posicionamiento del tanque de almacenamiento respecto al colector.	86
4.5.1. Convección natural.....	86
4.5.2. Posición del tanque respecto al colector.	87
4.5.3. Altura de presión de la circulación natural.....	89
4.5.4. Pérdidas de carga	91
4.6. Dimensionamiento del tanque de almacenamiento.....	92
5. EVALUACIÓN TEÓRICO EXPERIMENTAL DE LA EFICIENCIA GLOBAL.	94
5.1. Método de Simulación (Base teórica).....	95
5.1.1. Límites y condiciones iniciales.	96
5.1.2. Método de Optimización	96
5.1.3. Resultados y discusión.	97
5.2. Prototipo construido.....	108
5.3. Métodos de ensayo basados en la norma ANSI/ASHRAE 93-1986, para determinar el rendimiento térmico del colector solar.	109
5.3.1. Procedimientos de pruebas.....	112

5.3.2. Datos y resultados	114
5.3.3. Evaluación de la eficiencia instantánea.	121
6. VIABILIDAD ECONÓMICA Y AMBIENTAL DEL COLECTOR.....	127
6.1. Costo del calentador solar	129
6.1.1. Precios de los materiales.	129
6.1.2. Costos de construcción.....	130
6.1.3. Costos Totales	131
6.2. Recuperación de la inversión.....	132
6.2.1. Costo de la electricidad en Costa Rica	132
6.3. Rentabilidad del colector solar propuesto.....	133
6.4. Viabilidad ambiental.....	138
7. CONCLUSIONES	142
8. RECOMENDACIONES.....	143
9. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	145
10. APÉNDICES.....	152
Apéndice i. Programa computacional para el diseño del colector solar de placa plana.	152
Apéndice ii. Datos de prueba	185
Apéndice iii. Fotografías del colector construido.....	189
Apéndice iv. Planos constructivos del colector diseñado	192

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Costo de la energía eléctrica del sector residencial para los países centroamericanos desde 1995-2010.....	29
Figura 2. Demanda eléctrica promedio de lunes a viernes en un período comprendido entre 1997 al 2007.	30
Figura 3. Brillo solar anual en Costa Rica	33
Figura 4. Tipos de colectores solares disponibles en el mercado	42
Figura 5. Efecto invernadero en colector solar de placa plana.....	44
Figura 6. Componentes principales de un colector solar de placa plana.	45
Figura 7. Configuración del colector con tubos de calor.....	47
Figura 8. Colector solar esférico.	48
Figura 9. Colector solar de concentración cilíndrico y parabólico.	49
Figura 10. Lente de Fresnel.	50
Figura 11. Ángulos acimutal y cenital.....	54
Figura 12. Declinación solar.....	55
Figura 13. Radiación solar total incidente en Cartago sobre un plano inclinado 20°	65
Figura 14. Corte transversal del colector solar seleccionado.	68
Figura 15. Diagrama del balance de energía en el colector.	70
Figura 16. Circuito térmico de un colector solar plano.	72
Figura 17. Circuito térmico equivalente.....	73
Figura 18. Geometría de la sección transversal de la placa colectora.	78
Figura 19. Volumen de control en la placa colectora.	78
Figura 20. Elemento diferencial de la placa colectora.....	79
Figura 21. Distribución de temperaturas sobre la placa colectora entre 2 tubos.....	81
Figura 22. Balance de energía en un elemento de la tubería.....	83

Figura 23. Distribución de temperaturas del agua para la convección natural.	87
Figura 24. Posición del tanque de almacenamiento respecto al colector.	88
Figura 25. Representación de columnas de fluido para el circuito de la Figura 23 y las densidades del fluido asociadas.	90
Figura 26. Pérdidas de calor porcentuales en cada superficie del colector.	98
Figura 27. Coeficiente global de transferencia de calor vs. temperatura superficial de la placa para cubierta de vidrio simple y doble.	99
Figura 28. Coeficiente global de transferencia de calor vs. emisividad de la placa para cubierta de vidrio simple y doble.	100
Figura 29. Factor de eficiencia del colector vs. coeficiente global de transferencia de calor.	101
Figura 30. Factor de eficiencia del colector vs. coeficiente de transferencia de calor por convección entre la tubería y el agua.	102
Figura 31. Factor de remoción de calor vs. coeficiente global de transferencia de calor.	103
Figura 32. Factor de remoción de calor vs. flujo másico del agua.	104
Figura 33. Temperatura del agua a la salida teórica para distintos flujos másicos en invierno.	107
Figura 34. Prototipo construido del colector solar de placa plana.	108
Figura 35. Configuración de prueba para el colector solar.	111
Figura 36. Radiación solar incidente sobre el colector para el 23 de agosto.	115
Figura 37. Instrumentos de medición en el colector.	116
Figura 38. Pérdidas de presión a través del colector.	117
Figura 39. Condiciones ambientales medidas.	119
Figura 40. Temperaturas del agua de salida T_{fs} experimentales para distintos flujos másicos.	119

Figura 41. Coeficiente de transferencia de calor por convección h_f experimental para distintos flujos másicos.....	120
Figura 42. Eficiencia instantánea del colector solar vs. $(T_{fe} - T_a) / q_{rad}$ para distintos flujos másicos.....	123
Figura 43. Inflación anual acumulada.....	132
Figura 44. Tasa interna de retorno (TIR) para dos períodos de estudio.....	137
Figura 45. Valor actual neto (VAN) para dos períodos de estudio.	137
Figura 46. Generación de electricidad por tipo de fuente en GWh.....	139
Figura 47. Porcentaje de utilización de combustibles fósiles en la generación de electricidad desde 1940.	140
Figura 48. Fotografías del proceso de construcción y pruebas del colector prototipo.	191

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Tarifas de consumo eléctrico residencial por mes para Costa Rica.	27
Tabla 2. Costos mensuales del uso de la termoducha por grupo familiar.	28
Tabla 3. Metodología utilizada.	36
Tabla 4. Factores de corrección de radiación solar directa para algunos climas.	59
Tabla 5. Albedo de algunas superficies comunes.	61
Tabla 6. Parámetros geométricos para el cálculo de radiación en Cartago, Costa Rica.	63
Tabla 7. Requerimiento diario de agua caliente en hogares de Estados Unidos.	93
Tabla 8. Pérdidas de calor porcentuales en el colector dependiendo del vehículo de transferencia de calor.....	98
Tabla 9. Parámetros de diseño seleccionados para el Valle central de Costa Rica....	105
Tabla 10. Velocidad y características del fluido a su paso por cada tubería en el colector.....	118
Tabla 11. Promedio y desviación estándar del coeficiente de transferencia de calor experimental para distintos flujos másicos.	121
Tabla 12. Diferencia porcentual entre la simulación y los datos experimentales de la temperatura del agua a la salida del colector.....	125
Tabla 13. Evaluación teórico-experimental de la eficiencia mediante el estadístico chi- cuadrado para cada flujo másico.	126
Tabla 14. Costo de los materiales para el colector solar diseñado.	129
Tabla 15. Hoja de cálculo de los costos en mano de obra.	131
Tabla 16. Costos totales del colector.	131
Tabla 17. Costo anual de la electricidad por el uso de la termoducha para diversos grupos familiares.....	133
Tabla 18. Flujos de efectivo por grupo familiar.....	135

Tabla 19. Períodos de recuperación de la inversión por grupo familiar.....	135
Tabla 20. Instrumentación utilizada en el procedimiento de prueba.	185
Tabla 21. Medidas, datos e información a recopilar durante la prueba.....	185
Tabla 22. Datos e información a ser reportada de acuerdo a ANSI/ASHRAE 93 (1986)	186
Tabla 23 . Energía útil recolectada cada hora durante un día, utilizando los datos para un colector de placa plana.	187
Tabla 24. Distribución chi-cuadrado (χ^2).	188

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Descripción del problema

Es difícil encontrar en el lenguaje del hombre otro término que se pueda definir de modo tan simple como el de la energía, y que sin embargo tenga tantos y tan diversos significados. El Diccionario de la Real Academia de la Lengua Española (2013) en su vigésima segunda edición define energía como: “Eficacia, poder, virtud para obrar”. Aún más simple, la energía es lo que hace que las cosas sucedan.

El progreso de la humanidad, en términos de productividad, se logra mediante la utilización continua de fuentes energéticas. Por ello, su consumo se ha establecido como un parámetro indicador de desarrollo industrial. Entre mayor sea el desarrollo de una nación, mayor es su consumo energético (Koroneos et al, 2012).

Las crisis energéticas, relacionadas a la cantidad de fuentes de energía disponibles, el costo por obtenerlas, las limitaciones político - económicas y el agotamiento de las reservas, están adquiriendo mayor preponderancia para el control de los recursos en los países (Kalogirou, 2009).

En Costa Rica, al ser un país en vías de desarrollo, estos factores económicos son de gran importancia (Quintanilla, 2003; Roberts, 2004). Al respecto, la Unesco (1985) señala que “para lograr el desarrollo, los países deben tener acceso a los recursos energéticos y aprender a economizarlos por medio de decisiones juiciosas basadas en el mejor análisis posible de la situación y en los máximos conocimientos prácticos”.

Estos conocimientos hacen posible desarrollar tecnologías que permitan aprovechar, de manera práctica, las fuentes de energía con las que cuenta cada país. Se pueden implementar estos conocimientos prácticos de manera que se logren investigar nuevas alternativas al uso de hidrocarburos (Evarts et al, 2013).

Según Quintanilla (2003) para la época presente, la principal fuente de energía mundial procede de los hidrocarburos.

En el panorama mundial, más del 90% de la demanda de energía comercial primaria, se abastece con el uso de combustibles fósiles, 7% con energía nuclear y el 3% restante por hidroelectricidad. La tendencia actual es que los hidrocarburos se mantendrán como la principal fuente de abastecimiento.

Lo anterior, evidencia la alta dependencia mundial de hidrocarburos como fuente de energía. Dicha dependencia continuará por un periodo más amplio hasta que se logre encontrar una fuente energética distinta y que sea económicamente rentable (Srinivas, 2011). Este reto lo enfrenta la generación presente y según Roberts (2004) seguirá siendo el reto de las generaciones futuras.

Las proyecciones más autorizadas prevén que, si no ocurre una recesión de grandes proporciones, la economía global demandará en 2020 el doble de petróleo, un 75% más de gas y un 40% más de carbón que en 2000 y que el mayor aumento se dará en el Sur (del 45% al 60% del total), en las economías emergentes (China, India, Rusia, Brasil, México, Sudáfrica y otros) en competencia con los grandes consumidores de hoy (Estados Unidos, Reino Unido, Japón).

Lo anterior permite reflexionar acerca de la necesidad de establecer fuentes alternas de energía que no presenten los problemas típicos de los hidrocarburos, tales como: contaminación excesiva, baja estabilidad en el precio mundial, intereses políticos y económicos, la incertidumbre e inseguridad del acceso a las reservas. Parte del reto, según Quirós (1979), Nandwani (1981) y Roberts (2004), es determinar nuevas maneras de obtener energía, ya sea con el descubrimiento de nuevas fuentes energéticas o la invención y mejora de instrumentos que permitan aprovechar al máximo las existentes.

1.2. Delimitación del tema.

La presente investigación pretende brindar un aporte en la búsqueda de aplicaciones de fuentes alternas de energía. Dado que el Sol es una fuente energética de libre acceso, se utiliza como parámetro de entrada la radiación solar incidente sobre la superficie terrestre. Por medio de la ingeniería se puede transformar esta energía de

modo que presente características bien definidas las cuales sirvan para suplir una necesidad específica (Manrique, 1984).

El tema a tratar es el diseño y construcción de un colector solar de placa plana que permita realizar el calentamiento del agua para su posterior uso doméstico. El colector se diseña con parámetros de diseño para el Valle Central de Costa Rica, de modo que este sea calibrado bajo las condiciones de esta zona en particular.

Los colectores solares de placa plana transforman la energía de los rayos solares incidentes en un flujo de calor hacia el agua, la cual se almacena en un tanque térmicamente aislado para su posterior uso (Leidl et al, 2009). Existen distintos tipos de colectores solares, para el presente trabajo se diseña y construye un colector solar de placa plana que funcione por medio del efecto termosifón o convección natural del agua dentro del colector. Esto significa que el agua pasa por el colector solar, elevando su temperatura y luego hacia el tanque de almacenamiento, esto en virtud de la diferencia de densidades entre el agua fría en la entrada del colector y el agua caliente en la salida, lo cual permite una diferencia de presiones que impulsa al agua a ingresar al tanque de almacenamiento (BABCOCK & WILCOX COMPANY, 1963).

Para realizar el diseño del colector es necesario basarse en los modelos matemáticos de transferencia de calor como: convección, radiación y conducción (Çengel, 2007), el costo de los materiales de construcción y las propiedades de los materiales a utilizar. El precio del colector diseñado debe estar por debajo del precio de los modelos que se encuentran actualmente en el mercado nacional. Esto con el fin de generar tecnologías accesibles para un grupo más amplio de la población nacional.

Cuando el diseño del colector sea completado, es necesario construir un prototipo y de esta manera evaluar la eficiencia teórica proveniente de modelos matemáticos contra la eficiencia experimental basada en los procedimientos establecidos por el estándar 93 de ASRHAE (1986).

El presente trabajo pretende evaluar la eficiencia teórico-experimental del modelo propuesto. Aprobar o descartar la simulación teórica dependerá de la correlación entre estos resultados.

1.3. Objetivo

1.3.1. Objetivo general

Diseñar, construir y evaluar la eficiencia teórico-práctica de un calentador de agua solar de placa plana para aplicaciones domésticas, calibrado bajo parámetros del Valle Central en Costa Rica.

1.3.2. Objetivos específicos:

- Definir parámetros dimensionales, materiales de construcción y ubicación espacial del colector mediante el uso del modelo matemático para obtener la máxima eficiencia posible.
- Realizar un estudio de factibilidad económica del diseño.
- Construir un prototipo del colector utilizando procesos de manufactura adecuados a la realidad nacional y con materiales locales.
- Generar planos constructivos del modelo propuesto.
- Generar un programa computacional que permita al usuario seleccionar parámetros de entrada tales como materiales de construcción y ubicación espacial para definir así el tamaño de colector mínimo y la máxima eficiencia posible a obtener, así como el período de retorno de la inversión.
- Obtener niveles de reducción de CO₂ con la implementación del colector solar para el calentamiento de agua de uso doméstico.

1.4. Justificación.

Inicialmente, para conocer la importancia de la presente investigación, es necesario exponer brevemente la situación actual de la energía eléctrica en Costa Rica. Luego describir la fuente de energía alterna que compete al presente trabajo, la energía solar.

1.4.1. Energía eléctrica.

El Instituto Costarricense de Electricidad (ICE) es la institución encargada de suplir en gran parte la demanda de energía eléctrica a los hogares del país. Las tarifas varían dependiendo del sector donde se utilice. Según el diario oficial La Gaceta No. 66 (2010) para el sector residencial de Costa Rica se debe aplicar el siguiente desglose tarifario.

Tarifa T-RE Residencial

Aplicación: Se entiende por consumo residencial el servicio para casas de habitación o apartamentos que sirven exclusivamente de alojamiento. No incluye cabinas y áreas de recreo, moteles, hoteles, hospitales, hospicios, ni edificios de apartamentos servidos por un solo medidor.

A continuación se muestran las tarifas residenciales referentes al costo de la energía eléctrica en función del consumo mensual.

Tabla 1. Tarifas de consumo eléctrico residencial por mes para Costa Rica.

Consumo mensual	Tarifa a pagar en Colones	Tarifa a pagar en Dólares
Primeros 200 kWh	¢ 88/kWh ^a	\$ 0,121/kWh ^a
De 201 a 300 kWh	¢133/kWh	\$ 0,222/kWh
Cada kilovatio adicional	¢ 159/kWh	\$ 0,31/kWh

Fuente: (Instituto Costarricense de Electricidad, 2013).

Nota: Para el cálculo de la tarifa residencial en dólares se refiere al tipo de cambio según el Banco Central de Costa Rica (2013): Compra, ¢ 494,22. Venta, ¢ 505,03

^a Para los cálculos de costos de electricidad se utiliza la tarifa de los primeros 200 kWh .

Como lo comenta Nandwani (1982), en Costa Rica el dispositivo de uso más común para calentar el agua con fines de higiene personal es la termoducha. Este dispositivo utiliza una resistencia eléctrica para tal fin. La potencia requerida por esta resistencia es distinta en cada marca comercial y para los distintos modelos ofrecidos en el mercado.

El consumo promedio que brinda el ICE (Instituto Costarricense de Electricidad, 2013) para la termoducha marca Lorenzetti de 4000 Watts corresponde a 5 horas al mes por persona o 10 minutos al día por persona. Basándose en los datos expuestos en la Tabla 1, y la potencia y período de utilización recomendados se puede brindar una aproximación de los costos mensuales que implica el uso de una termoducha. A continuación se tabulan los resultados del estudio de costos para distintos grupos familiares.

Tabla 2. Costos mensuales del uso de la termoducha por grupo familiar.

Grupo familiar	Consumo mensual	Tarifa a pagar	Tarifa a pagar
3 personas	60 kWh	¢ 5 280	\$ 13,32
4 personas	80 kWh	¢ 7 040	\$ 17,76
5 personas	100 kWh	¢ 8 800	\$ 22,195

Nota: Para el cálculo de consumo eléctrico mensual se utiliza un consumidor de 4 000 Watts con una utilización de 5 horas al mes por persona y una tarifa para los primeros 200 kWh.

Con la implementación de una tecnología que utilice una fuente alterna a la energía eléctrica para el calentamiento de agua de uso doméstico, se dejaría de gastar el monto expuesto en la Tabla 2 cada mes para distintos grupos familiares. Pero la estimación del costo de la energía eléctrica es variable en el tiempo y depende de varios factores como: costos de operación, precio internacional del petróleo, abundancia de los recursos energéticos y la inflación ente otros (Veeraboina et al, 2012).

A pesar de que Costa Rica, a nivel centroamericano cuenta una de las tarifas más bajas en el sector de electricidad residencial, de acuerdo con la Figura 1, para los países de América Central, el costo de la energía eléctrica presenta una tendencia a la alza. Este incremento anual implica que la inversión monetaria mensual del grupo familiar para el calentamiento de agua en la ducha tiende a incrementarse año tras año. Por tanto, los resultados tarifarios expuestos en la Tabla 2 aumentan en el tiempo.

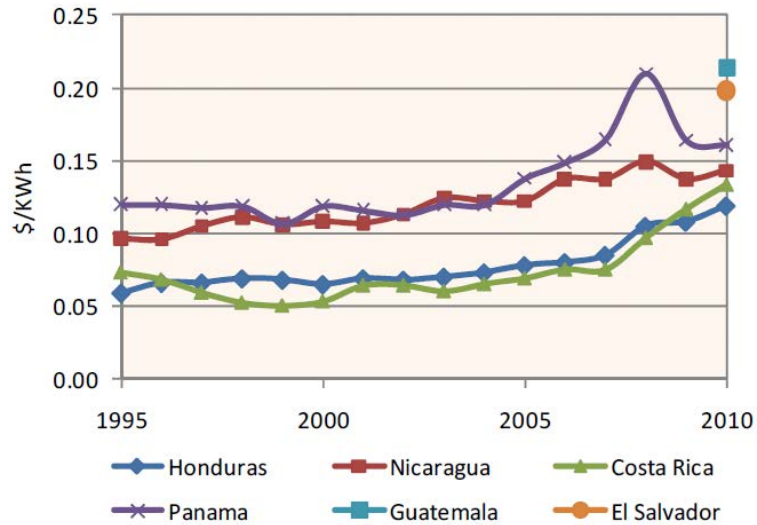


Figura 1. Costo de la energía eléctrica del sector residencial para los países centroamericanos desde 1995-2010.

Fuente: (Centro Nacional de Planificación Eléctrica, 2012a).

La energía residencial en Costa Rica representa el 40% de la energía vendida por las distintas empresas distribuidoras (Centro Nacional de Planificación Eléctrica, 2012). Este sector de consumo también se ve afectado por los continuos aumentos en la tarifa eléctrica.

De la energía residencial, una importante parte se utiliza para el calentamiento del agua, cocinar los alimentos, alumbrado artificial durante las noches, entre otros usos. Las curvas de demanda energética a lo largo del día para cada país son distintas. A estas curvas se les denomina “Curvas de Carga” y Costa Rica presenta curvas muy típicas para los días laborables tal y como se muestra en la Figura 2. Esta figura incluye el consumo eléctrico de todos los sectores, residencial, industrial y comercial.

El incremento o disminución en la demanda energética varía a lo largo del día de una manera muy similar entre días laborables. Algunos incrementos pronunciados o “Picos” de demanda se deben al uso de electricidad para el alumbrado público y residencial a partir de las 17:30 aproximadamente o el incremento cerca de las 11:30 cuando se preparan los alimentos.

Este comportamiento ha variado muy poco con los años lo cual se observa en la Figura 2 con la recopilación de datos desde 1997 hasta el 2007.

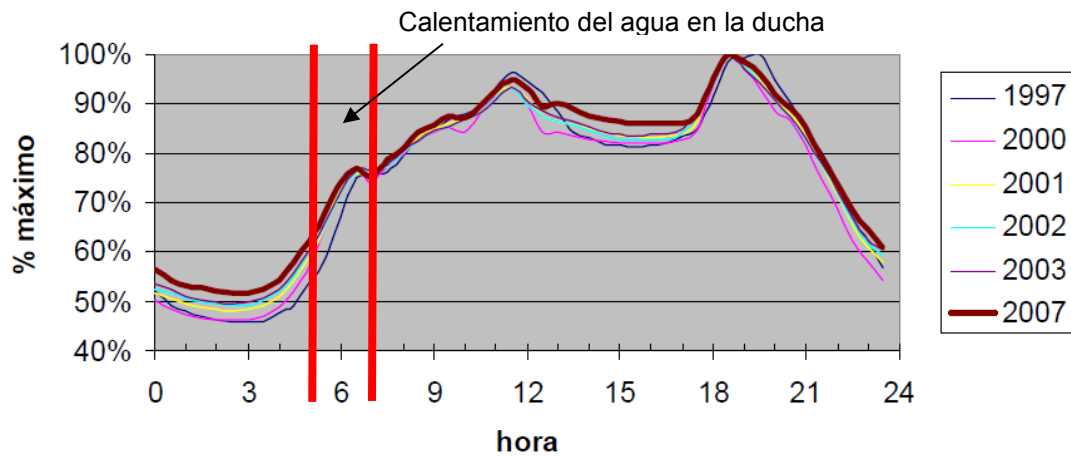


Figura 2. Demanda eléctrica promedio de lunes a viernes en un período comprendido entre 1997 al 2007.

Fuente: (Centro Nacional de Planificación Eléctrica, 2012)

Nota: Curvas de carga típicas del consumo eléctrico nacional. Todos los sectores de consumo.

El sutil incremento en la demanda desde las 5:00 hasta las 7:00 aproximadamente, representa el consumo eléctrico residencial utilizado en el calentamiento del agua para el aseo personal (Centro Nacional de Planificación Eléctrica, 2012).

La disminución en este consumo eléctrico, implica un ahorro económico en el núcleo familiar de acuerdo a los datos expuestos en la Tabla 2. Si esta disminución se aplica para todas las residencias del país, de acuerdo a la Figura 2, se incurriría en una disminución en la producción de energía eléctrica con el respectivo ahorro económico que esto implica para el país.

Por esta situación, se evidencia la necesidad de implementar una tecnología para el calentamiento de agua de uso doméstico que utilice una fuente alterna a la energía eléctrica.

La energía solar es un recurso renovable muy interesante ya que es inagotable, gratuito, limpio y mayoritariamente disponible a lo largo de todo el país. Un colector

solar aprovecha la energía del Sol para calentar el agua de uso doméstico, presenta costos de operación y mantenimiento muy bajos, de aproximadamente el 1% del costo de instalación inicial más un incremento anual del 1% durante su ciclo de vida estimado en 20 años (Kalogirou, 2009).

1.4.2. La energía solar

La utilización de la energía solar para diversos fines prácticos no es una idea reciente. El Sol figuró entre los primeros intentos del hombre por explorar el mundo que lo rodeaba. Era tan obvia la dependencia del hombre con respecto al Sol que sus primeras religiones y culturas se formaron alrededor de este cuerpo celeste (Manrique, 1984).

El Sol libera una cantidad de energía importante, de la cual solamente nos llega una fracción hasta la superficie terrestre y de esa fracción una menor es utilizada. Como lo comenta Manrique (1984)

Irónicamente, el modelo para una central de energía termonuclear, el Sol, es una fuente de energía prácticamente ilimitada que nos suministra millones de kilowatts, y que a pesar de desperdiciarla casi totalmente, sirve para mantenernos a una temperatura agradable [...] Además la energía solar es segura, está libre de contaminación, no requiere transporte, no tiene productos de desecho que deban eliminarse [...] Todos los días nuestro planeta recibe del Sol un caudal de energía del que aprovechamos una fracción varios miles de veces menor que el total. Hasta la ínfima proporción que llega al techo de nuestras casas es muy superior, si pudiésemos utilizarla, a toda la energía que recibimos por los conductos eléctricos.

Nuevas metodologías, que permitan el aprovechamiento de la energía solar es parte del trabajo que compete a toda la humanidad (Batidzirai et al, 2009; Mekhilef et al, 2012; Veeraboina et al, 2012). La investigación que aquí se presenta pretende brindar un aporte en ese intento por disminuir la dependencia de los hidrocarburos.

La energía solar puede utilizarse en aplicaciones como el calentamiento de agua y aire a baja temperatura (de 25 °C a 100°C). En el caso del agua, los colectores planos

ofrecen la posibilidad de desestimular el uso de la electricidad para la producción de calor en tanques de agua caliente (Kulkarni et al, 2007).

Según los datos del Instituto Geográfico Nacional (2005), Costa Rica se encuentra posicionada latitudinalmente en sus puntos extremos de la siguiente manera:

- Norte: 11° 13' 12" (lugar donde el Río Sapoá entra a Nicaragua).
- Sur: 08° 02' 26" (Punta Burica, punto más meridional del territorio continental).

De lo anterior, se desprende que Costa Rica se encuentra en un posicionamiento latitudinal con respecto al Ecuador que le permite a los rayos solares incidentes sobre la superficie terrestre que estos sean casi perpendiculares la mayor parte del año (10 grados con respecto a la vertical). Esto deriva en un flujo de radiación apropiado para ser utilizado como fuente de energía (Quiros, 1979).

Pero esta radiación no es igual en todo el territorio nacional, hay zonas que por su topografía y condiciones climáticas locales presentan mayor exposición diaria a los rayos solares, tal y como se muestra en la Figura 3. Este es un mapa de las horas de brillo solar promedio a lo largo del año.

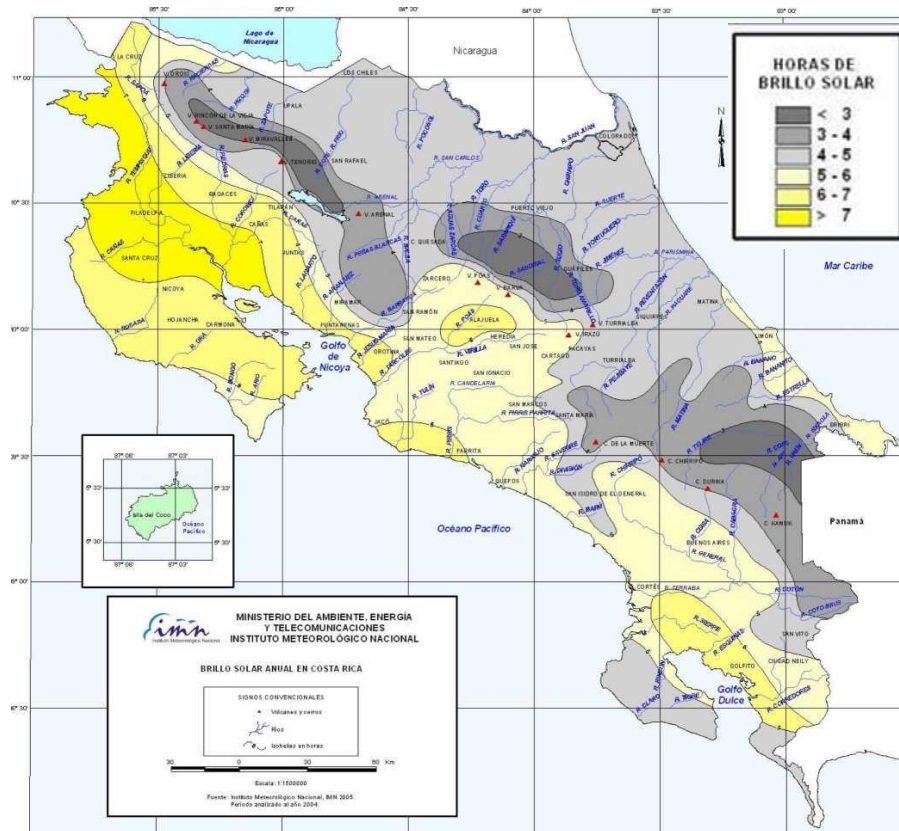


Figura 3. Brillo solar anual en Costa Rica

Fuente: (Ministerio de Energía, 2010)

Debido a la topografía del territorio, la estación presente (seca o lluviosa) o fenómenos atmosféricos externos, las horas de Sol incidentes varían. A pesar de esto, Costa Rica, en términos generales presenta un excelente ambiente para el desarrollo de tecnologías que aprovechen la radiación solar como fuente de energía (Nandwani, 1981).

Los colectores solares de placa plana son dispositivos que permiten la absorción de los rayos solares transformándolos en un flujo de calor hacia las tuberías que contienen agua. Aun cuando están limitados a temperaturas de operación inferiores a 100°C, los colectores planos se amoldan a las necesidades de calentamiento de agua para aplicaciones domésticas.

Para Manrique (1980) “este tipo de colectores aceptan las componentes de radiación solar difusa y directa, no necesitan mantenimiento muy elaborado y pueden constituir una parte integral del techo de algunas edificaciones”, además los colectores utilizan espacio generalmente no aprovechado en la mayoría de los techos de los hogares en Costa Rica.

Con la utilización de un colector solar se puede aumentar la temperatura del agua mientras esté expuesto a radiación y luego almacenar el agua en un reservorio diseñado de tal manera que la transferencia de calor con el medio sea mínima durante las horas de la noche. De esta manera se cuenta con agua caliente para ser utilizada a la mañana siguiente (Nandwani, 1982).

A razón de lo anterior, la utilización de colectores solares permite disminuir el consumo eléctrico en las residencias con el consecuente ahorro económico que esto implica. Su larga vida útil y bajos costos de mantenimiento los hacen ideales para el calentamiento de agua de uso doméstico en especial tomando en consideración que la fuente de energía es limpia, gratuita y accesible. Uno de los puntos que evitan su fácil implementación es el alto costo de inversión inicial (Chang et al, 2009).

El presente estudio pretende diseñar un colector solar que mantenga las altas eficiencias de los colectores comerciales, un período de vida útil similar y que sea de menor costo de inversión al de los existentes en el mercado nacional.

1.5. Alcance

El alcance del presente estudio se desglosa como sigue:

- El proceso inicia con la implementación de un modelo matemático que simule el sistema, basado en la teoría de Transferencia de Calor y Mecánica de Fluidos. Luego se construye un prototipo basado en el modelo teórico y se determina su eficiencia mediante la norma, ASHRAE Estándar 93 de 1986. Se comparan ambas eficiencias (teórica y práctica) y se emiten conclusiones.

- Se utilizan parámetros de diseño concernientes al Valle Central de Costa Rica como: flujo de radiación incidente, temperatura ambiente, posicionamiento latitudinal, temperatura de agua de entrada, entre otros.
- Se desarrolla un programa computacional para modelar la mejor configuración de un colector de placa plana para la zona donde debe ser instalado y que brinde la mayor eficiencia posible.
- El diseño del sistema debe ser capaz de suplir las necesidades de calentamiento de agua para fines domésticos y con una tasa de retorno de inversión adecuada y acorde con las típicas mostradas en la bibliografía.
- El diseño debe ser de construcción viable, bajo mantenimiento y de bajo costo en comparación a los existentes en el mercado nacional.
- Se deja de lado cualquier análisis político sobre la situación actual y futura de las energías alternas en Costa Rica.

1.6. Limitaciones.

Algunas limitaciones que presenta el desarrollo del presente trabajo son las siguientes:

- Los resultados teóricos del diseño realizado son aplicables únicamente al Valle Central de Costa Rica, o zonas bajo condiciones similares. No se pueden extrapolar los resultados esperados para una zona distinta a menos que se realice un rediseño con diferentes parámetros de entrada propios de cada zona de Costa Rica o del planeta.
- No sería posible mejorar la eficiencia del colector si esto dependiera de la utilización de materiales que se encuentren fuera del mercado nacional, ya que se pretende utilizar conocimiento, mano de obra y materiales presentes en Costa Rica.
- Solamente se construirá un prototipo para la validación del modelo matemático. Esto aumentaría la incertidumbre de los resultados esperados con la construcción.

1.7. Metodología.

Tabla 3. Metodología utilizada.

Objetivo	Actividades	Herramientas	Resultados esperados
<p>Proponer un tipo de calentador de agua solar y la configuración más apta de modo que permita suplir necesidades domesticas en cuanto al calentamiento de agua.</p>	<p>Visita a empresas que vendan este tipo de tecnología u organizaciones que se dediquen al desarrollo de la misma.</p>	<p>Visitas previamente solicitadas a las empresas.</p> <p>Programar reuniones con personas que hayan desarrollado el tema con anterioridad.</p>	<p>Obtener diferentes modelos y configuraciones de uso común en el mercado nacional, además de los precios a los que se vende en el país.</p>
	<p>Búsqueda en internet de diferentes modelos de calentadores solares.</p>	<p>Buscadores en internet, libros electrónicos y bases de datos.</p>	<p>Recopilar y organizar información de modo que permita seleccionar un tipo de colector en específico.</p>
<p>Diseñar el prototipo basándose en un modelo matemático que permita predecir el comportamiento del sistema con base en la teoría de Transferencia</p>	<p>Establecer las ecuaciones de Transferencia de calor y Mecánica de Fluidos relacionadas con el tema a tratar.</p>	<p>Revisión bibliográfica de textos que contengan las relaciones matemáticas adecuadas al proyecto.</p>	<p>Recopilación de todas las ecuaciones necesarias para la resolución del modelo matemático.</p>

<p>de Calor y Mecánica de Fluidos eligiendo parámetros geométricos y propiedades de los materiales como datos de entrada.</p>	<p>Determinar el modelo matemático que simule el calentador de agua solar propuesto.</p>	<p>Revisión bibliográfica de libros, TFG, documentos electrónicos que aborden el tema de calentadores de agua solares</p>	<p>Obtener un modelado que represente el sistema propuesto y permita de esta forma realizar un diseño apropiado.</p>
<p>Realizar un estudio de factibilidad económica del diseño.</p>	<p>Investigar los precios que ofrecen los distintos proveedores nacionales de calentadores de agua solares.</p>	<p>Páginas web de los proveedores. Llamadas telefónicas. Visitas para solicitar cotizaciones</p>	<p>Obtener precios de los distintos tipos de colectores que se encuentran a la venta en el mercado nacional.</p>
	<p>Basándose en el modelo matemático, el precio y la disponibilidad a nivel nacional, escoger los materiales de construcción del prototipo.</p>	<p>La principal herramienta de diseño será el modelo matemático. Cotizaciones e investigación de proveedores de materiales para la construcción a nivel nacional.</p>	<p>Encontrar los materiales seleccionados y su precio con distribuidores nacionales, de modo que permita realizar un diseño de bajo costo en comparación con los modelos de colectores a la venta en el mercado nacional.</p>
	<p>Análisis sobre el costo total del diseño</p>	<p>Uso de información actualizada en</p>	<p>El resultado esperado es que el retorno</p>

	<p>propuesto vs. el costo de utilizar electricidad para el calentamiento de agua.</p> <p>De esta manera se determina el periodo de pago de la inversión.</p>	<p>cuanto al costo domiciliario de la electricidad en el país.</p> <p>Análisis mediante el uso de hojas de cálculo para determinar el periodo de pago de la inversión inicial.</p>	<p>sobre de la inversión inicial sea de un periodo de entre 3 y 5 años. (S Kalogirou, 2009)</p>
<p>Construir un prototipo del colector, utilizando procesos de manufactura adecuados a la realidad nacional.</p>	<p>Construcción de prototipo.</p>	<p>Soldadura oxiacetilénica, trabajo en madera, pintura y acabado.</p>	<p>Tener un prototipo funcional para realizar una comparación entre el modelo matemático y el prototipo.</p>
<p>Comprobar experimentalmente la validez del modelo matemático por medio del adecuado manejo de los datos.</p>	<p>Recopilar datos y resultados del comportamiento del prototipo bajo condiciones de diseño.</p>	<p>Uso del estándar ASHRAE estándar 93 de 1986 para evaluar la eficiencia práctica de un colector solar</p>	<p>Obtener todos los datos experimentales necesarios que permitan un posterior análisis.</p>
	<p>Comparación entre los datos experimentales y los resultados que predice el modelo matemático.</p>	<p>Evaluación de los datos teóricos vs. Experimentales</p>	<p>Se espera que el porcentaje de diferencia entre los datos experimentales y los del modelo matemático sea entre 0,3 y 10% (Ammari 2003).</p>

2. COLECTORES SOLARES.

El calentamiento de agua es una de las aplicaciones más importantes de la energía solar, que compite económicamente en la mayoría de los casos con métodos de calentamiento a base de fuentes convencionales de energía.

El agua caliente se necesita para uso doméstico (bañarse, lavar platos y ropas etc.), uso comercial (hospitales, hoteles, centros de recreos, piscinas, restaurantes, entre otros).

Varios tipos de calentadores de agua pueden ser construidos, dependiendo del diseño, la disponibilidad de los materiales y las necesidades pero el principio básico es el mismo para todos los sistemas: el Efecto Invernadero (Nandwani, 2009).

En general existen dos tipos de calentadores solares de agua. En uno la captación de la energía solar y almacenamiento de energía calórica (en forma de agua caliente) se hace en la misma unidad. Los calentadores del otro tipo tienen separados los sistemas de captación de la energía solar y almacenamiento de agua caliente y funcionan mediante el efecto sifón o fuerza boyante.

En el calentador de agua más simple, la captación y almacenamiento están juntos. Este sistema es compacto y sencillo, pero su rendimiento es bajo debido a que durante la noche y el periodo de nubosidad (cuando el sol es insuficiente para aumentar la temperatura del agua en el recipiente), la superficie de vidrio se convierte en una gran fuente de pérdidas. Por esta razón los calentadores solares más utilizados para aplicaciones residenciales son los que permiten almacenar el agua caliente en un reservorio a parte del dispositivo de captación de energía. (Nandwani, 2009).

2.1. Tipos de colectores solares comunes en el mercado.

China, siendo una potencia económica en auge, es el líder mundial en cuanto al uso de energía solar. Se estima que cuenta con una instalación nacional de calentadores solares que ronda el 10 % de los hogares y una capacidad instalada de 134 GWh térmicos, lo cual lo sitúa como el mayor productor de energía solar a nivel mundial (Li et al, 2011).

El mercado internacional de las llamadas “energías verdes” ha aumentado en los últimos años debido a nueva información relacionada con el calentamiento global, escases energética mundial y ahorro de los recursos (Mekhilef et al, 2012). Costa Rica no ha sido una excepción. La oferta de tecnologías alternas a las convencionales para el calentamiento de agua ha aumentado en los últimos años, en buena parte a la apertura al comercio exterior y que por ser un país en vías de desarrollo, se ve inmerso en la oferta de productos extranjeros, como colectores solares.

Existen calentadores solares de alta temperatura, los cuales emplean generalmente métodos que desvían los rayos solares y los concentran en algún punto o superficie específica, estos son empleados generalmente para producir energía eléctrica. También los hay de baja temperatura, generalmente utilizados en sistemas domésticos de calefacción y agua caliente sanitaria por debajo de los 60 °C. Numerosos diseños de calentadores están disponibles en el mercado, lo que refleja las necesidades de los distintos lugares (Hussain, 2005).

En lo que se refiere a la selección de uno adecuado para el hogar, Zerrouki y Boumedién (2002) comentan:

Los sistemas de termosifón solar de agua caliente sanitaria han ganado popularidad tanto en la práctica como en la investigación. En estos sistemas la transferencia de calor circula desde el fluido en el colector solar hasta el tanque de almacenamiento de agua caliente debido a la acción de las fuerzas de flotabilidad

Además algunas de sus ventajas son su notable eficacia acompañada por su sencillez en el diseño, la autonomía en su funcionamiento y su minimización de mantenimiento (Koffi et al, 2008).

A la hora de seleccionar o diseñar un colector solar, se deben tener presentes entre otros factores, la temperatura de agua requerida, la cantidad de agua almacenada, la cantidad de radiación solar incidente en la superficie del colector (Kuma et al, 2010), la temperatura del ambiente y como factor determinante, el costo de

mismo ya que estos tienen periodos de amortización algunas veces muy extensos de hasta 20 años o más (Kalogirou, 2009). Los colectores solares se pueden clasificar de la manera expuesta en la Figura 4.



Figura 4. Tipos de colectores solares disponibles en el mercado

A continuación se describe el funcionamiento y componentes principales de cada uno de los colectores expuestos en la Figura 4. Las ventajas, desventajas de cada uno, los materiales de construcción y las herramientas necesarias para su construcción, son parámetros que deben ser estudiados para decidir el tipo de colector solar a desarrollar y que sea concordante con los objetivos planteados en el presente estudio.

2.2. Descripción de los distintos tipos de colectores.

2.2.1. Colectores solares sin concentración.

Este tipo de colectores reciben radiación solar y la convierten en energía térmica (Rabl, 1985), “no tienen partes móviles o dispositivos de seguimiento solar” (Malato et al, 2002) y trabajan a menor temperatura que los colectores solares concentrados, sin embargo se han observado temperaturas de alrededor de 300 °C en estos (Pailthorpe et al, 1996). Entre los colectores de este tipo se tienen los siguientes:

2.2.2. Colector solar de placa plana.

En este tipo de colector, la radiación solar incide en una placa plana, por lo general de un material con alta conductividad térmica como aluminio o cobre debido a que el rendimiento térmico del colector rectangular depende en gran medida de la velocidad de transferencia de calor entre la superficie de absorción y el agua (Hussain, 2005).

La placa almacena temporalmente energía térmica y la transfiere a un fluido que circula en una tubería la cual está unida a la placa. La energía almacenada en la placa es transferida al fluido. Por lo general los colectores solares de placa plana son de aspecto oscuro para maximizar la absorción del espectro solar (Kalogirou, 2000).

Además de la placa y las tuberías, este tipo de colectores se construyen con una cubierta superior fabricada con un material transparente. Por lo general se utiliza vidrio de borosilicato transparente. Este material presenta transmisividad alta a la radiación solar pero baja a la radiación infrarroja. Esto permite que la mayor parte de los rayos solares pasen a través de la cubierta transparente e incidan sobre la placa absorbidora de radiación. Cuando esta última se calienta, emite radiación en la longitud de onda del infrarrojo la cual no puede escapar en su totalidad debido a la cubierta transparente y con esto se favorece el efecto invernadero tal y como se observa en la Figura 5 También se utilizan polímeros transparentes pero no son de uso común debido a su menor transmisividad (Mills, 1988).

Otra función de la placa es: cuando la radiación solar pasa a través de una cubierta transparente y afecta la superficie oscura de la placa colectora, una gran parte de la energía es absorbida por la placa y luego se transfiere por medio de los tubos al fluido de transporte para su uso o almacenamiento (Kalogirou, 2000). También disminuye las corrientes de aire ya que este al estar confinado no es afectado por el viento, y al circular más lento disminuye la magnitud de calor que se pierde por convección. Esto aumenta la temperatura interior y favorece el “*efecto invernadero*” dentro del colector como se muestra en la siguiente figura.

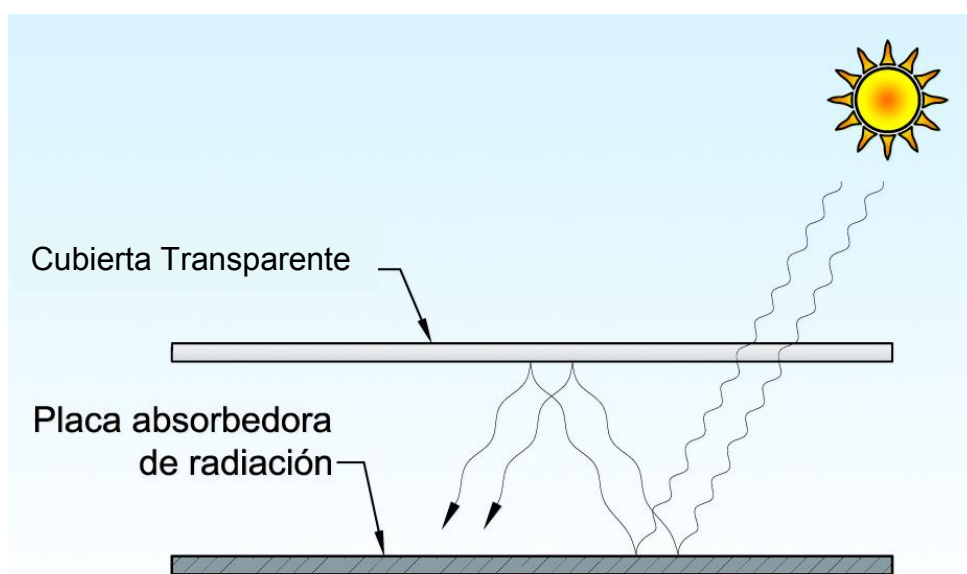


Figura 5. Efecto invernadero en colector solar de placa plana.

Se debe tener en cuenta que los colectores de placa plana, generalmente son fijados de forma estable en su posición y no requieren de seguimiento del sol. Los colectores deben estar orientados directamente hacia el ecuador mirando hacia el sur en caso de estar en el hemisferio norte, y en caso de estar en el hemisferio sur deben colocarse mirando hacia el hemisferio norte (Kalogirou, 2000) esto hace que sean de fácil instalación y funcionamiento (Figura 6). Según Nandwani (2013) un ángulo ideal de instalación para el colector es de 20 grados con respecto a la horizontal, ya que permite un flujo eficiente a lo largo de las tuberías, y reduce la cantidad de depósitos acumulados a lo largo del tiempo. A diferencia de otros, el sistema de placa plana solo

es eficiente durante pocas horas al día en las que la radiación solar incide de manera más perpendicular a la placa.

En la Figura 6 se muestran los componentes principales de un colector solar de placa plana y su comportamiento ante la radiación solar.

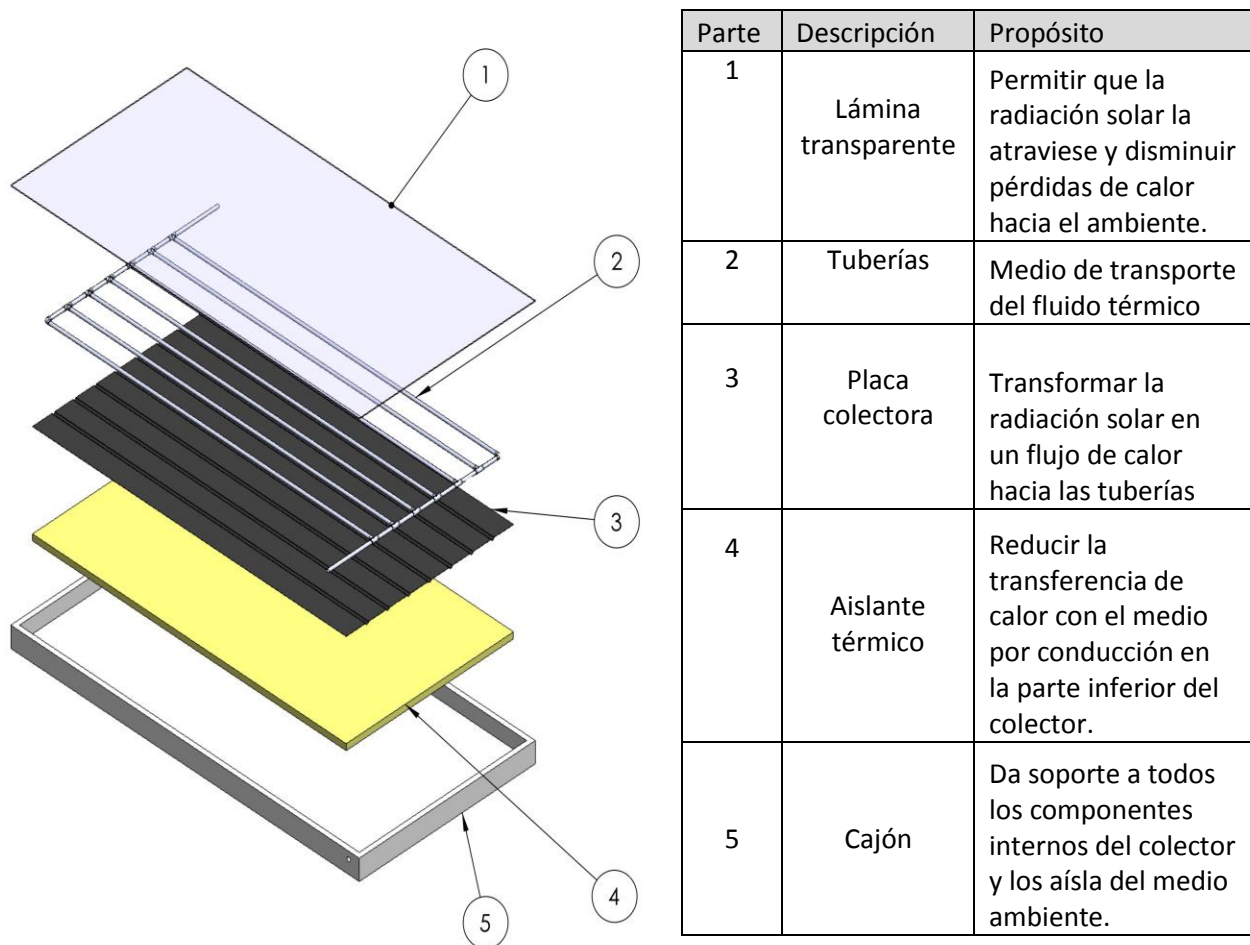


Figura 6. Componentes principales de un colector solar de placa plana.

2.2.3. Colectores de vacío.

Los colectores de vacío son ampliamente utilizados para suministrar agua caliente sanitaria o calefacción (Liangdong, 2010). Tienen una doble cubierta cerrada herméticamente de la cual se extrae el aire para así tratar de eliminar la pérdida de

calor, además “tienen un mejor rendimiento que los colectores solares de placa plana” (Morrison et al, 2001).

Este sistema es bastante eficiente debido a que utiliza un porcentaje muy alto de la radiación en el calentamiento del agua, y las pérdidas de calor son pequeñas en relación con los otros sistemas. Según comenta Liangdong (2010).

El vidrio de los colectores solares de tubos al vacío proporciona los efectos combinados de un recubrimiento altamente selectivo y aislamiento por vacío del elemento absorbente para que puedan tener una alta eficiencia de extracción de calor en comparación con los colectores de placa plana

Existen grandes desventajas tales como el aspecto económico, ya que requieren altos costos de fabricación (Sumathy et al, 2002) o equipos muy especializados para producir el vacío necesario. También los elementos estructurales deben ser lo suficientemente fuertes para poder soportar los esfuerzos que se producen debido a la diferencia entre la presión atmosférica y el vacío, además los acoples utilizados se deben diseñar específicamente para poder soportar la diferencia de presión sin fugas de aire. En la aplicación práctica, conservar el vacío es muy difícil porque se producen muchos gases no condensables en el tubo de calor durante la ejecución del sistema (Liangdong, 2010). Además que su eficiencia disminuye debido a las pérdidas de vacío que presentan con el pasar del tiempo (Muñoz, 2011).

Entre las aplicaciones principales están la producción de agua caliente para la climatización de piscinas y consumo humano doméstico.

2.2.4. Colectores con tubos de calor.

Como se observa en la Figura 7, este tipo de colectores poseen una configuración cilíndrica que consiste en un tubo de vidrio que “[...] *trabaja como colector de energía solar y una tubería interna de cobre por la cual circula el flujo de agua*” (Hussain, 2005).

Según Salcedo (2011), una ventaja de este sistema es que se puede captar mejor la radiación solar. Esto lo convierte en una alternativa ideal para latitudes donde el Sol no incide perpendicularmente a la superficie de la Tierra.

[...] ya que los rayos del sol siempre están impactando a los tubos en un ángulo que es perpendicular a su superficie, esto reduce la reflexión de manera que maximiza la cantidad total de radiación solar a la que los colectores están expuestos cada día.

Entre algunas de sus desventajas se encuentra que la disponibilidad de tubos de vidrio adecuados para este tipo de colectores es muy reducida, por lo que no está al alcance de cualquier persona fabricarlo y además que en la actualidad son considerablemente más caros que los de placa plana como se aborda en el capítulo 6.

A continuación la configuración típica de un colector de tubos al vacío.

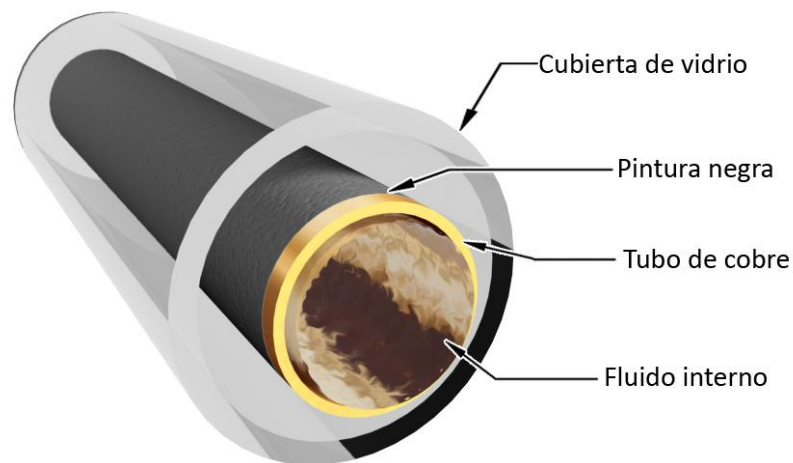


Figura 7. Configuración del colector con tubos de calor.

2.2.5. Colectores cónicos y colectores esféricos.

Presentan una geometría que consiste en una superficie de captación cónica o esférica. La superficie donde incide de la radiación solar en estos suele ser al mismo tiempo parte de su reservorio por lo que la transferencia de calor a la reserva de agua

es inmediata (Figura 8). “Por su forma, recibe siempre la radiación solar, al margen de la orientación e inclinación del tejado. Ideal para días nublados” (Bricolaris, 2012). A continuación una figura de la configuración típica para este tipo de colectores solares.



Figura 8. Colector solar esférico.

La principal desventaja de estos colectores es la alta pérdida de calor durante las noches o cuando no hay radiación solar ya que la esfera funciona como reservorio y en ausencia de radiación solar, transfiere el calor almacenado en el agua hacia el medio circundante en forma de radiación (Nandwani, 2013).

2.2.6. Colectores solares de concentración.

Este tipo de colectores generalmente se usan en grandes sistemas de energía solar y requieren óptica para concentrar la luz del sol. Las tecnologías actuales utilizan cilindros parabólicos con espejos para calentar un líquido que transporta la energía a un tanque de almacenamiento (Molenaar, 2010).

Este sistema posee diversas limitantes como: la necesidad de seguimiento del sol, su capacidad para utilizar solamente la componente directa de la radiación solar, y

rápido deterioro de las superficies reflectoras (Grossman, 2002), por lo que los gastos en mantenimiento son bastante elevados.

2.2.7. Colectores solares cilíndricos y parabólicos.

En general, los colectores de concentración presentan ciertas ventajas en comparación con los de placa plana convencional. Entre estas, se tiene que el fluido de trabajo puede alcanzar temperaturas más elevadas con sistema concentrador en comparación con un sistema de placa plana para la misma área de superficie. Esto significa que se puede obtener una mayor eficiencia termodinámica debido a la pequeña pérdida de calor con respecto al área del receptor (Kalogirou, 1998).

Algunas de sus desventajas son que recogen muy poca radiación difusa, se requiere de alguna forma de sistema de seguimiento (ver Figura 9) y que sus superficies reflectantes pueden perder su reflectancia con el tiempo y pueden requerir limpieza periódica o renovación (Ídem). A continuación una figura con el esquema típico de los colectores solares de concentración.

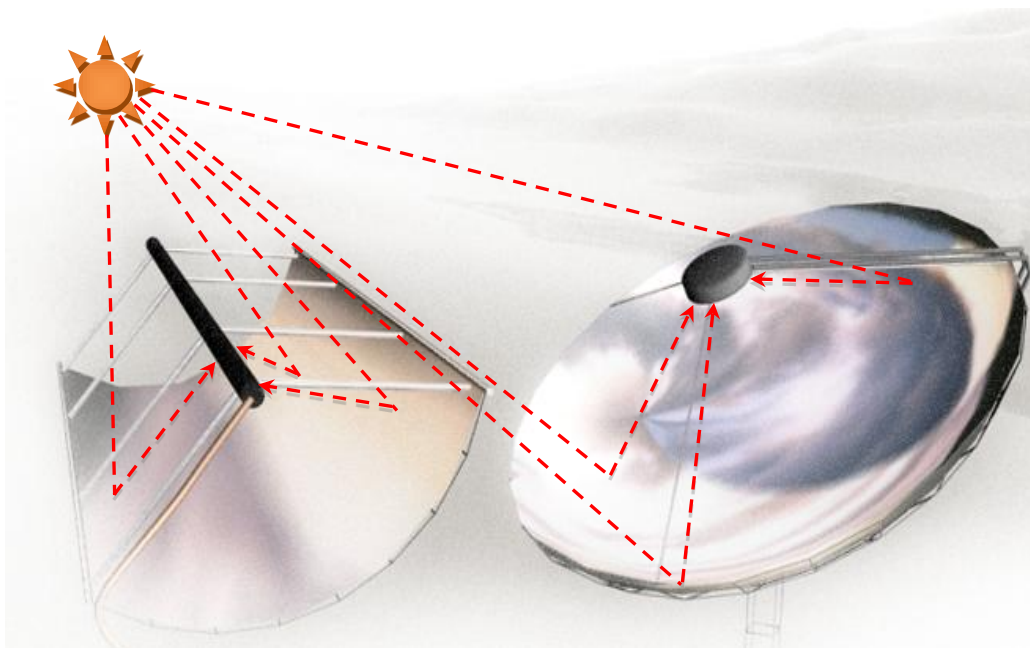


Figura 9. Colector solar de concentración cilíndrico y parabólico.

2.2.8. Lentes de Fresnell

Los lentes Fresnell son dispositivos ópticos para la concentración de radiación solar. Entre sus ventajas, se puede mencionar que “son de poco volumen, poco peso, distancia focal menor, y bajo costo en comparación con los lentes ordinarios (Tripanagnostopoulos et al, 2007). Esto los convierte en una excelente alternativa a considerar para el calentamiento de agua.

En la Figura 10 se puede observar como su funcionamiento es similar al de un lente convencional. Se ha demostrado por medio de resultados experimentales que la eficiencia en el calentamiento de agua es de hasta un 50% para una temperatura de agua de 90°C. Los experimentos muestran que tiene inclusive menores pérdidas de calor que los calentadores solares de tubos al vacío (Zhai et al, 2010) Esto es posible debido a que el área donde se concentran los rayos solares suele ser pequeña en comparación con el área expuesta al ambiente por otros tipos de calentadores solares. Se puede observar como su funcionamiento es similar al de un lente convencional.

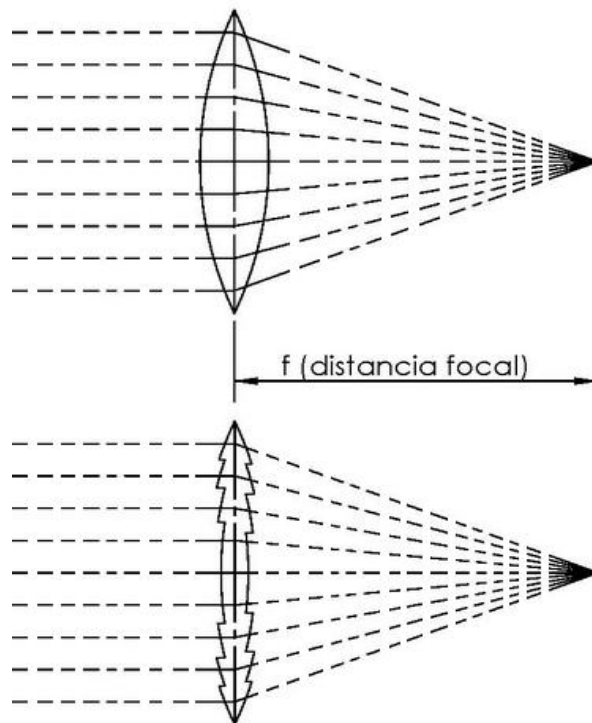


Figura 10. Lente de Fresnel.

2.4. Selección del tipo de colector adecuado.

Considerando las características de cada tipo de colector, se eligió utilizar un colector de tipo placa plana en convección natural para desarrollo de la presente investigación y determinar las ecuaciones que describen su funcionamiento y su eficiencia. Entre las razones para realizar dicha selección, se encuentran las siguientes:

- El colector de placa plana es de construcción sencilla en comparación con el resto de colectores (Kalogirou, 2009)
- Existe una alta disponibilidad de los materiales necesarios para su elaboración en el mercado nacional (Nandwani, 2013).
- Los materiales para su fabricación tienen un costo de mercado menor a los materiales necesarios para la confección de otro tipo de colectores.
- Considerando la ubicación latitudinal de Costa Rica, el índice de energía útil aprovechada por este tipo de colectores y la eficiencia obtenida de estos, es bastante alta (Castro, 2004)
- La temperatura obtenida en el agua calentada por este tipo de colector solar es adecuada para su utilización en sistemas domésticos de calefacción y agua caliente sanitaria (Tang et al, 2010).
- Al trabajar por convección natural, el costo del colector disminuye considerablemente, debido a que no se requieren sistemas de bombeo, control o dispositivos electrónicos. Es un sistema autónomo independiente de la energía eléctrica. (Kulkarni et al, 2007; Leidl, 2009; Lu et al, 2003)

La energía disponible que utiliza el colector para elevar la temperatura del agua es la radiación solar. El estudio del comportamiento de la fuente de energía es imperativo para el análisis de la eficiencia del colector. En el capítulo 3 se analiza el comportamiento de la radiación solar y lo más importante, se logra determinar su magnitud la cual será un importante parámetro de diseño del colector solar.

3. RADIACIÓN SOLAR

Como se ha desarrollado en el Capítulo 1, el Sol es una fuente de energía aprovechable, de ahí la importancia de determinar la distribución solar horaria y la magnitud de esta energía disponible ya que es utilizada en muchas aplicaciones en el campo de la energía solar (Siqueira et al, 2011). A lo largo del presente capítulo se desarrollará la teoría para la determinación de la radiación solar teórica, y posteriormente se expondrá el método del día claro de Hottel (1976). Este método permite determinar la radiación solar dependiendo de la latitud y la altura de un lugar específico, en condiciones de atmosfera clara, con la ventaja de ser un método sencillo y su utilidad se ve potenciada para simulaciones donde no se dispone de instrumentos adecuados para la medición de la radiación solar (Passamai, 2000).

Para la simulación, se ha programado una tabla dinámica con el uso de un programa computacional capaz de expresar la magnitud de radiación solar a partir de parámetros de la zona bajo estudio. La programación de dicha hoja de cálculo se muestra en el Apéndice i. Programa computacional para el diseño del colector solar de placa plana.

3.1. Constante solar

Se define como el flujo de energía solar interceptada por una superficie normal a la dirección del Sol en Watts por metro cuadrado (W/m^2). Dicha constante representa la cantidad de energía extraterrestre procedente del Sol.

En la superficie terrestre el valor es menor debido a que sufre diferentes procesos de atenuación, como las nubes, la capa de ozono y la reflexión de las ondas en la atmosfera entre otros factores (Çengel, 2007).

El valor de la constante solar es de $1\,366\ W/m^2$ con una incertidumbre de $\pm 1,6\ W/m^2$ y una desviación máxima de $+ 7\ W/m^2$ (García Cole, 2012).

3.2. Parámetros geométricos

Para el presente estudio y también para poder abordar el cálculo de la radiación sobre la superficie en la Tierra, varios parámetros relevantes a la radiación incidente deben ser definidos. Esta sección está dedicada a su estudio.

3.2.1. Ángulo acimutal β_s

Este ángulo es el que forma la componente horizontal de la radiación solar directa con el eje de rotación de la Tierra como se muestra en la Figura 11, este se mide en el plano horizontal que pasa por el lugar de medición (Fernández, 2005). Es medido hacia el este positivamente y oeste negativamente, (sur = cero). Este varía entre 0° y 180° .

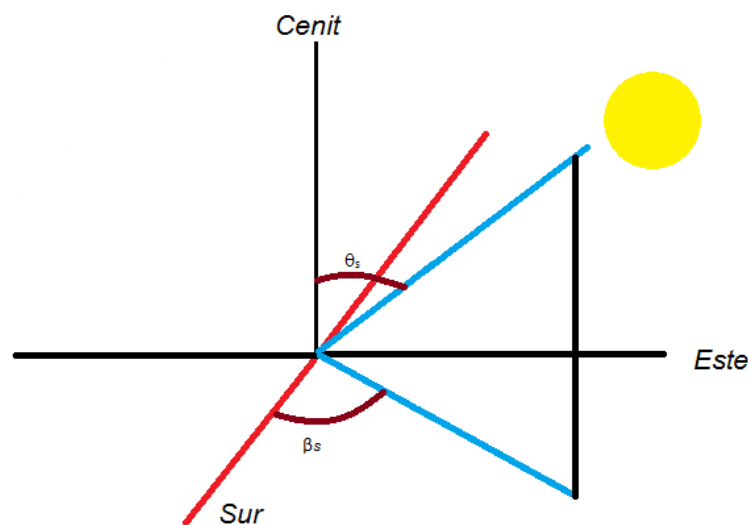


Figura 11. Ángulos acimutal y cenital.

Nota: El marco de referencia se encuentra ubicado paralelo a la superficie de la Tierra y el cenit es perpendicular al mismo.

3.2.2. Ángulo cenital θ_s

Este es el ángulo que se forma entre el cenit local y la línea que une al observador y el Sol. Dicho de otra forma, es el ángulo que forma la radiación directa del Sol y la vertical del lugar, en un punto cualquiera de la Tierra (Fernández, 2005). Este es un ángulo

que varía entre 0° y 90°. Este ángulo varía continuamente a lo largo del día y depende de la latitud del lugar del día y la hora.

3.2.3. Declinación solar δ_s

Indica la posición angular del Sol al mediodía con respecto al plano del ecuador. Este equivale a la latitud proyectada sobre la esfera celeste (Fernández, 2005). Este ángulo varía con las estaciones y su período es de un año, es decir, el tiempo que tarda la Tierra en dar una vuelta completa alrededor del Sol. En la Figura 12 se muestra el ángulo de declinación solar y cómo afecta la incidencia de la radiación en los dos hemisferios terrestre a lo largo de un año solar.

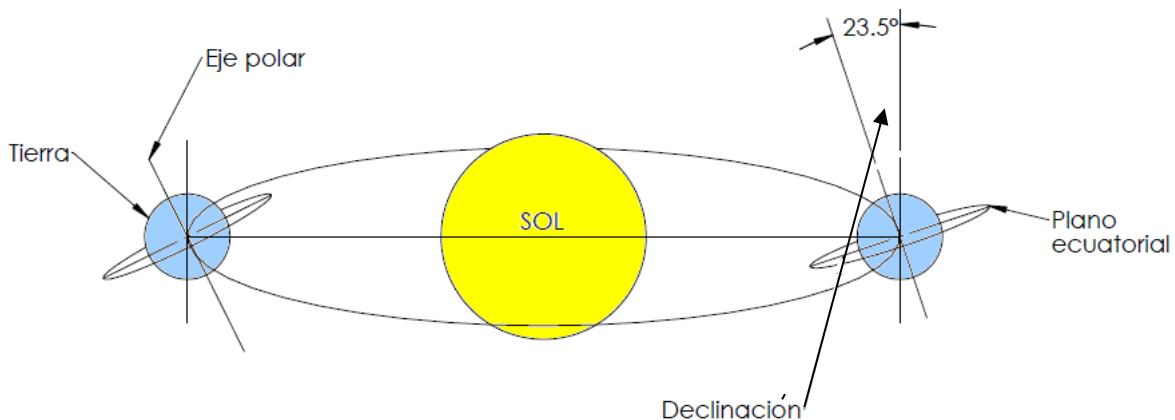


Figura 12. Declinación solar.

El valor de la declinación varíe entre $\pm 23^{\circ}45'$ a lo largo del año. La declinación al Norte del Ecuador se considera positiva. Para calcular este valor se pueden utilizar las siguientes ecuaciones (Vera, 2005). Fórmula de Perrin de Brichambaut.

$$\delta = \sin^{-1} 0,4 \sin \frac{360}{365} d_j - 82 \quad 3.1$$

Fórmula de Cooper

$$\delta = 23,45 \sin \frac{360}{365} d_j + 284 \quad 3.2$$

d_j : Día juliano en que se desea realizar el cálculo ($1 < d_j < 365$) (ejemplo: 2 de febrero correspondería a $d_j = 33$).

3.2.4. Ángulo horario ω

Este ángulo hace referencia al desplazamiento horario del sol con respecto al mediodía. Cada hora es igual a 15° de longitud angular, tomando un valor positivo para horas antes del mediodía y por las tardes toma un valor negativo.

Por último, es importante mencionar dos conceptos como lo son la latitud λ que indica la posición con respecto al ecuador, donde los lugares en el hemisferio norte reciben valores positivos y valores negativos en el hemisferio sur. La longitud del lugar L es el ángulo que forma el plano que pasa por los polos en un lugar de la superficie de la Tierra y el plano que pasa por el meridiano de Greenwich.

3.3. Cálculo de la radiación

A continuación se describen las diferentes ecuaciones que modelan el cálculo teórico de la radiación sobre un lugar específico.

3.3.1. Distancia de la Tierra al Sol

Es bien conocido que la órbita de la Tierra alrededor del Sol no es redonda si no que es más bien una órbita elíptica, por lo que el radio de la órbita varía dependiendo en la época del año. Al ser su órbita una elipse, existe un semieje mayor el cual es la mayor distancia entre el Sol y la Tierra y un semieje menor, el cual corresponde a la menor distancia entre el Sol y la Tierra (Vera, 2005). Se define también la unidad astronómica (UA) como la distancia media entre el Sol y la Tierra. Esta tiene un valor de $1,496 \times 10^8$ km, por lo que la distancia entre el Sol y la Tierra tendría un valor mínimo de 0,983 UA y un valor máximo de 1,017 UA (Vera, 2005).

La importancia de esta información es dejar claro el hecho de que el radio de la órbita terrestre varía conforme la Tierra se mueve alrededor del Sol, por lo que para el cálculo de la radiación, se debe introducir un factor de corrección para el radio de

rotación terrestre. Para este cálculo Duffie & Beckman (1974) propusieron la siguiente ecuación:

$$\rho^2 = \frac{r}{r_0}^2 = 1 + 0.033 \cos \frac{2\pi d_j}{365} \quad 3.3$$

ρ^2 : Factor de corrección debido a la traslación terrestre.

3.3.2. Relaciones trigonométricas

El colector solar se debe colocar a una cierta inclinación, 20 grados con respecto a la horizontal según Nandwani (2013), por lo que se deben ajustar los valores de radiación para la proyección horizontal del área del colector la cual recibe la radiación solar. En una superficie las relaciones trigonométricas para un plano en cualquier posición, se plantean de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} \cos \theta_s = \sin \delta \sin \lambda \cos \psi + \sin \delta \cos \lambda \sin \psi \cos \beta_s \\ + \cos \delta \cos \lambda \cos \psi \cos \omega + \cos \delta \sin \lambda \sin \psi \cos \beta_s \cos \omega \\ + \cos \delta \sin \lambda \sin \psi \sin \beta_s \sin \omega \end{aligned} \quad 3.4$$

ψ : Ángulo que forma el terreno con la horizontal.

λ : Latitud de la zona a evaluar.

β_s : Ángulo acimutal

Para simplificar, se puede suponer que el plano del terreno coincide con el plano horizontal, dicho de otra forma $\psi = 0$, los ángulos cenital θ_s y el acimutal β_s , de la radiación directa se definen con las siguientes ecuaciones:

$$\cos \theta_s = \sin \delta \sin \lambda + \cos \delta \cos \lambda \cos \omega \quad 3.5$$

$$\cot \beta_s = \frac{\tan \delta \cos \lambda - \sin \lambda \cos \omega}{\sin \omega} \quad 3.6$$

3.3.3. Radiación solar directa

Para encontrar la ecuación que permita calcular la cantidad de radiación sobre una superficie inclinada, se procede a utilizar el “*Método de Hottel*” (Hottel, 1976). Este método permite calcular la radiación para condiciones de un día claro utilizando parámetros geométricos, geográficos y características climáticas del sitio para el cual se desea calcular la radiación. Además de ser un método sencillo en comparación con otros métodos presentados en textos clásicos (Passamai, 2000).

Este modelo define la transmitancia directa de la radiación (porcentaje de la radiación solar extraterrestre que se ve absorbida por la atmósfera terrestre) usando un modelo de gas negro-gris-claro que arroja la siguiente relación.

$$\tau_b = a_0 + a_1 e^{-k/\cos\theta} \quad 3.7$$

τ_b : Transmitancia directa de la radiación solar.

Los parámetros a_0 , a_1 y k adimensionales deben ser ajustados dado que la altitud a la que se encuentra el punto donde se desea conocer la radiación introduce irremediablemente un error, mismo que se corrige usando las siguientes ecuaciones cuadráticas para una visibilidad de 23 km en un día claro (Hottel, 1976).

$$a_0^* = 0,4237 - 0,00821 \ 6 - A^2 \quad 3.8$$

$$a_1^* = 0,5055 + 0,00595 \ 6,5 - A^2 \quad 3.9$$

$$k^* = 0,2711 + 0,01858 \ 2,5 - A^2 \quad 3.10$$

A : Altura sobre el nivel del mar.

Finalmente estos valores deben ser corregidos nuevamente para mostrar el efecto que produce el tipo de clima sobre la cantidad de radiación incidente. Definiendo

las siguientes proporciones: $r_0 = a_0 / a_0^*$, $r_1 = a_1 / a_1^*$ y $r_k = k / k^*$, donde los valores de r_0 , r_1 y r_k se resumen en la Tabla 4 para distintos tipos de clima.

Tabla 4. Factores de corrección de radiación solar directa para algunos climas.

Tipo de clima	r_0	r_1	r_k
Tropical	0,95	0,98	1,02
Verano, latitud media	0,97	0,99	1,02
Verano, sub-ártico	0,99	0,99	1,01
Invierno, latitud media	1,03	1,01	1,00

Fuente: (Hottel, 1976).

Nota: Donde los valores son para un clima estándar tropical, templado (invierno y verano) y sub ártico.

Combinando las ecuaciones 3.8, 3.9 y 3.10 con las correcciones presentadas en la Tabla 4 para un clima tropical y despenjando los valores de a_0 , a_1 y k necesarios para determinar la transmitancia en la ecuación de Hottel, se tienen las siguientes relaciones:

$$a_0 = r_0 (0,4237 - 0,008216 - A^2) \quad 3.11$$

$$a_1 = r_1 (0,5055 + 0,0059565 - A^2) \quad 3.12$$

$$k = r_k (0,2711 + 0,185825 - A^2) \quad 3.13$$

Con esto ya se puede determinar la transmitancia solar directa utilizando la ecuación 3.7. Ahora, para obtener la radiación incidente sobre la superficie terrestre, es necesario multiplicar la radiación extraterrestre definida como constante solar (1366 W/m^2), por el valor de transmitancia obtenido anteriormente.

Como se mencionó anteriormente, la órbita de la Tierra es elíptica y la distancia entre el Sol y la Tierra varía a lo largo del año, por lo que el valor de radiación se verá

afectado por esta distancia. Se debe utilizar la ecuación 3.3 para corregir el valor de la radiación (Passamai, 2000). Con esto, la radiación solar directa sobre el plano perpendicular a los rayos solares en la superficie terrestre viene dada por:

$$G_b = \tau_b * G * \rho^2 * \cos\theta_s \quad 3.14$$

G_b : Radiación solar directa sobre la superficie terrestre ($W m^{-2}$).

τ_b : Transmitancia directa de la radiación solar.

ρ^2 : Factor de corrección debido a la traslación terrestre.

$\cos\theta_s$: Componente perpendicular a la superficie.

G : Radiación solar extraterrestre ($1\ 366\ W\ m^{-2}$)

3.3.4. Radiación solar difusa.

Duffie & Beckaman (1974) definen la componente difusa de la radiación como “la radiación solar recibida desde el Sol luego que su dirección ha sido cambiada por reflexión y dispersión en la atmosfera”. Para determinar el valor de la componente difusa de la radiación se utilizara la ecuación propuesta por Liu & Jordan (1960), la cual define un valor de transmitancia difusa para una atmosfera clara basándose en curvas teóricas y experimentales y utilizando el método de los menores cuadrados obtienen la siguiente ecuación:

$$\tau_d = 0,2710 + 0,2939\tau_b \quad 3.15$$

τ_b : Transmitancia difusa de la radiación solar.

De forma similar a la ecuación 3.14, la componente difusa de la radiación finalmente viene dada por:

$$G_d = \tau_d * G * \rho^2 * \cos\theta_s \quad 3.16$$

3.3.5. Albedo

El albedo es la fracción de la radiación, que proviene luego de reflejarse contra las paredes y otras superficies. Una superficie inclinada ve una porción del suelo, esta luz que es reflejada por las diferentes superficies, la capacidad de las mismas de reflejar

esta energía se denomina coeficiente de albedo (a). En la Tabla 5 se presentan los valores del porcentaje de albedo para algunos superficies.

Tabla 5. Albedo de algunas superficies comunes.

Superficie	Albedo
Nieve fresca	0,9
Nieve vieja	0,6
Suelo cubierto de nieve	0,7
Suelo sin nieve	0,2
Suelo mojado	0,17
Suelo limpio	0,15 – 0,25
Pradera	0,25 – 0,75
Césped o hierba verde	0,26
Suelo cubierto de hojas	0,3
Mar (Verano)	0,05
Mar (Invierno)	0,1

Fuente: (Fernández, 2005).

El albedo es una fracción de la radiación global o total que llega a la tierra ($q_{rad} = G_d + G_b$) por lo que la radiación que recibe una superficie inclinada debido al albedo estará dada por las siguiente expresión:

$$G_a = q_{rad} \frac{1 - \cos(\lambda - s)}{2} a \quad 3.17$$

G_a : Radiación solar debido al albedo ($W\ m^{-2}$).

q_{rad} : Radiación solar total. Componente difusa más componente directa ($W m^{-2}$).

s : es el ángulo que forma el plano con la superficie (grados).

a : Albedo.

Con estas ecuaciones se puede calcular la radiación solar incidente sobre una placa horizontal, pero como el colector propuesto y la mayoría de los mismos no se instalan en dicha posición, hay que corregir estos valores debido a la posición del colector con respecto a la horizontal, para la componente directa Duffie & Beckaman (1974) proponen la siguiente relación geométrica:

$$R_b = \frac{\cos \theta_T}{\cos \theta_s} \quad 3.18$$

R_b : Relación angular de la posición del colector con respecto a la horizontal para la componente directa de la radiación.

Para la componente difusa la situación es un poco más complicada, dado que esta depende de la distribución de la radiación sobre el cielo y esta misma normalmente no se conoce ya que se distribuye en todas direcciones y los métodos para determinarla son complejos (Duffie & Beckman, 1974). Debido a la dificultad para determinar una relación sencilla como en el caso de la componente directa, Duffie & Beckaman (1974) proponen las siguientes suposiciones para determinar la corrección angular para la componente difusa:

- Se asume que la mayoría de la radiación difusa que llega al colector viene de un punto común muy cercano a la posición del Sol, esto es que la dispersión de la radiación es una dispersión fundamentalmente orientada. Esta aproximación es mejor en días claros.
- Se asume que la radiación difusa está uniformemente distribuida en el firmamento y además es bastante mayor que la componente reflejada por otras superficies (albedo) por lo que se desprecia la corrección para la radiación difusa.

Bajo estas suposiciones y la corrección que ya se mencionó en la ecuación 3.18 para la componente directa de la radiación, el valor total de la radiación incidente sobre

un colector solar de placa plana inclinado viene dado por la suma de la componente difusa más la componente directa corregida por la inclinación.

$$q_{rad} = R_b G_b + G_d \quad 3.19$$

3.4. Ejemplo del cálculo de radiación para un día claro.

En esta sección se desarrolla un ejemplo del cálculo de la radiación mediante el método del día claro propuesto por Hottel (1976). Para este ejemplo se seleccionan dos días pertenecientes a las dos estaciones del año típicas para un país tropical: verano e invierno. El estudio se realiza en el cantón central de la provincia de Cartago el cual se encuentra dentro de la gran área metropolitana de Costa Rica.

A continuación se definen los parámetros geométricos necesarios para el caso de estudio:

Tabla 6. Parámetros geométricos para el cálculo de radiación en Cartago, Costa Rica.

Parámetro.	Verano 5 de marzo (día juliano 65)	Invierno 23 de agosto (día juliano 237)
Constante solar ($W m^{-2}$)	1 366	1 366
Ángulo cenital θ_s (grados)	Varía a lo largo del día	Varía a lo largo del día
Declinación solar δ_s (grados)	-6,337°	1,815°
Ángulo horario ω (grados)	Varía a lo largo del día, 15° cada hora	Varía a lo largo del día, 15° cada hora
Latitud	9,87 ° latitud norte ^a	9,87 ° latitud norte ^a

Huso horario local UTC-06:00	90° longitud oeste	90° longitud oeste
Longitud según uso horario local (Cartago)	83,92° ^a	83,92° ^a
Factor de corrección debido a la traslación terrestre ρ^2	1,014	0,992
Altura sobre nivel del mar (m.s.n.m.)	1 435 ^a	1 435 ^a
Angulo de inclinación del colector con respecto a la horizontal. (grados)	20°	20°

Nota: Datos seleccionados para el cantón central de la provincia de Cartago.

^a Datos tomados de: (Instituto Geográfico Nacional, 2010)

Ahora se procede con el cálculo de la radiación para ambos días. Inicialmente se deben calcular los parámetros a_0 , a_1 y k (ecuaciones 3.8, 3.9 y 3.10). Luego los factores r_0 , r_1 y r_k se determinan mediante la Tabla 4 de la página 59 para un clima de tipo tropical.

Por lo que finalmente se tienen los parámetros $a_0 = 0,237$, $a_1 = 0,344$ y $k = 0,254$ (ecuaciones 3.11, 3.12 y 3.13). Con esto se procede a calcular la transmitancia solar directa (ecuación 3.7) y la transmitancia solar difusa (ecuación 3.15).

Ahora es posible calcular la magnitud de la radiación solar directa G_b mediante la ecuación 3.14 la cual varía a lo largo del día. La componente difusa de la radiación G_d se calcula utilizando las ecuaciones 3.15 y 3.16 y también varía con el movimiento del Sol a lo largo del día.

Por último, para obtener la magnitud total de la radiación que incide en un plano inclinado es necesario determinar el factor de corrección R_b mediante la ecuación 3.18. Con esto la radiación total incidente sobre el plano del colector se define mediante la

ecuación 3.19 que es la suma de la componente difusa más la componente directa de la radiación corregida para el ángulo de inclinación del colector solar.

En la Figura 13 se grafican los datos obtenidos siguiendo el procedimiento antes descrito para los días seleccionados.

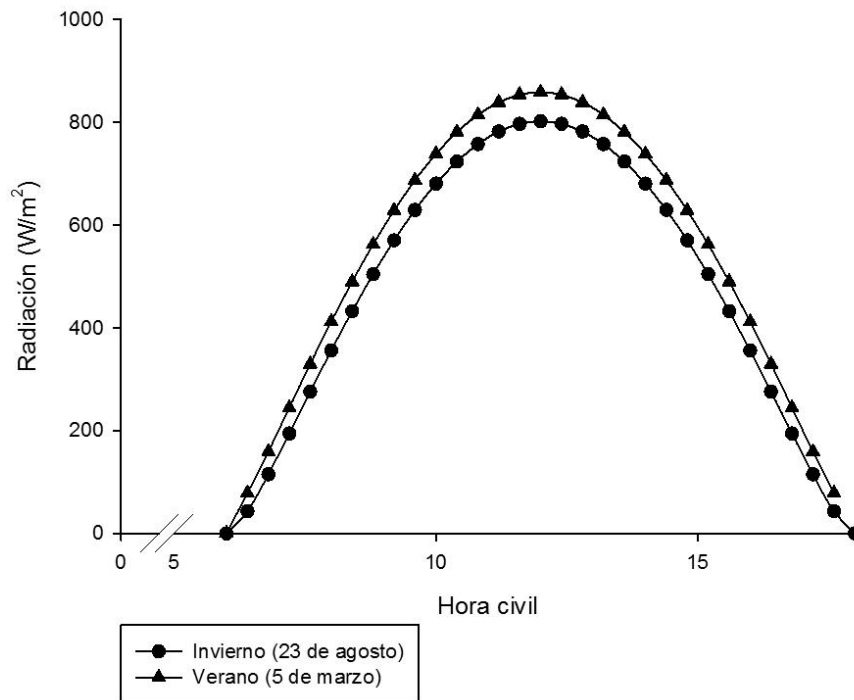


Figura 13. Radiación solar total incidente en Cartago sobre un plano inclinado 20°

La distribución de radiación total presentada en la Figura 13 es la energía disponible que utiliza el colector para calentar el agua. Como se observa en la figura, la energía de radiación presenta un comportamiento transitorio a lo largo del día y a lo largo del año siendo máxima su magnitud cerca del medio día en verano cuando los rayos son más perpendiculares a la superficie y la Tierra se encuentra más cercana al Sol.

La eficiencia con la que el colector transforma la energía de radiación en energía calórica hacia el agua depende de factores que serán expuestos en el capítulo 4. Debido al estado transitorio de la radiación solar, el análisis de la eficiencia se debe realizar para el estado cuasi-estacionario. De esta manera se logra analizar la

eficiencia teórica del colector punto a punto para cada valor de radiación solar y bajo las condiciones establecidas.

4. MODELO MATEMÁTICO DEL COLECTOR

La energía disponible en forma de radiación electromagnética expuesta en la ecuación 3.19, cambia y se transforma dentro del colector para ser utilizada en el calentamiento del agua. Estos cambios de energía se visualizan como un aumento en la temperatura del agua a la salida del colector. Pero esta transferencia y cambio de energía en sus distintas formas no es 100 % completa, existen pérdidas en el proceso y la energía sufre atenuaciones. Estas pérdidas deben ser medidas y controladas para generar la mayor transferencia de energía entre la radiación solar y el agua (AL-Khaffajy & Mossad, 2013; Jaisankar et al, 2009; Lloyd & Kerr, 2008).

Con el tipo de colector previamente seleccionado mediante los criterios expuestos en el capítulo 2, se debe desarrollar de forma analítica el modelo matemático que describa el comportamiento de un colector solar de placa plana. Utilizando dicho modelo se puede realizar un diseño que permita obtener eficiencias dentro del rango típico para colectores solares de uso doméstico, entre 30 % a 40 % (Kalogirou, 2009).

Existen varios modelos que describen el comportamiento analítico de los colectores solares de placa plana. Algunos incluso son la base de programas de simulación de uso frecuente como TRNSYS (Arruda et al, 2005). El modelo utilizado para el presente estudio se basa en el desarrollo propuesto por Manrique (1984) el cual fue adaptado a las necesidades específicas del colector seleccionado.

4.1. Descripción básica de la transferencia de energía

Las partes más importantes del colector seleccionado se muestran en la Figura 14. Como puede observarse, la energía solar atraviesa la cubierta transparente y permite el paso de la radiación para luego ser absorbida por la placa colectora y transformada en

energía calórica. El calor es posteriormente transferido por conducción a través de la placa hacia las tuberías, este flujo de calor se transfiere eventualmente por convección hacia el fluido de trabajo (agua). El aislante de la parte inferior, la cubierta transparente y los lados del colector sirven para disminuir las pérdidas de calor hacia el medio ambiente y de esta manera aumentar la eficiencia global del sistema.

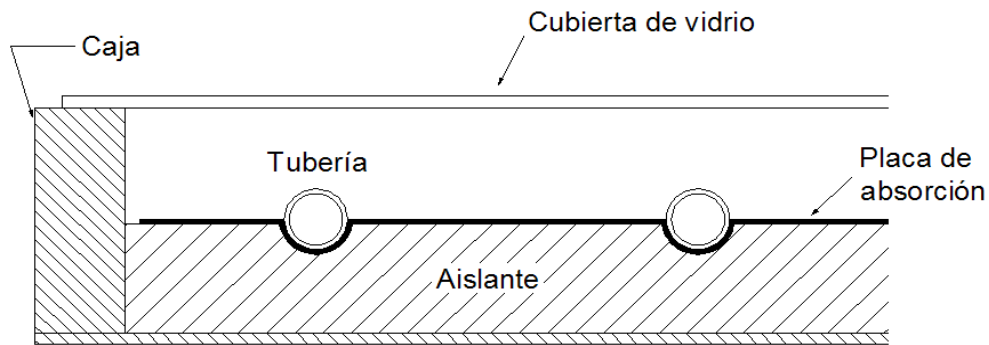


Figura 14. Corte transversal del colector solar seleccionado.

Son varios los parámetros más importantes en el diseño de un colector de placa plana. Haciendo referencia a la Figura 14, es importante conocer lo siguiente a la hora de realizar el diseño:

- El material, espesor y acabado superficial de las tuberías y placa colectora.
- Diámetro nominal, cantidad y longitud de las tuberías.
- El número de tuberías y el espaciamiento entre ellas.
- El espesor de la cubierta transparente y del aislante térmico así como el material de los mismos.
- El flujo másico o caudal a través de las tuberías y la inclinación del colector con respecto a la horizontal.

Todos estos parámetros tienen mayor o menor importancia en el diseño de acuerdo al tipo y cantidad de radiación a la que va a ser expuesto el colector así como la temperatura requerida del agua a la salida. En el calentamiento de agua de uso

doméstico se cuenta con un rango de temperaturas requeridas entre 40 °C y 60 °C (Ammari & Nimir, 2003).

La importancia de los distintos parámetros de diseño puede ser evaluada mediante los balances de energía que se presentan a continuación.

4.2. Balance de energías para el intercambiador

El balance de energía tiene como objetivo determinar el calor útil transmitido al agua para establecer la eficiencia del colector solar. En la Figura 15 se muestra un diagrama de los caminos que toma la energía durante su paso por el colector solar. La energía empleada para el calentamiento del agua es la proveniente del Sol y se define como: radiación global incidente sobre el colector solar q_{rad} y está definida por la ecuación 3.19. La radiación global disminuye su valor como resultado de las características propias de reflexión (τ) y absorción α de la cubierta transparente del colector; de ahí que este valor es corregido por un factor $\tau\alpha$, con lo que la componente global de radiación se reduce a $\tau\alpha q_{Rad}$. Esta energía se ve disminuida nuevamente por las pérdidas de calor hacia el ambiente por conducción, convección y radiación y se define como el flujo de calor de salida (q_{sal}).

Con todo esto se cuenta al final con un flujo de calor útil (q_{util}) empleado para calentar el agua almacenada en las tuberías del colector. A continuación se muestra un diagrama que representa la atenuación sufrida por la radiación global incidente dentro del colector durante el proceso de transformación entre energía de radiación a un flujo de calor hacia el agua.

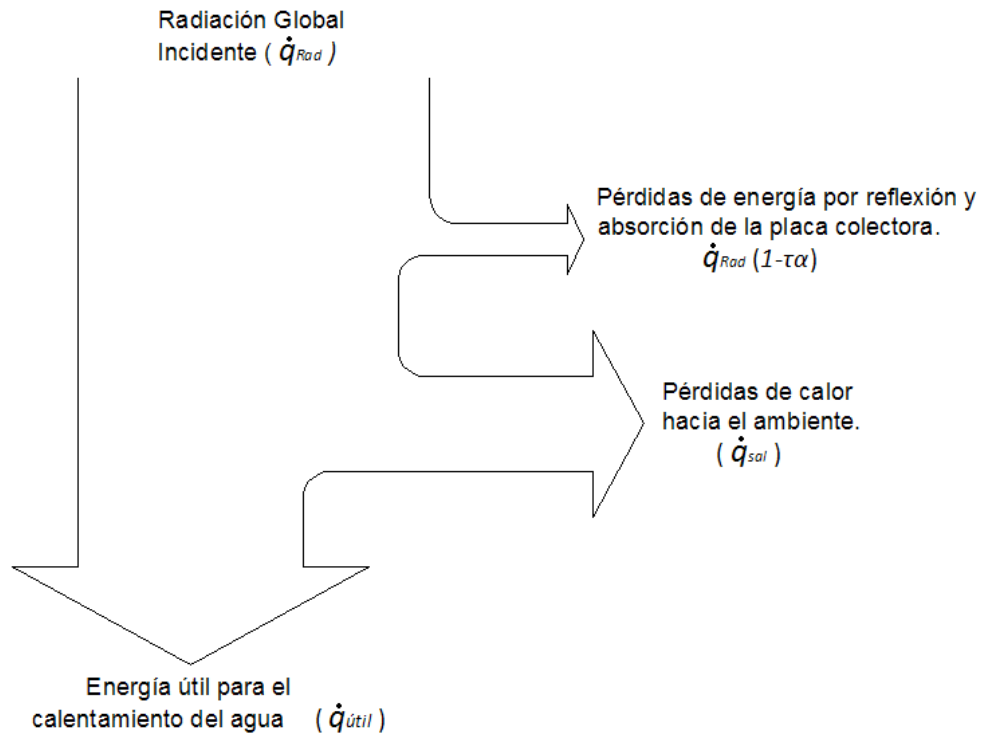


Figura 15. Diagrama del balance de energía en el colector.

Aplicando la primera ley de la termodinámica, también conocida como el “*principio de conservación de la energía*” la cual expresa: “en el curso de un proceso, la energía no se puede crear ni destruir; solo puede cambiar de formas” (Çengel, 2007) y dado que la energía se puede transferir a un sistema por medio de, *calor, trabajo y masa*, el balance de energías para el sistema es el siguiente.

$$q_{Rad} = 1 - \tau\alpha q_{Rad} + q_{sal} + q_{util} \quad 4.1$$

q_{rad} : Radiación solar total o global sobre el colector ($W m^{-2}$).

$\tau\alpha$: Reflexión y absorción de la cubierta transparente del colector.

q_{sal} : Flujo de calor perdido hacia el ambiente ($W m^{-2}$).

q_{util} : Flujo de calor disponible para el calentamiento del agua ($W m^{-2}$).

Reacomodando los términos de la ecuación 4.1 se tiene:

$$\tau\alpha q_{Rad} = q_{sal} + q_{util} \quad 4.2$$

El calor útil (q_{util}) introducido en la ecuación 4.2 está definido por el flujo másico de agua (m) en el colector y las temperaturas del agua a la entrada (T_{ent}) y a la salida (T_{sal}) del colector. La diferencia entre estas temperaturas es la ganancia que experimenta el agua al atravesar el colector solar (ΔT_{col}). El calor útil se define mediante la siguiente expresión.

$$q_{util} = \frac{m C_p \Delta T_{col}}{A_g} \quad 4.3$$

C_p : Calor específico del agua a la temperatura media T_m (kJ / kg)

m : Flujo másico de agua dentro del colector (kg / s)

ΔT_{col} : Diferencia entre la temperatura de entrada y salida en el colector ($^{\circ}C$).

A_g : Área superficial del colector (m^2).

Para determinar el calor útil y por ende la temperatura del agua a la salida del colector la cual es de interés especial para determinar la eficiencia, es necesario definir las pérdidas de calor en el colector mediante la siguiente ecuación:

$$q_{sal} = U_T T_p - T_a \quad 4.4$$

U_T : Coeficiente total o global de transferencia de calor ($W m^2^{\circ}C$).

A_s : Área superficial efectiva de la placa colectora (m^2)

T_p : Temperatura promedio de la placa colectora ($^{\circ}C$)

T_a : Temperatura ambiente ($^{\circ}C$)

El coeficiente total de transferencia de calor se determina a partir de la temperatura promedio de la placa de absorción, la cual a su vez, requiere la determinación de la temperatura del tubo y del agua a lo largo de todo el tubo.

4.3. Coeficiente total de transferencia de calor U_T

La evaluación numérica del coeficiente total de transferencia de calor se determina mediante el método por resistencias térmica equivalente (Çengel, 2007). De esta manera es necesario determinar las conductividades térmicas inferior, superior y lateral en el colector solar tal y como se observa en la Figura 16. Estas tres resistencias

térmicas se pueden unificar para tratar el sistema térmico como una única resistencia térmica total y determinar el coeficiente total de transferencia de calor.

$$U_T = \frac{1}{R_T} \quad 4.5$$

R_T : Resistencia térmica unitaria total de una configuración específica ($m^2\text{°C W}$).

En la Figura 16 se muestra el circuito térmico equivalente de un colector solar de placa plana. Este ayuda a visualizar los fenómenos físicos que se producen en el colector solar y así, a partir de este circuito se plantean las ecuaciones de las conductancias.

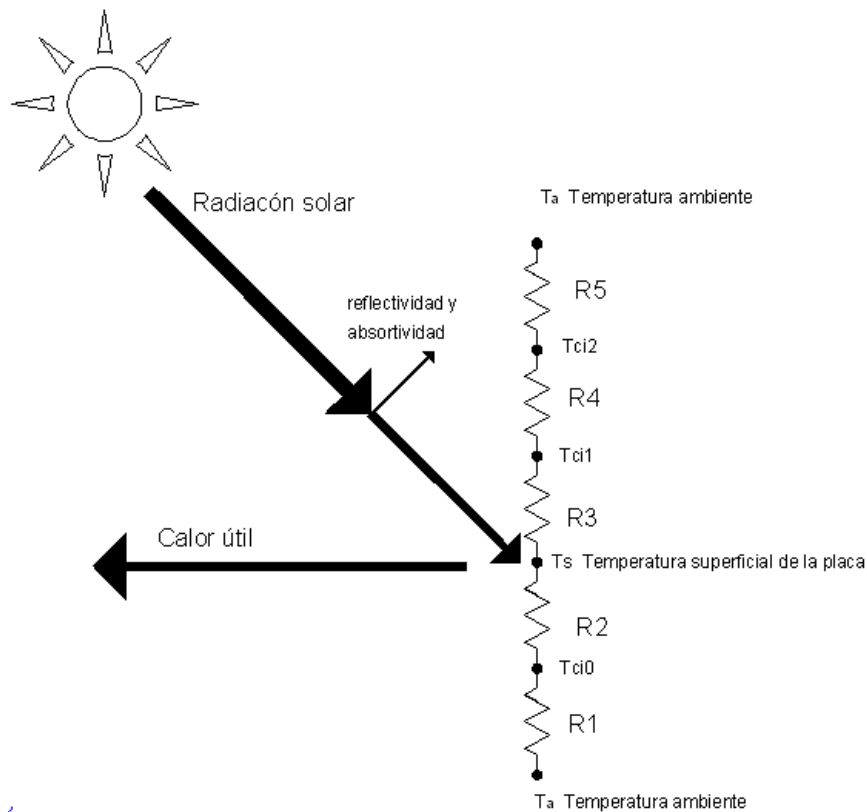


Figura 16. Circuito térmico de un colector solar plano.

Nota: Se identifica cada resistencia térmica con el uso de la Figura 16.

R1: Resistencia térmica por convección entre la parte inferior del colector y el ambiente ($m^2\text{°C W}$).

R2: Resistencia térmica por conducción inferior ($m^2\text{°C W}$).

R3: Resistencia térmica por convección dentro del colector ($m^2\text{°C W}$).

R4: Resistencia térmica por conducción en el material transparente ($m^2\text{°C W}$).

R_5 : Resistencia térmica por convección entre el material transparente y el ambiente ($m^2 \text{ } ^\circ\text{C W}$).

T_p : Temperatura promedio de la placa colectora ($^\circ\text{C}$)

T_a : Temperatura ambiente ($^\circ\text{C}$)

T_{ci0} : Temperatura interna del colector en la parte inferior ($^\circ\text{C}$)

T_{ci1} : Temperatura interna del colector en la parte superior ($^\circ\text{C}$)

T_{ci2} : Temperatura externa del material transparente ($^\circ\text{C}$)

A continuación se muestra la resistencia térmica equivalente como la unificación de las resistencias mostradas en la Figura 16. Esta define el coeficiente total de transferencia de calor.

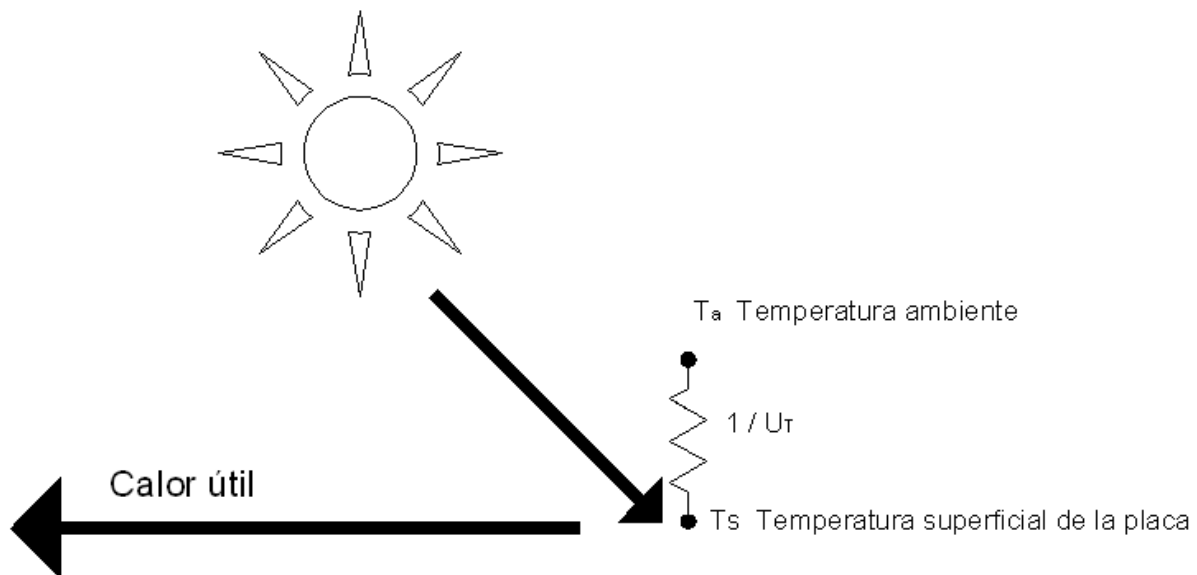


Figura 17. Circuito térmico equivalente.

Para determinar el coeficiente total de transferencia de calor es necesario evaluar cada resistencia térmica expuesta en la Figura 16. Cuando se determine este coeficiente, se logra obtener el calor útil para el calentamiento del agua. A continuación se evalúa la conductancia del calor de salida en cada dirección del colector.

4.3.1. Conductancia en la parte inferior, U_{inf}

La conductancia se evalúa conociendo la resistencia térmica conductiva R_2 y la resistencia térmica por convección R_1 .

$$U_{\text{inf}} = \frac{1}{(R_1 + R_2)} \quad 4.6$$

R2: Resistencia térmica por conducción en la parte inferior del colector; no expuesta a la radiación solar directa ($\text{m}^2\text{°C W}$).

R1: Resistencia por convección entre la parte inferior del colector y el aire a temperatura ambiente ($\text{m}^2\text{°C W}$).

$$R_2 = \frac{L_{\text{aislante}}}{k_{\text{aislante}}} + \frac{L_{\text{caja}}}{k_{\text{caja}}} \quad 4.7$$

k: Conductividad térmica del material ($\text{W m}^{\circ}\text{C}$).

L: Espesor del material (m).

$$R_1 = \frac{1}{h_i} \quad 4.8$$

h: Coeficiente de convección entre el aire a temperatura ambiente y la parte inferior del colector ($\text{W m}^2\text{°C}$).

Para una placa caliente inclinada, el coeficiente de transferencia de calor por convección se determina con la siguiente ecuación (Çengel, 2007):

$$h = \frac{Nu * k}{L_c} \quad 4.9$$

k: Conductividad térmica del aire a la temperatura media ($\text{W m}^{\circ}\text{C}$).

L_c : Longitud característica de la superficie inferior del colector (m) .

Nu: Número de Nusselt.

2

$$Nu = 0,825 + \frac{0,387Ra^{0,17}}{0,56^{0,296}} \quad 4.10$$

Ra: Número de Rayleigh (adimensional).

Pr: Número de Prandtl a la temperatura media del aire $Pr = \frac{\mu C_p}{k}$.

$$Ra_L = Gr * Pr \quad 4.11$$

Gr: Número de Grashof (adimensional).

$$Gr = \frac{g \cos \alpha * \beta T_s - T_\infty L_c^3}{\gamma^2} \quad 4.12$$

$g \cos \alpha$: Aceleración de la gravedad por el coseno del ángulo de inclinación del colector (m/s^2).

β : Coeficiente de expansión volumétrica del aire a la temperatura ambiente ($1/^\circ C$).

T_s : Temperatura en la superficie ($^\circ C$).

T_∞ : Temperatura del aire ambiente ($^\circ C$).

γ : viscosidad cinemática del aire a la temperatura ambiente. (m^2/s).

4.3.2. Conductancia en la parte superior U_{sup}

Esta conductancia se evalúa determinando las resistencias térmicas R_3 , R_4 , y R_5 , de la Figura 16. Parte del calor absorbido, se pierde desde la placa colectora hacia el ambiente a través de los tres medios de transferencia de calor: Conducción, convección y radiación.

$$R_3 = \frac{L_{aire}}{k_{aire}} \quad 4.13$$

R_3 : Resistencia térmica por conducción del aire atrapado entre la placa colectora y la cubierta transparente. El aire en este espacio se comporta como un conductor del calor (Ammari, 2003) ($m^2/^\circ C W$).

k : Conductividad térmica del fluido ($W/m^\circ C$).

L : Espacio de aire entre la placa y la cubierta transparente (m).

$$R_4 = \frac{L_{cubierta}}{k_{cubierta}} \quad 4.14$$

R_4 : Resistencia térmica por conducción de la cubierta transparente ($m^2/^\circ C W$).

L : Espesor de la cubierta transparente (m).

k : Conductividad térmica del material de la cubierta transparente ($W/m^\circ C$).

$$R_5 = \frac{1}{h_c} \quad 4.15$$

R_5 : Resistencia térmica por convección entre la cubierta transparente y el ambiente ($m^2/^\circ C W$).

h : Coeficiente de convección entre el aire a temperatura ambiente y la cubierta transparente ($W/m^2/^\circ C$).

Este coeficiente de convección debe ser determinado mediante el uso de las ecuaciones 4.9, 4.10, 4.11 y 4.12 bajo las condiciones específicas de la parte superior del colector. Las resistencias térmicas R_3 , R_4 y R_5 , disminuyen la transferencia de calor entre la placa colectora y el aire exterior en la parte superior del colector. Estas resistencias se encuentran en serie como se observa en la Figura 16. Pero se debe tomar en consideración la transferencia de calor que ese da en forma paralela por radiación. Esta transferencia de calor se da entre la placa colectora a alta temperatura y el cielo a una temperatura mucho menor. El cálculo de la resistencia térmica por radiación es de la siguiente manera.

$$R_{radiación} = \frac{1}{h_{rad}} \quad 4.16$$

$R_{radiación}$: Resistencia térmica por radiación ($m^2 \cdot ^\circ C \cdot W$).

h_{rad} : Coeficiente de transferencia de calor por radiación ($W \cdot m^2 \cdot ^\circ C$).

$$h_{rad} = \varepsilon \sigma \frac{T_s^2 + T_\infty^2}{T_s + T_\infty} \quad 4.17$$

ε : Emisividad de la placa colectora adimensional .

σ : Constante de Stefan-Boltzmann $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{K}^4$

T_∞ : Temperatura de los alrededores ($^\circ C$)

T_s : Temperatura superficial de la placa. ($^\circ C$)

Dado que la resistencia térmica por radiación se da en paralelo con las resistencias, R_3 , R_4 y R_5 , las cuales se dan en serie; el coeficiente de transferencia global para la parte superior es de la siguiente manera.

$$U_{sup} = \frac{1}{R_3 + R_4 + R_5} + \frac{1}{R_{radiación}} \quad 4.18$$

4.3.3. Conductancia en la parte lateral U_{lat}

Las pérdidas de calor a través de los costados del colector se evalúan de manera similar, aplicando la siguiente ecuación:

$$U_{lat} = \frac{1}{R_{lat}} = \frac{k_{lat} f P}{L_{lat} A} \quad 4.19$$

R_{lat} : Resistencia térmica por conducción por los laterales del colector ($m^2 \cdot ^\circ C \cdot W$).

k_a : Coeficiente de calor por conducción del material de los lados ($W \cdot m^\circ C$).

f : Altura del colector (m).

P : Perímetro del colector (m).

L : Espesor del aislante en los laterales (m).

A : Área superficial de la placa colectora (m^2).

Finalmente, el coeficiente total de transferencia de calor se da mediante la suma de cada coeficiente.

$$U_T = U_{inf} + U_{sup} + U_{lat} \quad 4.20$$

U_T : Coeficiente total o global de transferencia de calor ($W \cdot m^2 \cdot ^\circ C$).

U_{inf} : Conductancia en la parte inferior del colector ($W \cdot m^2 \cdot ^\circ C$).

U_{sup} : Conductancia en la parte superior del colector ($W \cdot m^2 \cdot ^\circ C$).

U_{lat} : Conductancia en los laterales del colector ($W \cdot m^2 \cdot ^\circ C$).

Ahora, por medio de la ecuación 4.4 y sustituyendo en la ecuación 4.2 de la página 70 se puede determinar el calor útil efectivo para calentar el agua.

$$q_{util} = \tau \alpha q_{Rad} - U_T T_p - T_\infty \quad 4.21$$

T_p : Temperatura promedio de la placa colectora ($^\circ C$)

T_∞ : Temperatura ambiente ($^\circ C$)

La temperatura promedio de la placa colectora depende de varios factores que serán estudiados a continuación.

4.2. Temperatura a lo largo de la placa colectora y factor de eficiencia del colector

Es de interés práctico, estudiar la geometría de la sección transversal de la placa colectora, tal y como se muestra en la Figura 18.

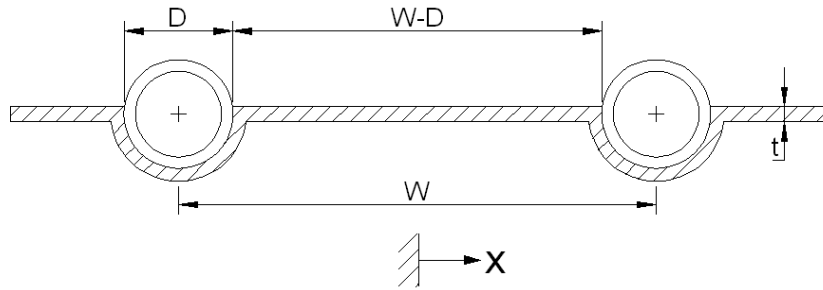


Figura 18. Geometría de la sección transversal de la placa colectora.

Nota: Para el estudio de la temperatura promedio de la placa, se usa la sección comprendida entre dos tuberías como una aleta que transfiere calor.

D: Diámetro externo de las tuberías (m).

W: Distancia entre centro de tuberías (m).

t: Espesor de la placa colectora (m).

x: posición de un punto sobre la placa siendo $x=0$ el punto medio entre dos tuberías (m).

Se puede considerar la placa como una aleta que absorbe calor por radiación y lo transfiere por conducción a lo largo del área de sección transversal unitaria $t * L$. En la Figura 19 se muestra la configuración de la aleta y la sección transversal unitaria.

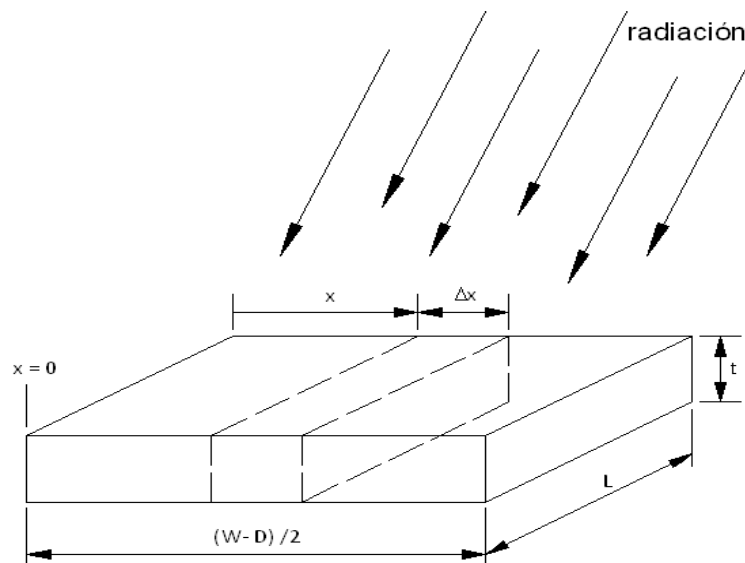


Figura 19. Volumen de control en la placa colectora.

Nota: Para el estudio del área de sección unitaria $t * L$, la longitud de la aleta es unitaria, es decir $L = 1$ m.

Δx : Elemento diferencial de la posición de un punto sobre la placa (m).

Se aísla un elemento diferencial Δx para realizar el estudio de la transferencia energética y las relaciones implícitas en la transformación de la energía de radiación solar en un flujo de calor hacia las tuberías. En la Figura 20 se muestra el elemento diferencial con todas las formas de energía a las que se ve sometido.

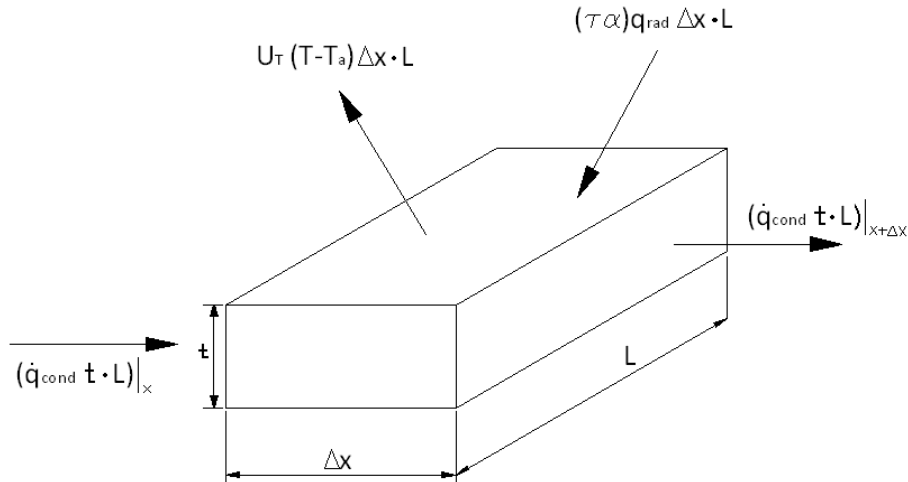


Figura 20. Elemento diferencial de la placa colectora.

q_{cond} : Transferencia de calor por unidad de área $t \cdot L$ que fluye en la placa colectora hacia las tuberías (W).

q_{rad} : Radiación global incidente en un diferencial de área $\Delta x \cdot L$ (W).

T: Temperatura a lo largo de x. $T = f(x)$ °C .

T_a : Temperatura ambiente °C .

U_T : Coeficiente total o global de transferencia de calor ($W \cdot m^2 \cdot ^\circ C$).

El balance de energía en el diferencial de la placa colectora mostrada en la Figura 20, para un plano perpendicular de área $t \cdot L$ en donde se da la conducción de calor hacia las tuberías, muestra que:

$$q_{cond} tL \Big|_x - q_{cond} tL \Big|_{x+\Delta x} + \tau \alpha q_{rad} \Delta x L - U_T \Delta x L (T - T_a) = 0 \quad 4.22$$

Dividiendo la ecuación 4.22 entre Δx y haciendo que tienda a cero ($\Delta x \rightarrow 0$).

$$-t \frac{dq_{cond}}{dx} + \tau\alpha q_{rad} - U_T T - T_a = 0 \quad 4.23$$

Pero dado que $q_{cond} = -k \frac{dT}{dx}$, reemplazando en la ecuación 4.23 da como resultado.

$$\frac{d^2T}{dx^2} = \frac{U_T}{tk} T - T_a - \frac{\tau\alpha q_{rad}}{U_T} \quad 4.24$$

k: Conductividad térmica del material del cual está fabricada la lámina colectora (W m°C).

La ecuación 4.24 es una ecuación diferencial que requiere de dos condiciones de frontera para ser resuelta.

- a) La variación de la temperatura con la posición en el centro de la placa ($x=0$), debe ser cero.

$$\frac{dT}{dx} = 0 \quad x=0 \quad 4.25$$

- b) La temperatura de la placa colectora en la vecindad de las tuberías es T_b .

$$T = T_b \quad x = \frac{W-D}{2} \quad 4.26$$

Resolviendo la Ecuación Diferencial 4.24 con las condiciones de frontera descritas en las ecuaciones 4.25 y 4.26, se tiene la siguiente solución.

$$\frac{T - T_a - \tau\alpha q_{rad} U_T}{T_b - T_a - \tau\alpha q_{rad} U_T} = \frac{\cosh cx}{\cosh \frac{c(W-D)}{2}} \quad 4.27$$

La ecuación anterior define la temperatura T a lo largo de x en toda la placa colectora. El parámetro c de la ecuación 4.27 se define como:

$$c^2 = \frac{U_T}{k} \quad 4.28$$

Es de especial interés determinar la temperatura cuando $x=0$. Es en este punto donde la temperatura de la placa será máxima tal y como se muestra en la Figura 21 donde se grafica la temperatura de la aleta en función de la distancia x .

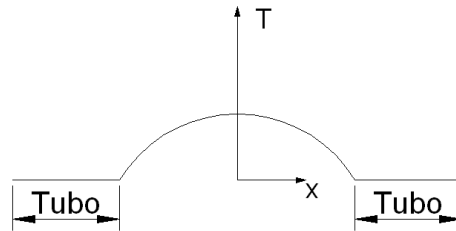


Figura 21. Distribución de temperaturas sobre la placa colectora entre 2 tubos.

Nota: Temperatura máxima de la placa cuando $x = 0$, en el punto medio entre dos tuberías.

Como el flujo de calor se da en dos direcciones a partir de $x=0$ (en $+x$ y en $-x$) se tiene que el calor total por conducción a lo largo de $W - D$ y a través del área transversal unitaria $t \cdot L$, es:

$$q_{cond} = -2k \frac{dT}{dx} \quad 4.29$$

Si se despeja la temperatura T de la ecuación 4.24 y se deriva esta con respecto a x , se obtiene la expresión $\frac{dT}{dx}$ y se sustituye en la ecuación 4.29, se tiene lo siguiente.

$$q_{cond} = W - D \quad \tau \alpha \quad q_{rad} - U_T \quad T_b - T_a \quad \frac{\tanh \frac{c \quad W - D}{2}}{\frac{c \quad W - D}{2}} \quad 4.30$$

Aquí se define F como la eficiencia geométrica de la placa colectora.

$$F = \frac{\tanh \frac{c \quad W - D}{2}}{\frac{c \quad W - D}{2}} \quad 4.31$$

Introduciendo el parámetro F en la ecuación 4.30.

$$q_{cond} = W - D \quad \tau\alpha q_{rad} - U_T T_b - T_a \quad F \quad 4.32$$

Dado que las tuberías también están expuestas a la radiación solar se define el flujo de calor por radiación sobre las tuberías de largo unitario L como:

$$q_{rad,tub} = \frac{\pi D}{2} \quad \tau\alpha q_{rad} - U_T T_b - T_a \quad 4.33$$

$q_{rad,tub}$: Radiación incidente sobre las tuberías. (W).

Así el calor total, que es introducido en las tuberías se define como:

$$q_{tub} = q_{cond} + q_{rad,tub} = \tau\alpha q_{rad} - U_T T_b - T_a \quad \frac{\pi D}{2} + F W - D \quad 4.34$$

Esta transferencia de calor por unidad de longitud q_{tub} , es transferido directamente al agua. Así, este flujo de calor se presenta en términos de la resistencia térmica de convección que presenta la interfase tubo-agua, mediante la siguiente ecuación.

$$q_{tub} = \pi d L h_f T_b - T_f \quad 4.35$$

d: Diámetro interno de la tubería (m).

h_f : Coeficiente de transferencia de calor por convección en la interfase tubo-agua ($W \ m^{-2} \ ^\circ C$).

T_b : Temperatura del tubo ($^\circ C$).

T_f : Temperatura del agua a lo largo de la tubería ($^\circ C$).

Las ecuaciones 4.34 y 4.35 se combinan para determinar el calor de calentamiento del agua en términos de la temperatura ambiente y de la temperatura del agua. Despejando T_b en la ecuación 4.34 y sustituyendo en la ecuación 4.35 se obtiene.

$$q_{tub} = M \quad \tau\alpha q_{rad} - U_T T_f - T_a \quad 4.36$$

Donde M se define como el “*factor de eficiencia del colector*” y está dado por la relación.

$$M = \frac{\frac{\pi D}{2} + F W - D}{1 + \frac{U_T}{\pi d h_f}} \quad 4.37$$

El factor de eficiencia es una función que depende de: Coeficiente de total de transferencia (U_T), eficiencia geométrica de la placa (F) y del coeficiente de transferencia de calor por convección entre las tuberías y el agua dentro de ellas (h_f), por lo que el parámetro “*factor de eficiencia del colector*” (M) se considera un factor de diseño y debe ser lo más cercano a 1.

4.3. Distribución de la temperatura del agua a lo largo de cada tubería.

Si es analizado un elemento diferencial de agua dentro de una sola tubería, se deben considerar todos los flujos de energía a los cuales se ve sometido este diferencial de agua. La Figura 22 muestra el balance de energías.

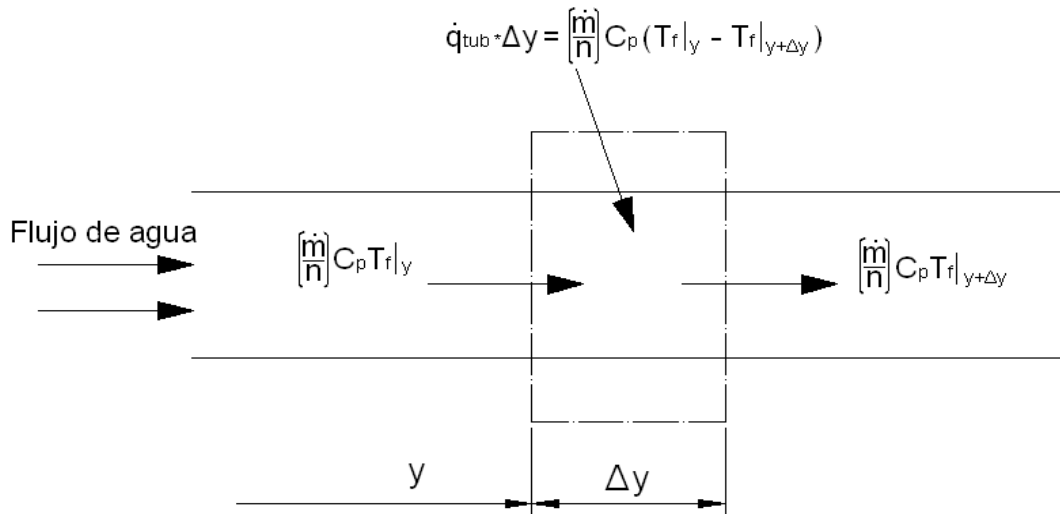


Figura 22. Balance de energía en un elemento de la tubería.

C_p : Calor específico del agua a la temperatura promedio (kJ / kg)

\dot{m} : Flujo másico dentro de una tubería (kg s).

n : número de tuberías (unidades).

T_f : Temperatura del fluido ($^{\circ}\text{C}$).

y : posición de un punto sobre la tubería siendo $y=0$ el inicio de una tubería (m).

Utilizando la Figura 22 para el balance de energías, se desarrolla la siguiente expresión.

$$q_{tub} = \frac{mC_p T_{f,y} - T_{f,\Delta y}}{n} \quad 4.38$$

Sustituyendo la ecuación 4.36 en la ecuación 4.38 y haciendo que Δy tienda a cero ($\Delta y \rightarrow 0$).

$$n M \tau \alpha q_{rad} - U_T T_b - T_a = mC_p \frac{dT_f}{dy} \quad 4.39$$

La integral de la ecuación 4.39 presenta la condición de frontera inicial cuando la temperatura del fluido para $y=0$ debe ser la temperatura del fluido a la entrada del colector (T_{fe}).

$$\frac{dT_f}{dy} = T_{fe} \quad y=0 \quad 4.40$$

T_{fe} : Temperatura del fluido a la entrada del colector (°C).

La solución de la ecuación diferencial 4.39 aplicando las condiciones de frontera es:

$$\frac{T_f - T_a - \tau \alpha q_{rad} U_T}{T_{fe} - T_a - \tau \alpha q_{rad} U_T} = \exp \frac{-U_T M n y}{mC_p} \quad 4.41$$

La ecuación 4.41 permite calcular la temperatura del fluido a cualquier distancia y . Si todos los tubos son del mismo largo L ; la temperatura del fluido a la salida del colector se determina mediante la relación.

$$\frac{T_f - T_a - \tau \alpha q_{rad} U_T}{T_{fe} - T_a - \tau \alpha q_{rad} U_T} = \exp \frac{-U_T M n L}{mC_p} \quad 4.42$$

T_f : Temperatura del fluido (°C).

T_{fe} : Temperatura del fluido a la entrada del colector (°C).

T_a : Temperatura ambiente °C .

C_p : Calor específico del agua a la temperatura media T_m (kJ / kg)

m : Flujo másico de agua dentro del colector (kg / s).

U_T : Coeficiente total o global de transferencia de calor ($W m^2°C$).

n : número de tuberías (unidades).

M : factor de eficiencia del colector (adimensional).

L : Longitud de las tuberías (m).

q_{rad} : Radiación solar total o global sobre el colector ($W m^{-2}$).

$\tau\alpha$: Reflexión y absorción de la cubierta transparente del colector.

Una condición de interés es cuando $L \rightarrow \infty$ o cuando $m = 0$. Estas condiciones se dan para una tubería muy muy larga o cuando el agua se encuentra en estancamiento dentro del colector. Bajo estas condiciones, la temperatura del colector sería la máxima alcanzable.

$$T_{f,max} = T_a + \frac{\tau\alpha q_{rad}}{U_T} \quad 4.43$$

Mediante la ecuación 4.43, se puede determinar la temperatura máxima que puede alcanzar un colector plano. El valor de la temperatura máxima es importante en la selección de los materiales de construcción. Si bien es cierto que la eficiencia térmica del colector es igual a cero a esta temperatura, su importancia fundamental radica en el hecho que en condiciones de estancamiento (flujo igual a cero), la temperatura que puede alcanzarse en el interior del colector sobrepasaría el límite de operación de algunos de sus componentes: aislante, empaques, etc.

4.4. Factor de remoción de calor F_R

Conociendo la distribución de la temperatura del fluido a lo largo de las tuberías, se define el factor de remoción de calor (F_R) como el parámetro que relaciona el calor de calentamiento que se obtiene efectivamente en el colector, con el que se obtendría si toda la superficie del colector se encontrara a la temperatura del fluido a la entrada (T_{fe}).

$$F_R = \frac{mC_p T_{fs} - T_{fe}}{A \tau\alpha q_{rad} - U_T T_{fe} - T_a} \quad 4.44$$

A: Área efectiva del colector m^2

T_{fs} : Temperatura del fluido de salida ($^{\circ}C$).

$$F_R = \frac{mC_p}{A U_T} \left[1 - \frac{\tau\alpha q_{rad} U_T - T_{fs} - T_a}{\tau\alpha q_{rad} U_T - T_{fe} - T_a} \right] \quad 4.45$$

Sustituyendo la ecuación 4.42 en la 4.45 se tiene:

$$F_R = \frac{mC_p}{A_e U_T} \left[1 - \exp \left(\frac{-U_T M n L}{mC_p} \right) \right] \quad 4.46$$

En consecuencia el calor útil en términos del factor de remoción de calor es como sigue:

$$q_{util} = A_e F_R \tau\alpha q_{rad} - U_T T_{fe} - T_a \quad 4.47$$

4.5. Circulación del agua por convección natural o efecto boyante en el colector solar y posicionamiento del tanque de almacenamiento respecto al colector.

4.5.1. Convección natural

La circulación natural o circulación por termosifón es un fenómeno que se fundamenta en la variación de la densidad del agua, que es inversamente proporcional al incremento de la temperatura, esto quiere decir por ejemplo, que la densidad del agua a $60^{\circ}C$ es menor que la densidad de agua a $20^{\circ}C$. Por lo tanto para una tubería con un diámetro constante, el incremento de flujo se debe a la absorción de calor de este ya que se afecta la densidad del fluido con la temperatura (Quiros, 1979). Existen dos fuerzas principales que afectan el flujo dentro de las tuberías y son: La fuerza boyante en función del peso específico del fluido y la fuerza de fricción contraria a la fuerza boyante y que se ve afectada por el diámetro de la tubería, la velocidad de flujo, la viscosidad cinemática y la rugosidad de la tubería (Taherian et al, 2011).

Debido a que en este tipo de colector solar aprovecha la circulación natural de agua, no se necesita de una bomba para la trasegar el fluido desde el colector hasta el tanque de almacenamiento. Un aspecto importante de la circulación natural es la ubicación del depósito de almacenamiento respecto del colector solar como se observa en la Figura 24. En la Figura 23 se muestra la distribución típica del agua dentro del colector.

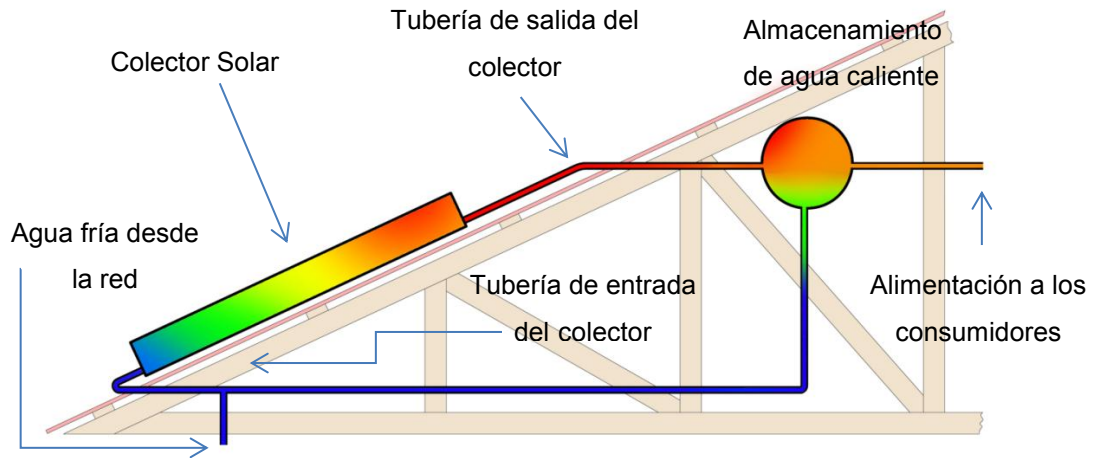


Figura 23. Distribución de temperaturas del agua para la convección natural.

4.5.2. Posición del tanque respecto al colector.

La geometría de la distribución del tanque y el colector para la convección natural con las respectivas entradas y salidas de agua, es la que se presenta a continuación.

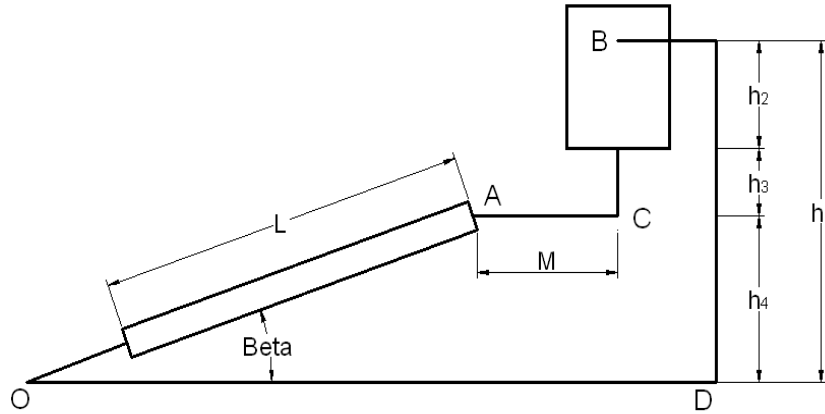


Figura 24. Posición del tanque de almacenamiento respecto al colector.

M: Distancia horizontal desde el colector hasta el tanque de almacenamiento (m).

L: longitud del colector (m).

h₁: Altura desde la entrada al colector hasta la parte superior del tanque (m).

h₂: Altura del tanque de almacenamiento (m).

h₃: Altura entre el colector y el tanque de almacenamiento (m).

h₄: Altura desde la entrada y salida del colector (m).

La relación de ángulos necesarios para el análisis se basa en la siguiente Figura 24.

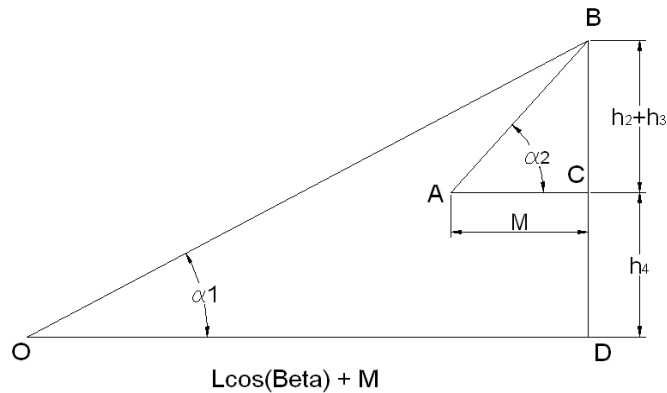


Figura 25. Ángulos y distancias asociadas a la posición del tanque de almacenamiento con respecto al colector.

$$\alpha_2 = \arctan \frac{h_2 + h_3}{M} \quad 4.48$$

$$\alpha_1 = \arctan \frac{h_1}{L \cos \beta + M} \quad 4.49$$

4.5.3. Altura de presión de la circulación natural

La altura de presión de circulación natural ΔP_{CN} es la altura resultante del diferencial de presión generada en virtud de la diferencia de densidades del agua ΔP y la pérdida de carga por fricción en los tubos h_p .

$$\Delta P_{CN} = \Delta P - h_p \quad 4.50$$

h_p : Pérdida de carga dentro de las tuberías debido a la fricción del fluido con la tubería (m.c.a.).

ΔP : Diferencia de presiones debido a la diferencia de densidades dentro del colector (m.c.a.).

ΔP_{CN} : Presión de circulación natural medida en metros de columna de agua (m.c.a.).

La ecuación 4.50 se cumple para el estado transitorio, es decir, cuando el fluido está en aceleración. Es de interés práctico analizar el caso para estado estacionario o cuando el fluido está en reposo o a velocidad constante. Para este caso, la diferencia de presión generada por la diferencia de densidades es igual a las pérdidas en todo el circuito. Es decir cuando $\Delta P_{CN} = 0$. Por lo que la ecuación 4.50 toma la siguiente forma.

$$\Delta P = h_p \quad 4.51$$

Para calcular la presión generada por el cambio de densidad del agua, el calentador solar se representa como se muestra en la Figura 25. Representación de columnas de fluido para el circuito de la Figura 23 y las densidades del fluido asociadas.

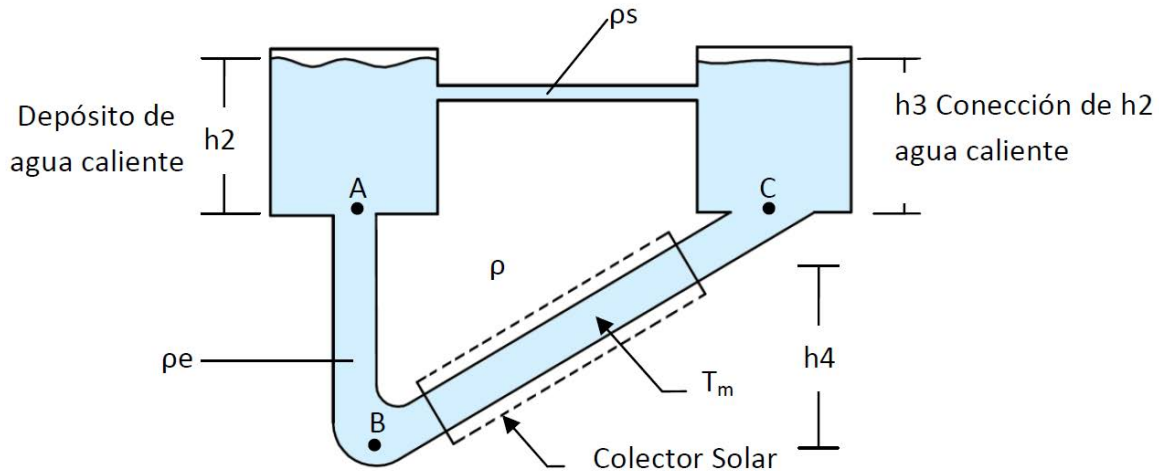


Figura 25. Representación de columnas de fluido para el circuito de la Figura 23 y las densidades del fluido asociadas.

En la entrada del colector el agua tiene una densidad ρ_e , mientras que a la salida el agua tiene una densidad ρ_s , además se asume una densidad promedio ρ . Aplicando la ecuación de Bernoulli para estado estacionario se obtiene:

$$\Delta P * \rho_s = \rho h_2 + \rho_e h_3 + h_4 - \rho h_4 - \rho_s h_3 + h_2 \quad 4.52$$

ρ_e : Densidad del agua a la entrada del colector (kg m^3).

ρ_s : Densidad del agua a la salida del colector (kg m^3).

ρ : Densidad promedio del agua dentro del colector (kg m^3).

Además:

$$\rho = \frac{\rho_s + \rho_e}{2} \quad 4.53$$

Reemplazando la ecuación 4.53 en la 4.52:

$$\Delta P = \frac{\rho_e - \rho_s \left(\frac{h_2 + h_4}{2} + h_3 \right)}{\rho_s} \quad 4.54$$

4.5.4. Pérdidas de carga

Para determinar las pérdidas de carga, es necesario determinar el régimen del flujo de agua, la longitud de tubos equivalente L_t y el coeficiente de fricción del flujo. El régimen del flujo se determina mediante el número de Reynolds:

$$Re = \frac{v * d}{\gamma_f} \quad 4.55$$

γ_f : Viscosidad cinemática del fluido a la temperatura media ($m^2 \ s$).

v : Velocidad del fluido dentro de la tubería ($m \ s$).

d : Diámetro interno de la tubería (m).

Por lo general, en este tipo de colectores, el valor del número de Reynolds no supera los 3000 (Naspolini & R  ther, 2012) así que se puede considerar un flujo laminar en donde el valor del factor de fricción es:

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64 * \gamma_f}{v * d} \quad 4.56$$

La longitud equivalente del total de tubos es la siguiente:

$$L_t = nL + \frac{h_2 + h_3 + h_4}{\text{sen } \alpha_1} + \frac{h_2 + h_3}{\text{sen } \alpha_2} \quad 4.57$$

Finalmente las pérdidas de cargas se determinan mediante:

$$h_p = \frac{L_t f v^2}{2gd} \quad 4.58$$

h_p : Pérdida de carga dentro de las tuberías debido a la fricción del fluido con la tubería (m.c.a.).

L_t : Longitud equivalente del colector y sus conexiones con el tanque (m).

g : Aceleración de la gravedad ($m \ s^2$).

d : Diámetro interno de las tuberías (m).

v : Velocidad del fluido dentro de la tubería ($m \ s$).

f : Factor de fricción ($m \ s$).

Combinando la ecuación 4.56 en la 4.58 e igualándolo a la ecuación 4.54 se tiene lo siguiente:

$$\frac{\rho_e - \rho_s}{\rho_s} \frac{h_2 + h_4}{2} + h_3 = \frac{32 L_t \gamma_f v}{g * d^2} \quad 4.59$$

De la ecuación 4.59 se puede inferir que la velocidad de circulación natural depende de la geometría del colector, del diámetro de tubería, la aceleración de la fuerza de gravedad, de la densidad o temperatura del agua de entrada y de la temperatura o densidad del agua a la salida, la cual a su vez depende del flujo de calor hacia las tuberías.

El hecho de permitir la circulación de agua en el colector por medio de la convección natural, hace que el colector no requiera de energía externa para trasegar el fluido lo cual incurre en un ahorro de energía adicional.

Se ha determinado experimentalmente que el flujo másico o caudal de agua debido al efecto boyante a través del colector aumenta si se incrementa la diferencia de altura entre el colector y el tanque de almacenamiento (h_3), más la eficiencia no se ve incrementada. La eficiencia sí se puede incrementar al disminuir las pérdidas por fricción en el circuito hidráulico (Bouhadef et al, 2002).

4.6. Dimensionamiento del tanque de almacenamiento.

El análisis del consumo de agua caliente para un hogar típico en Costa Rica es un procedimiento complejo que depende de muchos factores entre ellos: rango de flujo, ocupancia o cantidad de personas que componen el núcleo familiar, necesidades de calentamiento de agua y el clima de la región o temperatura de agua de entrada (Evarts & Swan, 2013b).

En el estudio presentado por Nandwani (2009, 2013) referente al dimensionamiento y materiales típicos para la construcción de un tanque de

almacenamiento en colectores solares para Costa Rica, se refiere a un volumen general de entre 100 – 200 litros de almacenamiento de agua para un colector de 2 m².

En la Tabla 7 se muestran resultados de estudios previos realizados en estados Unidos concernientes al requerimiento diario de agua caliente (RDAC)

Tabla 7. Requerimiento diario de agua caliente en hogares de Estados Unidos.

Merrigan			Pearman & Mills		
Ocupantes (ocurrencia)	RDAC ^a por hogar	RDAC ^a per cápita	Ocupantes (ocurrencia)	RDAC ^a por hogar	RDAC ^a per cápita
2 (18)	166	83	2 (6)	138	69
3(17)	213	71	3(18)	258	86
4(25)	257	64	4(19)	252	63
5(13)	272	54	5(15)	230	46

Fuente: (Merrigan, 1988; Pearlman & Mills, 1985)

Nota: Estudio realizado para ASHRAE.

^a Requerimiento diario de agua caliente en litros

Un colector solar de placa plana puede tener temperaturas de salida del agua entre 35 y 70 °C y eficiencias entre 40 – 60 % (Ammari & Nimir, 2003).

Para un recipiente estándar de 208 litros, y una temperatura promedio de 48 °C, se llegan a perder entre 5 y 8 °C durante la noche con un espesor de aislante de 5 cm en fibra de vidrio (Evarts & Swan, 2013a).

Para el presente estudio se ha utilizado un recipiente estándar de 208 litros brutos y 190 litros efectivos.

5. EVALUACIÓN TEÓRICO EXPERIMENTAL DE LA EFICIENCIA GLOBAL.

La medición y el análisis de la eficiencia en un colector solar de placa plana, son los pasos principales para el entendimiento de un sistema doméstico de calentamiento de agua. El proceso de diseño analítico permite acercarse a la máxima eficiencia del sistema (Ammari & Nimir, 2003).

Existen diversos análisis teóricos y experimentales concernientes a la eficiencia del sistema de calentamiento solar por termosifón, por ejemplo Gunerhan & Hepbasli (2007). Muchos programas computacionales se han diseñado de tal manera que logren modelar y simular el comportamiento de un calentador solar de placa plana para de esta manera determinar la eficiencia del modelo propuesto. Ejemplo de estos programas son: Ong (1974, 1976), Klein (1994).

Existen varios procedimientos disponibles para determinar la eficiencia del colector como los que se describen en: Simon (1976), Hill (1978) y Kabariti (1993). Muchas investigaciones teóricas no toman en consideración el estado transitorio de la fuente de energía, el Sol, únicamente consideran la respuesta al estado estable. Debido a esto, muchos estudios de la eficiencia se basan en la potencia calórica de la fuente de energía en el instante (Ammari & Nimir, 2003).

En esta sección, se pretende determinar la eficiencia teórica y práctica del colector solar de placa plana durante el estado transitorio, desde que el sol aparece a las 6:00 am, hasta que se oculta a las 6:00 pm aproximadamente.

5.1. Método de Simulación (Base teórica)

El siguiente análisis revelará el procedimiento a seguir para determinar la eficiencia teórica de un colector solar de palca plana. Este estudio está basado en la correlación de las ecuaciones del capítulo IV tomando en cuenta la radiación incidente determinada en el capítulo III. El límite de la simulación, las condiciones iniciales, el método de solución y el procedimiento serán descritos en las siguientes secciones.

5.1.1. Límites y condiciones iniciales.

La definición de los límites y las condiciones iniciales son necesarias para establecer los parámetros de partida y bajo los cuales se basa la eficiencia teórica de un colector (Ammari & Nimir, 2003).

La ubicación física del colector (latitud, longitud, altura sobre nivel del mar, el albedo, etc) permite determinar la energía de radiación incidente sobre la placa, la cual será a su vez aprovechada por el colector para el calentamiento del agua. Los parámetros espacio temporales seleccionados para el presente estudio se muestran en la Tabla 6.

Basado en el estudio realizado por Nandwani (2009) se ha seleccionado un área efectiva de 2 m² por cada 4 personas y un ángulo de inclinación del colector de 20° orientado hacia el sur. Para determinar la temperatura del agua a la salida del colector y predecir su comportamiento bajo condiciones reales de operación se deben hacer las siguientes aseveraciones basadas en mediciones repetidas de cada condición.

- Temperatura del agua a la entrada del colector: 22° C.
- Temperatura ambiente: 25, 6° C.
- Una familia compuesta por 4 personas.
- El tiempo de baño per cápita es de 10 minutos por día.
- El agua mezclada (agua caliente del colector más agua fría de la tubería de servicio) en la ducha tiene un caudal de 0,106 L s⁻¹ (Arruda et al, 2005).

5.1.2. Método de Optimización

El procedimiento descrito en el capítulo IV resalta la importancia de seleccionar parámetros de diseño adecuados para las condiciones locales de operación, como: diámetro de tuberías, espacio entre ellas, cantidad de tuberías, espesor del aislante, entre otras. En esta sección se aproxima la eficiencia teórica del colector bajo las

condiciones seleccionadas. El diseño se optimiza determinando la máxima eficiencia posible sin comprometer el costo final y así obtener la máxima temperatura de salida.

Para la toma de decisiones durante el proceso de diseño se introducen las ecuaciones en un programa de cálculo computacional sencillo, de esta manera se puede evaluar cada variable y ponderar su impacto en la eficiencia final. La radiación solar, utilizada como parámetro de entrada para el cálculo es la que se ha determinado en el capítulo III y cuyo resultado, para el caso de estudio es el expuesto en la Figura 13.

El programa computacional que ha sido desarrollado por los investigadores del presente estudio se detalla ampliamente en el Apéndice i. Programa computacional para el diseño del colector solar de placa plana. Este programa ayuda al usuario a seleccionar los parámetros de diseño principales para obtener la máxima eficiencia bajo las condiciones seleccionadas.

5.1.3. Resultados y discusión.

Como se ha detallado, no toda la energía de radiación solar que incide en la placa colectora se transmite como flujo de calor hacia las tuberías y finalmente al agua contenida en ellas, una porción del flujo de calor es transferido al ambiente. Esta transferencia de calor se denomina como pérdidas de calor y para mejorar la eficiencia del colector, la pérdida de calor debe ser lo menor posible. Una manera de reducir las pérdidas es con el mejoramiento del aislante, cubierta transparente y construcción de la caja o chasis del colector (Dagdougui et al, 2011). A continuación se muestra una figura con la ponderación de las pérdidas de calor en cada superficie del colector.

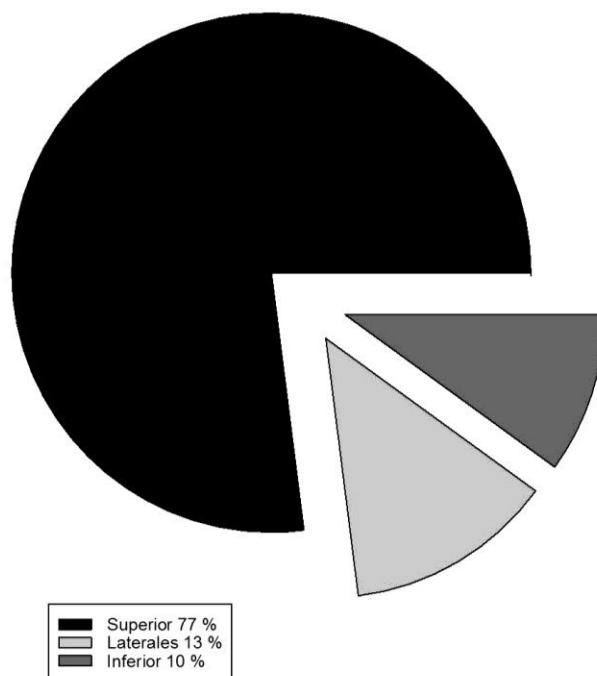


Figura 26. Pérdidas de calor porcentuales en cada superficie del colector.

El colector, por ser un dispositivo tridimensional, presenta pérdidas de calor en cada una de sus superficies; superior, laterales e inferior. Estas pérdidas de calor se dan en los tres medios o vehículos de transferencia de calor: radiación, conducción y convección. La ponderación de cada forma de transferencia dependiendo de la superficie del colector se muestra en la siguiente tabla

Tabla 8. Pérdidas de calor porcentuales en el colector dependiendo del vehículo de transferencia de calor.

Superficie del colector	Medio de transferencia de calor		
	Conducción (%)	Convección (%)	Radiación (%)
Superior	1,3	5,6	70,1
Lateral	4,8	8,2	N/A ^a
Inferior	3,6	6,4	N/A ^a

Nota: Cada ponderación está referida a la transferencia de calor global en el colector por los tres medios.

^a : No aplica

La magnitud de las pérdidas de calor está relacionada con el coeficiente global de transferencia de calor U_T . Como se observa en la Tabla 8, la mayor parte de las pérdidas se deben a la transferencia de calor por radiación desde la placa colectora a alta temperatura y hacia el cielo y los alrededores. La alta transferencia de calor por este medio se debe a que la placa debe ser pintada con una capa delgada de pintura negro mate para aumentar la absorptividad (α) y de esta manera mayor parte de la radiación será absorbida y convertida en energía calórica. Esto implica que la emisividad (ε) también sea alta y la placa emita radiación, la cual es mayoritariamente emitida en la longitud de onda del infrarrojo. Esta pérdida de calor aumenta proporcionalmente con la temperatura de la placa como se observa en las siguientes figuras.

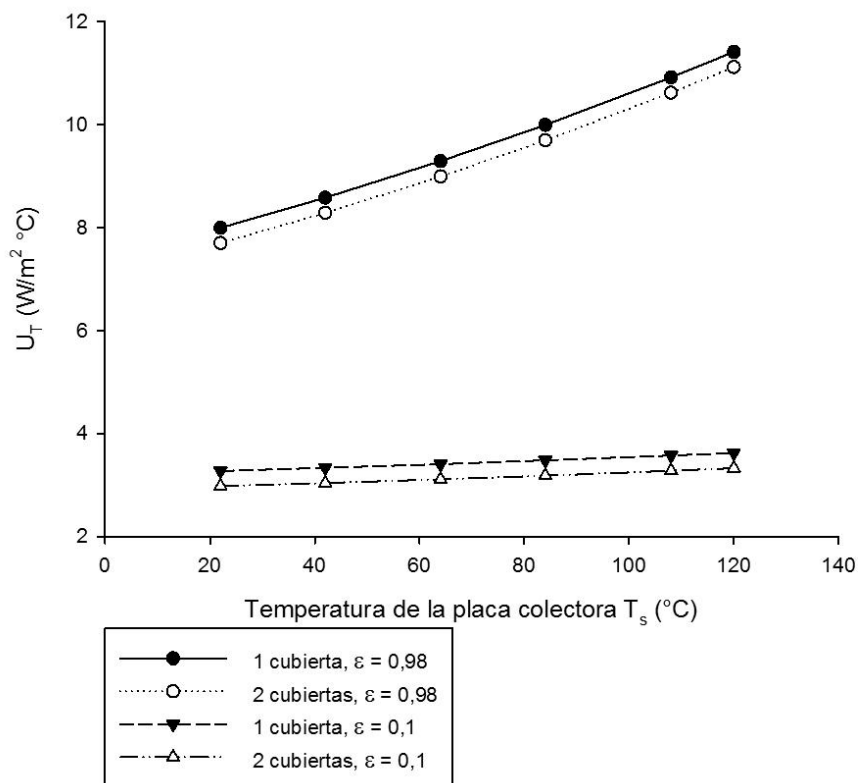


Figura 27. Coeficiente global de transferencia de calor vs. temperatura superficial de la placa para cubierta de vidrio simple y doble.

Nota: Se ha simulado para emisividades (ε) de 0,1 y 0,98 aceptadas como mínima y máxima respectivamente (Dagdougui et al., 2011)

Mientras menor sea el coeficiente global de transferencia U_T , menores serán las pérdidas de calor. La cubierta transparente permite aislar al colector del medio ambiente y disminuir la transferencia de calor por convección entre la placa y el viento circundante. Como se observa en la Figura 27, no hay gran diferencia entre la instalación de una o dos cubiertas transparentes ya que la mayor pérdida de calor se da por radiación la cual no necesita de un medio de propagación. La doble cubierta transparente se justifica en zonas donde la temperatura ambiente es muy baja, cercana a los 0 °C. Se logra disminuir las pérdidas de calor por radiación modificando el factor de emisividad (ϵ) de la placa como se observa en la siguiente figura.

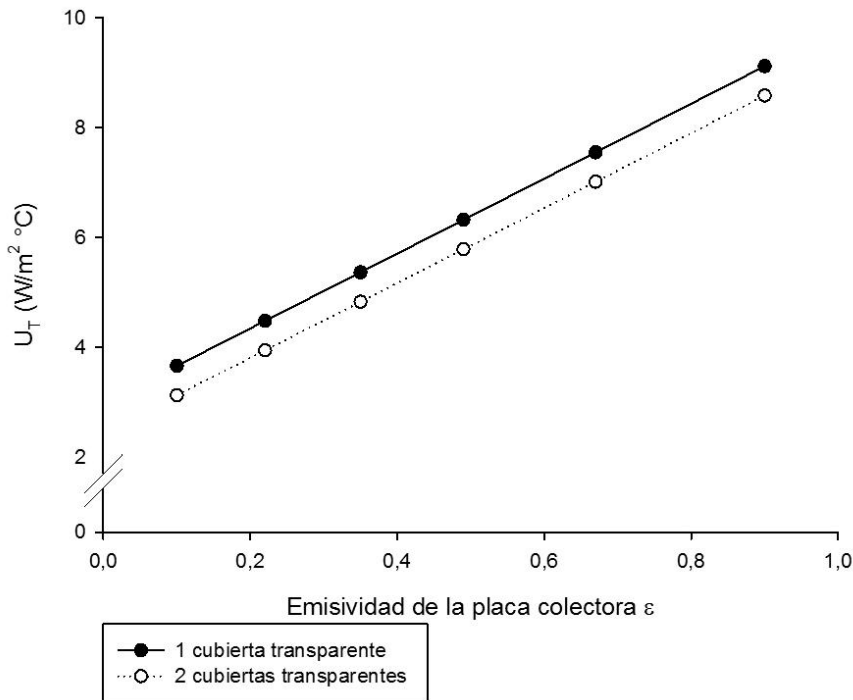


Figura 28. Coeficiente global de transferencia de calor vs. emisividad de la placa para cubierta de vidrio simple y doble.

La emisividad de la placa no puede ser cambiada sin variar la absorptividad (α) la cual es responsable que más del 90% de la radiación solar sea transformada en calor. Por lo tanto se sacrifica un alto índice de emisividad a cambio de un alto índice de absorptividad (Garnier et al, 2008). Es deseable encontrar superficies para la placa colectora donde α sea lo más alto posible (cercano a 1) y ϵ lo más bajo posible. La

pintura negra con acabado mate base aluminio presenta altos índices de absorptividad y la emisividad varía entre 0,78 y 0,95 (Cassard et al, 2011).

En la construcción del colector solar de placa plana, existen varios factores fundamentales de diseño. El “Factor de eficiencia del colector” (M) se determina mediante la ecuación 4.37, este factor de diseño depende del coeficiente global de transferencia de calor (U_T), la distancia entre tuberías (W) y el coeficiente de transferencia de calor por convección entre las tuberías y el agua contenida en ellas (h_f). A continuación se muestra el comportamiento de dicho factor para distintas condiciones.

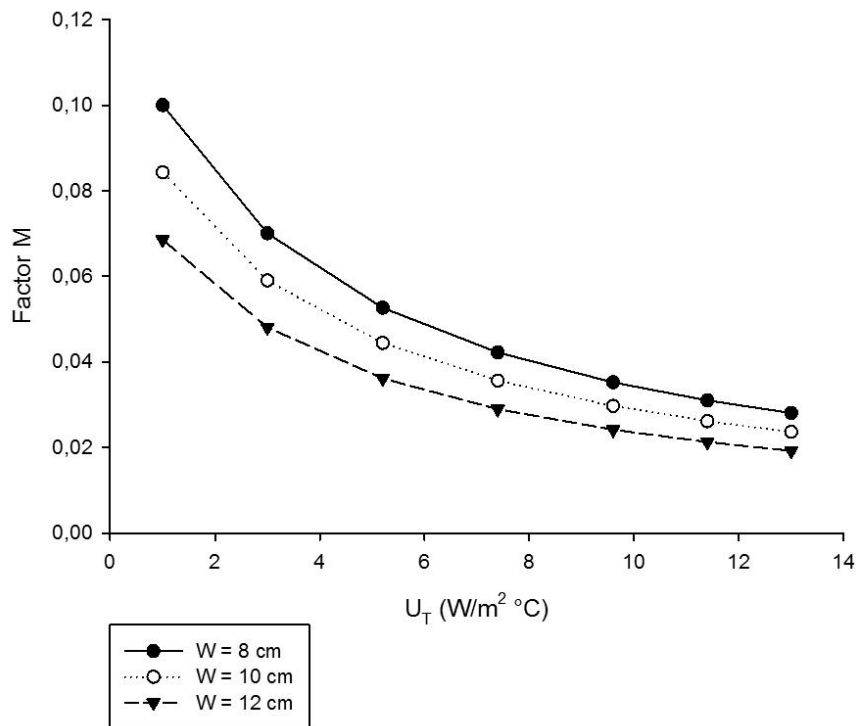


Figura 29. Factor de eficiencia del colector vs. coeficiente global de transferencia de calor.

W: Distancia entre dos tuberías centro - centro.

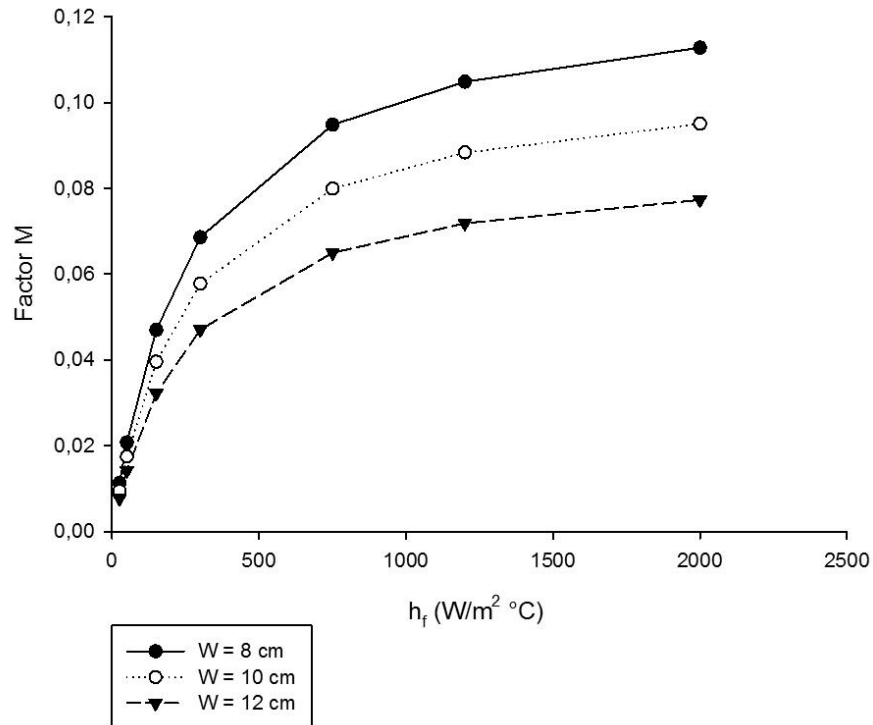


Figura 30. Factor de eficiencia del colector vs. coeficiente de transferencia de calor por convección entre la tubería y el agua.

Como se observa en la Figura 29 y la Figura 30, a mayor distancia entre tuberías adyacentes, disminuye el factor de eficiencia del colector. Esto se debe a la mayor distancia que debe atravesar el flujo de calor desde el centro de la placa colectora entre dos tuberías. Conforme aumenta la temperatura de la placa debido a la radiación, aumentan las pérdidas de calor y el factor de eficiencia disminuye. Para colectores de placa plana fabricados en aluminio o acero, se tiende a aumentar el número de tuberías y disminuir la distancia entre ellas para favorecer el factor de eficiencia del colector. En colectores fabricados con cobre, la distancia entre tuberías puede ser aumentada reduciendo así la cantidad de tuberías y el costo del colector sin comprometer la eficiencia (Nandwani, 2013).

Determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección entre el tubo y el agua (h_r) es una tarea muy compleja. Este coeficiente varía dependiendo del flujo másico del agua, flujo de calor hacia las tuberías, temperatura del agua de entrada y temperatura de salida, por lo tanto se debe aproximar su valor para efectuar un análisis

teórico y realizar un proceso iterativo (Roberts & Forbes, 2012). Sin embargo se sabe que mientras mayor sea este coeficiente el factor de eficiencia aumenta como se observa en la Figura 30 ya que se da una mejor transferencia de calor entre la tubería y el fluido. Es posible obtener valores altos de transferencia de calor por convección al utilizar materiales con una alta conductividad térmica en las tuberías. Típicamente se suele utilizar el cobre por ser un material con una relativa alta conductividad sin aumentar excesivamente el costo final del colector (Roonprasang et al, 2008).

El “Factor de remoción de calor” (F_R) puede ser determinado como se muestra en la ecuación 4.46 suponiendo que el agua corre por tuberías delgadas (Duffie, 1976). Este factor es adimensional y es el parámetro que relaciona el calor de calentamiento que se obtiene efectivamente en el colector, con el que se obtendría si toda la superficie del colector se encontrara a la temperatura del fluido a la entrada (T_{fe}). A continuación se muestran las relaciones de este factor para distintos números de tuberías.

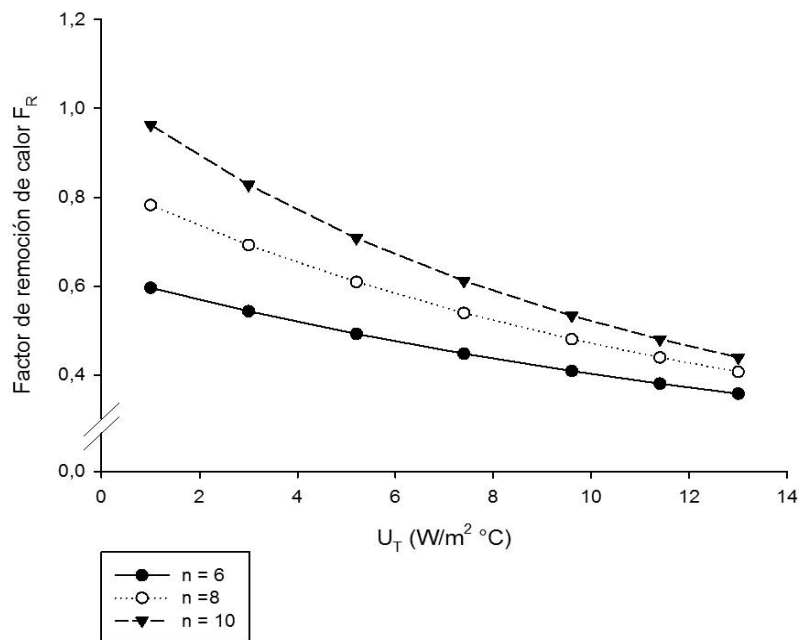


Figura 31. Factor de remoción de calor vs. coeficiente global de transferencia de calor.

n: cantidad de tuberías en paralelo.

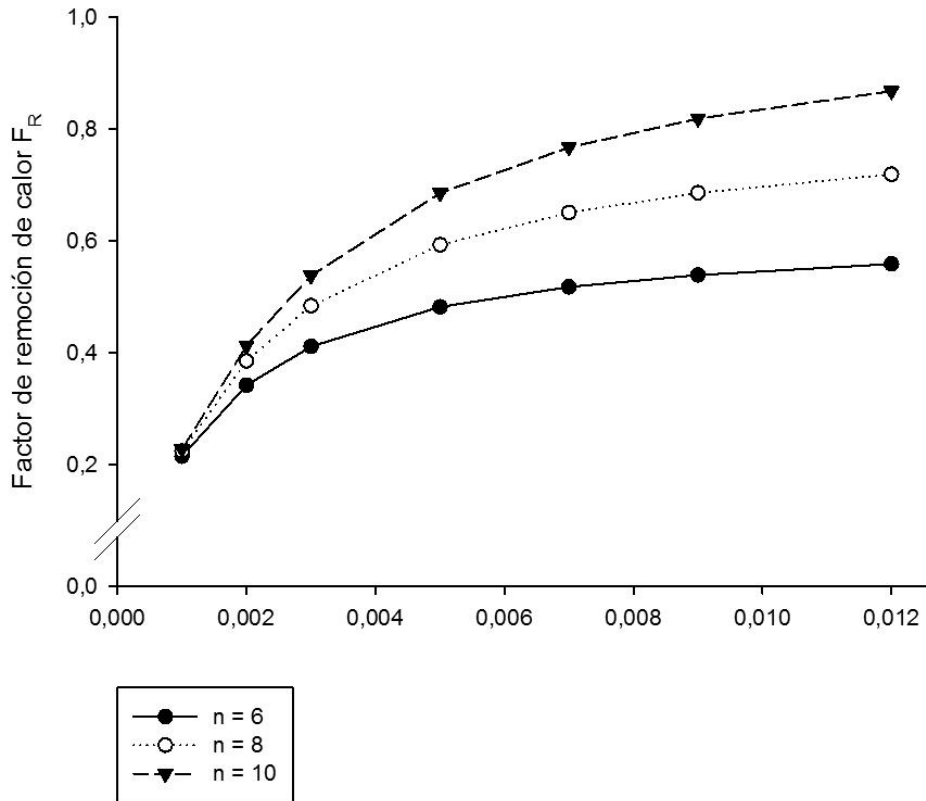


Figura 32. Factor de remoción de calor vs. flujo másico del agua.

Es deseable que el factor de remoción de calor sea lo más cercano a 1 para extraer la mayor cantidad de energía solar y aprovecharla en el calentamiento del agua. Como se observa en la Figura 31, este factor decrece conforme aumentan las pérdidas de calor en el colector pero aumenta con el flujo másico del agua como se observa en la Figura 32. Esta figura es de especial interés ya que por ser un colector cuyo fluido se mueve por convección natural, el flujo de agua debe ser lo más alto posible. Esto se logra con un ángulo de inclinación que favorezca el efecto termosifón, pero este ángulo también debe permitir que la radiación sea lo más perpendicular posible a la superficie de la placa. Un ángulo adecuado para favorecer ambas condiciones es de 20° de acuerdo a los datos teóricos y experimentales recolectados por Nandwani (2013) para Costa Rica.

La simulación de las condiciones de operación del colector, es de gran ayuda para seleccionar los distintos parámetros de diseño y obtener la mayor eficiencia

posible sin comprometer el costo final. Nandwani (2009) a través del estudio analítico y experimental ha determinado varios parámetros de diseño que han sido utilizados para el desarrollo del presente estudio. Si se incluye la energía de radiación solar expuesta en la Figura 13 en el programa computacional desarrollado, es posible seleccionar parámetros de diseño que se ajusten a estas condiciones de operación específicas. La selección de estos parámetros se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 9. Parámetros de diseño seleccionados para el Valle central de Costa Rica.

Parámetros dimensionales		Propiedades del sistema	
Descripción	Magnitud	Descripción	Tipo
Ángulo de inclinación (grados)	20	Tuberías.	Cobre, tipo K
Número de tuberías	8	Placa colectora.	Cobre
Distancia entre tuberías (cm)	12	Caja	Madera, pino
Diámetro de la tubería (mm)	12,5	Aislante	Fibra de vidrio.
Longitud de las tuberías (cm)	200	Cubierta transparente	Vidrio
Dimensiones de la placa colectora (cm x cm)	190 x 95	Pintura de la placa	
Espesor de la placa colectora (mm)	0,5	Emisividad de la placa (ϵ).	Negro mate.
Largo de la caja (m)	2,31	Absortividad de la placa (α)	0,90
Ancho de la caja (m)	0,95	Conductividad del material de	0,98
Espacio entre la placa y la cubierta transparente (cm).	3,8	Conductividad aislante (W/m K)	401
Espesor del aislante térmico (cm)	3,4		0,036

La determinación analítica de la temperatura del agua a la salida del colector depende de varios factores como se muestra en la ecuación 4.42. Dado que el coeficiente de transferencia de calor por convección entre las tuberías y el agua (h_f) depende del flujo másico del agua y este a su vez varía con la temperatura del agua promedio ($T_{fs} - T_{fe}$) o más bien con la densidad del fluido promedio, esto hace que determinar la temperatura de salida del agua sea un proceso de simulación muy complejo el cual requiere de programas computacionales avanzados que utilizan el

proceso de elementos finitos para aproximar las distintas condiciones de operación. Este modelado se escapa de los objetivos del presente estudio por lo que se fijan condiciones específicas y se determina la temperatura de salida del agua para esta constante en específico.

De acuerdo al estándar de ARHRAE 93 (1986), el método adecuado para determinar la eficiencia de un colector solar que funcione por circulación natural, es fijar un flujo másico conocido y medible, al estabilizar este parámetro se controla la transferencia de calor entre las tuberías y el agua haciendo que el coeficiente de transferencia de calor por convección fluctúe entre los valores que se exponen en la Figura 33.

Los resultados de la simulación para la temperatura de agua de salida T_{fs} se presentan a continuación para la ubicación geográfica expuesta en la Tabla 9 y la radiación solar simulada en la Figura 13 para el invierno. Cuatro distintos flujos másicos han sido seleccionados de acuerdo a Ammari (2003), 0,005 kg/s, 0,01 kg/s, 0,02 kg/s y 0,04 kg/s. Se ha fijado la temperatura del agua de entrada en 22 °C para el modelado. En esta simulación se ha variado el coeficiente de transferencia de calor por convección entre las tuberías y el agua h_f . Dado que este coeficiente es muy difícil de calcular analíticamente (Ammari, 2003), se han seleccionado 3 distintos valores para determinar la temperatura de salida del agua en el colector.

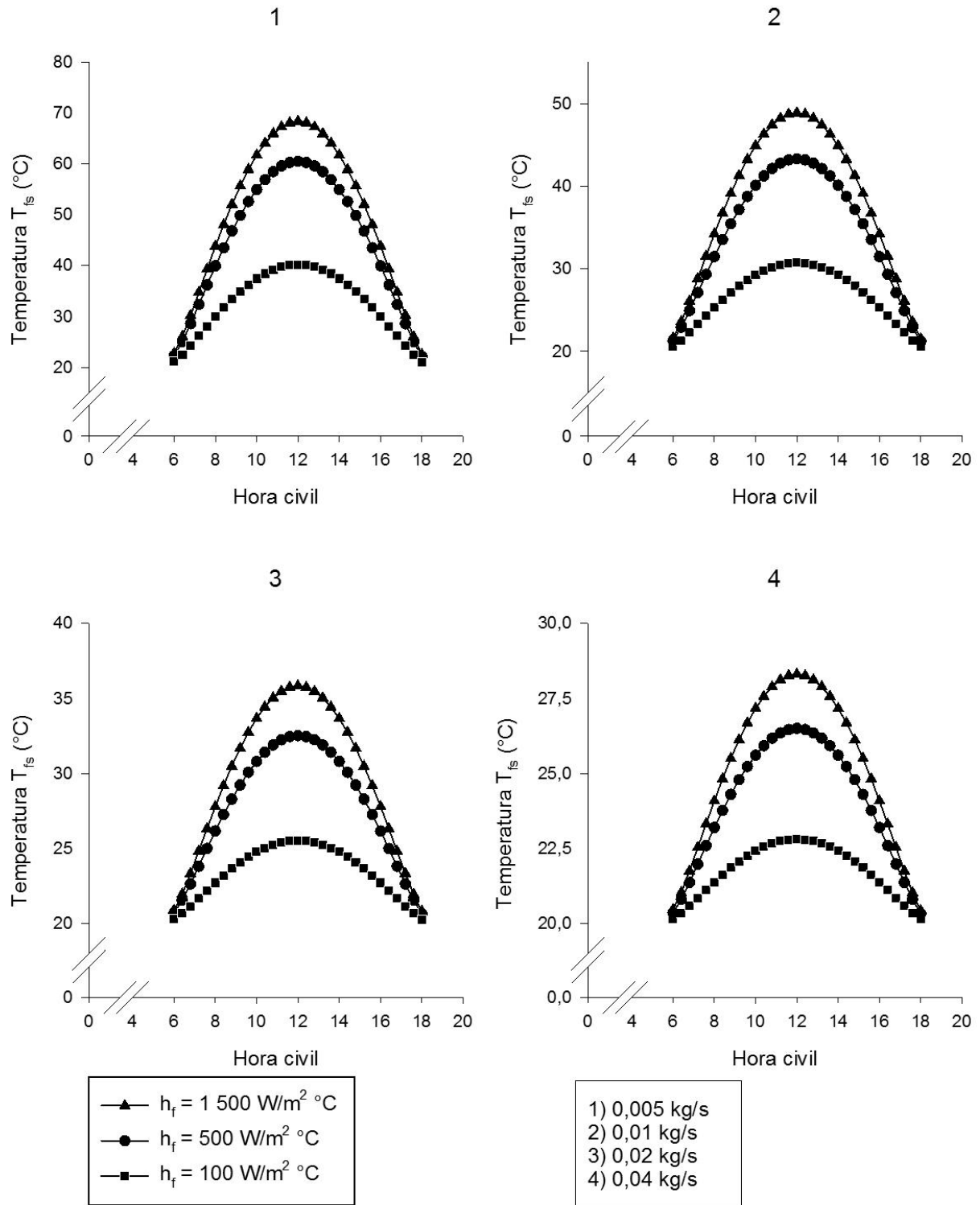


Figura 33. Temperatura del agua a la salida teórica para distintos flujos máscicos en invierno.

5.2. Prototipo construido.

Los resultados computacionales antes expuestos son una aproximación del comportamiento esperado del colector. Ahora, para determinar la eficiencia práctica y que sea comparada con la eficiencia teórica, la construcción de un prototipo debe ser realizada, con esto se verifica la adecuada implementación del modelo teórico.

Se ha desarrollado la construcción de un prototipo basado en los parámetros expuestos en la Tabla 9. Este dispositivo será utilizado para realizar las pruebas de laboratorio siguiendo el análisis expuesto en ASHRAE 93 (1986). A continuación se muestra una figura con el resultado final del prototipo construido.



Figura 34. Prototipo construido del colector solar de placa plana.

Se ha optado por una caja fabricada en madera de pino debido a su larga vida útil (hasta 12 años), bajo costo y buenas propiedades mecánicas (Bari, 2001). La caja se ha recubierto con una capa de pintura a base de poliuretano monocomponente que actúa como una barrera contra la radiación solar y la humedad, factores que degradan este material. Las tuberías de cobre han sido soldadas entre sí y sujetas a la placa colectora con soldadura oxiacetilénica. Termopares tipo “k” han sido instalados a lo largo de la placa antes de instalar la cubierta transparente, tal y como indica ASHRAE

93 (1986). Como se muestra en la Figura 34, el colector tiene una única entrada y una única salida para el agua.

En el Apéndice iii. Fotografías del colector construido. Se muestran los pasos seguidos durante el proceso de construcción desarrollado por los autores del presente estudio. El colector y el tanque de almacenamiento han sido fijados al techo de una residencia para efectuar las pruebas de laboratorio. En el Apéndice iv. Planos constructivos del colector diseñado, se detallan todas las características constructivas del modelo diseñado.

5.3. Métodos de ensayo basados en la norma ANSI/ASHRAE 93-1986, para determinar el rendimiento térmico del colector solar.

A continuación se establece el procedimiento de prueba para determinar la eficiencia del colector solar de placa plana en exteriores, basándose en el procedimiento establecido por la norma ASHRAE 93 pero sin darle un seguimiento literal. Se han considerado ciertas simplificaciones de acuerdo a la configuración del sistema actual y la ubicación física donde se realiza el procedimiento. Se describen las condiciones específicas para calificar el colector de acuerdo con su rendimiento térmico y la variación de su eficiencia con distintos cambios en los parámetros de ubicación local.

El procedimiento se debe aplicar teniendo en cuenta las siguientes consideraciones:

- El fluido debe ingresar a través de una sola entrada y salir a través de una única salida.
- No debe haber un cambio de fase en el fluido de líquido a gas ni viceversa.
- El procedimiento se debe realizar al aire libre, aprovechando la radiación solar natural y en un día claro para que los datos sean comparados con el procedimiento descrito por Hottel (1976).
- El colector debe encontrarse en estado estacionario o cuasi-estacionario según se describe más adelante.

- Se pueden utilizar termopares con constantes de tiempo menores a 10 segundos.
- Los dispositivos de medición deberán ser calibrados para el rango de temperaturas y las diferencias de temperatura detectadas durante la prueba.
- La precisión de la medición de caudal líquido deberá ser igual o mejor que $\pm 1,0\%$ del valor medido en unidades de masa por unidad de tiempo.
- La presión de entrada al colector y el cambio de presión en el colector se debe medir con un dispositivo que tenga una precisión de $\pm 3,5$ kPa.
- La velocidad del viento se debe medir con un instrumento capaz de determinar la velocidad media del viento integrada para cada periodo de prueba con una precisión de $\pm 0,8$ m/s.
- La configuración de prueba para el colector solar donde se indica la posición de cada instrumento de medición se muestra en la Figura 35.
- El sensor de temperatura ambiente debe ser ubicado en un refugio bien ventilado con su parte trasera a 1,25 m sobre el suelo y con la puerta mirando hacia el norte, de modo que haz directo del sol no pueda caer sobre el sensor.
- El refugio del medidor de temperatura debe ser pintado de blanco por fuera y no podrán estar más cerca de cualquier obstrucción de dos veces la altura de la obstrucción del mismo, es decir: árboles, cercas, edificios, etc.
- Las mediciones de irradiancia solar deben ser reportadas en términos del tiempo solar aparente para el sitio de la prueba
- El piranómetro debe ser montado de manera que su sensor sea coplanar con el plano de la abertura del colector.
- El piranómetro no debe ser montado con el fin de recibir un porcentaje de la radiación terrestre que sea desproporcionada en relación con la recibida por el colector.
- El piranómetro debe ser instalado adyacente al colector o en el centro superior.
- El piranómetro debe estar orientado de manera que los cables emergentes del conector se encuentren al norte de la superficie receptora o estén sombreados para minimizar el calentamiento solar de las conexiones eléctricas.

- Para minimizar el error de medición de temperatura, cada sonda deberá situarse lo más cerca posible de la entrada o salida del colector solar.
- La presión en el circuito del colector solar se hará para determinar la caída de presión manométrica del fluido entre la entrada y salida del colector.
- La presión se debe medir en agujeros roscados de presión donde los bordes de los orificios de la superficie interior de la tubería deben estar libre de rebabas.
- El diámetro de los agujeros no debe exceder el 40% del espesor de la pared o 1,6 mm. Las tomas de presión deben ser colocadas entre la entrada o salida de colector.
- Si la entrada y salida están en elevaciones diferentes, se deben hacer las correcciones según la cabeza estática del fluido.
- Las condiciones de viento al aire libre de prueba y la medición de la velocidad se deben hacer en las inmediaciones del colector, a una altura correspondiente a la mitad de la altura del colector y en un lugar donde el sensor de velocidad no está protegido del viento y el sensor no arroje una sombra sobre el colector durante las pruebas.
- La dirección del viento para cada período de prueba también debe ser determinada.

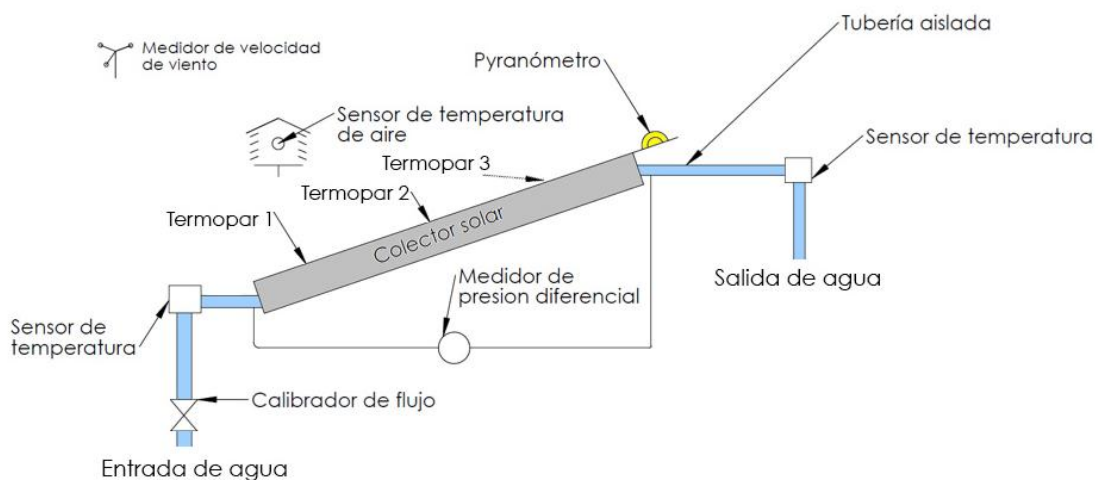


Figura 35. Configuración de prueba para el colector solar

5.3.1. Procedimientos de pruebas.

El rendimiento térmico del colector solar está determinado en parte por la obtención de valores de eficiencia instantánea para una combinación de valores de radiación incidente, temperatura ambiente, temperatura de entrada de fluido y ángulo de inclinación. Esto requiere de mediciones de la velocidad de radiación solar incidente sobre el colector solar, así como la velocidad de adición de energía hacia el fluido de transferencia a medida que pasa a través del colector, todo bajo condiciones de estado estacionario o cuasi- estacionario (Ammari & Nimir, 2003).

El colector solar prototipo de la Figura 34 ha sido instalado en la ubicación geográfica seleccionada con las características mostradas en la Tabla 6, se ha instalado en una posición estacionaria con un ángulo de inclinación de 19° con respecto a la horizontal y mirando hacia el sur. El fluido de trabajo para las pruebas es agua proveniente de la tubería de servicio residencial. Todas las mediciones tomadas y el procedimiento de prueba se realizan en condiciones de ambiente exterior y durante días claros, es decir, sin nubosidad apreciable a la vista. La ubicación del colector no permite altos grados de irradiancia por parte de edificaciones cercanas o sombras que puedan cubrir parcialmente la superficie colectora.

Los instrumentos de medición utilizados durante la prueba del colector, son los que se exponen en la Tabla 20 del Apéndice ii. Todo según las características mínimas sugeridas por ASHRAE 93 (1986). La ubicación esquemática de cada instrumento de medición se observa en la Figura 35.

Tres termopares tipo “k” han sido instalados dentro del colector en la superficie de una tubería, sujetos mediante una amalgama epóxica con el fin de medir el cambio en la temperatura de las tuberías desde un punto cercano a la entrada y hasta un punto cercano a la salida del agua. Dos termopares adicionales se han introducido en la tubería de entrada y salida con el fin de registrar la temperatura del agua en estos puntos tal y como se detalla en la Figura 48 del Apéndice iii. Fotografías del colector construido.

Para el presente estudio, se ha realizado cambios en algunos procedimientos de medición con respecto al estándar utilizado. Esto se ha implementado el fin de simplificar el procedimiento de prueba sin comprometer el resultado del mismo. Los cambios efectuados son los siguientes:

- *Medición de presión:* la finalidad de medir la presión a la entrada y la salida del colector es establecer la pérdida de presión dinámica provocada por la fricción del fluido en su paso a través de las tuberías. En lugar de instalar manómetros en ambos puntos, dos tuberías transparentes con una escala en milímetros se han instalado para determinar el diferencial de altura de fluido y con esto el diferencial de presión. Con esto se evita realizar correcciones por la columna de fluido existente entre la entrada y salida en virtud de la inclinación del colector. El diferencial de presión se mide en mm de columna de agua a 4° C.
- *Medición de flujo másico:* A pesar que el colector funciona por circulación natural, el flujo másico en esta condición varía conforme a distintos parámetros que no son controlados como la radiación incidente, por esto se ha fijado un flujo másico constante y regulado mediante una válvula. La determinación de este flujo másico se hace a través de la medición del volumen recolectado en un balón aforado al final del tiempo medido. Con la densidad del agua a la temperatura del agua a la salida se obtiene el flujo másico medido en kg/s.
- *Tamaño de muestra:* De acuerdo al estándar 93 de ASHRAE (1986), se deben realizar 4 mediciones de todas las variables de estado. Dos antes del meridiano y dos posterior al meridiano geoméricamente opuestas en el tiempo. La radiación incidente debe ser mayor a 790 W/m². Para el presente estudio se ha decidido tomar mediciones cada 30 minutos durante el día solar desde las 7:00 am hasta las 6:00 pm; es decir, 22 mediciones por día. La corroboración del tamaño de muestra se hará mediante el análisis estadístico de los datos.

Las mediciones restantes se han realizado de acuerdo con el estándar utilizado. La medición de temperatura del agua a la entra y salida del colector se ha hecho tan cerca cómo es posible del colector en la tubería correspondiente.

5.3.2. Datos y resultados

El rendimiento de un colector solar de placa plana bajo condiciones de estado estacionario puede ser descrito con la siguiente ecuación (ANSI/ASHRAE, 1986):

$$\eta_g = \frac{\text{energía calórica hacia las tuberías}}{\text{energía solar incidente sobre la placa}} \quad 5.1$$

Así la eficiencia instantánea será:

$$\eta_g = \frac{q_{util}}{\tau\alpha q_{Rad}} = \frac{m C_p T_{fs} - T_{fe}}{A \tau\alpha q_{Rad}} \quad 5.2$$

C_p : Calor específico del agua a la temperatura media T_m (kJ / kg)

m : Flujo másico de agua dentro del colector (kg / s)

A : Área superficial del colector (m^2).

T_{fe} : Temperatura del agua a la entrada del colector ($^{\circ}C$).

T_{fs} : Temperatura del agua a la salida del colector ($^{\circ}C$).

α : Absortancia de placa colectora (adimensional).

τ : Transmitancia de la cubierta transparente (adimensional).

Las mediciones aquí expuestas han sido realizadas en el período comprendido entre el 3 de agosto y el 2 de septiembre bajo condiciones de día claro. Se muestran los datos del día más representativo en este período (23 de agosto). Los datos recopilados durante la prueba del colector se detallan en la Tabla 21.

La radiación incidente sobre la placa a lo largo de este día en específico es como se muestra en la siguiente figura.

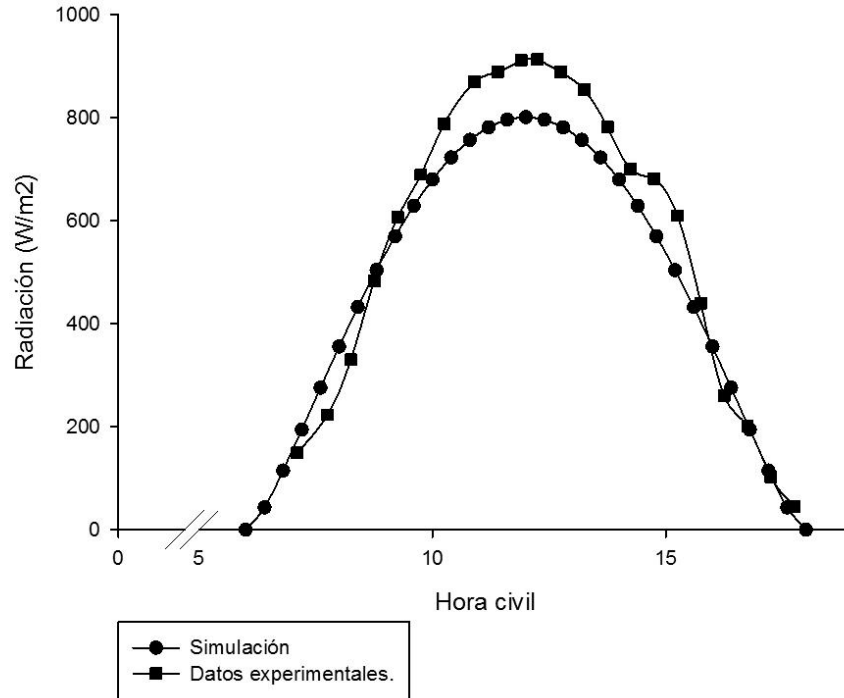


Figura 36. Radiación solar incidente sobre el colector para el 23 de agosto.

Nota: Los valores de radiación teóricos son los expuestos en el capítulo III, Figura 13. Los datos de la simulación se detallan en la Tabla 23 del Apéndice ii. Datos de prueba.

Para obtener el estado estacionario o cuasi-estacionario en el colector, el fluido de trabajo debe ingresar al colector a una temperatura tal que su variación no sea mayor a $\pm 0,1 \text{ }^\circ\text{C}$ y el caudal no fluctúe en $0,315 \text{ mL/s}$ en un período de 15 minutos mientras se calcula la eficiencia. También la temperatura ambiente no debe variar en $\pm 1,5 \text{ }^\circ\text{C}$ durante el mismo intervalo.

La instalación de los termopares, medidor diferencial de presión, anemómetro y pyranómetro se muestran en la siguiente figura. Cada componente de medición ha sido instalado de acuerdo al estándar utilizado.

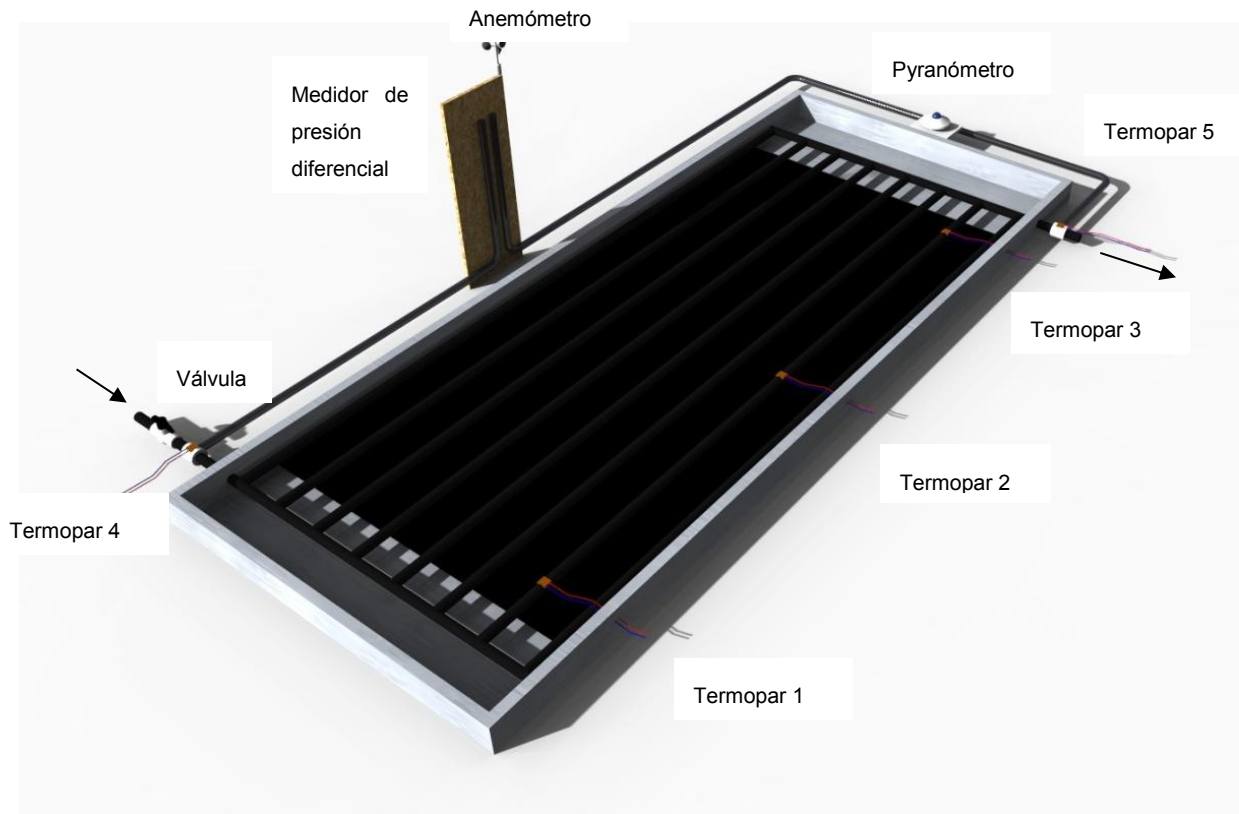


Figura 37. Instrumentos de medición en el colector.

Se ha configurado el sistema para permitir cuatro distintos flujos máxicos a través del colector durante cada medición de acuerdo con la Figura 33. Se ha tabulado cada medición para los distintos flujos máxicos. A pesar que la norma no establece la medición de la temperatura de las tuberías en los puntos descritos por los termopares 1, 2 y 3 de la Figura 37, se han tabulado sus valores en cada medición para establecer el comportamiento del agua mientras esta pasa a lo largo de una tubería. Los termopares 4 y 5 registran la temperatura del agua en la entrada y salida del colector respectivamente.

Los resultados de las pruebas y su comparación con los datos de la simulación se muestran en las figuras subsecuentes.

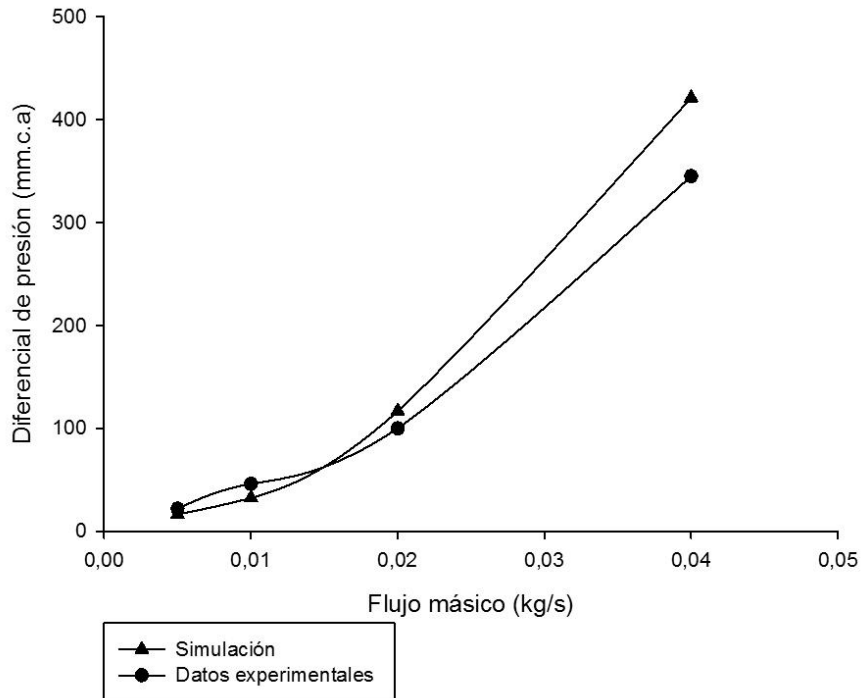


Figura 38. Pérdidas de presión a través del colector.

La pérdida de presión dinámica por el colector puede ser medida con el medidor de presión diferencial mostrado en la Figura 37. Acá se mide la diferencia de presión expresada en milímetros de columna de agua (mm.c.a). Dado que la columna de fluido en la entrada está a una temperatura distinta a la columna medida en la salida, se debe hacer la corrección por densidad mediante la gravedad específica del fluido a la temperatura de trabajo y referenciada al agua a 4°C. Con esto se pueden comparar los datos tomados en campo con los datos de la simulación según el análisis expuesto en el capítulo IV.

Es ideal que un intercambiador de calor, como lo es un colector solar, presente flujo turbulento en el fluido de trabajo a lo largo del intercambiador. Esto beneficia la transferencia de calor entre las tuberías y el fluido (Çengel, 2007). El comportamiento del fluido dentro de una sola tubería en el colector solar se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 10. Velocidad y características del fluido a su paso por cada tubería en el colector.

	Flujo másico a través del colector (kg/s)			
	0,005	0,01	0,02	0,04
Velocidad media (mm/s)	5,84	11,69	23,38	46,76
Número de Reynolds	94,08	188,16	376,32	752,34
Tipo de Fluido ^a	Laminar	Laminar	Laminar	Laminar

Nota: Las variables de estado se determinan con el flujo másico por cada tubería, es decir flujo másico a través del colector / número de tuberías.

^a : Clasificado a partir del Diagrama de Moody (Mott, 1996).

En estado de circulación natural, para el estado cuasi-estacionario, la pérdida de presión de la Figura 38 se iguala a la diferencia de presión debido a la diferencia de densidades entre la entrada y la salida. En este punto el fluido no presenta aceleración y se mueve a velocidad constante lo cual define el flujo másico de circulación natural. La densidad del agua a la salida del colector depende de su temperatura la cual a su vez depende del flujo de calor hacia las tuberías, el ángulo de inclinación y el coeficiente de transferencia de calor por convección natural. Es por este motivo que el flujo másico de circulación natural es difícil de determinar analíticamente (Kalogirou, 2000).

Los resultados de la toma de datos de las condiciones ambientales para el día seleccionado se muestran en la siguiente figura.

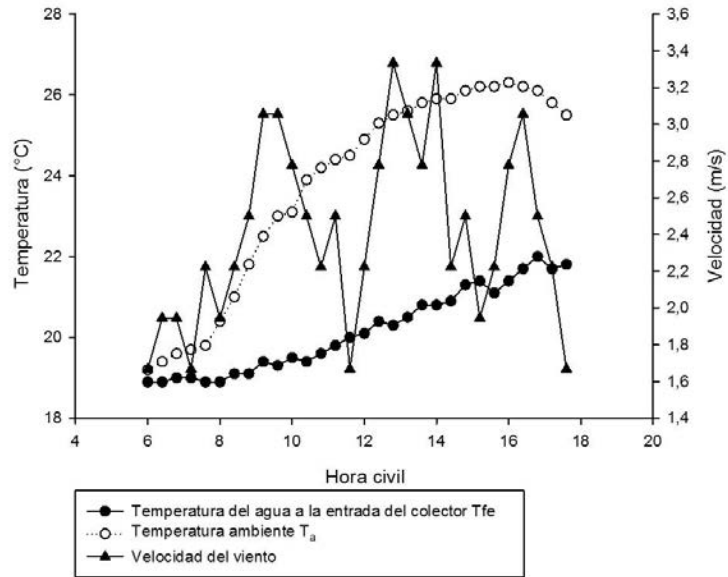


Figura 39. Condiciones ambientales medidas.

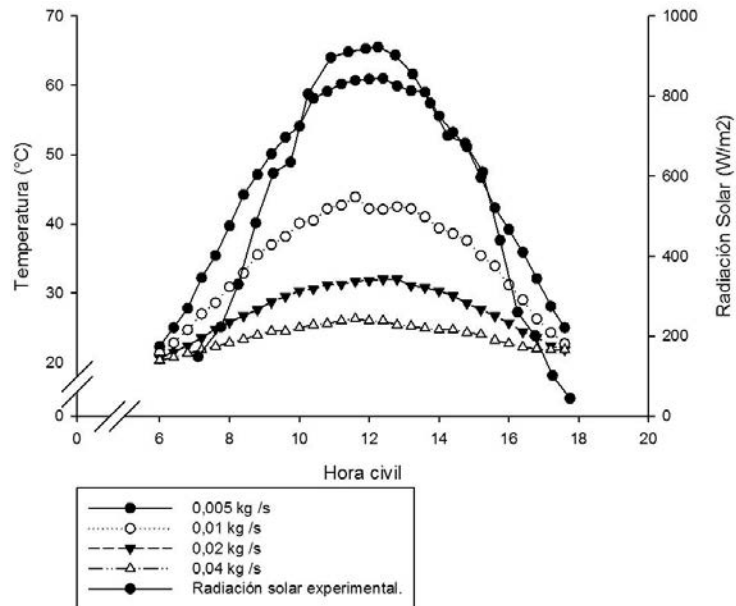


Figura 40. Temperaturas del agua de salida T_{fs} experimentales para distintos flujos máxicos.

Se han comparado algunos puntos de la curva de temperatura de salida del agua experimental en la Figura 40 con el espectro de temperaturas simulado en la Figura 33, para determinar experimentalmente el coeficiente de transferencia de calor por convección entre la tubería y el agua contenida en ella. Determinar este coeficiente

h_f permite simular la eficiencia teórica del colector solar con la ayuda de la ecuación 5.2. La comparación se ha hecho para cada punto de medición. La muestra de los datos se presenta en la siguiente figura.

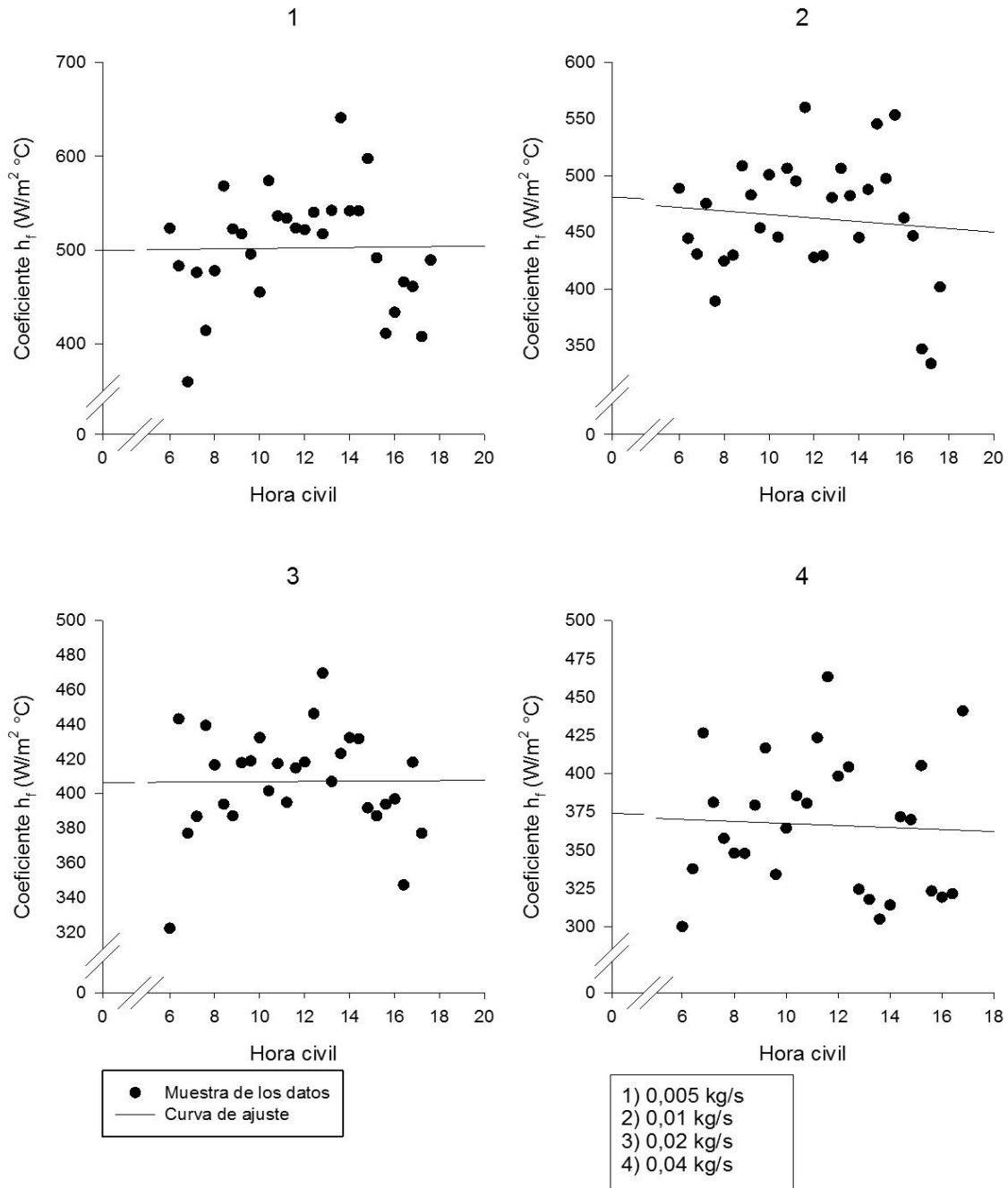


Figura 41. Coeficiente de transferencia de calor por convección h_f experimental para distintos flujos másicos.

Para cada valor de flujo másico en el colector, se observa un distinto h_f tal y como se muestra en la Figura 41. El sesgo de los datos y el valor de la media para los puntos de medición mostrados en la figura expuesta se detallan en la siguiente tabla.

Tabla 11. Promedio y desviación estándar del coeficiente de transferencia de calor experimental para distintos flujos másicos.

	Flujo másico. (kg/s)			
	0,005	0,01	0,02	0,04
Promedio (W /m ² °C)	502,36	462,95	407,11	366,50
Desviación estándar de la media (W /m ² °C)	60,21	53,46	30,08	44,36
Ecuación de la curva de mejor ajuste.	y= 0,253x+499,38	y= -1,553x+481,28	y= 0,074x+406,25	y= -0,665x+374,08
Valor del R cuadrado	0,0005	0,0105	0,00007	0,0024

Con los valores experimentales promedio del h_f mostrados en la Tabla 11, es posible determinar la eficiencia instantánea teórica del colector. Esta simulación puede ser comparada con la eficiencia experimental.

5.3.3. Evaluación de la eficiencia instantánea.

La eficiencia del colector operando bajo estado estacionario o cuasi-estacionario ha sido definida en la ecuación 5.2. Esta igualdad aplica para la eficiencia teórica o simulación y para la eficiencia práctica. También se puede definir la eficiencia en términos del “Factor de remoción de calor F_R ” sustituyendo la ecuación 4.47 en la 5.2.

$$\eta_g = \frac{q_{util}}{\tau\alpha q_{Rad}} = F_R \tau\alpha - U_T \frac{T_{fe} - T_a}{q_{Rad}} \quad 5.3$$

Recordando la ecuación 4.44, el “Factor de remoción de calor F_R ” se describe mediante la siguiente igualdad:

$$F_R = \frac{mC_p (T_{fs} - T_{fe})}{A \tau \alpha q_{rad} - U_T (T_{fe} - T_a)} \quad 5.4$$

Su comportamiento bajo distintas condiciones de estado se observan en la Figura 31 y la Figura 32. Es deseable que este factor sea lo más cercano a 1 para obtener así la mayor eficiencia instantánea posible.

La ecuación 5.3 indica que si la eficiencia instantánea η_g del colector se grafica contra $T_{fe} - T_a$ q_{Rad} , se obtendrá una línea recta en virtud de un coeficiente global de transferencia de calor U_T constante. La pendiente de la curva es igual a $F_R U_T$ e intercepta el eje y en el punto $F_R \tau \alpha$.

En realidad, U_T no es siempre constante. Como se observa en la Figura 27 y la Figura 28, puede ser una función de la temperatura de la placa colectora y condiciones ambientales. A pesar de esto, la representación de la eficiencia mediante una línea recta es suficiente para las distintas condiciones que se presentan a en un instante definido (ANSI/ASHRAE, 1986) En la Figura 42 se muestran los resultados de la eficiencia para el proceso de experimentación con el prototipo y la simulación teórica.

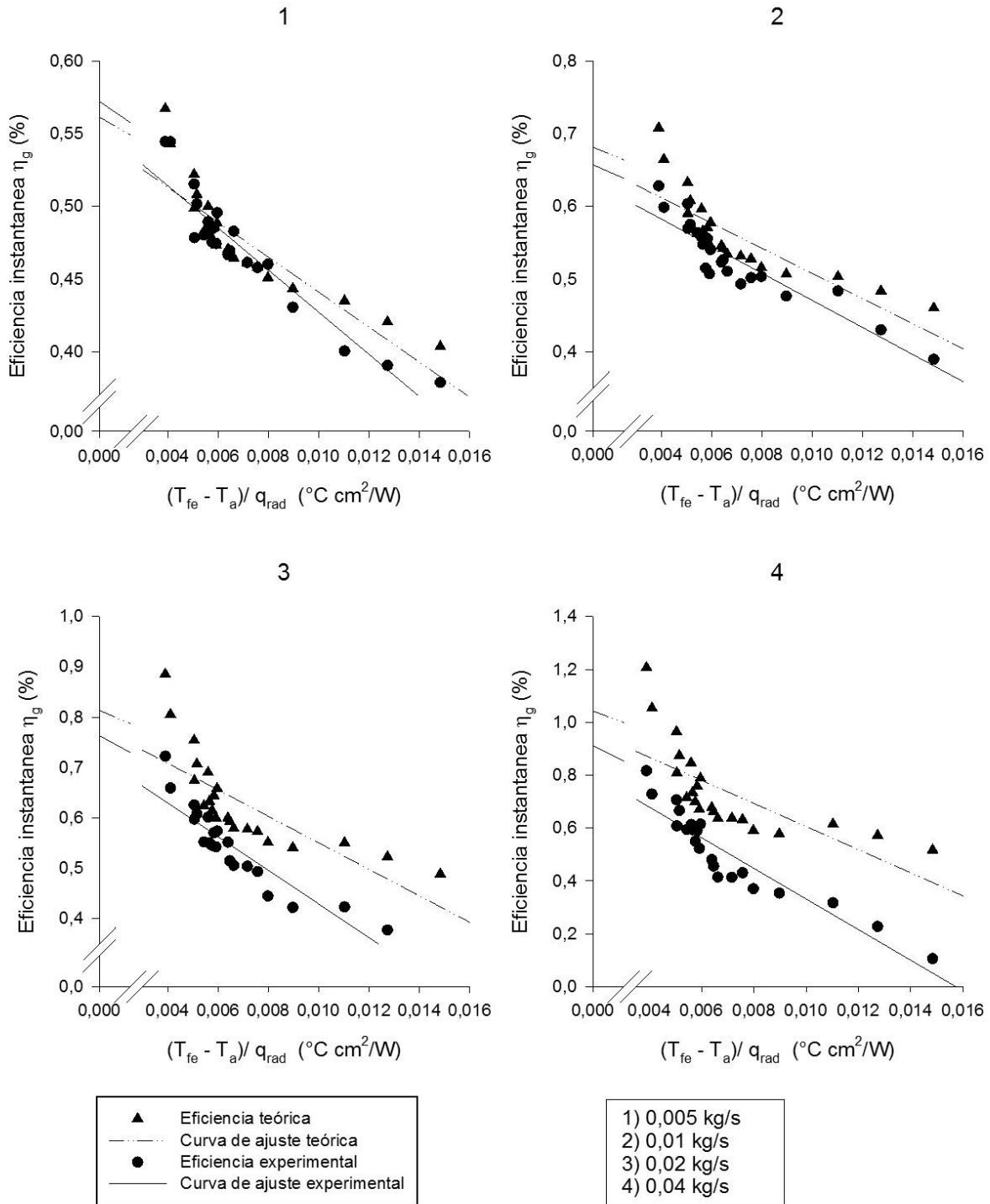


Figura 42. Eficiencia instantánea del colector solar vs. $(T_{fe} - T_a) / q_{rad}$ para distintos flujos másicos.

Para realizar la verificación del modelo propuesto contra los resultados experimentales obtenidos mediante el prototipo construido se debe tener presente las siguientes suposiciones en concordancia con Ammari (2003):

- Temperatura uniforme a través de cada elemento.
- Coeficiente de transferencia de calor U_T constante para condiciones específicas.
- Flujo másico constante y medible a lo largo del colector solar.
- Simulación y mediciones de laboratorio en condiciones de día claro.
- Las simulaciones se ha realizado para la época lluviosa que es cuando el Sol se encuentra en uno de los puntos más lejanos a la Tierra

Una vez que estas aseveración han sido controladas se procede a comparar los datos teórico-experimentales. La comparación de los datos de radiación solar incidente sobre el colector se muestra en la Figura 36. Es claro que los valores de radiación experimental tienen una magnitud un poco menor en la mañana y en la tarde pero superiores a los valores teóricos cerca del cenit. El error máximo correspondiente para esta medición es de 10,6 % y se encuentra cerca del mediodía.

La temperatura de agua de salida experimental se muestra en la Figura 40 para cuatro distintos flujos másicos como lo propone Ammari (2003). En la Figura 33 se puede observar el espectro de temperaturas para distintos coeficientes de transferencia de calor por convección a lo largo del día. Cuando ambas figuras son comparadas es posible determinar experimentalmente el coeficiente h_f . Los resultados de dicha comparación para cada flujo másico se exponen en la Tabla 11. Dada la desviación estándar para cada h_f se permite un error máximo de 6,91 % para un flujo de 0,005 kg/s pero menor a 5,84 % para los restantes flujos másicos.

Ahora la distribución de temperaturas experimentales a la salida del colector puede ser comparada con la simulación propuesta al igual que la eficiencia instantánea del colector. El análisis de esta comparación permite validar o descartar el modelo matemático propuesto para el diseño de colectores de plana. Los resultados de la

comparación teórico-experimental para las temperaturas de agua de salida de acuerdo a la Figura 40 y la Figura 33 se detallan en la siguiente tabla.

Tabla 12. Diferencia porcentual entre la simulación y los datos experimentales de la temperatura del agua a la salida del colector

	Flujo másico. (kg/s)			
	0,005	0,01	0,02	0,04
Promedio (%)	1,8	3,4	5,4	6,8
Desviación estándar de la media (%)	1,44	1,72	1,09	1,17
Máximo (%)	4,8	6,7	7,5	8,3
Mínimo (%)	0,0	0,1	3,0	3,2

Nota: Diferencia porcentual extraída de la Figura 33 y la Figura 40. El h_f utilizado para cada flujo másico es el que se muestra en la Tabla 11

Como se observa claramente en la Tabla 12, la diferencia porcentual en la temperatura del agua de salida del colector aumenta conforme aumenta el flujo másico. De esta tabla se infiere que la simulación propuesta en el presente estudio, reproduce el comportamiento de un colector solar de placa plana con un máximo de 6,8 % a una desviación de 1,17 % a partir de la media. De acuerdo a Ammari (2003), la diferencia porcentual entre el modelo teórico y práctico debe presentar una tolerancia de 0,3% y 10% para considerarse un modelo aceptable para el estudio analítico de colectores de placa plana.

La Figura 42 muestra la variación en la eficiencia instantánea del colector solar en concordancia con la ecuación 5.3 para la simulación y los datos experimentales. Se ha evaluado la eficiencia instantánea para cada flujo másico seleccionado. En términos generales, la eficiencia determinada mediante la experimentación es menor que la eficiencia determinada mediante el modelo matemático propuesto.

La correlación entre ambas curvas (teórico-experimental) de la eficiencia debe ser avalada mediante la prueba del estadístico chi-cuadrado para evaluar la bondad de ajuste entre los datos observados contra los esperados a un nivel de confianza del 99,5

% Se ha realizado la prueba a los datos mostrados en la Figura 42 para cada flujo másico. El resultado se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 13. Evaluación teórico-experimental de la eficiencia mediante el estadístico chi-cuadrado para cada flujo másico.

$\chi^2 = \sum_{i=1}^k \frac{O_i - E_i}{E_i}$	Flujo másico. (kg/s)			
	0,005	0,01	0,02	0,04
Chi-cuadrado χ^2	0,054	0,391	1,579	4,951

O_i : Dato observado i.

E_i : Dato esperado i.

Con la utilización de la Tabla 24. Distribución chi-cuadrado (χ^2) para n-1 grados de libertad siendo n el número de mediciones realizadas igual a 22 a un nivel de confianza del 99,5% se tiene un valor crítico de 32,671.

Ya que los valores de chi-cuadrado para cada flujo másico están muy por debajo del valor crítico, se puede afirmar con certeza que los resultados observados en el modelo experimental responden a las expectativas teóricas de la simulación propuesta; es decir, las disparidades entre el modelo experimental y teórico no son significativas. También se infiere que el número de mediciones propuesto o el número de muestra para el experimento está dentro del rango adecuado dada la lejanía del estadístico chi-cuadrado con el valor crítico.

6. VIABILIDAD ECONÓMICA Y AMBIENTAL DEL COLECTOR

Hay evidencias claras que la actividad humana, en particular por su dependencia de la energía extraída de los combustibles fósiles, está acelerando cambios en la composición de los gases de la atmósfera, incrementando la concentración de CO₂ y otros gases que provocan un efecto invernadero. Un cambio climático afectará la disponibilidad de la mayor parte de las fuentes energéticas renovables, con excepción de la geotermia. Como estas afectaciones pueden ser negativas, el efecto de un cambio climático hace vulnerable un sistema basado en recursos renovables como el costarricense (Centro Nacional de Planificación Eléctrica, 2012).

El tipo de fuentes energéticas llamadas “fuentes renovables nuevas”, como la solar y la biomasa, tienen aún limitaciones tecnológicas y económicas, que únicamente permiten considerarlas en pequeña escala o para aplicaciones especiales. En general se afirma que estas fuentes irán bajando de costo y mejorando sus características para que sean implementadas a mayor escala (Kalogirou et al, 2009).

El presente capítulo se enfoca en estudiar la viabilidad económica del diseño planteado y un análisis de ahorro en las emisiones de CO₂ con la implementación del colector en los hogares.

A la hora de realizar una inversión, es importante evaluar cuidadosamente cada variable, ya que errores pueden traer resultados negativos y consecuencias no deseadas en las finanzas del inversionista, de ahí la importancia de la evaluación económica del presente estudio, por lo que el paso a seguir es seleccionar una metodología de evaluación para poder determinar la viabilidad del proyecto propuesto (Ketelhöhn, Marín, & Montiel, 2004)

Ante este panorama, este apartado se subdivide en dos grandes rubros. Por un lado, se analiza el costo del colector y el tiempo que se tardará en recuperar la inversión inicial, para lo cual se utiliza el criterio de la “tasa interna de retorno” y el “valor actual neto”. Por otro lado se analizan las emisiones de CO₂ que se están evitando al utilizar el colector solar.

6.1. Costo del calentador solar

El costo del colector se compone de diversos rubros entre ellos: costo de materiales, costos de mano de obra, costo de maquinaria y producción y costo de venta o ganancia. Estos rubros varían dependiendo de los materiales seleccionados, el área final del colector, el clima donde se vaya a instalar y muchos otros factores. A continuación se detalla el costo para del colector diseñado bajo las condiciones ambientales del Valle Central de Costa Rica.

6.1.1. Precios de los materiales.

Estos materiales han sido cotizados en el mercado nacional, los precios que se ofrecen y los costos totales se presentan en la siguiente tabla.

Tabla 14. Costo de los materiales para el colector solar diseñado.

Cant.	Descripción	Costo unitario.	Costo total. (colones)	Precio total (dolares)^a
3	Tubo cobre tipo L 1/2 no nitrogenado	₡ 16.525,00	₡ 49.575,00	\$100,31
2	Lámina de cobre 2mx61cmx0.5mm	₡ 46.130,00	₡ 92.260,00	\$186,68
2	Codos cobre 90° 1/2	₡ 165,00	₡ 330,00	\$0,67
14	Tee de cobre 1/2	₡ 760,00	₡ 10.640,00	\$21,53
1	Lamina acrílico lisa transparente 3 mm 122 x 244	₡ 52.997,00	₡ 52.997,00	\$107,23
3	Alfajilla de madera de pino 50mx75mmx3,66m	₡ 6.257,20	₡ 18.771,60	\$37,98
1	Plywood corriente 122cmx244cmx5,5mm	₡ 8.348,00	₡ 8.348,00	\$16,89
2	Pintura impermeable Fastyl 1/4	₡ 4.950,00	₡ 9.900,00	\$20,03
5	Barra soldadura 15% plata de 1/8x.050x20	₡ 2.340,00	₡ 11.700,00	\$23,67

1	Fundente de 4 onzas para soldadura de plata	∅ 2.700,00	∅ 2.700,00	\$5,46
1	Brocha #528	∅ 1.200,00	∅ 1.200,00	\$2,43
8	Remaches 3/16x 3/4	∅ 11,00	∅ 88,00	\$0,18
2	Silicón para vidrio	∅ 2.950,00	∅ 5.900,00	\$11,94
1	Clavos corrientes 1 1/2 1/2 kilo	∅ 800,00	∅ 800,00	\$1,62
1	Poxipol	∅ 1.684,00	∅ 1.684,00	\$3,41
2	Aislante fibra de vidrio /kg	∅ 3.230,00	∅ 6.460,00	\$13,07
2	Lamina de acero Galvanizado calibre 26 en 1,2x2,4 m	∅ 8.500,00	∅ 17.000,00	\$34,40
1	Llave tanque alto 1/2-12mm	∅ 5.824,85	∅ 5.824,85	\$11,79
1	Boya plástica p tanque alto	∅ 1.368,50	∅ 1.368,50	\$2,77
5	Soldadura bronce 1/8 (soplete) c-170	∅ 1.140,00	∅ 5.700,00	\$11,53
Total			∅ 303.246,95	\$613,59

Nota. Precios de los materiales fueron cotizados en el mercado nacional a la fecha del 5 de junio del 2013.

^a Tipo de cambio según el Banco Central de Costa Rica (2013): Compra, ∅ 494,22. Venta, ∅ 505,03

6.1.2. Costos de construcción.

A continuación se detalla la memoria de cálculo por los costos de mano de obra y costos de fabricación. Todos los datos se resumen en la Tabla 15.

Tabla 15. Hoja de cálculo de los costos en mano de obra.

Área	Puesto	Días			Horas hombre	Salario directo por hora ^a	Total Salario Ordinario	Total Salario Ordinario
		1	2	3				
Fabricación	Soldador	0,3	0,3		0,6	₡ 1.093,67	₡ 5.249,62	\$10,62
	Armador	0,3	0,3		0,6	₡ 1.093,67	₡ 5.249,62	\$10,62
	Ayudante	0,3	0,3		0,6	₡ 1.072,98	₡ 5.150,30	\$10,42
	Ingeniero	0,1	0,1		0,2	₡ 23.411,05	₡ 37.457,68	\$75,79
Instalación	Soldador			0,5	0,5	₡ 1.093,67	₡ 4.374,68	\$8,85
	Ayudante			0,5	0,5	₡ 1.093,67	₡ 4.374,68	\$8,85
Subtotal M.M.		1	0,75		2,75	NA	₡ 61.856,58	\$125,16

Nota: Tipo de cambio según el Banco Central de Costa Rica (2013): Compra, ₡ 494,22. Venta, ₡ 505,03.

^a costos de hora por profesional tomados del Ministerio de Trabajo y el Colegio Profesional de Ingeniero y Arquitectos.

El flujo de personal requerido para la construcción e instalación del colector se basa en la experiencia adquirida a través del prototipo construido por los investigadores.

6.1.3. Costos Totales

El resumen de los costos directos si una familia interesada quisiera construir el colector se muestran en la Tabla 16.

Tabla 16. Costos totales del colector.

Concepto	Costo
Materiales	\$ 613,59
Mano de Obra	\$ 125,16
Total	\$ 738,75

6.2. Recuperación de la inversión.

Para calcular la recuperación de la inversión se utiliza el criterio denominado como “tasa interna de retorno” y “valor actual neto”. Para su determinación se debe contar con el costo del equipo y el ahorro implícito en su implementación.

6.2.1. Costo de la electricidad en Costa Rica

El costo de la electricidad para consumo residencial se detalla en la Tabla 2. Costos mensuales del uso de la termoducha en un grupo familiar, de la página 28. Los costos están basados en la documentación suministrada por el Instituto Costarricense de Electricidad (2013).

Las tarifas eléctricas aumentan año con año como se muestra en la Figura 1. Costo de la energía eléctrica del sector residencial para los países centroamericanos desde 1995-2010. Esto se debe a la inflación y otros factores como el precio internacional del petróleo. Para este estudio se utiliza únicamente la inflación acumulada en los últimos cinco años el cual corresponde a 6,61 %, como se observa en la Figura 43.

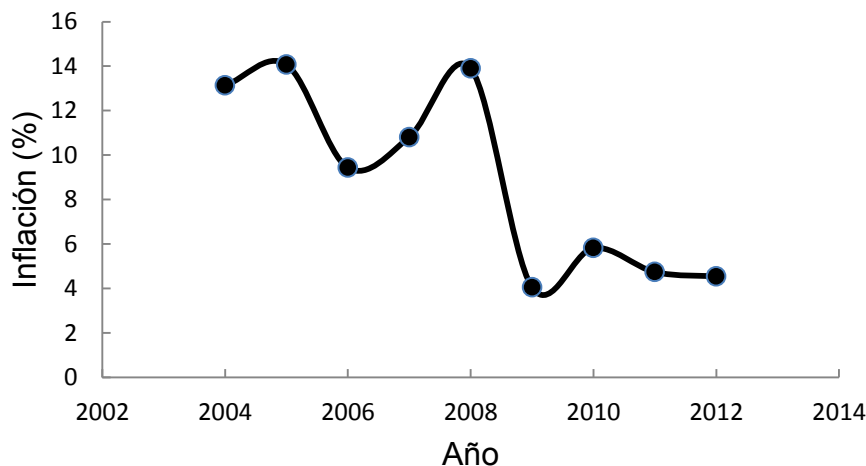


Figura 43. Inflación anual acumulada.

Fuente: Banco Central de Costa Rica, 2013.

Se debe aplicar la inflación al costo actual para poder aplicar la Tasa interna de retorno y el período de retorno de la inversión. Con esto el costo de la electricidad en años futuros es:

$$\text{Costo } \text{¢}_j = \text{Costo } \text{¢}_i * 1,0661 \quad 6.1$$

Costo ¢_j : Costo de la electricidad inflado (colones).

Costo ¢_i : Costo de la electricidad actual (colones).

Al costo de la electricidad de le debe agregar el costo del alumbrado (¢ 3,79 por cada kWh consumido) y el impuesto de venta (5% sobre el costo de la energía consumida) (Instituto Costarricense de Electricidad, 2013).

En la siguiente tabla se puede observar el resumen de los costos por consumo eléctrico debido al uso de la termoducha.

Tabla 17. Costo anual de la electricidad por el uso de la termoducha para diversos grupos familiares.

Grupo familiar	Consumo anual	Tarifa a pagar. Primeros 200 kWh	Alumbrado público	I.V.	Importe a pagar (colones)	Importe a pagar (dólares)
3	720 kWh	¢ 67 548,65	¢ 2 728,80	¢ 3 377,43	¢ 73 654,88	\$ 145,84
4	960 kWh	¢ 90 064,23	¢ 3 638,4	¢ 4 503,21	¢ 98 205,84	\$ 194,46
5	1 200 kWh	¢ 112 580,16	¢ 4 548,00	¢ 5 629,00	¢ 122 757,16	\$ 243,06

Nota: Para el cálculo de consumo eléctrico anual se utiliza un consumidor de 4 000 Watts con una utilización de 5 horas al mes por persona y una tarifa para los primeros 200 kWh de acuerdo a la sugerencia realizada por el ICE (2013).

6.3. Rentabilidad del colector solar propuesto.

Con los datos presentados, se hace uso de las herramientas para el análisis económico conocidas como “tasa interna de retorno” (TIR), la cual es la tasa de interés que hace que los flujos de dinero en un negocio sean igual a cero, es decir, que la

suma de todas las ganancias y las pérdidas son cero. También se utiliza el “valor actual neto” (VAN) el cual es la diferencia entre el valor de una inversión en el presente y el valor de la misma en el futuro pero traída a valor presente (Ketelhöhn et al, 2004). Estas herramientas financieras son utilizadas para la evaluación económica de los proyectos, y serán utilizadas para analizar la factibilidad en la inversión del colector solar propuesto.

Para determinar si un proyecto es viable, la Tasa Interna de Retorno se compara con una tasa de corte, si la TIR es mayor que esta tasa de corte, la inversión se denomina como viable económicamente (Harvard Business Press, 2009).

En el caso del VAN, la tasa de rendimiento mínimo aceptable para este caso es la misma tasa de corte que se usa para la TIR, si el valor del VAN es mayor a cero, la inversión se denomina como económicamente rentable (Ketelhöhn et al, 2004). Para efectos de la presente investigación, la tasa de corte utilizada es la Tasa de Interés Pasiva Bruta la cual es de 6,62 % al 4 de septiembre del 2012 (Banco Central de Costa Rica, 2013).

Al remplazar la ducha por el colector solar, se produce un ahorro anual cuyo valor se muestra en la Tabla 17 ya que no se está consumiendo electricidad para calentar el agua lo que convierte esto en el flujo de dinero. La inversión inicial es el costo del colector y la tasa de corte es de 6,62. A continuación se muestran los datos de flujos de efectivo con los años para cada grupo familiar.

Tabla 18. Flujos de efectivo por grupo familiar.

años	Flujos de efectivo por grupo familiar		
	3 personas	4 personas	5 personas
1	\$ 145,84	\$194,46	\$ 243,06
2	\$ 155,48	\$ 207,31	\$ 259,13
3	\$ 165,76	\$ 221,02	\$ 276,25
4	\$ 176,71	\$ 235,63	\$ 294,51
5	\$ 188,39	\$ 251,20	\$ 313,98
6	\$ 200,85	\$ 267,81	\$ 334,74
7	\$ 214,12	\$ 285,51	\$ 356,86
8	\$ 228,28	\$ 304,38	\$ 380,45
9	\$ 243,37	\$ 324,50	\$ 405,60
10	\$ 259,45	\$ 345,95	\$ 432,41

Nota: Los flujos aumentan debido al efecto de la inflación de 6,61 % anual.

La recuperación de la inversión la cual es el tiempo en que se tardaría en recuperar la inversión inicial, se obtiene con la siguiente ecuación (Ketelhöhn et al, 2004):

$$\text{Periodo de recuperacion } PR = \frac{I_0}{R} \quad 6.2$$

I_0 : Inversión inicial (dólares)

R: Flujo neto de efectivo anual (dólares)

Por lo que el período de retorno de la inversión se desglosa como sigue.

Tabla 19. Períodos de recuperación de la inversión por grupo familiar.

Período de recuperación. (años)	Grupo familiar		
	3 personas	4 personas	5 personas
	3,7	2,4	2,2

Nota: Datos de entrada según la Tabla 16y la Tabla 18

Suponiendo que la inversión inicial se produce en instante cero la tasa interna de retorno se calcula mediante la siguiente relación.

$$I_0 = \frac{R_1}{1+r} + \frac{R_2}{1+r^2} + \frac{R_3}{1+r^3} + \dots + \frac{R_n}{1+r^n}$$
$$I_0 = R_1FD_1 + R_2FD_2 + R_3FD_3 + \dots + R_nFD_n \quad 6.3$$

I_0 : Inversión inicial (dólares).

R_1 a R_n : Flujos de efectivo (dólares)

FD_1 a FD_n : Factores de descuento por periodo.

Además, suponiendo que la inversión inicial se produce en instante cero, el valor actual neto se calcula con la siguiente ecuación:

$$VAN = -I_0 + \frac{R_1}{1+k} + \frac{R_2}{1+k^2} + \frac{R_3}{1+k^3} + \dots + \frac{R_n}{1+k^n} \quad 6.4$$

I_0 : Inversión inicial.

R_1 a R_n : Flujos de efectivo.

k : Rendimiento mínimo aceptable.

A continuación se muestra el cálculo de la TIR y el VAN para dos distintos períodos, de 5 y de 10 años.

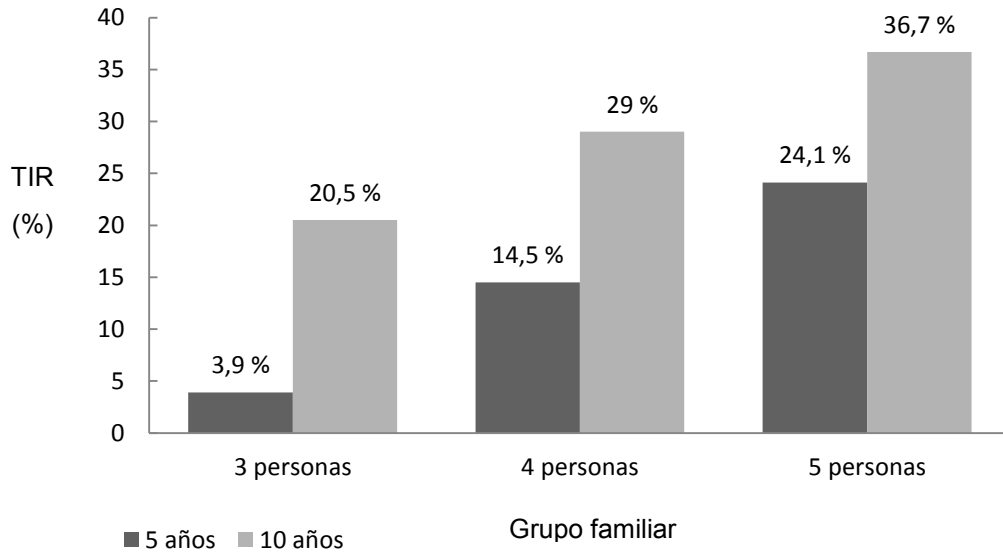


Figura 44. Tasa interna de retorno (TIR) para dos períodos de estudio.

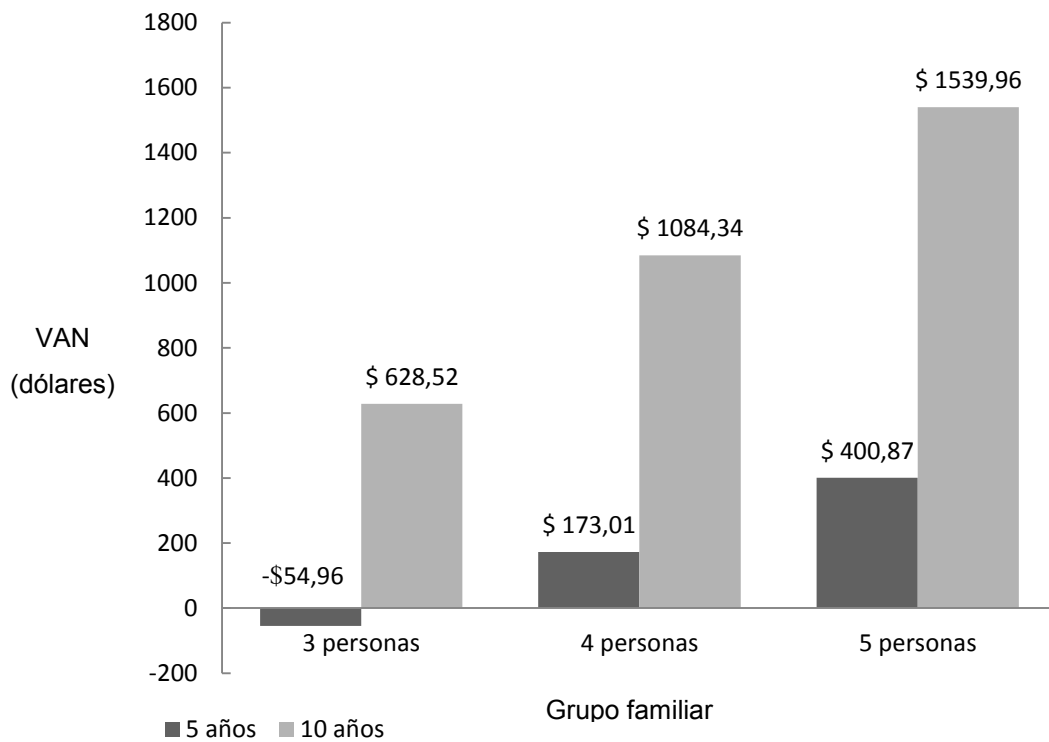


Figura 45. Valor actual neto (VAN) para dos períodos de estudio.

Como se observa en la Figura 44, si se realiza la inversión para un período de 5 años, el TIR no sobrepasa la tasa de corte definida en 6,62 % para familias de 3 miembros, por lo que no es una buena inversión si se está analizando a un plazo de 5 años, aunque si la familia es mayor a 4 o 5 miembros esta inversión si llega a ser rentable ya que supera la tasa de corte. Esta misma situación también se aprecia en los datos expuestos en la Figura 45 donde el VAN es mayor a 0 para familias de 4 o 5 miembros en un período de estudio de 5 años plazo.

Si se analiza nuevamente cada grupo familiar para un periodo de 10 años, tanto la TIR como el VAN superan los valores mínimos requeridos. Esto implica que la inversión inicial se vuelve rentable en todos los casos. De este estudio se infiere que para una familia de 3 o más miembros, es más rentable invertir en un colector solar que tener el dinero invertido en el banco a un plazo de 10 años. Cabe recalcar que la simulación se ha realizado para un período de utilización de 10 minutos por persona en la ducha. Si este tiempo de utilización es mayor en algún grupo familiar, el período de retorno de la inversión se disminuye.

6.4. Viabilidad ambiental

A raíz de la ratificación en Costa Rica del Protocolo de Kyoto de la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre Cambio Climático, el país ha asumido el reto de orientarse hacia la Carbono neutralidad para el 2021 (Luis, 2012), por lo que el Programa de las Naciones Unidas para el Desarrollo, realizó un estudio sobre un posible Mercado doméstico voluntario de carbono de Costa Rica.

A nivel doméstico, las principales fuentes de emisiones de CO₂ en los hogares se deben mayormente al uso de la electricidad así como del uso de vehículos de combustión interna (Salgado et al, 2013). El calentamiento de agua de uso doméstico utiliza aproximadamente el 30 % de la energía consumida por un hogar (Kalogirou, 2009). El colector propuesto tiene la capacidad de desplazar este consumo energético con el consecuente ahorro en emisiones de CO₂.

Para calcular la huella de carbono que compensa el colector se utiliza la siguiente ecuación (Arguedas, 2012):

$$Emisión = \frac{Combustible_a * FE_a}{a} \tag{6.5}$$

Emisión= Emisión de CO2 (toneladas)

Combustible_a= combustible (l)

EFa= Factor de emisión (toneladas de CO2/litro).

a= tipo de combustible (Diesel, Gasolina, GLP y Búnker).

Sobre la cantidad de combustible utilizado según la ecuación 6.5, este proviene del utilizado por el ICE para la producción de energía eléctrica. Para determinarlo es necesario multiplicar el consumo eléctrico por un factor de corrección el cual es el porcentaje de energía que se produce en el país con combustibles fósiles (Arguedas, 2012).

En la Figura 46 se muestran los porcentajes de generación eléctrica por tipo de fuente en Costa Rica.

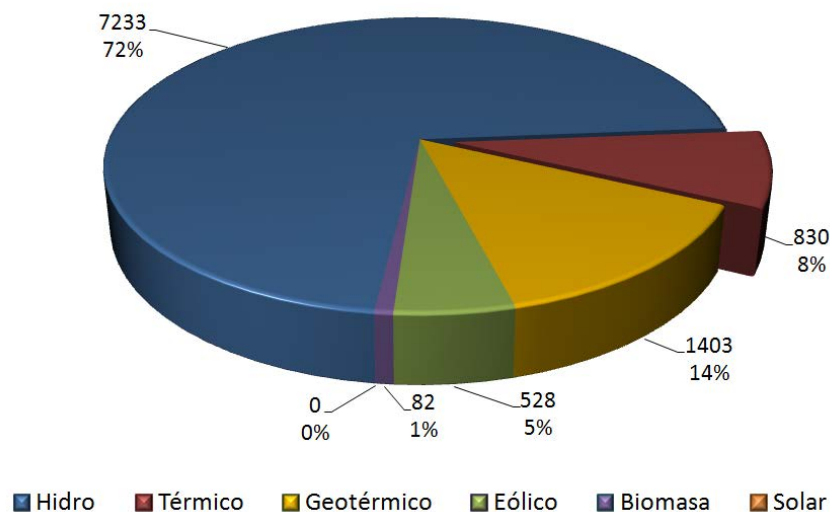


Figura 46. Generación de electricidad por tipo de fuente en GWh.

Fuente: (Centro Nacional de Planificación Eléctrica, 2012).

Claro está que el consumo de combustibles fósiles en un año depende de varios factores como: afectaciones climáticas que impiden el uso de fuentes hidráulicas, factores de servicio y reparaciones o modificaciones en otras plantas que impiden su uso, precio de importación eléctrica versus precio internacional del combustible entre otros motivos. En la Figura 47 se aprecia el porcentaje de utilización de combustibles fósiles para la generación eléctrica en comparación con las fuentes renovables como: hidráulica, eólica y geotérmica. De acuerdo al Centro de planificación eléctrica (2012) se estima que la generación térmica para los próximos años será de un 8,73 %.

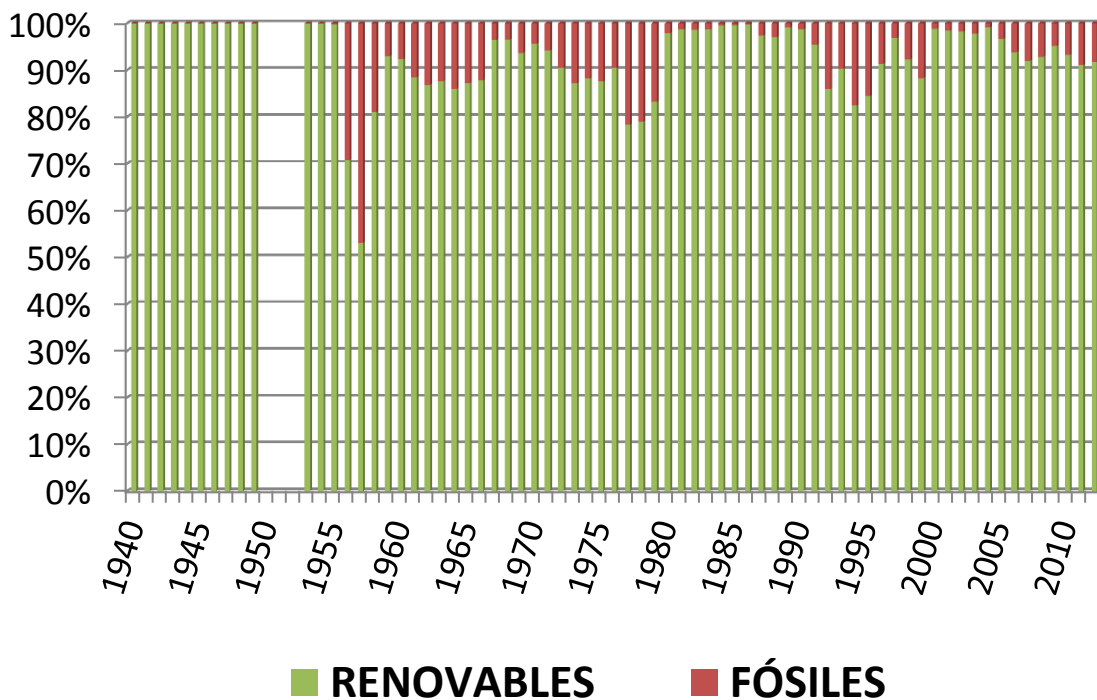


Figura 47. Porcentaje de utilización de combustibles fósiles en la generación de electricidad desde 1940.

Fuente: (Centro Nacional de Planificación Eléctrica, 2012a).

El factor de emisión depende del tipo de combustible que se utilice, en el caso del aceite combustible pesado mejor conocido como bunker (HFO) ha sido el más utilizado en los últimos años debido a su bajo costo (Centro Nacional de Planificación Eléctrica, 2012b). El factor de emisión para este combustible es de 735 ton CO₂/GWh

(Salgado et al., 2013). El cálculo del CO₂ que se deja de emitir con la implementación de un colector solar de uso doméstico se detalla en el siguiente cálculo.

$$Emisión_{anual} = \frac{ahorro\ energía_{anual} kWh * 0,0873 * 0,735}{kWh} \frac{kg\ CO_2}{kWh} \quad 6.6$$

Se procede al cálculo de la emisión de CO₂ anual utilizando la ecuación 6.6 para los valores de ahorro de energía que presentaron en la Tabla 17 para familias de 3, 4 y 5 personas. El factor de utilización de fuentes fósiles se extrae de la Figura 47 el cual es 8,73 % (0,0873) en el 2010. Con esto se calcula los kilogramos de CO₂ al año que se dejan de emitir con el uso del colector solar por grupo familiar.

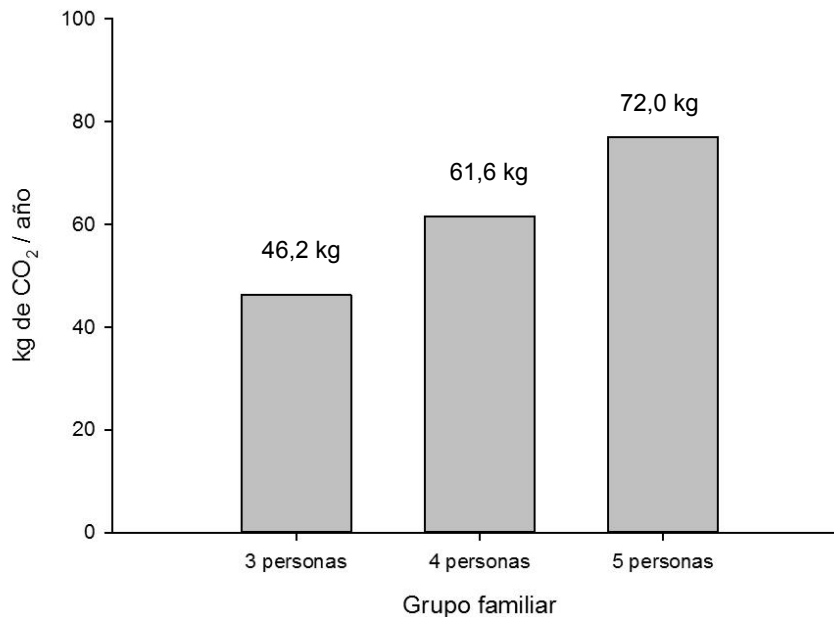


Figura 49. Ahorro de CO₂ emitido a la atmósfera por grupo familiar.

7. CONCLUSIONES

Del estudio expuesto se puede concluir lo siguiente:

- Con el uso del programa computacional de uso libre desarrollado por los investigadores, se ha diseñado un colector solar con la máxima eficiencia posible bajo las condiciones ambientales seleccionadas y utilizando materiales existentes en el mercado nacional.
- El estudio de factibilidad económica indica que para una familia con 3 miembros o menos en un plazo de 5 años la inversión no es rentable, sin embargo, para familias con mayor cantidad de miembros la inversión se vuelve rentable a este plazo. Si el plazo de inversión aumenta a 10 años, la inversión es rentable en todos los casos.
- La construcción del prototipo, basado en los planos constructivos del diseño propuesto, ha confirmado la posibilidad de utilizar procesos de manufactura adecuados a la realidad nacional. Los planos se disponen para su uso a discreción y para beneficio propio libre de comercialización.
- La evaluación de la eficiencia teórica contra la eficiencia experimental ha revelado que las disparidades entre ambos modelos no son significativas, por lo que el modelo teórico propuesto refleja el comportamiento del modelo práctico a un nivel de confianza del 99,5%. También se infiere que el número de mediciones propuesto o el número de muestra para el experimento (22 mediciones diarias) está dentro del rango adecuado.
- Con la implementación del colector solar diseñado en sustitución de la ducha en los hogares, se evita la producción de 15 kg de CO₂ anuales per cápita.

8. RECOMENDACIONES

Las recomendaciones que se derivan luego del proceso de investigación se tabulan a continuación.

- Debido a las condiciones ambientales típicas en Costa Rica, se recomienda realizar pruebas de laboratorio en condiciones de ambiente exterior solo en época seca, es decir, entre enero y abril para contar con la mayor cantidad de horas de día claro posible.
- Se recomienda utilizar una cubierta transparente de vidrio con un espesor entre 3 y 4 mm, no mayor. Altos espesores aumentan la diferencia de temperatura entre el interior y el exterior lo que puede ocasionar fracturas en el vidrio. Siempre que sea posible dividir la cubierta transparente en tres así, en caso de falla se puede reemplazar solo un panel.
- Antes de pintar la placa colectora se debe preparar la superficie. Dar perfil de anclaje con un elemento abrasivo y eliminar la grasa y el polvo con un solvente. La pintura a utilizar debe ser negro mate con base aluminio. Esta permite absorber una mayor componente del ultravioleta y aumenta la eficiencia en días soleados.
- Si se construye el cajón en madera, este debe ser cubierto con pintura a base de poliuretano que impida la entrada de humedad y haga una barrera contra los rayos solares los cuales degradan la madera.
- Para unir las tuberías con la placa colectora no es recomendable utilizar soldadura oxiacetilénica debido a la expansión térmica cuando se aplica calor. Esto hace que cuando se enfríe la placa las tuberías no toque completamente la placa y se pierda eficiencia en la transferencia de energía. Se recomienda utilizar métodos de sujeción mecánicos como alambre de cobre o gasas atornilladas.
- Si el tanque de almacenamiento es atmosférico, se debe instalar una línea de sobre llenado en caso que la válvula de boya llegue a fallar. Si la presión del agua de suministro al tanque aumenta durante la noche, se debe instalar una

válvula reguladora de presión en la línea de llenado para evitar dañar la válvula de boya por sobre presión.

9. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AL-Khaffajy, M., & Mossad, R. (2013). Optimization of the heat exchanger in a flat plate indirect heating integrated collector storage solar water heating system. *Renewable Energy*, 57, 413–421. doi:10.1016/j.renene.2012.11.033
- Ammari, H. D., & Nimir, Y. L. (2003a). Experimental and theoretical evaluation of the performance of a tar solar water heater. *Energy Conversion and Management*, 44(19), 3037–3055. doi:10.1016/S0196-8904(03)00076-1
- Ammari, H. D., & Nimir, Y. L. (2003b). Experimental and theoretical evaluation of the performance of a tar solar water heater. *Energy Conversion and Management*, 44(19), 3037–3055. doi:10.1016/S0196-8904(03)00076-1
- ANSI/ASHRAE. (1986). Methods of testing to determine the thermal performance of solar collectors.
- Arguedas, M. (2012). La huella de carbono del Instituto Tecnológico de Costa Rica. *Revista Forestal Mesoamericana KURÚ*, 9(22), 51–59. Retrieved from <http://www.tec-digital.itcr.ac.cr/servicios/ojs/index.php/kuru/article/view/369>
- Arruda, J., Prado, R., & Montoro, V. (2005). *Optimization of tank and flat-plate collector of solar water heating system for single-family households to assure economic efficiency through the TRNSYS program*. Sao Paulo: University of Sao Paulo.
- BABCOCK & WILCOX COMPANY. (1963). *STEAM, its generation and use*.
- Banco Central de Costa Rica. (2013). Referencia, compra y venta CR colones por US dólares. Retrieved August 12, 2013, from http://www.bccr.fi.cr/flat/bccr_flat.htm
- Bari, S. (2001). Optimum orientation of domestic solar water heaters for the low latitude countries, 42.
- Batidzirai, B., Lysen, E., Vanegmond, S., & Vansark, W. (2009). Potential for solar water heating in Zimbabwe. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(3), 567–582. doi:10.1016/j.rser.2008.01.001
- Bouhadeif, K., Zerrouki, A., & Boume, A. (2002). The natural circulation solar water heater model with linear temperature distribution, 26, 549–559.
- Bricolaris. (2012). Colector solar esferico de bubblesun. Retrieved from <http://www.bricolaris.com/agua-caliente/colectores-solares/colector-solar-esferico-de-bubblesun.html>

- Cassard, H., Denholm, P., & Ong, S. (2011). Technical and economic performance of residential solar water heating in the United States. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(8), 3789–3800. doi:10.1016/j.rser.2011.07.016
- Castro, M. (2004, August 28). ¿Ducha o calentador? *La Nación*, pp. 14–15. San José.
- Çengel, Y. (2007). *Transferencia de calor y masa: Un enfoque práctico* (III.). Mexico: McGraw-Hill.
- Centro Nacional de Planificación Eléctrica, P. E. I. (2012a). *Plan de Expansión de la Generación Eléctrica período 2012-2024*. San Jose.
- Centro Nacional de Planificación Eléctrica, P. E. I. (2012b). *Plan de Expansión de la Generación Eléctrica período 2012-2024*. San Jose.
- Chang, K. C., Lin, W. M., Lee, T. S., & Chung, K. M. (2009). Local market of solar water heaters in Taiwan: Review and perspectives. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(9), 2605–2612. doi:10.1016/j.rser.2009.01.031
- Dagdougui, H., Ouammi, A., Robba, M., & Sacile, R. (2011). Thermal analysis and performance optimization of a solar water heater flat plate collector: Application to Tétouan (Morocco). *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(1), 630–638. doi:10.1016/j.rser.2010.09.010
- Evarts, J. C., & Swan, L. G. (2013a). Domestic hot water consumption estimates for solar thermal system sizing. *Energy and Buildings*, 58, 58–65. doi:10.1016/j.enbuild.2012.11.020
- Evarts, J. C., & Swan, L. G. (2013b). Domestic hot water consumption estimates for solar thermal system sizing. *Energy and Buildings*, 58, 58–65. doi:10.1016/j.enbuild.2012.11.020
- Fernández, P. (2005). Procesos termosolares en baja, media y alta temperatura. Retrieved December 28, 2012, from <http://www.ingenieroambiental.com/3008/Solar1.pdf>
- García Cole, A. (2012). *Radiación Solar*. Mexico: Colegio de Ciencias y Humanidades Plantel Sur.
- Garnier, C., Currie, J., Muneer, T., & Girard, A. (2008). Computational study of an integrated collector storage solar water heater. *Eurosun 2008*, 50, 1–8. doi:10.1016/j.renene.2012.08.061
- Harvard Business Press. (2009). *Entendiendo las finanzas*. Chile: Impact Media Comercial.

- Hottel, H. C. (1976, August). A simple model for estimating the transmittance of direct solar radiation through clear atmospheres. *Solar Energy*, 129–134.
- Hussain, A.-M. (2005). *The performance of a cylindrical solar water heater*. Kingdom of Bahrain: University of Bahrain.
- Instituto Costarricense de Electricidad. (2013). Tarifas eléctricas vigentes. Retrieved August 12, 2013, from http://www.grupoice.com/esp/ele/docum/serv_dist_10b.html#tre
- Instituto Geográfico Nacional. (2010). División territorial Administrativa de la República de Costa Rica. Retrieved May 19, 2012, from http://www.mopt.go.cr/quejas/ign/geografia_posicion.html
- Jaisankar, S., Radhakrishnan, T. K., & Sheeba, K. N. (2009). Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of forced circulation solar water heater system fitted with helical twisted tapes. *Solar Energy*, 83(11), 1943–1952. doi:10.1016/j.solener.2009.07.006
- John, Duffie; S, K. (1976). *Desing procedure for solar heating systems*. Wisconsin.
- Kalogirou, S. (2009). Thermal performance, economic and environmental life cycle analysis of thermosiphon solar water heaters. *Solar Energy*, 83(1), 39–48. doi:10.1016/j.solener.2008.06.005
- Kalogirou, Soteris. (1998, July). Use of parabolic trough solar energy collectors. *Applied Energy* 60, 65–88.
- Kalogirou, Soteris. (2000a). Modeling of a thermosyphon solar water heating system and simple model. In *Renew Energy* (pp. 21–93).
- Kalogirou, Soteris. (2000b). Modeling of a thermosyphon solar water heating system and simple model. In *Renew Energy* (pp. 21–93).
- Kalogirou, Soteris. (2009). Thermal performance, economic and environmental life cycle analysis of thermosiphon solar water heaters. *Solar Energy*, 83(1), 39–48. doi:10.1016/j.solener.2008.06.005
- Ketelhöhn, W., Marín, N., & Montiel, E. (2004). *Inversiones. Análisis de inversiones financieras*. Colombia: Grupo Editorial Norma.
- Koffi, P. M. E., Andoh, H. Y., Gbaha, P., Touré, S., & Ado, G. (2008). Theoretical and experimental study of solar water heater with internal exchanger using thermosiphon system. *Energy Conversion and Management*, 49(8), 2279–2290. doi:10.1016/j.enconman.2008.01.032

- Koroneos, C. J., & Nanaki, E. a. (2012). Life cycle environmental impact assessment of a solar water heater. *Journal of Cleaner Production*, 37, 154–161. doi:10.1016/j.jclepro.2012.07.001
- Kulkarni, G. N., Kedare, S. B., & Bandyopadhyay, S. (2007a). Determination of design space and optimization of solar water heating systems. *Solar Energy*, 81(8), 958–968. doi:10.1016/j.solener.2006.12.003
- Kulkarni, G. N., Kedare, S. B., & Bandyopadhyay, S. (2007b). Determination of design space and optimization of solar water heating systems. *Solar Energy*, 81(8), 958–968. doi:10.1016/j.solener.2006.12.003
- Leidl, C. M., & David Lubitz, W. (2009). Comparing domestic water heating technologies. *Technology in Society*, 31(3), 244–256. doi:10.1016/j.techsoc.2009.06.005
- Li, W., Song, G., Beresford, M., & Ma, B. (2011). China's transition to green energy systems: The economics of home solar water heaters and their popularization in Dezhou city. *Energy Policy*, 39(10), 5909–5919. doi:10.1016/j.enpol.2011.06.044
- Liangdong, M. (2010). *Thermal performance analysis of the glass evacuated tube solar collector*. Dalian: Dalian University of technology.
- Lloyd, C., & Kerr, a. (2008). Performance of commercially available solar and heat pump water heaters. *Energy Policy*, 36(10), 3807–3813. doi:10.1016/j.enpol.2008.07.009
- Lu, S.-M., Li, Y.-C. M., & Tang, J.-C. (2003). Optimum design of natural-circulation solar-water-heater by the Taguchi method. *Energy*, 28(7), 741–750. doi:10.1016/S0360-5442(02)00189-5
- Luis, J. (2012). Poder legislativo. *La Gaceta*, (118).
- Malato, Sixto; Richter, Christoph; Alfonso, Vidal; Julian, B. (2002). Photocatalysis with solar energy at a pilot-plant scale: an overview. *Applied Catalysis B: Environmental Vol 37*, 1–15.
- Manrique, J. (1984). *Energía solar: Fundamentos y Aplicaciones Foto térmicas*. Mexico: Industria editorial.
- Mekhilef, S., Safari, a, Mustaffa, W. E. S., Saidur, R., Omar, R., & Younis, M. a a. (2012). Solar energy in Malaysia: Current state and prospects. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(1), 386–396. doi:10.1016/j.rser.2011.08.003
- Merrigan, T. (1988). *Residential hot water use in Florida and North Carolina* (pp. 1099–1109).

- Mills, N. J. (1988). *Wiley-Interscience, Encyclopedia of Polymer Science and Engineering*. (pp. 493–540). Ohio.
- Ministerio de Energía, A. y T. (2010). *Series de Brillo Solar en Costa Rica. Ministerio de Energía, Ambiente y Telecomunicaciones*. San José.
- Morrison, G; Budihardjo, I; Behnia, M. (2001, May). Water-in-glass evacuated tube solar water heaters. *Solar World Congress*.
- Mott, R. (1996). *Mecánica de Fluidos Aplicada*. (Prentice-Hall Hispanoamericana S.A., Ed.). Mexico.
- Muñoz, J., & Abánades, A. (2011). A technical note on application of internally finned tubes in solar parabolic trough absorber pipes. *Solar Energy Volume 85, Issue 3*, 609–612.
- Nandwani, S. (1981). *Solar World Forum: Comparative study of two thermosyphon solar water heaters in the climate of San Jose, Costa Rica*. Heredia: Pergamon prees.
- Nandwani, S. (1982). *El calentador solar de agua-sistema integrado, construcción y funcionamiento, VI taller sobre Teoría, Construcción, Experimentación y divulgación de dispositivos Térmico Solares*. Heredia: Universidad Nacional.
- Nandwani, S. (2013). *Reglas de uso común y ejemplos prácticos de colectores solares de placa plana en Costa Rica*. Heredia.
- Nandwani, S. S. (2009). CALENTADOR SOLAR DE AGUA TIPO CIRCULACIÓN NATURAL: CONSTRUCCIÓN Y FUNCIONAMIENTO. *Taller/Seminario. Las aplicaciones prácticas de la energía solar*.
- Napolini, H. F., & Rüther, R. (2012). Assessing the technical and economic viability of low-cost domestic solar hot water systems (DSHWS) in low-income residential dwellings in Brazil. *Renewable Energy*, 48, 92–99.
doi:10.1016/j.renene.2012.04.046
- Pailthorpe, B; Collins, R; Shea, S. (1996, May). Temperature Limitation in Evacuated Solar Collector Tubes. *Australian Journal of Physics* 40, 643–658.
- Passamai, V. J. (2000). Determinación de radiación solar horaria para días claros mediante planilla de cálculo. Retrieved July 02, 2012, from <http://www.unsa.edu.ar/~passamai/passam2.pdf>
- Pearlman, M., & Mills, B. (1985). *Development of residential hot water use patterns. Development of residential hot water use patterns* (pp. 657–679).

- Quintanilla, A. (2003). *La energía eléctrica en Baja California y el futuro de las renovables. Una visión multidisciplinaria*. California: Universidad Autónoma de Baja California.
- Quiros, G. (1979). *Optimización de un Modelo Solar para calentamiento de agua en el Valle Central de Costa Rica*. Universidad de Costa Rica.
- Roberts, D. E., & Forbes, a. (2012). An analytical expression for the instantaneous efficiency of a flat plate solar water heater and the influence of absorber plate absorptance and emittance. *Solar Energy*, 86(5), 1416–1427. doi:10.1016/j.solener.2012.01.032
- Roberts, P. (2004). *El fin del Petróleo*. Barcelona: Ediciones Barcelona.
- Roonprasang, N., Namprakai, P., & Pratinthong, N. (2008). Experimental studies of a new solar water heater system using a solar water pump. *Energy*, 33(4), 639–646. doi:10.1016/j.energy.2007.12.002
- Salgado, L., Dumas, M., Feoli, M., & Cedeño, M. (2013). *Mercado doméstico voluntario de carbono de Costa Rica: Un instrumento hacia la C-Neutralidad* (p. 168). Costa Rica. Retrieved from http://www.pnud.or.cr/images/stories/Informe_MDVCCR_.pdf
- Siqueira, D. a., Vieira, L. G. M., & Damasceno, J. J. R. (2011). Analysis and performance of a low-cost solar heater. *Renewable Energy*, 36(9), 2538–2546. doi:10.1016/j.renene.2011.02.019
- Srinivas, M. (2011). Domestic solar hot water systems: Developments, evaluations and essentials for “viability” with a special reference to India. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(8), 3850–3861. doi:10.1016/j.rser.2011.07.006
- Sumathy, K; Huang, Z; Li, F. (2002). Solar absorption cooling with low grade heat source — a strategy of development in South China. *Solar Energy Volume 72, Issue 2*, 155–165.
- Taherian, H., Rezania, a, Sadeghi, S., & Ganji, D. D. (2011). Experimental validation of dynamic simulation of the flat plate collector in a closed thermosyphon solar water heater. *Energy Conversion and Management*, 52(1), 301–307. doi:10.1016/j.enconman.2010.06.063
- Tang, R., Cheng, Y., Wu, M., Li, Z., & Yu, Y. (2010). Experimental and modeling studies on thermosiphon domestic solar water heaters with flat-plate collectors at clear nights. *Energy Conversion and Management*, 51(12), 2548–2556. doi:10.1016/j.enconman.2010.04.015

- Tripanagnostopoulos, Y., & Siabekou, C. (2007). *The Fresnel lens concept for solar control of buildings*. (U. of Patras, Ed.) (pp. 661–675). Patras, Greece: Department of Physics.
- Veeraboina, P., & Ratnam, G. Y. (2012). Analysis of the opportunities and challenges of solar water heating system (SWHS) in India: Estimates from the energy audit surveys & review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(1), 668–676. doi:10.1016/j.rser.2011.08.032
- Vera, N. (2005). Atlas climático de irradiación solar a partir de imágenes del satélite NOAA. Aplicación a la península Ibérica. Retrieved September 22, 2012, from <http://www.tesisenred.net/bitstream/handle/10803/6839/10Nvm10de17.pdf?sequence=11>
- Zhai, H., Dai, J., & Wu, Y. (2010). Energy Conversion and Management. In *Experimental investigation and analysis on a concentrating solar collector using linear Fresnel lens* (pp. 48–55).

10. APÉNDICES

Apéndice i. Programa computacional para el diseño del colector solar de placa plana.

Sobre el software:

En este documento se describen la forma de uso del software –creado por los autores del presente estudio, con el fin de brindar al usuario información relevante respecto al comportamiento instantáneo de un colector, a partir de ciertas variables geométricas y condiciones de entrada a seleccionar. El programa ejecuta un conjunto de operaciones matemáticas en un servidor web y devuelve al usuario resultados de forma sencilla que pueden ser de gran utilidad en el diseño de un colector real.

Requerimientos técnicos:

- Conectividad a internet.
- Navegador web actualizado.

Como ingresar:

Ingrese la siguiente dirección URL en su navegador de internet:

www.tourvirtualcostarica.com/calentador

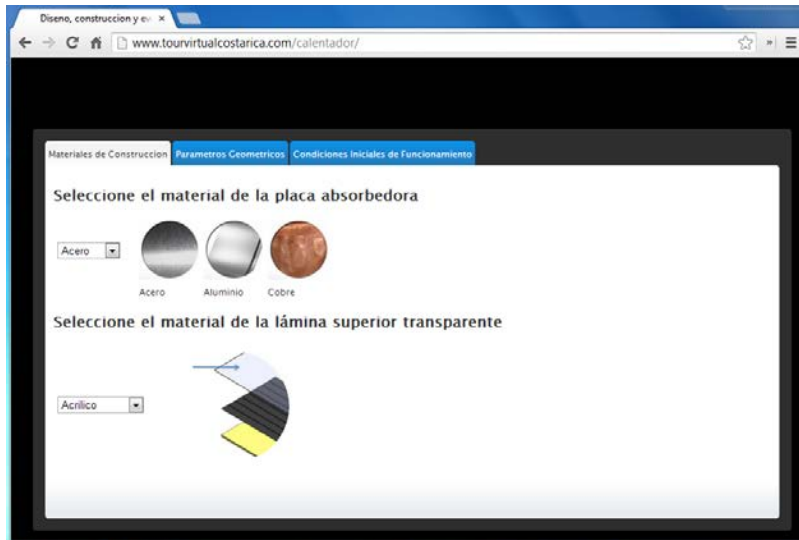


Figura 1. Visualización de software en navegador web.

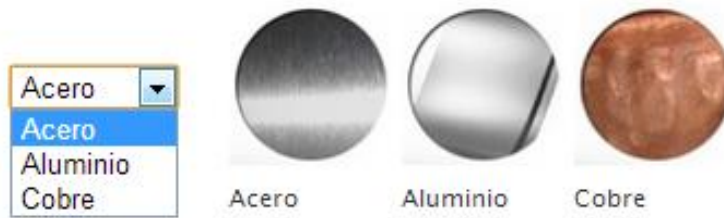
Parámetros de construcción

La interfaz inicial consiste en 3 secciones donde se debe seleccionar los parámetros de diseño a partir de los cuales se realizaran los cálculos para devolver los resultados.

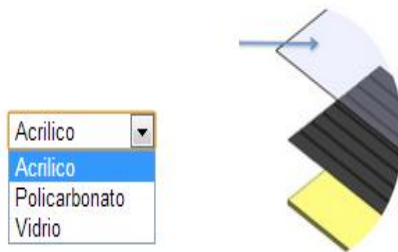
La primera sección está señalada bajo el nombre de “*materiales de construcción*”. Se debe especificar el material con que se diseñan las distintas partes del colector. Para ello, es importante tener presente que a pesar de que existen materiales con características preferentes ante otros, también suelen tener un costo mayor, por lo que el usuario debe investigar estos precios, así como realizar el análisis para determinar cuál material resulta conveniente utilizar.

Entre los parámetros se debe elegir:

1. El material de la placa absorbadora que se ubica en la parte interna del colector. Entre las opciones se encuentran 3 materiales: aluminio, acero y cobre. Cada uno de ellos posee una conductividad térmica diferente, siendo el mejor conductor el cobre, seguido por el aluminio y por último el acero.

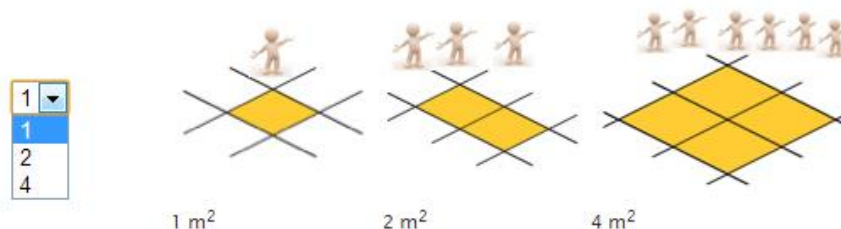


2. el material de la lámina superior transparente. Entre las opciones se tienen vidrio, lámina de policarbonato y acrílico. Para ello, se debe considerar que cada uno varía en la transmitancia, conductividad térmica, costo y disponibilidad.

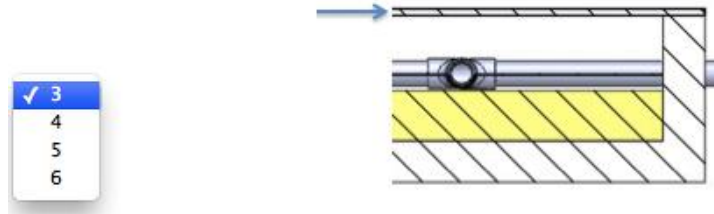


En la segunda sección “*parámetros geométricos*” se seleccionan los parámetros geométricos de diseño básicos, el programa proporciona los valores restantes necesarios para la construcción del colector. Se deben seleccionar los siguientes elementos:

3. El área superficial de la lámina absorbadora. Se puede elegir entre los valores de 1, 2 y 4 metros cuadrados. El área del colector se relaciona directamente con la capacidad volumétrica de calentamiento de agua, es decir, cuanto volumen de agua se va a poder calentar.



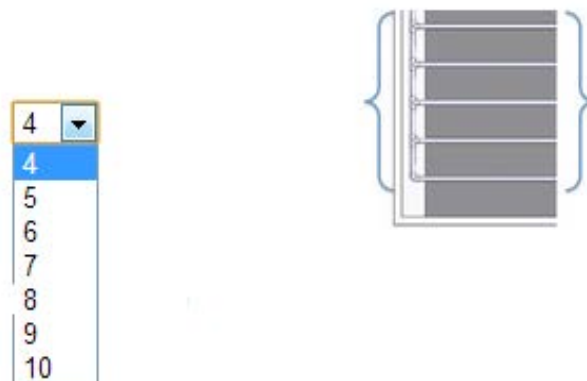
4. El espesor de la cubierta transparente. Se puede seleccionar entre los valores de 3, 4, 5 y 6 milímetros. Se recomiendan espesores mayores cuando el colector pueda sufrir impactos de ramas de árboles cercanos o pisadas de animales.



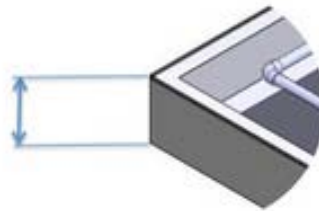
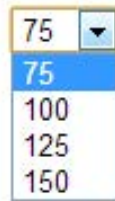
5. El diámetro comercial de las tuberías a utilizar, entre ellas las más comunes en el mercado son 3/8", 1/2", 5/8", 3/4", 7/8" y 1".



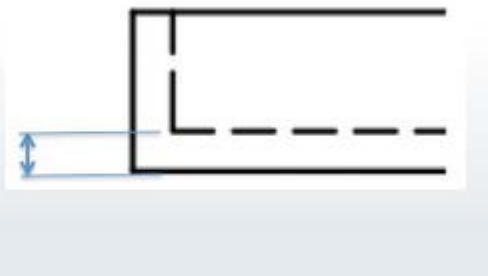
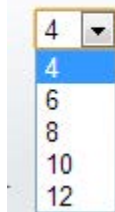
6. La cantidad de tubos a utilizar. Se pueden seleccionar valores entre 4 y 10 tuberías. Entre mayor sea el número de tuberías, mejora la eficiencia del colector:



7. La altura del colector en milímetros. Se debe elegir los valores de 75mm, 100mm 125mm y 150mm, que corresponden aproximadamente 3, 4, 5 y 6 pulgadas respectivamente. La selección del espesor del colector afecta directamente el espesor que será utilizado para el aislamiento que se encuentra entre el cajón y la lámina absorberá.



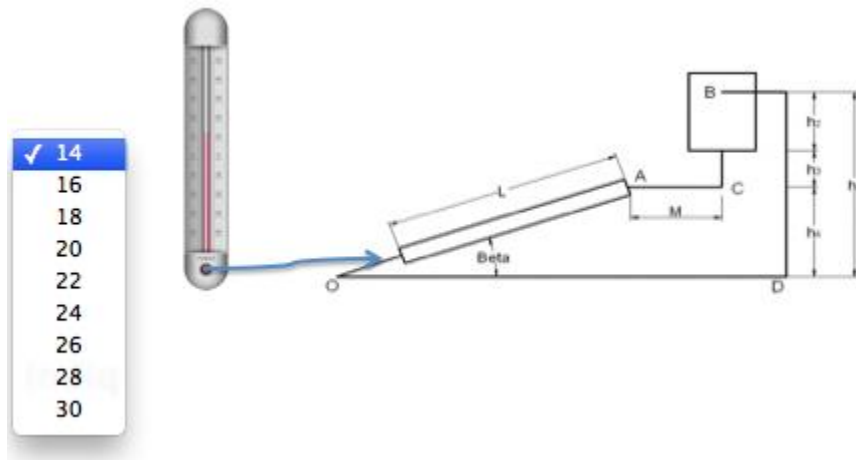
8. El espesor de la cubierta inferior del colector, en milímetros. Se puede elegir entre los valores de 4, 6, 8 y 10 milímetros. La selección de esta variable afecta la transferencia de calor a través de la superficie inferior, así como la robustez del cajón del colector.



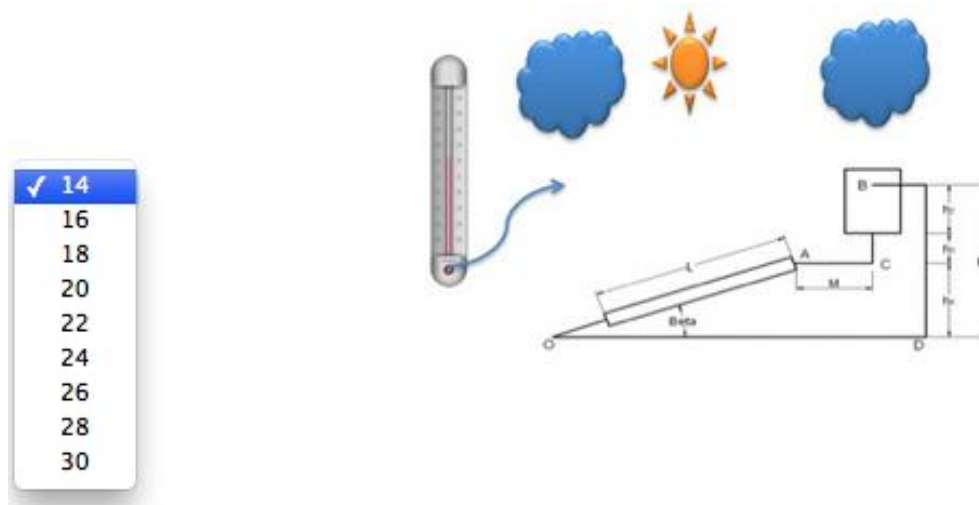
En la tercera sección “*condiciones iniciales de funcionamiento*” se introducen los valores correspondientes a los valores de funcionamiento del colector. Se trata de utilizar el mínimo número de variables para facilitar el uso del software. Por ello, elementos como velocidad del viento de la zona, inclinación del colector, ubicación latitudinal, entre otras se establecieron a partir de valores estándares promedio y típicos utilizados para el diseño de otros colectores.

Los parámetros a escoger en esta sección son los siguientes:

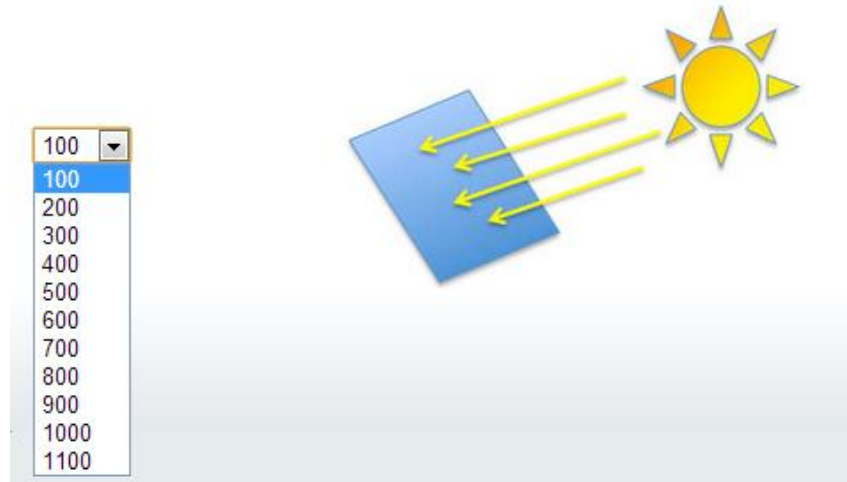
9. La temperatura en que se encuentra el agua de entrada en el sistema, en grados centígrados. Para ello, es necesario conocer de la temperatura para la zona donde se va a ubicar el colector. Se pueden seleccionar los valores entre 14 y 30 grados centígrados en incrementos de 2 grados.



10. La temperatura del ambiente donde se ubicará el colector, en grados centígrados. Se pueden seleccionar valores entre los 14 y los 30 grados centígrados en incrementos de dos grados.



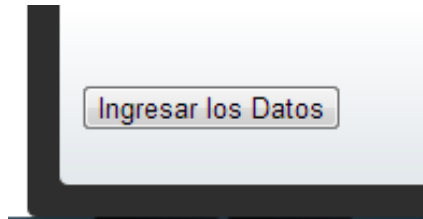
11. La radiación solar incidente sobre el colector en wattz por metro cuadrado. Este valor debe ser de conocimiento del usuario. En el capítulo 3 se pueden encontrar tablas con valores típicos de radiación para Costa Rica.



12. Valor para el flujo másico a través del colector. Esta variable se encuentra en kilogramos por minuto, también puede considerarse como litros por minuto, como aproximación sin afectar los resultados de forma significativa. Los valores posibles a seleccionar están en el rango de 1 a 6 kg/minuto, en incrementos de 1 kg/minuto.



Una vez seleccionados todos los parámetros, se pueden desplegar los resultados luego de hacer click sobre el botón “Ingresar los Datos” ubicado en la esquina inferior izquierda.



Esto despliega la página web con los resultados.



Entre los resultados más relevantes se encuentran el coeficiente global de transferencia de calor, la temperatura de salida instantánea del agua y la eficiencia global del colector bajo los parámetros de diseño seleccionados. El resultado brinda los valores instantáneos solo bajo las condiciones seleccionadas.

Código del programa

El código del programa se elaboró utilizando el lenguaje de programación PHP. Este se ejecuta por un servidor a partir de los parámetros seleccionados por un usuario y devuelve los resultados de distintos parámetros de diseño tras una serie de cálculos matemáticos utilizando las ecuaciones descritas en el capítulo 5. El código se compone de 3 partes.

La primera parte del software consiste en un archivo con el nombre "index.php", en el cual se encuentra el código que guarda en la memoria del servidor. Así como los parámetros seleccionados por el usuario.

```
<!doctype html>
<html>
<head>
<title>Diseno, construccion y evaluacion teorico experimental de la
eficiencia de un colector solar de placa plana</title>
<meta charset="UTF-8">
<link href="style.css" type="text/css" rel="stylesheet" />
</head>

<body>

<div id="wrapper">

<h1>Parámetros de diseño del colector solar</h1>
  <form name="mainform" action="result.php" method="post">
    <div id="tabContainer">
      <div id="tabs"><ul>
        <li id="tabHeader_1">Materiales de Construccion</li>
        <li id="tabHeader_2">Parametros Geometricos</li>
        <li id="tabHeader_3">Condiciones Iniciales de Funcionamiento</li>
      </ul>
```



```
</div>
<div id="tabscontent">
<div class="tabpage" id="tabpage_1">
```

<h2>Seleccione el material de la placa absorbadora</h2>

```
<table width="341" border="0">
<tr>
<td width="101"><select id="select1" name="select1">
<option>Acero</option>
<option>Aluminio</option>
<option>Cobre</option>
</select></td>
<td width="75"></td>
<td width="75"></td>
<td width="72"></td>
</tr>
<tr>
<td>&nbsp;</td>
<td>Acero</td>
<td>Aluminio</td>
<td>Cobre</td>
</tr>
</table>
```

<h2>Seleccione el material de la l´mina superior transparente</h2>

```
<table width="295" border="0">
<tr>
<td width="164"><select id="select5" name="select5">
<option>Acrilico</option>
<option>Policarbonato</option>
<option>Vidrio</option>
</select></td>
<td width="121"></td>
</tr>
</table>
```

<p> </p>

</div>

<div class="tabpage" id="tabpage_2">

<h2>Seleccione el area superficial de la lamina absorbadora en m²</h2>

<table width="510" border="0">

<tr>

<td width="92"><select id="select2" name="select2">

<option>1</option>

<option>2</option>

<option>4</option>

</select></td>

<td width="121"></td>

<td width="119"></td>

<td width="160"></td>

</tr>

<tr>

<td> </td>

<td>1 m²</td>

<td>2 m²</td>

<td>4 m²</td>

</tr>

</table>

<h2>Seleccione el espesor de la cubierta transparente (mm)</h2>

<table width="450" border="0">

<tr>

<td width="160"><select id="select6" name="select6">

<option>4</option>

<option>5</option>

<option>6</option>

<option>7</option>

<option>8</option>

</select></td>

<td width="280"></td>

```
</tr>
</table>
```

<h2>Selecione el diametro nominal comercial de la tubería a utilizar</h2>

```
<table width="447" border="0">
  <tr>
    <td width="166"><select id="select7" name="select7">
      <option>3/8</option>
      <option>1/2</option>
      <option>5/8</option>
      <option>3/4</option>
      <option>7/8</option>
      <option>1</option>
    </select></td>
    <td width="271"></td>
  </tr>
</table>
```

<h2>Selecione el número de tubos a utilizar</h2>

```
<table width="446" border="0">
  <tr>
    <td width="162"><select id="select8" name="select8">
      <option>4</option>
      <option>5</option>
      <option>6</option>
      <option>7</option>
      <option>8</option>
      <option>9</option>
      <option>10</option>
    </select></td>
    <td width="274"></td>
  </tr>
</table>
```

<h2>Selecione la altura del colector (mm)</h2>

```

<table width="446" border="0">
  <tr>
    <td width="163"><select id="select9" name="select9">
      <option>75</option>
      <option>100</option>
      <option>125</option>
      <option>150</option>
    </select></td>
    <td width="273"></td>
  </tr>
</table>

```

<h2>Espesor de la cubierta inferior (mm)</h2>

```

<table width="446" border="0">
  <tr>
    <td width="167"><select id="select10" name="select10">
      <option>4</option>
      <option>6</option>
      <option>8</option>
      <option>10</option>
      <option>12</option>
    </select></td>
    <td width="269"></td>
  </tr>
</table>
</div>

```

```

<div class="tabpage" id="tabpage_3">

```

<h2>Indique la temperatura del agua de entrada al sistema (°C)</h2>

```

<table width="450" border="0">
  <tr>
    <td width="70"><select id="select3" name="select3">
      <option>8</option>
      <option>10</option>
      <option>12</option>
      <option>14</option>
    </select>
  </tr>
</table>

```

```

        <option>16</option>
        <option>18</option>
        <option>20</option>
        <option>22</option>
        <option>24</option>
        <option>26</option>
        <option>28</option>
        <option>30</option>
    </select></td>
    <td width="370"></td>
</tr>
</table>

```

<h2>Indique la temperatura ambiente donde se situara el colector (°C)</h2>

```

    <table width="450" border="0">
    <tr>
name="select4">
        <td width="172"><select id="select4"
        <option>10</option>
        <option>12</option>
        <option>14</option>
        <option>16</option>
        <option>18</option>
        <option>20</option>
        <option>22</option>
        <option>24</option>
        <option>26</option>
        <option>28</option>
        <option>30</option>
        </select></td>
width="268" height="165" alt="temperatura-ambiente"></td>
    </tr>
    </table>
    <h2>&nbsp;</h2>

```

<h2>Indique la radiacion solar incidente sobre el colector (W/m²)</h2>

```
<table width="450" border="0">
  <tr>
    <td width="172"><select id="select11"
name="select11">
      <option>100</option>
      <option>200</option>
      <option>300</option>
      <option>400</option>
      <option>500</option>
      <option>600</option>
      <option>700</option>
      <option>800</option>
      <option>900</option>
      <option>1000</option>
      <option>1100</option>
    </select></td>
    <td width="268"></td>
  </tr>
</table>
<h2>&nbsp;</h2>
```

<h2>Indique el flujo masico de agua por minuto que sera calentada. (kg/min)</h2>

```
<table width="450" border="0">
  <tr>
    <td width="172"><select id="select12"
name="select12">
      <option>1</option>
      <option>2</option>
      <option>3</option>
      <option>4</option>
      <option>5</option>
      <option>6</option>
    </select></td>
```

```

        <td width="268"></td>
    </tr>
</table>
<h2>&nbsp;</h2>
<br>
<button name="button1" type="submit">Ingresar los Datos</button>

</div>

```

```

</div><!-- close tabscontent -->
</div><!-- close tabContainer -->

```

```

</form>
</div><!-- close wrapper -->
<script>
window.onload=function() {

    // get tab container
    var container = document.getElementById("tabContainer");
    var tabcon = document.getElementById("tabscontent");
    //alert(tabcon.childNodes.item(1));

    // set current tab
    var navitem = document.getElementById("tabHeader_1");

    //store which tab we are on
    var ident = navitem.id.split("_")[1];
    //alert(ident);
    navitem.parentNode.setAttribute("data-current",ident);
    //set current tab with class of activetabheader
    navitem.setAttribute("class","tabActiveHeader");

    //hide two tab contents we don't need

```

```

        var pages = tabcon.getElementsByTagName("div");
        for (var i = 1; i < pages.length; i++) {
            pages.item(i).style.display="none";
        };

        //this adds click event to tabs
        var tabs = container.getElementsByTagName("li");
        for (var i = 0; i < tabs.length; i++) {
            tabs[i].onclick=displayPage;
        }
    }

    // on click of one of tabs
    function displayPage() {
        var current = this.parentNode.getAttribute("data-current");
        //remove class of activetabheader and hide old contents
        document.getElementById("tabHeader_"
current).removeAttribute("class");
        document.getElementById("tabpage_"
current).style.display="none";

        var ident = this.id.split("_")[1];
        //add class of activetabheader to new active tab and show
contents
        this.setAttribute("class","tabActiveHeader");
        document.getElementById("tabpage_"
ident).style.display="block";
        this.parentNode.setAttribute("data-current",ident);
    }
</script>
</body>
</html>

```

La segunda parte del código consiste en el archivo con nombre “result.php”. En este archivo se ejecutan las operaciones matemáticas y se despliegan los resultados de manera simple para el usuario.


```

<!doctype html>
<html>
  <head>
    <title>Tesis - Calentador Solar de Agua</title>
    <meta charset="UTF-8">
    <link href="style.css" type="text/css" rel="stylesheet" />
  </head>
  <body>
<div id="wrapper">

<?php

$coefconvectuboagua=100;
$q_rad=$_POST['select11'];
$flujomasicoenlitrosporminuto = $_POST['select12'];
$fujomasaenkgporsegundo = $flujomasicoenlitrosporminuto/600;
$material_lam_sup = $_POST['select5'];

$diametrointernotuberia=$_POST['select7'];

    if ($diametrointernotuberia=="3/8")
        {$diamtuberiametric=(3/8)*0.0254;}
    if ($diametrointernotuberia=="1/2")
        {$diamtuberiametric=(1/2)*0.0254;}
    if ($diametrointernotuberia=="5/8")
        {$diamtuberiametric=(5/8)*0.0254;}
    if ($diametrointernotuberia=="3/4")
        {$diamtuberiametric=(3/4)*0.0254;}
    if ($diametrointernotuberia=="7/8")
        {$diamtuberiametric=(7/8)*0.0254;}
    if ($diametrointernotuberia=="1")
        {$diamtuberiametric=(1)*0.0254;}

$material_placa=$_POST['select1'];

//Conductividad termica placa - Acero 52.5, Aluminio 209.3, Cobre 401
    if ($material_placa=="Acero")

```

```

        {$conduct_placa=(52.5);}
    if ($material_placa=="Aluminio")
        {$conduct_placa=(209.3);}
    if ($material_placa=="Cobre")
        {$conduct_placa=(401);}

//Conductividad termica - Vidrio=0,055 Acrilico=0,036 Policarbonato=0,21
    if ($material_lam_sup=="Acrilico")
        {$conduct_lam_sup=(0.036);}
    if ($material_lam_sup=="Policarbonato")
        {$conduct_lam_sup=(0.21);}
    if ($material_lam_sup=="Vidrio")
        {$conduct_lam_sup=(0.055);}

$area_colector = $_POST['select2'];
$temp_agua_ent = $_POST['select3'];
$temp_amb = $_POST['select4'];
$espesor_sup_transp = $_POST['select6']/1000;
$num_tubos = $_POST['select8'];
$espesor_colector = $_POST['select9']/1000;
$espesor_plywood = $_POST['select10']/1000;
$angulodeinclinacionengrados=20; //Segun recomendacion de Nandwani y alguna
bibliografía.
$angulo_inclinacion_radianes = ($angulodeinclinacionengrados*2*3.1416)/360;
$largodetubos=1.85;
$conduc_term_aire_temp_amb=0.02551;
$exp_vol_aire=0.04;
$viscocidad_cinematica_aire=0.0000156;
$calor_especifico_agua = 4180;
$temp_cielo=6;
$stefan_Boltzmann=5.67E-08;
$emisividad_placa=0.98;
$transmisibilidad_vidrio=0.95;

//Transmitancia. Vidrio=95% Acrilico=92% Policarbonatto=85%
    if ($material_lam_sup=="Acrilico")
        {$transmitancia_lamina_trans=(0.92);}
    if ($material_lam_sup=="Policarbonato")

```

```

        {$transmitancia_lamina_trans=(0.85);}
    if ($material_lam_sup=="Vidrio")
        {$transmitancia_lamina_trans=(0.95);}

$absortividad_placa=0.98;
$conductividad_aislante=0.036;
$conductividad_madera=0.115;
$conductividad_playwood=0.12;
$largo_tubos = 1.85;
//$diam_ext = $diamtuberiametric + 0.001;
$diam_ext = 0.0127;
$altura_placa = 1.8;
$ancho_placa = $area_colector / $altura_placa;
$espacio_entre_tubos = $ancho_placa / $num_tubos;
$espesor_placa = 5/1000;
$espesor_lamina_trans = $espesor_sup_transp;
$gravedad = 9.81;
$largo_regla1 = $altura_placa + 0.1;
$largo_regla2 = $ancho_placa + 0.1;
$largo_regla3 = 2*$largo_regla1;
$espesor_reglas = 25.4/1000;
$tamano_reglas = ($espesor_colector - $espesor_plywood);
$area_cajon_interior_colector = $largo_regla1 * $largo_regla2;
restante el aislante.
$distancia_placa_vidrio = $tamano_reglas * 0.6;
$espesor_aislante = $tamano_reglas - $distancia_placa_vidrio;
$stub_inferior_supuesta = $temp_amb + 5;
$grandt_inferior
($gravedad*cos($angulo_inclinacion_radianes)*$exp_vol_aire*($stub_inferior_sup
uesta-$temp_amb)*POW($largo_regla1,3))/POW($viscosidad_cinematica_aire,2);
//PRANDTL, REVISAR VALOR.
//U inferior
$prandtl_inferior = 7.16;
$rayleit_inferior = $grandt_inferior * $prandtl_inferior;
$nusselt_inferior
POW(.825+((0.387*POW($rayleit_inferior,0.17))/(POW((1+POW((0.492/$prandtl_inf
erior),0.56)),0.296))),2);
$h_inferior = ($nusselt_inferior * $conduc_term_aire_temp_amb)/$largo_regla1;
$resistencial_convec_inferior = 1/$h_inferior;

```

```

$resistencia2_conduccion_plywood = $espesor_plywood/$conductividad_playwood;
$resistencia3_conduccion_aislante =
$espesor_aislante/$conductividad_aislante;
$r_total_inferior =
$resistencia1_convec_inferior+$resistencia3_conduccion_aislante+$resistencia2
_conduccion_plywood;
$u_inferior = (1/$r_total_inferior);
$h_temp_sup_laminatransp = $temp_amb + 10;
$h_rad_superior =
$stefan_Boltzmann*$emisividad_placa *
(POW($h_temp_sup_laminatransp,2)+POW($temp_amb,2))*($h_temp_sup_laminatransp+
$temp_amb);
$grandt_superior =
($gravedad*cos($angulo_inclinacion_radianes)*$exp_vol_aire*($h_temp_sup_lamin
atransp-$temp_amb)*POW($largo_regla1,3))/POW($viscosidad_cinematica_aire,2);
$prandtl_superior = 7.16;
$rayleit_superior = $grandt_superior * $prandtl_superior;
$nusselt_superior =
POW(.825+((0.387*POW($rayleit_superior,0.17))/(POW((1+POW((0.492/$prandtl_sup
erior),0.56)),0.296))),2);
$h_superior = ($nusselt_superior * $conduc_term_aire_temp_amb)/$largo_regla3;
//Resistencia radiacion superior
$resistencia1_rad_superior = (1/$h_rad_superior);
$resistencia2_convec_superior = 1/$h_superior;
$k_lamina_transparente = (1/$conduc_lam_sup);
$resistencia3_conduc_superior = $espesor_sup_transp/$k_lamina_transparente;
//Resistencia2 conduccion aire
$k_espacio_aire = (1/$conduc_term_aire_temp_amb);
$resistencia4_conduccion_aire = $distancia_placa_vidrio/$k_espacio_aire;
//U superior
$u_superior =
(1/($resistencia4_conduccion_aire+$resistencia3_conduc_superior+$resistencia2
_convec_superior))+1/($resistencia1_rad_superior);
//U lateral
$perimetro = (2*$altura_placa)+(2*$ancho_placa);
$u_lateral =
($conductividad_madera*$espesor_colector*$perimetro)/(0.0254*$area_colector);
$u_total = $u_inferior + $u_superior + $u_lateral;
//Temperatura a lo largo de la placa
$parametro_c = sqrt($u_total/$conduc_placa);
$eficiencia_geometrica_placa = (tanh(($parametro_c/2)*($espacio_entre_tubos-
$diam_ext)))/((($parametro_c/2)*($espacio_entre_tubos-$diam_ext)));

```

```

$qq_conduccion = (($espacio_entre_tubos-
$diam_ext)*$transmitancia_lamina_trans*$q_rad)-$u_total*($temp_agua_ent-
$temp_amb)*$eficiencia_geometrica_placa;

$qq_rad_tuberia = (3.1416*$diam_ext)/2*($transmitancia_lamina_trans *$q_rad -
$u_total *($temp_agua_ent-$temp_amb));

$qq_tub = $qq_conduccion + $qq_rad_tuberia;

$qq_maxagua = $temp_amb + (($transmitancia_lamina_trans *$q_rad)/$u_total);

$factoreficiencialectorM =
(3.1416*$diam_tuberia_metric/2+$eficiencia_geometrica_placa*($espacio_entre_tub
os-$diam_ext))/(1+$u_total/(3.1416*$diam_ext*$coefconvectuboagua));

$y0 = $largodetubos*0;
$y1 = $largodetubos*0.1;
$y2 = $largodetubos*0.2;
$y3 = $largodetubos*0.3;
$y4 = $largodetubos*0.4;
$y5 = $largodetubos*0.5;
$y6 = $largodetubos*0.6;
$y7 = $largodetubos*0.7;
$y8 = $largodetubos*0.8;
$y9 = $largodetubos*0.9;
$y10 = $largodetubos*1;

//temperatura a lo largo de y en los tubos.

$a = $temp_agua_ent - $temp_amb - (($transmitancia_lamina_trans
*$q_rad)/$u_total);
$b = $temp_amb + (($transmitancia_lamina_trans *$q_rad)/$u_total);

$ty0 = (exp((-
$u_total*$factoreficiencialectorM*$num_tubos*$y0)/($calor_especifico_agua*$
fujomasaenkgorsegundo))*$a)+$b;

$ty1 = (exp((-
$u_total*$factoreficiencialectorM*$num_tubos*$y1)/($calor_especifico_agua*$
fujomasaenkgorsegundo))*$a)+$b;

$ty2 = (exp((-
$u_total*$factoreficiencialectorM*$num_tubos*$y2)/($calor_especifico_agua*$
fujomasaenkgorsegundo))*$a)+$b;

$ty3 = (exp((-
$u_total*$factoreficiencialectorM*$num_tubos*$y3)/($calor_especifico_agua*$
fujomasaenkgorsegundo))*$a)+$b;

```

```

$ty4 = (exp((-
$u_total*$factoreficiencialectorM*$num_tubos*$y4)/($calor_especifico_agua*$
fujomasaenkgorsegundo))*$a)+$b;
$ty5 = (exp((-
$u_total*$factoreficiencialectorM*$num_tubos*$y5)/($calor_especifico_agua*$
fujomasaenkgorsegundo))*$a)+$b;
$ty6 = (exp((-
$u_total*$factoreficiencialectorM*$num_tubos*$y6)/($calor_especifico_agua*$
fujomasaenkgorsegundo))*$a)+$b;
$ty7 = (exp((-
$u_total*$factoreficiencialectorM*$num_tubos*$y7)/($calor_especifico_agua*$
fujomasaenkgorsegundo))*$a)+$b;
$ty8 = (exp((-
$u_total*$factoreficiencialectorM*$num_tubos*$y8)/($calor_especifico_agua*$
fujomasaenkgorsegundo))*$a)+$b;
$ty9 = (exp((-
$u_total*$factoreficiencialectorM*$num_tubos*$y9)/($calor_especifico_agua*$
fujomasaenkgorsegundo))*$a)+$b;
$ty10 = (exp((-
$u_total*$factoreficiencialectorM*$num_tubos*$y10)/($calor_especifico_agua*$
$fujomasaenkgorsegundo))*$a)+$b;
$factorderemociodecalor =
($fujomasaenkgorsegundo*$calor_especifico_agua*($ty10-
$ty0))/($area_colector*($transmitancia_lamina_trans
*$q_rad-
($u_total*($temp_agua_ent - $temp_amb))));
$q_entrada = $q_rad * $area_colector;
$q_salida_en_agua = $fujomasaenkgorsegundo*$calor_especifico_agua*($ty10-
$ty0);
$eficiencia_colector = ($q_salida_en_agua/$q_entrada)*100;

?>

```

```

<div id="wrapper">
  <h2>Resultados</h2>
  <div id="tabContainer"><div id="tabscontent">

    <h1>Datos seleccionados por el usuario</h1>

    <p>&nbsp;</p>

    <table width="518" border="0">
      <tr>
        <td width="416">Material
        $material_placa; ?>
        seleccionado:
        <?php echo
        cuya conductividad
        termica es de:
        <?php echo
        "$conduct_placa";?>
        (W/K#183m) </td>
      </tr>
    </table>
  </div>
</div>

```

```

                <td width="92"></td>
            </tr>
        </table>
        <table width="516" border="0">
            <tr>
                <td width="385">Area del colector: <?php echo $area_colector;
?> (m<sup>2</sup>)</td>
                <td width="121"></td>
            </tr>
        </table>
        <table width="516" border="0">
            <tr>
                <td width="236">Temperatura del agua de entrada al sistema:
<?php echo $temp_agua_ent; ?> (&deg;C)</td>
                <td width="270"></td>
            </tr>
        </table>
        <table width="516" border="0">
            <tr>
                <td width="245">Temperatura ambiente del sitio: <?php echo
$temp_amb; ?> (&deg;C)</td>
                <td width="261"></td>
            </tr>
        </table>
        <table width="516" border="0">
            <tr>
                <td width="376">Material de la l&acute;mina superior
transparente: <?php echo $material_lam_sup; ?></td>
                <td width="130"></td>
            </tr>
        </table>
        <table width="520" border="0">
            <tr>
                <td width="299">Espesor de la l&acute;mina superior
transparente: <?php echo $espesor_sup_transp; ?> (m)</td>

```

```

                <td
                    width="211"></td>
                    alt="espesor-lamina-superior"
                </td>
            </tr>
        </table>
        <table width="520" border="0">
            <tr>
                <td width="379">Tuber&iacute;a seleccionada: <?php echo
$_POST['select7']; ?>(in) o <?php echo "$diamtuberiametric";?> (m) </td>
                <td width="131"></td>
            </tr>
        </table>
        <table width="520" border="0">
            <tr>
                <td width="370">N&uacute;mero de tubos a utilizar: <?php
echo $num_tubos; ?></td>
                <td width="140"></td>
            </tr>
        </table>
        <table width="520" border="0">
            <tr>
                <td width="341">Espesor del colector: <?php echo
$espesor_colector; ?> (m)</td>
                <td width="169"></td>
            </tr>
        </table>
        <table width="520" border="0">
            <tr>
                <td width="300">Espesor de l&aacute;mina inferior (plywood):
<?php echo $espesor_plywood; ?> (m)</td>
                <td width="210"></td>
            </tr>
        </table>
        </table>
        <table width="520" border="0">
            <tr>

```



```

        <td width="300">La radiacion solar incidente sobre el
colector seleccionada es de: <?php echo $q_rad; ?> (W/m<sup>2</sup>)</td>
        <td width="210"></td>
    </tr>
</table>
</table>
<table width="520" border="0">
    <tr>
        <td width="300">Flujo masico de agua por minuto que sera
calentada: <?php echo $flujomasicoenlitrosporminuto; ?> (litro/min)</td>
        <td width="210"></td>
    </tr>
</table>
<p>&nbsp;</p>
<h1>Otros parametros y constantes</h1>
    <p>Angulo de inclinacion del colector: <?php echo
$angulodeinclinacionengrados; ?> &deg; o <?php echo
round($angulo_inclinacion_radianes,3); ?> Rad</p>
    <p>Conductividad aire a T<sub>ambiente</sub>: <?php echo
round($conduc_term_aire_temp_amb,4); ?> (W/m&#183K)</p>
    <p>Expansion volumetrica aire  $\beta$ : <?php echo $exp_vol_aire; ?></p>
    <p>Viscocidad cinematica aire a T<sub>ambiente</sub>: <?php echo
$viscocidad_cinematica_aire; ?> (W/m&#183K)</p>
    <p>Calor específico del agua: <?php echo
$calor_especifico_agua; ?> (Jul/Kg&#183K)</p>
    <p>Temperatura cielo: <?php echo $temp_cielo; ?> (&deg;C)</p>
    <p>Constante Stefan-Boltzmann: <?php echo $stefan_Boltzmann;
?></p>
    <p>Emisividad placa colectora: <?php echo $emisividad_placa;
?></p>
    <p>Transmitancia vidrio  $\tau$ : <?php echo
$transmitancia_lamina_trans; ?></p>
    <p>Absortividad de la placa  $\alpha$ : <?php echo $absortividad_placa;
?></p>
    <p>Conductividad placa: <?php echo $conduc_placa; ?>
(W/m&#183K)</p>
    <p>Conductividad aislante: <?php echo $conductividad_aislante; ?>
(W/m&#183K)</p>
    <p>Conductividad madera: <?php echo $conductividad_madera; ?>
(W/m&#183K)</p>

```

<p>Conductividad playwood: <?php echo \$conductividad_playwood; ?>
 (W/m·K)</p>
 <p>Conductividad de lamina transparente: <?php echo \$conduct_lam_sup; ?> (W/m·K)</p>
 <p>Largo de tubos: <?php echo \$largo_tubos; ?> (m)</p>
 <p>Diametro externo tuberias: <?php echo \$diam_ext; ?> (m)</p>
 <p>Altura de placa: <?php echo \$altura_placa; ?> (m)</p>
 <p>Ancho de placa: <?php echo round(\$ancho_placa,2); ?> (m)</p>
 <p>Espacio entre tubos: <?php echo round(\$espacio_entre_tubos,3); ?> (m)</p>
 <p>Espesor de la placa colectora: <?php echo \$espesor_placa; ?> (m)</p>
 <p>Espesor de la lamina transparente: <?php echo \$espesor_lamina_trans; ?> (m)</p>
 <p>Aceleracion de la gravedad: <?php echo \$gravedad; ?> (m/s²</p>
 <p>Largo de regla 1: <?php echo round (\$largo_regla1,1); ?> (m)</p>
 <p>Largo de regla 2: <?php echo round (\$largo_regla2,1); ?> (m)</p>
 <p>Espesor reglas: <?php echo \$espesor_reglas; ?> (m)</p>
 <p>Espesor del colector: <?php echo \$espesor_colector; ?>(m)</p>
 <p>Altura de reglas: <?php echo \$tamano_reglas; ?> (m)</p>
 <p>Area cajon interior del colector: <?php echo round (\$area_cajon_interior_colector,3); ?> (m)</p>
 <p>Capa de aire entre lamina transparnte y placa colectora: <?php echo \$distancia_placa_vidrio; ?> (m)</p>
 <p>Espesor material aislante inferior: <?php echo \$espesor_aislante; ?> (m)</p>
 <h1>Coeficiente global de transferencia de calor</h1>
 <h2>U_{inferior}</h2>
 <p>Grandt_{inferior}: <?php echo round (\$grandt_inferior,0); ?></p>
 <p>Prandtl_{inferior}: <?php echo \$prandtl_inferior; ?></p>
 <p>Rayleit_{inferior}: <?php echo round (\$rayleit_inferior,0); ?></p>
 <p>Nusselt_{inferior}: <?php echo round (\$nusselt_inferior,0); ?></p>
 <p>h_{inferior}: <?php echo round (\$h_inferior,1); ?> (W/m²·K)</p>
 <p>Resistencia 1_{inferior} (conveccion superficie inferior): <?php echo round (\$resistencial_convec_inferior,4); ?> (m²·K/W)</p>

<p>Resistencia 2_{inferior} (conductividad por el plywood): <?php echo round (\$resistencia2_conduccion_plywood,4); ?> (m²·K/W)</p>

<p>Resistencia 3_{inferior} (conductividad por el aislante): <?php echo round (\$resistencia3_conduccion_aislante,3); ?> (m²·K/W)</p>

<p>Resistencia total_{inferior}: <?php echo round (\$r_total_inferior,3); ?> (m²·K/W)</p>

<p><h3>U_{inferior}: <?php echo round (\$u_inferior,3); ?> (W/m²·K)</h3></p>

<h2>U_{superior}</h2>

<p>Coeficiente de transferencia de calor por radiacion h_{radiacion}: <?php echo round (\$h_rad_superior,5); ?> (W/m²·K)</p>

<p>Grandt_{superior}: <?php echo \$grandt_superior; ?></p>

<p>Prandtl_{superior}: <?php echo \$prandtl_superior; ?></p>

<p>Rayleit_{superior}: <?php echo round(\$rayleit_superior,0); ?></p>

<p>Nusselt_{superior}: <?php echo round(\$nusselt_superior,0); ?></p>

<p>h_{superior}: <?php echo round(\$h_superior,1); ?> (W/m²·K)</p>

<p>Resistencia 1 (radiacion superficie superior): <?php echo round(\$resistencial_rad_superior,1); ?> (m²·K/W)</p>

<p>Resistencia 2 (coveccion superfice superior): <?php echo round(\$resistencia2_convect_superior,4); ?> (m²·K/W)</p>

<p>Resistencia 3 (conduccion lamina superior transparente): <?php echo round(\$resistencia3_conduc_superior,6); ?> (m²·K/W)</p>

<p>Resistencia 4 (conduccion espacio de aire): <?php echo round(\$resistencia4_conduccion_aire,5); ?> (m²·K/W)</p>

<p><h3>U_{superior}: <?php echo round(\$u_superior,2); ?> (W/m²·K)</h3></p>

<p><h3>U_{lateral}: <?php echo round(\$u_lateral,2); ?> (W/m²·K)</h3></p>

<h2>U_{total}: <?php echo round(\$u_total,1); ?> (W/m²·K)</h2>

<h1>Temperatura del agua a lo largo de la tuberia</h1>

<p>Parametro c: <?php echo round(\$parametro_c,3); ?></p>

<?php/*<p>Eficiencia geometrica de placa: <?php echo \$eficiencia_geometrica_placa; ?></p>*/>

<p>Calor_{conduccion}: <?php echo round(\$q_conduccion,1); ?> W</p>

<p>Calor_{radiacion}: <?php echo round(\$q_rad_tuberia,1); ?> W</p>

```

        <p>Calor<sub>tuberia</sub>: <?php echo round($q_tub,1); ?> W</p>
        <p>T<sub>Maxima de salida de agua</sub>: <?php echo
round($q_maxagua,1); ?> &degC</p>
        <p>Flujo Masico<sub>(kg/s)</sub>: <?php echo
$fujomasaenkgporsegundo; ?> kg/s</p>
        <p>Factor de eficiencia del colector M: <?php echo round
($factoreficiencialectorM,3); ?></p>
        <p>Secciones del tubo a lo largo de y donde se calculara la temperatura
(m):
<table width="471" border="0">
        <tr>
                <td width="70">Posicion:</td>
                <td width="35"><?php echo $y0; ?></td>
                <td width="35"><?php echo $y1; ?></td>
                <td width="35"><?php echo $y2; ?></td>
                <td width="35"><?php echo $y3; ?></td>
                <td width="35"><?php echo $y4; ?></td>
                <td width="35"><?php echo $y5; ?></td>
                <td width="35"><?php echo $y6; ?></td>
                <td width="35"><?php echo $y7; ?></td>
                <td width="35"><?php echo $y8; ?></td>
                <td width="35"><?php echo $y9; ?></td>
                <td width="35"><?php echo $y10; ?></td>
        </tr>
        <tr>
                <td>Temperatura</td>
                <td><?php echo round($ty0,1); ?></td>
                <td><?php echo round($ty1,1); ?></td>
                <td><?php echo round($ty2,1); ?></td>
                <td><?php echo round($ty3,1); ?></td>
                <td><?php echo round($ty4,1); ?></td>
                <td><?php echo round($ty5,1); ?></td>
                <td><?php echo round($ty6,1); ?></td>
                <td><?php echo round($ty7,1); ?></td>
                <td><?php echo round($ty8,1); ?></td>
                <td><?php echo round($ty9,1); ?></td>
                <td><?php echo round($ty10,1); ?></td>
        </tr>
</table>

```

```

<p>
    <?php/*Energia que se aprovecho para calentar el agua.
        <p>Factor de remocion del calor: <?php echo
    $factorderemociondecalor; ?></p> */ ?>
    </p>
    ' ' ' ' ' ' ' ' ' ' ' '
    </p>
    <p>Temperatura del agua <sub>a lo largo de las distintas secciones de
y</sub> &degC:<p></p>
    ' ' ' ' ' ' ' ' ' ' ' '
    </p>
    <p>q<sub>entrada por radiacion</sub>: <?php echo $q_entrada; ?></p>
        <p>q<sub>salida en agua caliente</sub>: <?php echo
    $q_salida_en_agua; ?></p>
        <p>Eficiencia del colector: <?php echo
    round($eficiencia_colector, 1); ?>&#37</p>

</div></div></div>
</body>
</html>

```

La tercera parte del software consiste en el archivo con nombre "style.css" que es solo para brindarle al usuario una interface gráfica, en este se encuentra el código que define la tipografía, colores del texto, colores de fondo, diseños de las tablas, y tamaños de letra entre otros.

```

body {
    background:#000;
    font: .7em "Lucida Sans Unicode", "Lucida Grande", sans-serif;
    color: #FFF;
}
#wrapper{
    width:920px;
    margin:40px auto 0;
    text-align: left;
}

```

```
#wrapper h1{
    color:#000;
    text-align:center;
    margin-bottom:20px;
}

#wrapper a{
    display:block;
    font-size:1em;
    padding-top:20px;
    color:#FFF;
    text-decoration:none;
    text-align:left;
}

#tabContainer {
    width:900px;
    padding:15px;
    background-color:#2e2e2e;
    -moz-border-radius: 4px;
    border-radius: 4px;
}

#tabs{
    height:30px;
    overflow:hidden;
}

#tabs > ul{
    font: 1em;
    list-style:none;
    margin:0;
    padding:0;
}

#tabs > ul > li{
    margin:0 2px 0 0;
```

```

padding:8px 4px;
display:block;
float:left;
color:#FFF;
-webkit-user-select: none;
-moz-user-select: none;
user-select: none;
-moz-border-radius-topleft: 4px;
-moz-border-radius-topright: 4px;
-moz-border-radius-bottomright: 0px;
-moz-border-radius-bottomleft: 0px;
border-top-left-radius:4px;
border-top-right-radius: 4px;
border-bottom-right-radius: 0px;
border-bottom-left-radius: 0px;
background: #C9C9C9; /* old browsers */
background: -moz-linear-gradient(top, #0C91EC 0%, #257AB6 100%); /*
firefox */
background: -webkit-gradient(linear, left top, left bottom, color-
stop(0%,#0C91EC), color-stop(100%,#257AB6)); /* webkit */
}

#tabs > ul > li:hover{
background: #FFFFFF; /* old browsers */
background: -moz-linear-gradient(top, #FFFFFF 0%, #F3F3F3 10%, #F3F3F3
50%, #FFFFFF 100%); /* firefox */
background: -webkit-gradient(linear, left top, left bottom, color-
stop(0%,#FFFFFF), color-stop(10%,#F3F3F3), color-stop(50%,#F3F3F3), color-
stop(100%,#FFFFFF)); /* webkit */
cursor:pointer;
color: #333;
}

#tabs > ul > li.tabActiveHeader{
background: #FFFFFF; /* old browsers */
background: -moz-linear-gradient(top, #FFFFFF 0%, #F3F3F3 10%, #F3F3F3
50%, #FFFFFF 100%); /* firefox */
background: -webkit-gradient(linear, left top, left bottom, color-
stop(0%,#FFFFFF), color-stop(10%,#F3F3F3), color-stop(50%,#F3F3F3), color-
stop(100%,#FFFFFF)); /* webkit */
}

```

```

        cursor:pointer;
        color: #333;
    }

#tabscontent {
    -moz-border-radius-topleft: 0px;
    -moz-border-radius-topright: 4px;
    -moz-border-radius-bottomright: 4px;
    -moz-border-radius-bottomleft: 4px;
    border-top-left-radius: 0px;
    border-top-right-radius: 4px;
    border-bottom-right-radius: 4px;
    border-bottom-left-radius: 4px;
    padding:10px 10px 25px;
    background: #FFFFFF; /* old browsers */
    background: -moz-linear-gradient(top, #FFFFFF 0%, #FFFFFF 90%, #e4e9ed
100%); /* firefox */
    background: -webkit-gradient(linear, left top, left bottom, color-
stop(0%,#FFFFFF), color-stop(90%,#FFFFFF), color-stop(100%,#e4e9ed)); /*
webkit */
    margin:0;
    color:#333;
    text-align: left;
}

#wrapper #tabContainer #tabscontent p {
    text-align: left;
}

#wrapper #tabContainer #tabscontent p {
    text-align: left;
}

#wrapper h2 {
    font-size: large;
}

```


Apéndice ii. Datos de prueba

Tabla 20. Instrumentación utilizada en el procedimiento de prueba.

Instrumento	Marca y modelo	Medición	Resolución o valor de	Rango de medición.	Exactitud
Multitester digital. Termopar tipo K	BK Precision 2706A	Temperatura. (°C)	0,1 °C	-20 – 500 °C	± 5% + 2° C
Pyranómetro digital	Ambient weather TM-206 Solar power meter	Radiación solar (W/m ²)	0,1 (W/m ²)	0 –1999 (W/m ²)	± 10 (W/m ²) o 5%
Anemómetro digital	TPM-CM-DT618	Velocidad del viento. (m/s)	0,1 m/s	0,4 – 30 m/s	± 3% ± 0,20 m/s
Calibrador Vernier análogo.	Mitutoyo serie 530	Dimensional (mm)	0,05 mm	0 – 150 mm	± 0,05 mm

Tabla 21. Medidas, datos e información a recopilar durante la prueba.

Fecha	Del 2013-08-02 Al 2013-08-28
Observadores	Ing. Ricardo Calvo Ing. Daniel Gómez
Ángulo de inclinación del colector (grados)	19
Área de apertura frontal transparente del colector (m ²)	2,14
Área global del colector (m ²)	1,92
Hora estándar local al comienzo del calentamiento del colector y al principio y fin de cada periodo de prueba.	6:00 am cada 30 minutos
Temperatura ambiente del aire al inicio y fin de cada periodo (°C)	Figura 40
Temperatura del agua de entrada (°C)	Figura 40
Temperatura del agua de salida (°C)	Figura 40
Flujo másico de agua (kg/s)	0,005-0,01-0,02 y 0,04
Velocidad del viento (m/s)	Figura 39
Caída de presión a través del colector (mm.c.a.)	Figura 38
Altura del colector, desde la entrada hasta la salida de agua. (m)	0,79
Radiación solar incidente (W/m ²)	Figura 36

Tabla 22. Datos e información a ser reportada de acuerdo a ANSI/ASHRAE 93 (1986)

Información General	
Nombre del fabricante o del proyecto	Diseño, construcción y evaluación teórico-experimental de la eficiencia de un colector solar de placa plana en Costa Rica
Modelo del colector	Colector solar de placa plana.
Detalles de construcción del colector	
Área global (m ²)	2,15
Dimensiones de la superficie absorbadora (m ²)	1,92
Dimensiones de lamina de cubierta y propiedades ópticas	2,31 m x 0,95 m x 3 mm vidrio transparente de borosilicato
Índice de refracción de la cubierta superior	1,54
Dimensiones, configuración, dirección del flujo, absorptividad (si se conoce), emitancia (si se conoce), descripción del acabado y máxima temperatura permisible (si se conoce) de la superficie absorbadora	1,95 m x 0,9 m x 0,5 mm fabricada en cobre acabado pintura negro mate, absorptividad 0,95, máxima temperatura de operación 450 °C
Espacio de aire (m), entre la placa y la cubierta transparente	0,038
Aislamiento, material y propiedades	Fibra de vidrio, conductividad 0,036 W/m K
Fluido para la transferencia de calor y sus propiedades	Agua, calor específico 4180 Jul/kg
Peso del colector (si se conoce) (kg)	65 kg – 80 kg
Capacidad volumétrica del colector (m ³)	0,054
Rango de temperatura normal de operación	22 °C – 65 °C
Mínimo flujo de operación	0,005 kg/s
Máximo flujo de operación	0,04 Kg/s
Máxima presión de operación	350 mm.c.a.
Descripción del aparato, incluido configuración e instrumentación utilizada, (incluya fotografías)	Tabla 20, Tabla 9 y Figura 48
Localización del experimento (longitud, latitud, altitud)	Tabla 6
Eficiencia térmica del colector	
Grafique la eficiencia versus $\frac{t_{f,i}-t_a}{G}$	Figura 42
Agregue una ecuación para la curva de eficiencia	Figura 42
Grafique la radiación G , m y cp como funciones continuas del tiempo	Figura 36
Hora de inicio de la prueba	6:00 am

Hora de finalización de la prueba	6:00 pm
Ángulo de inclinación del colector (grados)	19 °
Ángulo acimutal del colector (grados)	Tabla 6
Ángulo de radiación incidente (grados)	Tabla 6
Temperatura de entrada del fluido (°C)	Figura 40
Temperatura de salida del fluido (°C)	Figura 40
Velocidad del viento cerca de la superficie del colector (m/s)	Figura 39

Tabla 23 . Energía útil recolectada cada hora durante un día, utilizando los datos para un colector de placa plana.

Hora hr	T _a (°C)	G (W/m ²)	G _{difusa} (W/m ²)	G _{directa} (W/m ²)	Ángulo incidencia (grados)
6	19,2	0	0	0	90
7	20,1	184,70	56,76	127,95	75,2
8	20,2	392,40	94,24	298,16	60,4
9	20,9	576,44	123,96	452,48	45,6
10	22,0	718,97	146,18	572,79	31,0
11	23,3	808,90	160,01	648,89	17,0
12	24,1	839,61	164,71	674,91	8,1
1	24,5	808,90	160,01	648,89	17,0
2	25,1	718,97	146,18	572,79	31,0
3	25	576,44	123,96	452,48	45,6
4	25,1	392,40	94,24	298,16	60,4
5	24,8	184,70	56,76	127,95	75,2
6	24,5	0	0	0	90

$$(q_u/A_g)^* = Gt(0.76K_{at} - 0.81 \Delta_i/G_t)$$

$$(q_u/A_g)** = 0.76(G_{bp}K_{at} + G_dK_d) - 0.81(t_{f,i} - t_a)$$

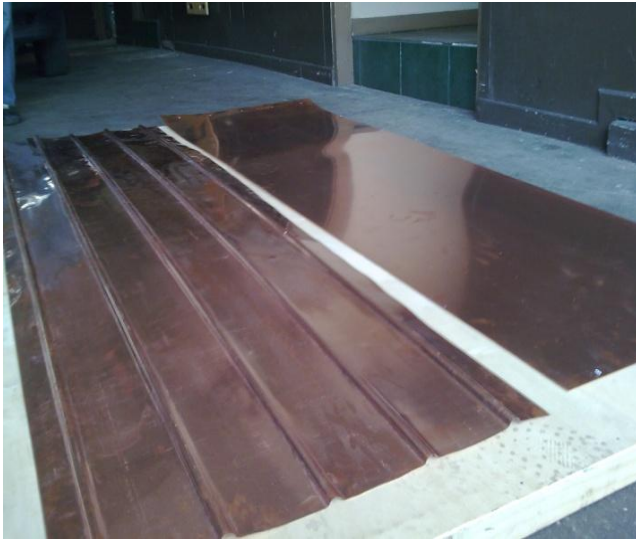
Tabla 24. Distribución chi-cuadrado (χ^2).

v/p	0,001	0,0025	0,005	0,01	0,025	0,05	0,1	0,15	0,2
1	10,8274	9,1404	7,8794	6,6349	5,0239	3,8415	2,7055	2,0722	1,6424
2	13,8150	11,9827	10,5965	9,2104	7,3778	5,9915	4,6052	3,7942	3,2189
3	16,2660	14,3202	12,8381	11,3449	9,3484	7,8147	6,2514	5,3170	4,6416
4	18,4662	16,4238	14,8602	13,2767	11,1433	9,4877	7,7794	6,7449	5,9886
5	20,5147	18,3854	16,7496	15,0863	12,8325	11,0705	9,2363	8,1152	7,2893
6	22,4575	20,2491	18,5475	16,8119	14,4494	12,5916	10,6446	9,4461	8,5581
7	24,3213	22,0402	20,2777	18,4753	16,0128	14,0671	12,0170	10,7479	9,8032
8	26,1239	23,7742	21,9549	20,0902	17,5345	15,5073	13,3616	12,0271	11,0301
9	27,8767	25,4625	23,5893	21,6660	19,0228	16,9190	14,6837	13,2880	12,2421
10	29,5879	27,1119	25,1881	23,2093	20,4832	18,3070	15,9872	14,5339	13,4420
11	31,2635	28,7291	26,7569	24,7250	21,9200	19,6752	17,2750	15,7671	14,6314
12	32,9092	30,3182	28,2997	26,2170	23,3367	21,0261	18,5493	16,9893	15,8120
13	34,5274	31,8830	29,8193	27,6882	24,7356	22,3620	19,8119	18,2020	16,9848
14	36,1239	33,4262	31,3194	29,1412	26,1189	23,6848	21,0641	19,4062	18,1508
15	37,6978	34,9494	32,8015	30,5780	27,4884	24,9958	22,3071	20,6030	19,3107
16	39,2518	36,4555	34,2671	31,9999	28,8453	26,2962	23,5418	21,7931	20,4651
17	40,7911	37,9462	35,7184	33,4087	30,1910	27,5871	24,7690	22,9770	21,6146
18	42,3119	39,4220	37,1564	34,8052	31,5264	28,8693	25,9894	24,1555	22,7595
19	43,8194	40,8847	38,5821	36,1908	32,8523	30,1435	27,2036	25,3289	23,9004
20	45,3142	42,3358	39,9969	37,5663	34,1696	31,4104	28,4120	26,4976	25,0375
21	46,7963	43,7749	41,4009	38,9322	35,4789	32,6706	29,6151	27,6620	26,1711
22	48,2676	45,2041	42,7957	40,2894	36,7807	33,9245	30,8133	28,8224	27,3015
23	49,7276	46,6231	44,1814	41,6383	38,0756	35,1725	32,0069	29,9792	28,4288
24	51,1790	48,0336	45,5584	42,9798	39,3641	36,4150	33,1962	31,1325	29,5533
25	52,6187	49,4351	46,9280	44,3140	40,6465	37,6525	34,3816	32,2825	30,6752
26	54,0511	50,8291	48,2898	45,6416	41,9231	38,8851	35,5632	33,4295	31,7946
27	55,4751	52,2152	49,6450	46,9628	43,1945	40,1133	36,7412	34,5736	32,9117
28	56,8918	53,5939	50,9936	48,2782	44,4608	41,3372	37,9159	35,7150	34,0266

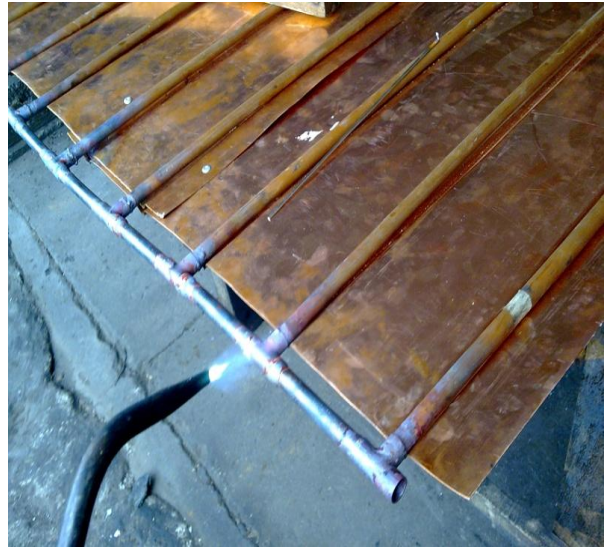
P: Probabilidad de encontrar un valor igual o mayor que el chi-cuadrado

v: Grados de libertad

Apéndice iii. Fotografías del colector construido.



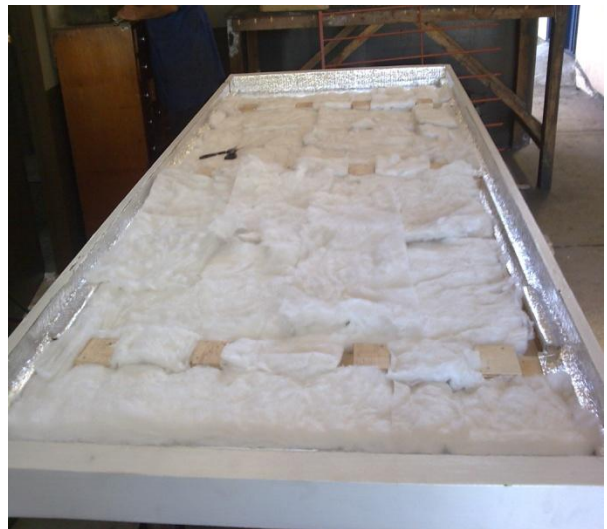
Placa colectora de cobre.



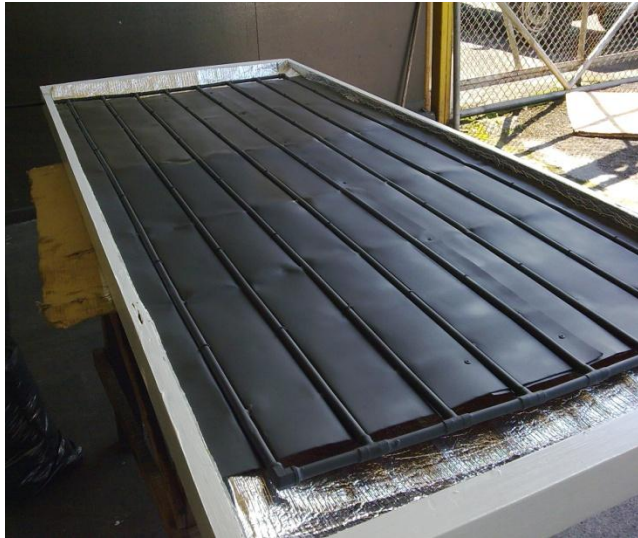
Soldadura de las tuberías a la placa



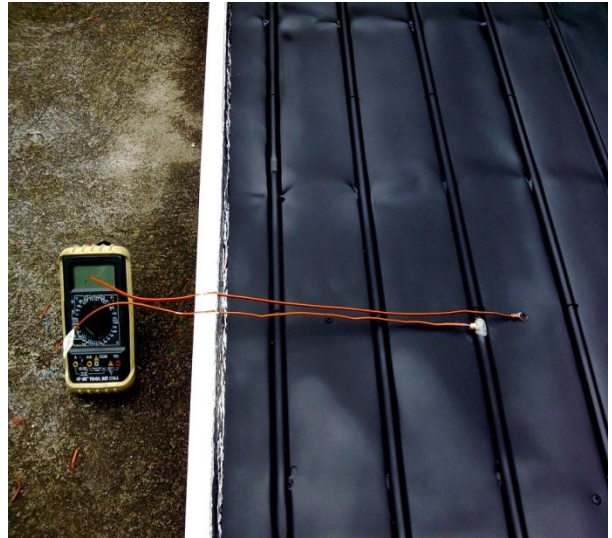
Acabado de la placa colectora



Aislamiento térmico del cajón.



Instalación de las tuberías y la placa dentro del cajón



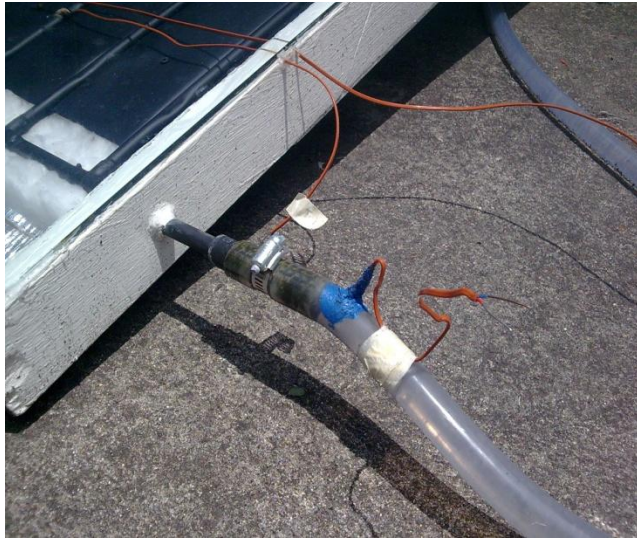
Instalación de termopares tipo k en las tuberías y centro de placa.



Aislamiento térmico del tanque de almacenamiento



Válvula de boya dentro del tanque de almacenamiento



Termopares tipo K en la entrada y salida del agua.

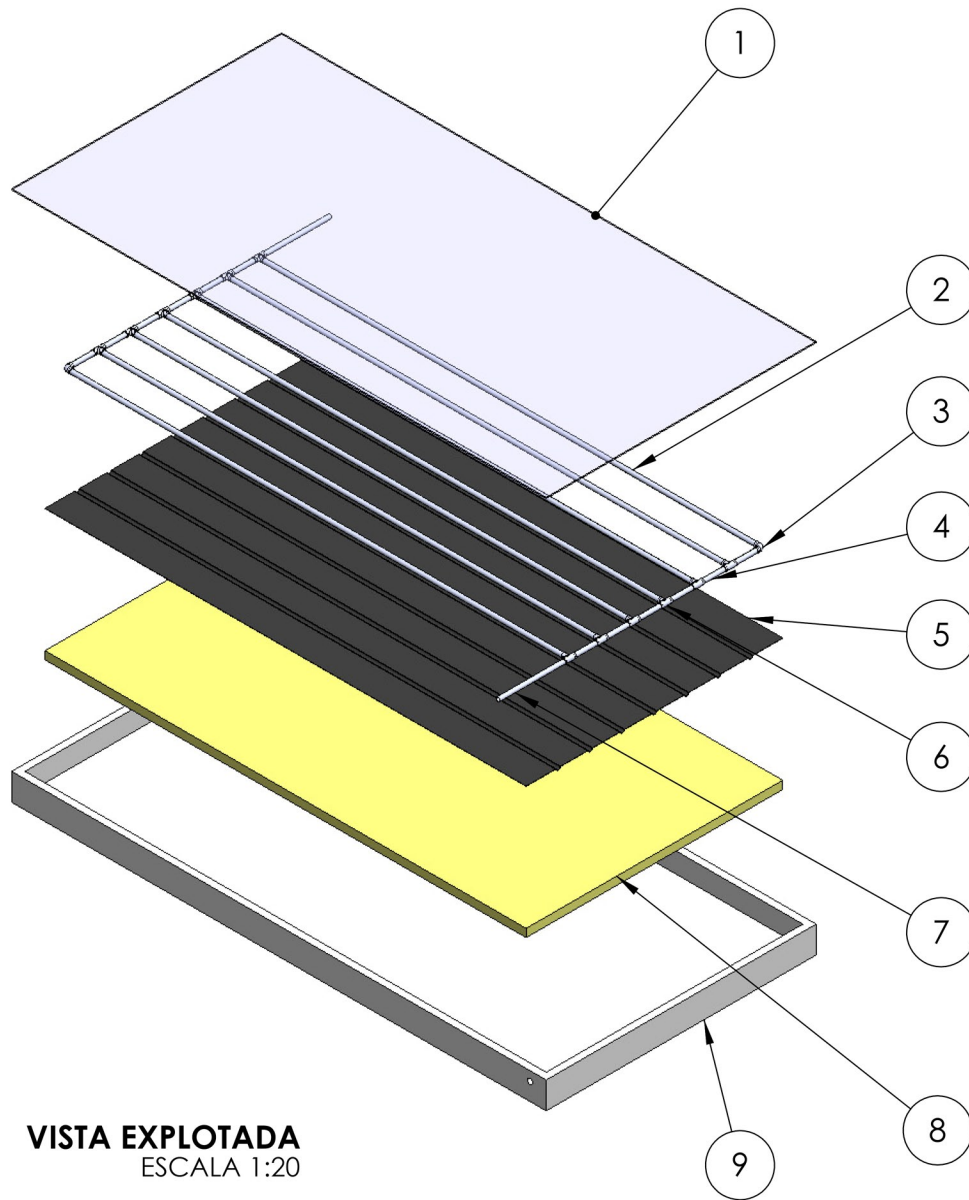


Ubicación final del colector y tanque de almacenamiento.

Figura 48. Fotografías del proceso de construcción y pruebas del colector prototipo.

Apéndice iv. Planos constructivos del colector diseñado

DWG. NO.	ColectorSolar	
REV:		FECHA:



VISTA EXPLOTADA
ESCALA 1:20

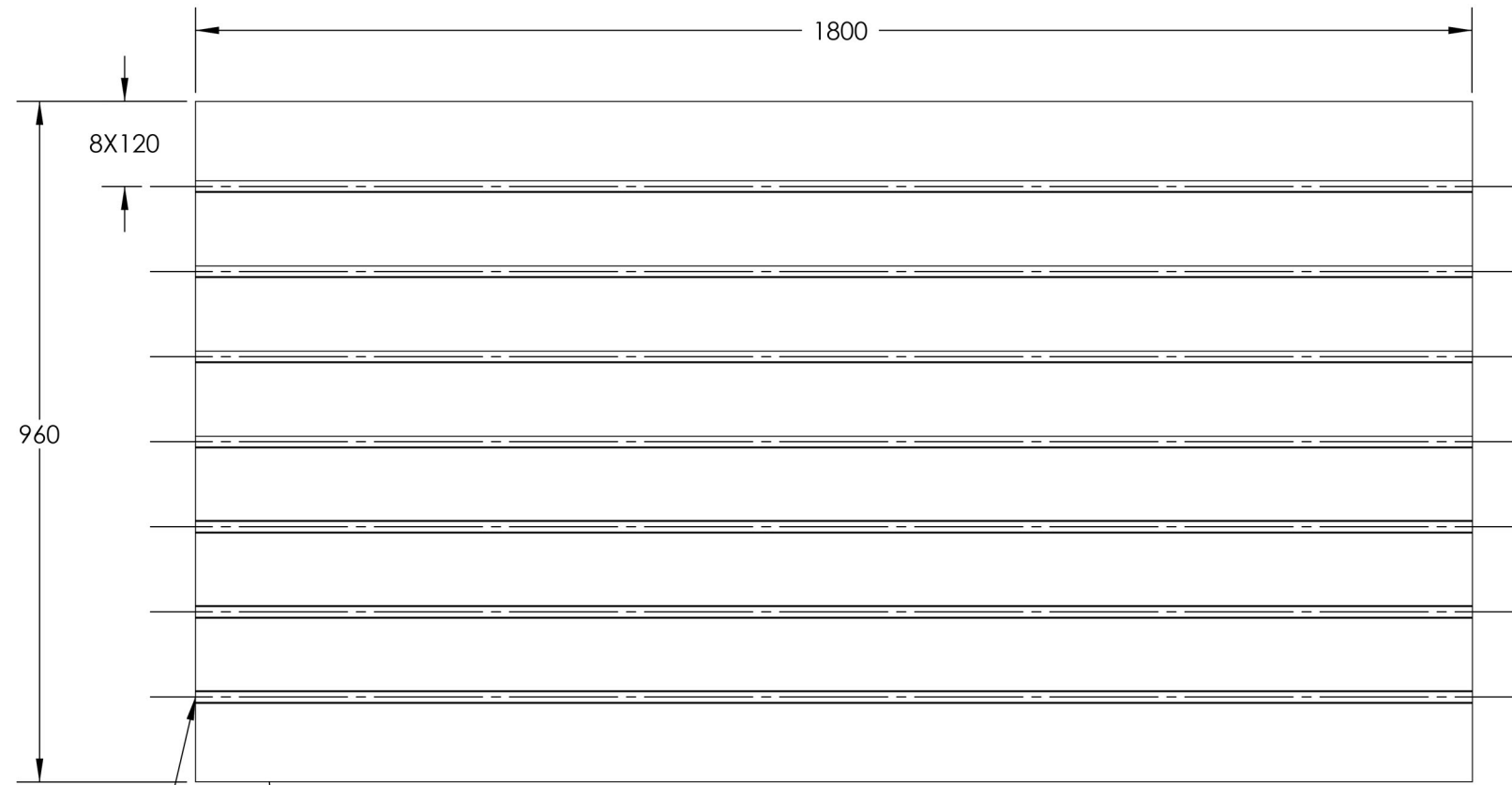
LISTA DE PARTES

PARTE	DESCRIPCION	CANTIDAD
1	LÁMINA DE VIDRIO TRANSPARENTE, ESPESOR DE 8mm	1
2	TUBERÍA DE COBRE (LONG. 1820 mm)	7
3	CODO DE COBRE DE 1/2"	2
4	TUBERÍA DE COBRE (LONG. 105 mm)	7
5	LÁMINA CORRUGADA DE COBRE, ESPESOR DE 1mm	1
6	TEE DE COBRE DE 1/2"	12
7	TUBERIA DE ENTRADA/SALIDA DE COBRE DE 1/2"	2
8	MATERIAL ASILANTE (FIBRA DE VIDRIO)	1
9	CARCASA DE MADERA CON IMPERMEABILIZANTE	1



Universidad de Costa Rica Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica		
PROYECTO: Trabajo Final de Graduación Calentador de Agua Solar		
DPTO. RESPONSABLE COMISIÓN TFG	DISEÑADO POR: RICARDO CALVO A. DANIEL GÓMEZ P. FRANCISCO MÉNDEZ	APROBADO POR:
ESCALA: INDICADA FECHA	DWG. NO. ColectorSolar	DIMENSIONES EN MILÍMETROS REV

DWG. NO.	ColectorSolar	
REV:		FECHA:



8X120

1800

960

LÁMINA CORRUGADA
ESCALA 1:10

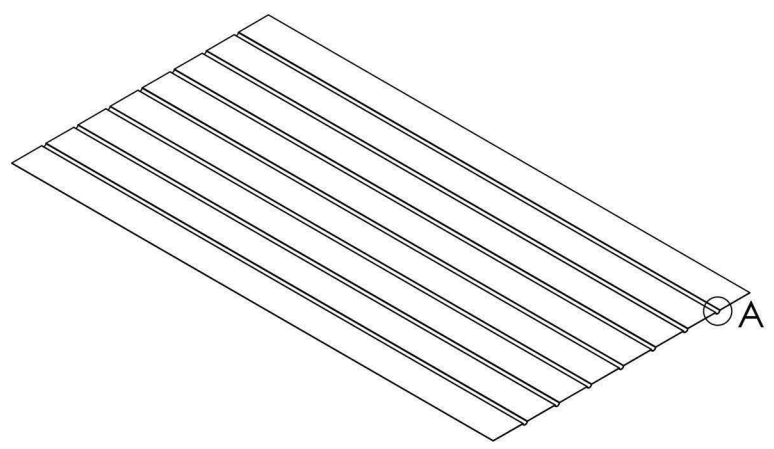
LÁMINA DE COBRE DE 6MM DE ESPESOR

CORRUGADO SEMICIRCULAR CON DIÁMETRO INTERNO DE 25.4mm

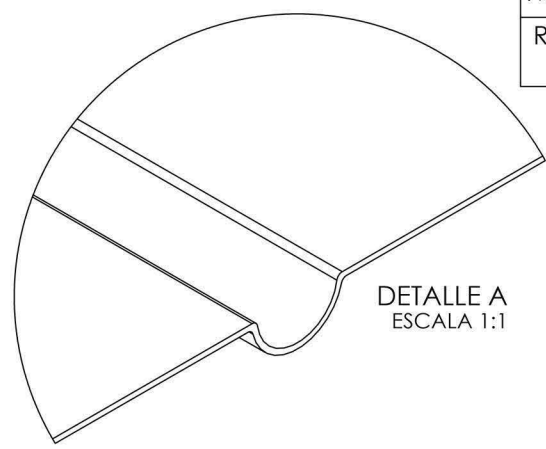


Universidad de Costa Rica Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica		
PROYECTO: Trabajo Final de Graduación Calentador de Agua Solar		
DPTO. RESPONSABLE	DISEÑADO POR:	APROBADO POR:
COMISIÓN TFG	RICARDO CALVO A. DANIEL GÓMEZ P. FRANCISCO MÉNDEZ	
ESCALA: INDICADA	DWG. NO.	REV
FECHA	ColectorSolar	

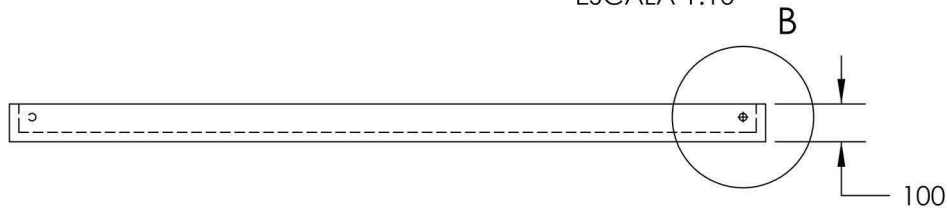
DWG. NO.	ColectorSolar
REV:	FECHA:



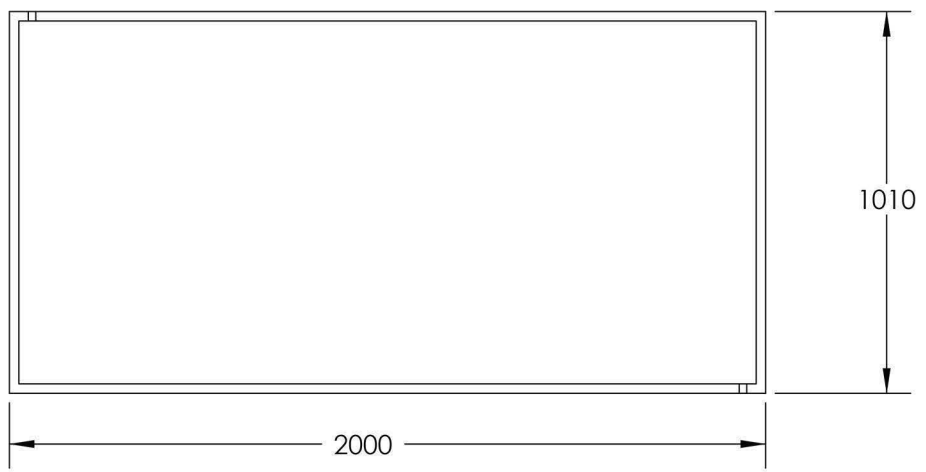
VISTA AXIONOMÉTRICA - LÁMINA CORRUGADA
ESCALA 1:10



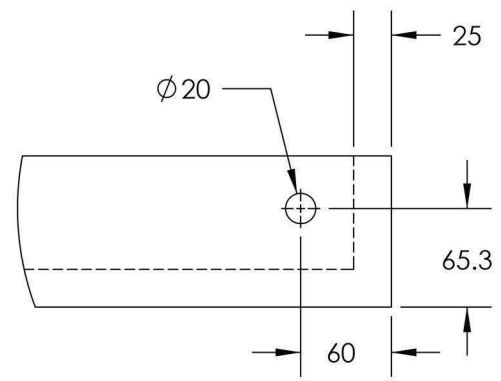
DETALLE A
ESCALA 1:1



100



CARCASA DEL COLECTOR - LÁMINA CORRUGADA
ESCALA 1:10

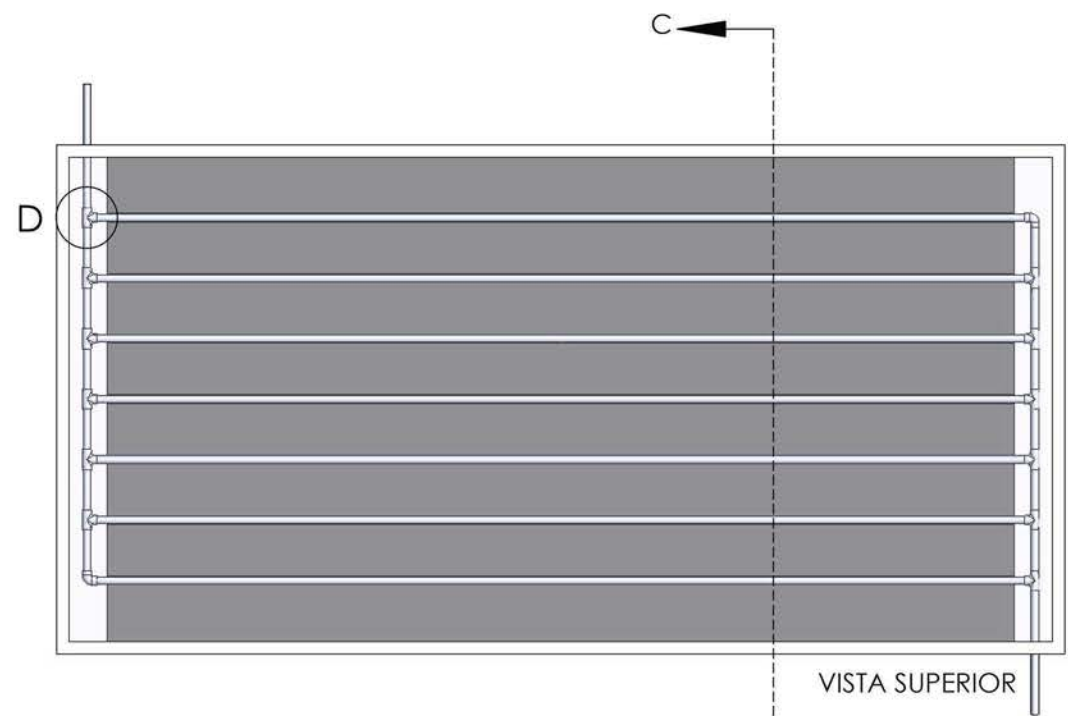


DETALLE B
ESCALA 1:5

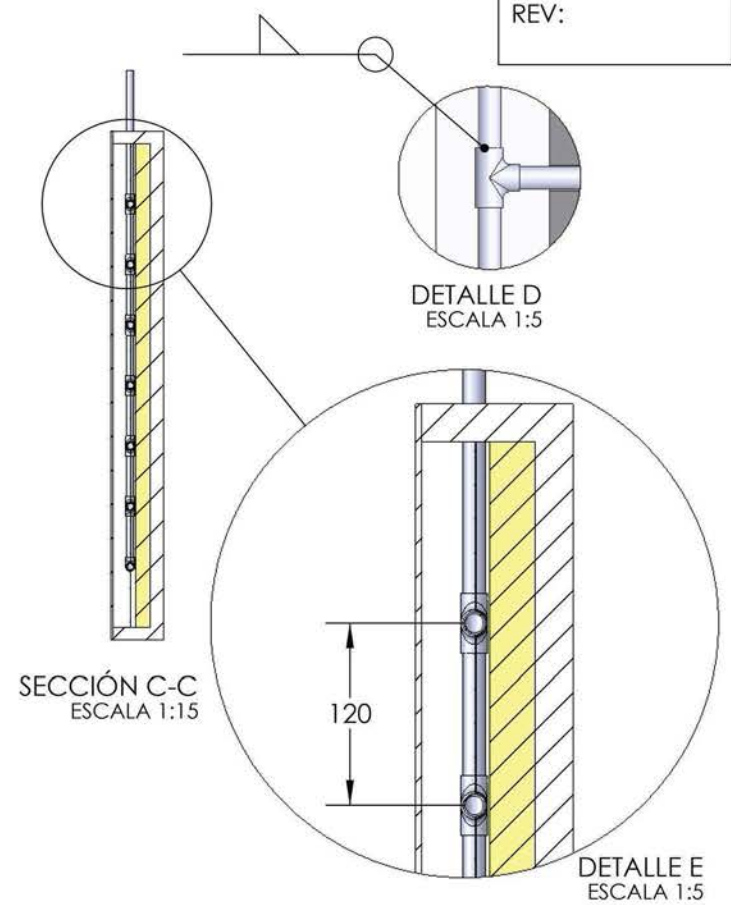


Universidad de Costa Rica Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica		
PROYECTO: Trabajo Final de Graduación Calentador de Agua Solar		
DPTO. RESPONSABLE COMISIÓN TFG	DISEÑADO POR: RICARDO CALVO A. DANIEL GÓMEZ P. FRANCISCO MÉNDEZ	APROBADO POR:
ESCALA: INDICADA FECHA	DWG. NO. ColectorSolar	DIMENSIONES EN MILÍMETROS REV

DWG. NO.	ColectorSolar	
REV:		FECHA:



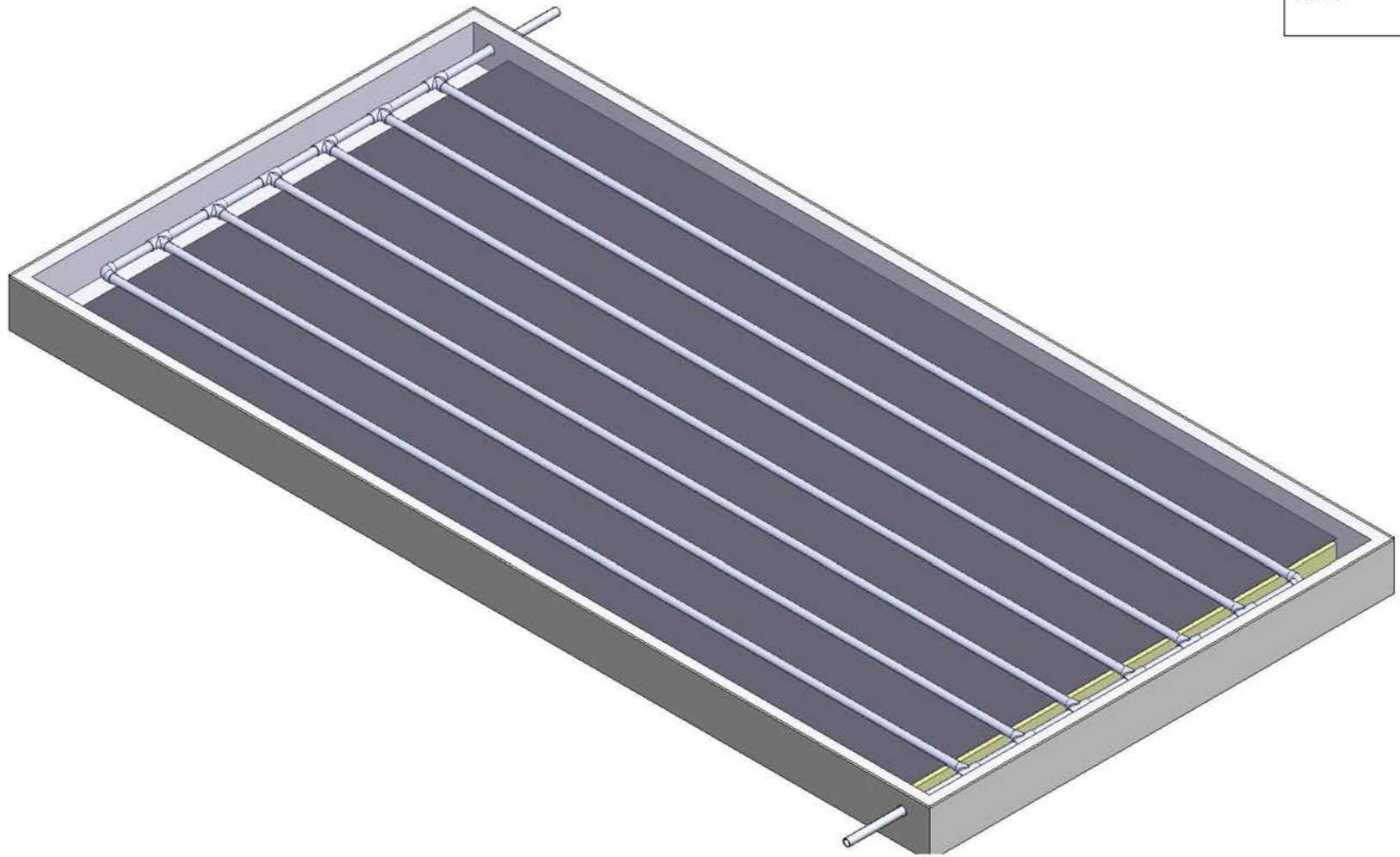
ENSAMBLE - COLECTOR SOLAR
ESCALA 1:15



Universidad de Costa Rica Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica		
PROYECTO: Trabajo Final de Graduación Calentador de Agua Solar		
DPTO. RESPONSABLE COMISIÓN TFG	DISEÑADO POR: RICARDO CALVO A. DANIEL GÓMEZ P. FRANCISCO MÉNDEZ	APROBADO POR:
ESCALA: INDICADA FECHA	DWG. NO. ColectorSolar	DIMENSIONES EN MILÍMETROS REV

1 2 3 4 5 6

DWG. NO.	ColectorSolar	
REV:		FECHA:



VISTA AXIONOMÉTRICA - COLECTOR SOLAR
 ESCALA 1:10



Universidad de Costa Rica Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica		
PROYECTO: Trabajo Final de Graduación Calentador de Agua Solar		
DPTO. RESPONSABLE COMISIÓN TFG	DISEÑADO POR: RICARDO CALVO A. DANIEL GÓMEZ P. FRANCISCO MÉNDEZ	APROBADO POR:
ESCALA: INDICADA FECHA	DWG. NO. ColectorSolar	DIMENSIONES EN MILÍMETROS REV