



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
FACULTAD DE INGENIERIA
PROGRAMA DE ESTUDIOS DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN
INGENIERÍA

ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD COMO MEDIO PARA LA OPTIMIZACIÓN
DE UN SISTEMA SOLAR PARA CALENTAMIENTO DE AGUA

T E S I S
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:
MAESTRO EN INGENIERÍA

PRESENTA:
SERGIO GARCÍA SÁNCHEZ

DIRECTOR DE TESIS
Dr. José Luis Fernández Zayas
Instituto de Ingeniería, UNAM

México, D. F. Enero 2014



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. Salinas Vázquez Martín
Secretario: Dr. Fernández Zayas José Luis
Vocal: Dr. Ambriz García Juan José
1^{er.} Suplente: Dr. Vicente y Rodríguez William
2^{do.} Suplente: Dr. León De Los Santos Gabriel

Posgrado de Ingeniería
Ciudad Universitaria, México Distrito Federal

TUTOR DE TESIS:

Dr. Fernández Zayas José Luis

FIRMA

AGRADECIMIENTOS

A la UNAM, a la Facultad de Ingeniería y al CONACyT

por el apoyo brindado para la realización de los estudios de posgrado.

Al Dr. Fernández

por el apoyo y la confianza depositada en mí para el desarrollo del tema de investigación y por sus motivadoras conversaciones.

A Elba

por formar parte de mi vida y por el apoyo incondicional en el desarrollo de éste proyecto.

Al Ing. Francisco Ángeles

por su valiosa explicación de redes de tuberías.

ÍNDICE

ÍNDICE	<i>i</i>
ÍNDICE DE FIGURAS	<i>iv</i>
ÍNDICE DE TABLAS	<i>vi</i>
NOMENCLATURA	<i>vii</i>
1. INTRODUCCIÓN	1
1.1. Resumen	1
1.2. Introducción	1
1.3. Prefacio	2
1.3.1. Sistemas de energía solar de media y baja temperatura. Situación actual de México	4
1.4. Definición del problema de investigación	5
1.5. Hipótesis	6
1.6. Objetivo general	6
1.6.1. Objetivos específicos.....	6
1.7. Justificación	6
2. ANTECEDENTES DE LA ENERGÍA SOLAR	8
2.1. El sol.....	8
2.2. Breve historia de la energía solar.....	9
3. COLECTORES SOLARES	13
3.1. Energía solar térmica	13
3.2. Breve descripción de los tipos de colectores	13
3.2.1. Colectores estacionarios	14
3.2.1.1. Colectores de placa plana	14
3.2.1.2. Colectores de tubos evacuados (ETC).....	16
3.2.1.2.1. Flujo directo.....	17
3.2.1.2.2. Con Heat Pipe	18
3.2.1.3. Colectores parabólicos compuestos (CPC)	18
3.3. Componentes principales de los sistemas solares	20
3.4. Configuración típica de los sistemas solares.....	20
3.4.1. Sistemas pasivos.....	21
3.4.1.1. Sistemas termosifón	22
3.4.1.1.1. Circulación inversa en sistemas termosifón	23
3.4.1.1.2. Configuraciones del tanque de almacenamiento	23

3.4.1.2.	Colectores con tanque de almacenamiento integrado.....	24
3.4.2.	Sistemas activos	24
3.4.2.1.	Sistemas de circulación directa.....	25
3.4.2.2.	Sistemas de calentamiento indirecto.	26
3.4.3.	Sistemas híbridos	28
4.	RADIACIÓN SOLAR Y ENERGÍA TÉRMICA.....	29
4.1.	El Sol (parte II)	29
4.2.	Radiación solar	29
4.2.1.	Constante solar (Gsc)	29
4.2.2.	Cálculo de la radiación solar.....	29
4.2.2.1.	Irradiación Global diaria.....	30
4.2.2.2.	Componentes de la irradiación global	31
4.2.2.3.	Irradiación horaria promedio mensual	31
4.2.3.	Ángulos solares	32
4.2.3.1.	Declinación (δ)	33
4.2.3.2.	Ángulo horario	35
4.2.3.3.	Ángulo de altitud del Sol α	35
4.2.3.4.	Ángulo de acimut Z	35
4.2.4.	Ángulo de incidencia θ	36
4.2.5.	Hora de amanecer, atardecer y longitud del día.....	36
4.2.6.	Atenuación de la radiación.....	37
4.2.7.	Radiación sobre un plano inclinado	37
4.3.	Transmisión de radiación solar	38
4.3.1.	Producto transmitancia – absortancia	39
4.3.2.	Radiación solar absorbida	40
4.4.	Distribución de temperaturas en el colector	41
4.4.1.	Factor de remoción de calor	45
4.4.2.	Análisis térmico del tanque de almacenamiento	46
5.	METODOLOGÍA DE CÁLCULO.....	48
5.1.	Programa de cálculo.....	48
5.2.	Temperatura ambiente	50
5.3.	Arreglo de tuberías y número de Nusselt	51
5.4.	Cálculo de la temperatura del agua en el tanque	53
5.5.	Consideraciones económicas.....	54
6.	RESULTADOS	56
6.1.	Datos para el cálculo	56
6.1.1.	Variación del parámetro β	58
6.1.2.	Variación del parámetro m	59
6.1.3.	Variación del parámetro β para cada Ac	60

6.1.4.	Variación del parámetro m para cada Ac	61
6.1.5.	Variación de ambos parámetros β y m	62
6.1.6.	Perfil de temperaturas	63
6.1.7.	Análisis de tubería.....	64
7.	CONCLUSIONES.....	65
	ANEXOS.....	67
A.1.	Temperatura máxima mensual*	67
A.2.	Temperatura mínima mensual*.....	68
A.3.	Horas de insolación mensual promedio*	69
A.4.	Humedad Relativa promedio*	70
A.5.	Días con lluvia promedio*	71
A.6.	Valores de CTACA para el análisis de Sensibilidad del parámetro m	72
A.7.	Valores de CTACA para el análisis de Sensibilidad del parámetro β	73
A.8.	Análisis de la red de tubería para diferentes flujos	74
A.9.	Perfil de temperaturas del agua en el tanque de almacenamiento	75
A.10.	Radiación Solar	76
A.11.	Análisis económico.....	77
	BIBLIOGRAFÍA	78

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.	Datos históricos de consumo de GLP. Fuente: Petróleos mexicanos (PEMEX).....	3
Figura 2.	Tasa de crecimiento de la capacidad mundial de producción de energía renovable 2006-2011. Fuente: SENER, Prospectivas de Energías Renovables 2012-2026.....	3
Figura 3.	Distribución del consumo mundial de energía renovable, 2010. Fuente: SENER, Prospectivas de Energías Renovables 2012-2026.....	4
Figura 4.	Superficie instalada de calentadores solares de agua en México, 2010. Fuente: SENER, Prospectivas de Energías Renovables 2012-2026.....	4
Figura 5.	Horno solar usado por Lavoisier.....	9
Figura 6.	Imprenta accionada mediante vapor generado en un colector parabólico [4].	10
Figura 7.	Colector solar diseñado por A. G. Eneas.	11
Figura 8.	Colectores usados por Shuman-Boy en Meadi, Egipto, 1913 [4].	11
Figura 9.	Colector típico de placa plana. a) representación gráfica de los componentes del colector. b) imagen de un colector solar.	14
Figura 10.	Componentes principales de un colector de placa plana.	15
Figura 11.	Colector de placa plana de baja temperatura fabricado en plástico.	16
Figura 12.	Colector de tubos evacuados, se puede apreciar la placa unida a un tubo.....	17
Figura 13.	Esquema de funcionamiento de los tubos evacuados con Heat Pipe.	18
Figura 14.	Tipos de absorbedores para los CPCs.....	19
Figura 15.	Arreglo de colectores parabólicos compuestos con cubierta de vidrio.	19
Figura 16.	Calentador solar termosifón en viviendas verdes.....	22
Figura 17.	Esquema circulación indirecta de un termosifón.....	23
Figura 18.	Diagrama esquemático de un sistema de circulación directa.....	25
Figura 19.	Diagrama esquemático sistema drain-down.	26
Figura 20.	Ejemplificación de posicionamiento de intercambiadores de calor: izquierda, intercambiador externo; derecha, intercambiador de manto.....	26
Figura 21.	Esquema sistema de calentamiento indirecto, nótese el intercambiador de calor interno.	27
Figura 22.	Diagrama del sistema drain-back.	27
Figura 23.	Diagrama esquemático de un sistema híbrido. Nótese el calentador externo.	28
Figura 24.	Movimiento de la Tierra alrededor del Sol.	32
Figura 25.	Posiciones del Sol a lo largo del año.	33
Figura 26.	Definición de los ángulos de declinación, latitud y horario.	33
Figura 27.	Variación del ángulo de declinación a lo largo del año.....	34
Figura 28.	Esquema ángulos de acimut y de altitud del sol.	35
Figura 29.	Esquema con los diferentes ángulos solares, superficie inclinada.	36
Figura 30.	Atenuación de la radiación por masa de aire.....	37
Figura 31.	Radiación solar directa sobre un plano horizontal e inclinado.	37
Figura 32.	Ángulos de incidencia y refracción de un rayo pasando a través de dos medios.....	39
Figura 33.	Radiación transferida desde la cubierta hasta la placa absorbedora.	40

Figura 34.	Ganancia y pérdida de calor en el colector solar.	41
Figura 35.	Diagrama para el balance de energía en las aletas.	42
Figura 36.	Flujo de energía a través de un elemento infinitesimal a lo largo del tubo.....	45
Figura 37.	Diagrama de flujo del programa del programa de cálculo desarrollado.	49
Figura 38.	Interfaz gráfica del programa del programa de cálculo desarrollado.....	50
Figura 39.	Comprobación del modelo matemático para la T_{amb}	51
Figura 40.	Arreglo de colectores propuesto.....	52
Figura 41.	Análisis de sensibilidad del parámetro β	61
Figura 42.	Análisis de sensibilidad del parámetro m	62
Figura 43.	Análisis hidráulico del sistema solar.....	64
Figura 44.	Perfil de temperaturas del caso base $Ac, \beta, m = 80,30,0.4$	75
Figura 45.	Perfil de temperaturas del caso optimizado $Ac, \beta, m = 76,27.5,0.8$	75
Figura 46.	Radiación Solar máxima incidente sobre un plano a diferentes valores de β	76

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.	Área instalada de colectores solares, ANES.	5
Tabla 2.	Potencial estimado de instalación de sistemas de calentamiento solar de agua (m ² /año). Fuente: SENER, Prospectivas de Energías Renovables 2012-2026.	5
Tabla 3.	Composición del Sol	8
Tabla 4.	Propiedades de los colectores estacionarios seleccionados.....	13
Tabla 5.	Clasificación general de los sistemas solares para calentamiento de agua de baja y media temperatura.	24
Tabla 6.	Factores de estación para cálculo de irradiación global	31
Tabla 7.	Número de días característicos mensuales.....	34
Tabla 8.	Datos geográficos, geométricos y requerimientos para el cálculo.	56
Tabla 9.	Características geométricas y de transferencia de calor de los colectores.	56
Tabla 10.	Costos unitarios y consideraciones económicas del sistema solar propuesto.	57
Tabla 11.	Detalles de la extracción de agua caliente del tanque.....	57
Tabla 12.	Características del que de almacenamiento de agua caliente.....	57
Tabla 13.	Longitudes de tuberías y accesorios para suministro y retorno de agua.	58
Tabla 14.	Análisis de sensibilidad parámetro β , incremento de 10 grados.....	58
Tabla 15.	Análisis de sensibilidad parámetro β , incremento de 1 grado.	59
Tabla 16.	Análisis de sensibilidad parámetro β , incremento de 0.1 grado.	59
Tabla 17.	Análisis de sensibilidad parámetro m , incremento de 0.1 [kg/s].....	59
Tabla 18.	Resultados análisis sensibilidad $0 \leq \beta \leq 60$	60
Tabla 19.	Resultados análisis de sensibilidad $20 \leq \beta \leq 30$	60
Tabla 20.	Resultados análisis de sensibilidad $25 \leq \beta \leq 26$	61
Tabla 21.	Resultados análisis de sensibilidad para $0.1 \leq m \leq 1.5 \text{ kgs}$	62
Tabla 22.	Resultado análisis para el parámetro β y $m = 0.8 \text{ kgs}$	63
Tabla 23.	Resultado análisis para el parámetro m y $\beta = 27.5 \text{ grados}$	63
Tabla 24.	Temperaturas medias del agua en el tanque de almacenamiento.....	63
Tabla 25.	Resumen de CTACA a diferentes valores de β y m	64
Tabla 26.	Temperaturas máximas de las localidades seleccionadas.	67
Tabla 27.	Temperaturas mínimas de las localidades seleccionadas.....	68
Tabla 28.	Horas de insolación de las localidades seleccionadas.....	69
Tabla 29.	Humedad relativa de las localidades seleccionadas.	70
Tabla 30.	Días con lluvia promedio de las localidades seleccionadas.	71
Tabla 31.	Resultados del análisis de sensibilidad para el parámetro m (completo)	72
Tabla 32.	Resultados del análisis de sensibilidad para el parámetro β (completo)	73
Tabla 33.	Análisis de la red de tuberías del sistema solar.	74
Tabla 34.	Datos de operación de los circuladores seleccionados.....	74
Tabla 35.	Perfil de temperaturas para diferentes pares de datos.....	76
Tabla 36.	Flujo de efectivo para el caso base $Ac, \beta, m = 80,30,0.4$	77
Tabla 37.	Flujo de efectivo para el caso base $Ac, \beta, m = 76,27.5,0.8$	77

NOMENCLATURA

Símbolos

ϕ	grados	Latitud del sitio
λ		Factor empírico de latitud
$\psi_{i,j}$		Factor empírico para cálculo de radiación solar.
δ	grados	Ángulo de declinación solar
ω_{ss}	grados	Ángulo horario del atardecer.
ω_{sr}	grados	Ángulo horario del amanecer.
ω	grados	Ángulo horario.
α	grados	Ángulo de altitud del Sol.
		Absortancia de la cubierta de vidrio.
θ_z	grados	Ángulo de cenit.
Z	grados	Ángulo de acimut
θ	grados	Ángulo de incidencia de los rayos del Sol sobre una superficie.
γ	grados	Ángulo de acimut (formado entre la proyección de la normal a la superficie y el sur)
β	grados	Ángulo de inclinación de los colectores solares,
ρ		Refractancia de la cubierta de vidrio.
τ		Transmitancia de la cubierta de vidrio.

Abreviaturas

A_c	m^2	Área de colectores.
C_p	$kJ/kg K$	Calor específico del agua
G_{sc}	W/m^2	Constante solar
H_t	MJ/m^2	Irradiación global total diaria
H_d	MJ/m^2	Irradiación global difusa.
H_b	MJ/m^2	Irradiación global directa.
H_0	MJ/m^2	Irradiación extraterrestre global.
\bar{I}	MJ/m^2	Irradiación total horario promedio.
\bar{I}_b	MJ/m^2	Irradiación directa horario promedio.
\bar{I}_d	MJ/m^2	Irradiación difusa horario promedio.
n		Número de día del año
H_{ss}	hrs.	Hora del atardecer.
H_{sr}	hrs.	Hora del amanecer.
N	hrs.	Longitud del día solar.
h_{fi}	$kW/m^2 C$	Coefficiente de transferencia de calor entre el tubo y el agua circulante.
hf_{tot}	m	Carga dinámica total en la tubería.
n_x		Índice de refracción para los diferentes medios.
M	kg	Capacidad de almacenamiento del tanque.
M_e	kg/s	Flujo másico de agua extraída del tanque.
\dot{m}	kg/s	Flujo másico en la red de tuberías.
R_b		Factor de proyección.
G_{TA}	W/m^2	Radiación horaria absorbida.
G_b	W/m^2	Radiación directa horaria.
G_d	W/m^2	Radiación difusa horaria.
e_p	m	Espesor de la placa.
F_R		Factor de remoción de calor.

Abreviaturas

U_L	$kW/m^2 C$	Coeficiente total de pérdidas en el colector.
U	$kW/m^2 C$	Coeficiente de pérdidas totales en el tanque de almacenamiento.
T_a	C	Temperatura ambiente.
T_c	C	Temperatura del colector.
T_s	C	Temperatura del agua a la salida del colector.
T_i	C	Temperatura del agua a la entrada del colector.
T_0	C	Temperatura del agua de repuesto.
		Temperatura ambiente del agua.
T_T	C	Temperatura del agua en el tanque de almacenamiento.
T_{asg}	C	Temperatura asegurada.
ΔT_T	C	Diferencial de temperatura en el tanque de almacenamiento.
Q_u	W	Calor útil ganado en los colectores solares.
Q_e	W	Energía extraída por el agua a proceso del tanque.
Nu		Número de Nusselt.
Re_x		Número de Reynolds, para los diferentes tramos de tubería.
Pr		Número de Prantl
Gz		Número de Graetz.
$L_{H,laminar}$	m	Longitud capa límite hidráulica desarrollada.
$L_{T,laminar}$	m	Longitud de desarrollo de la capa límite térmica.
A	<i>pesos</i>	Flujo nivelado, resultado del análisis económico.
$CAGLP$	<i>pesos</i>	Calentamiento de agua con gas LP.
$CTACA$	<i>pesos</i>	Costo total anual de calentamiento de agua.
V_x	$[m/s]$	Velocidad del agua, para los diferentes tramos de tubería.
n_i	hrs.	Horas promedio de insolación por día durante el mes
r	días	Número de días lluviosos durante el mes
M	días	Número de días en el mes
h_r	%	Humedad relativa

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Resumen

En la actualidad, con el incremento en los precios de los combustibles fósiles y de las energías derivadas de ellos es necesario buscar alternativas energéticas sustentables para cubrir las necesidades de los diversos sectores; industrial, comercial y doméstico. Las energías renovables son las fuentes que en los últimos años han retomado importancia, una de ellas la solar. Los captadores solares son diseñados para convertir la radiación solar en energía térmica útil, por lo que un correcto dimensionamiento de los sistemas de calentamiento, en este caso para calentamiento de agua, nos conducirá a ahorros en combustibles y a reducir la inversión inicial de los proyectos. Con la finalidad de lograr tal propósito se realizó un análisis de sensibilidad para dos parámetros de operación de un sistema solar híbrido (Energía solar más gas licuado de petróleo) para calentamiento de agua, con el objetivo de minimizar los costos de inversión y operación del sistema, en otras palabras, obtener mayores beneficios económicos.

Se modeló el comportamiento de la temperatura en el tanque de almacenamiento mediante el desarrollo de un programa de cálculo, los parámetros seleccionados fueron: ángulo de inclinación de los captadores solares y flujo másico de agua a través de los colectores. Para cada valor de ángulo y flujo se modificó el área de captación o número de colectores solares instalados, con la finalidad de obtener gráficas de costo anual de calentamiento del agua (inversión inicial más gastos de operación) contra área de captación, mismas que tienen un comportamiento parabólico. Consecuentemente, se obtuvo el valor mínimo para cada par de parámetros, además de conocer el número de colectores solares para el que se presenta dicho valor.

A lo largo del documento se explorarán las particularidades de la energía solar y su aplicación, comenzando con una breve historia de la energía solar. Posteriormente, se describen los ángulos que modelan el movimiento del Sol a lo largo del año; por último, se presenta la teoría básica para el cálculo de la ganancia térmica del agua que circula a través de un colector solar y el cálculo de pérdidas en los elementos del sistema, pasando por la teoría para el cálculo de la radiación solar mediante modelos matemáticos probados, con uso de datos climatológicos. Además se muestran los resultados obtenidos de un programa desarrollado para ese fin.

Los resultados son congruentes con la mayoría de los autores y fabricantes de captadores solares quienes afirman que los valores de inclinación del colector solar deben de estar dentro de un rango entre la latitud del emplazamiento y la latitud del emplazamiento más 10 grados. Partiendo de un caso base con ángulo de inclinación igual a 30 grados y un flujo másico de 0.4 kilogramos por segundo se encontró que el valor óptimo es para 27.5 grados y un flujo igual con 0.8 kilogramos por segundo hecho que muestra un sistema bien dimensionado.

Los ahorros generados son del orden de 2,000 pesos mexicanos anuales, lo que nos lleva a considerar el cambio del circulador de agua caliente, equipo de fácil reemplazo por otro con características de succión y descarga similares, puesto que no es factible el cambio en el ángulo de los colectores a causa de la estructura metálica ni tampoco de las red de tuberías para modificar el flujo másico. Por otro lado, el cambio del circulador de agua nos conduciría a obtener un valor cercano a cero en el valor presente del flujo neto de efectivo del proyecto. Dicho lo anterior, la metodología propuesta es de gran utilidad para el diseño de sistemas de captación solar nuevos más que para modificar los existentes, aunque es de gran ayuda para evaluar el desempeño de sistemas en operación.

1.2. Introducción

El Sol es la principal fuente de energía de nuestro planeta, gracias a ella contamos con diferentes tipos de energía que actualmente utilizamos. El Sol como fuente de energía para el desarrollo de la vida en nuestro planeta ha sido de vital importancia en la vida cotidiana. Por ejemplo, desde siglos atrás ha sido utilizada como medio para secado de alimentos a fin de preservarlos.

La energía solar es una de las fuentes renovables de energía más importantes, misma que se puede transformar en energía térmica o eléctrica. Se utiliza para la generación de energía térmica para uso directo como el calentamiento de fluidos como el agua, cocción de alimentos o para la generación de energía eléctrica a través de generación de vapor. Dentro de la producción térmica encontramos un catálogo de dispositivos para su aprovechamiento, como los colectores parabólicos de concentración, los de tubos evacuados y colectores de placa plana, por mencionar algunos, los cuales se pueden clasificar acorde a las temperaturas que son capaces de producir, hablando de calentamiento de un fluido.

El desarrollo de colectores solares se vio disminuido por la explotación de recursos de origen fósil, tales como el carbón y petróleo, recobrando su importancia con las crisis petroleras de los años setentas. Con el aumento en los precios de los hidrocarburos debido a su escasez, las energías renovables han recobrado la importancia perdida en los años de prosperidad petrolera.

Los colectores solares son el corazón de un sistema solar para calentamiento de agua, por lo que es esencial seleccionar adecuadamente los parámetros de operación del mismo sistema, tales como la inclinación del colector respecto a la horizontal, la orientación respecto al Sur, la selección del equipo de bombeo y tipos de aislamiento a utilizar en el tanque de almacenamiento de agua caliente y tuberías de suministro y retorno de agua. El buen dimensionamiento y diseño del sistema solar pueden conducir a beneficios económicos al reducir el consumo de otras fuentes de energía, llamémosle gas licuado de petróleo (GLP) y/o gas natural. Un sistema solar para calentamiento de agua, y en general cualquier sistema solar, no es autónomo debido a las condiciones climáticas cambiantes y a la dificultad de predecirlas, como consecuencia, se debe de tener otra fuente de energía como respaldo.

El presente documento, define los valores para los cuales un sistema solar nuevo o existente es más eficiente, a través de un análisis de sensibilidad, donde se optimizarán técnica y económicamente dos parámetros seleccionados a mencionar: ángulo de inclinación β y flujo másico de agua \dot{m} que circula a través de la red de tuberías. El análisis también buscará el área que logre los valores mínimos de costo de inversión y operación (costos de equipos y gas adicional) a lo largo de un año bajo un esquema de financiamiento, mediante la generación de gráficas de costo total anual de calentamiento de agua (CTACA) contra área de captación.

Para el presente trabajo se utilizaron colectores de placa plana para calentamiento de agua para uso de agua a baja temperatura (inferior a 80°C) debido a su resistencia, vida útil y relativo costo bajo a largo plazo.

1.3. Prefacio

Por definición, el desarrollo sustentable es aquel que satisface las necesidades sin poner en riesgo la capacidad o medios para satisfacer las necesidades de las generaciones futuras, esto significa que la utilización de tecnologías que ayuden a la preservación del medio ambiente es necesaria. Debemos de diversificar nuestras fuentes de energía, de tal forma que logremos una independencia de los combustibles fósiles, que a su vez, son los precursores de problemas ambientales severos. El empleo de energías renovables tales como la solar, eólica, mareomotriz, entre otras, nos conducirá a reducir nuestra huella ecológica, reduciendo los costos asociados a ella (costos sociales y ambientales). Las instalaciones solares térmicas no vierten ningún tipo de contaminante a la atmósfera, su energía se produce donde se consume, son fáciles desinstalar y dependen de una tecnología probada. Por todas estas razones, la energía solar térmica está perfectamente en línea con la sustentabilidad.

En la actualidad, la estructura energética se basa, en gran medida, en el consumo de los energéticos de origen fósil (carbón, petróleo y gas natural) y nuclear, dejando aparte la energía hidráulica. Esta situación conduce a emisión de gases efecto invernadero (GEI), generación de residuos sólidos y líquidos, riesgo de accidentes graves y agotamiento paulatino de los yacimientos existentes. A fin de no llegar a una situación insostenible, es preciso acudir a fuentes de energía alternas, poner a punto la tecnología que aumente su eficiencia y crear los instrumentos sociales y políticos que favorezcan su viabilidad económica.

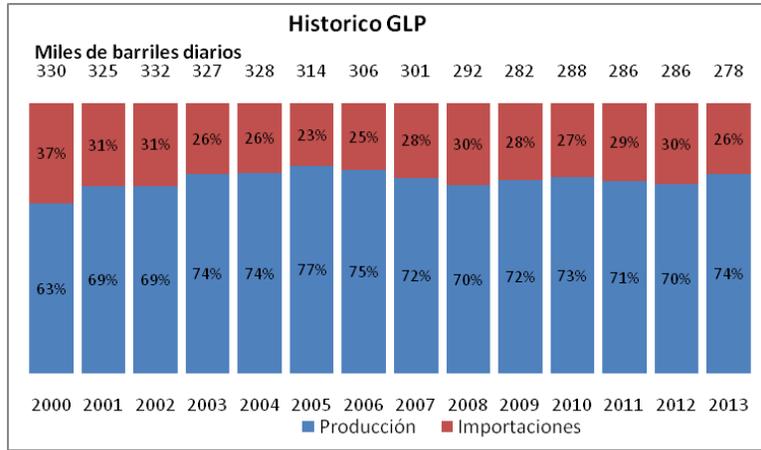


Figura 1. Datos históricos de consumo de GLP. Fuente: Petróleos mexicanos (PEMEX).

Una de las problemáticas de nuestro país es la falta de capacidad para producir el total de los energéticos que se consumen. Por ejemplo, acorde a datos del Instituto Nacional de Estadística y Geografía (INEGI) y Petróleos Mexicanos (PEMEX) las importaciones de GLP se han mantenido en un intervalo del 30% del consumo total a lo largo de la última década, Figura 1. A causa de que la industria petroquímica de nuestro país ha sufrido un abandono por falta de inversión, la demanda de derivados de petróleo ha superado la capacidad de producción nacional, por lo que se importan diversos productos, entre ellos GLP. Además, los precios que se fijan en México no reflejan los precios internacionales del GLP, otorgando un subsidio al combustible lo que representa una carga fiscal para PEMEX.

En los últimos años la participación y evolución de la producción de energía a través de energías renovables ha crecido a tasas de entre el 17% y 58%. En 2010, la energía proveniente de fuentes renovables suministró el 16.7% del consumo final de energía, considerándose como fuentes renovables a la biomasa tradicional, a las grandes hidroeléctricas, así como a las llamadas “nuevas” energías renovables, tales como pequeñas centrales hidroeléctricas, bio-energéticos, energía eólica, solar y geotérmica.

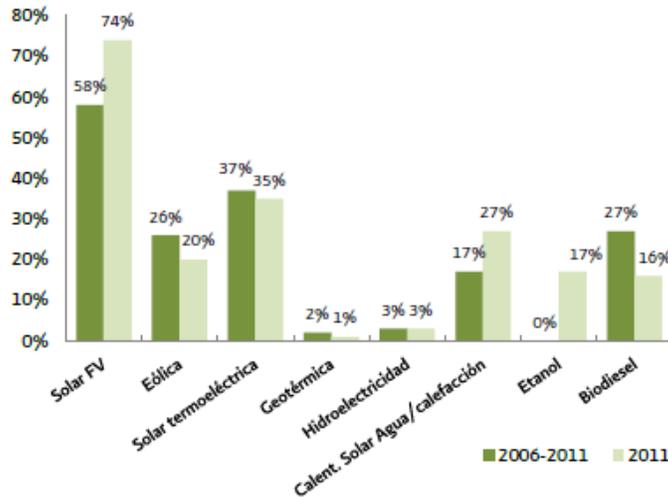


Figura 2. Tasa de crecimiento de la capacidad mundial de producción de energía renovable 2006-2011. Fuente: SENER, Prospectivas de Energías Renovables 2012-2026.

Como se observa en la Figura 3, la biomasa tradicional representó casi el 50% de la energía renovable consumida en el mundo. Entre sus principales usos están la preparación de alimentos y la calefacción. Su demanda ha crecido lentamente, a una tasa media de crecimiento anual de 1.3% durante el periodo 1990-

2010, incluso ha disminuido en algunas regiones donde se utiliza de manera más eficiente o ha sido reemplazada por formas más modernas de energía.

Cabe destacar, que la energía renovable ha sustituido gradualmente a los combustibles convencionales en cinco mercados distintos: la generación de electricidad, calentamiento de agua, calefacción, combustibles para transporte y la provisión de energía en centros rurales alejados de la red energética.

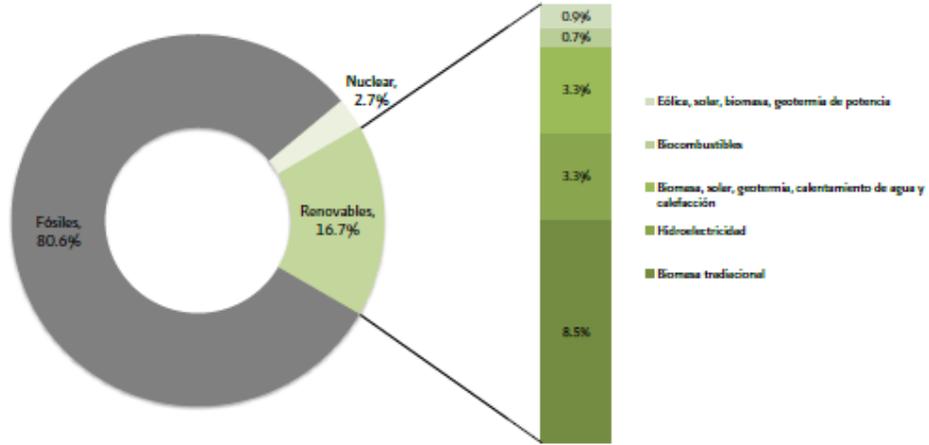


Figura 3. Distribución del consumo mundial de energía renovable, 2010. Fuente: SENER, Prospectivas de Energías Renovables 2012-2026.

1.3.1. Sistemas de energía solar de media y baja temperatura. Situación actual de México

En la actualidad, la energía solar térmica en México se aplica fundamentalmente en el calentamiento de agua para usos residenciales, institucionales y recreativos; de acuerdo con estadísticas de la Asociación Nacional de Energía Solar (ANES) y la Secretaría de Energía (SENER), hasta el año 2010 se encontraban instalados cerca de 1.66 millones de metros cuadrados de superficie de colección, con una generación de calor útil de $1,332.78GWh_t/año$. La distribución de la capacidad instalada en el año 2010 se puede apreciar en la Figura 4.

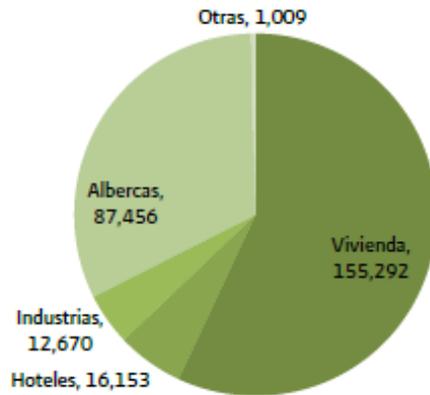


Figura 4. Superficie instalada de calentadores solares de agua en México, 2010. Fuente: SENER, Prospectivas de Energías Renovables 2012-2026.

Calentamiento de agua para albercas, hoteles, clubes deportivos, casas habitación, hospitales, sector agropecuario e industrias, Tabla 1.

Tabla 1. Área instalada de colectores solares, ANES.

Año	m ²	Acumulado	Calor útil [PJ]
2001	74,609	447,704	2.16
2002	50,911	498,615	2.40
2003	75,304	573,919	2.76
2004	68,725	642,644	3.07
2005	100,348	742,992	3.51
2006	96,694	839,686	3.91
2007	154,267	993,953	4.53
2008	165,633	1,159,586	5.58
2009	233,336	1,392,922	6.71
2010	272,580	1,665,502	4.80

Una estimación realizada con base en los consumos actuales de energéticos y el número de instalaciones existentes para varios tipos de usuarios, considerando tanto las tasas de reposición de los equipos, el crecimiento de la economía, Tabla 2, y del sector residencial en particular, ubica un potencial de mercado de más de dos millones de metros cuadrados de calentadores solares de agua al año, lo que podría significar un crecimiento anual del 32% durante los siguientes 10 años.

Tabla 2. Potencial estimado de instalación de sistemas de calentamiento solar de agua (m²/año). Fuente: SENER, Prospectivas de Energías Renovables 2012-2026.

Sector	Existente	Nueva construcción	Subtotal
Residencial	920,000	684,000	1,604,000
Hoteles	98,787	69,151	167,937
Hospitales	6,098	4,269	10,367
Industria embotelladora	100,006	70,004	170,011
Agronegocios	98,787	69,151	167,937
Total	1,223,678	896,575	2,120,252

1.4. Definición del problema de investigación

La selección y cálculo adecuado de los parámetros de operación de los sistemas solares híbridos para calentamiento de agua puede conducir a la reducción en el tamaño del tanque de almacenamiento y del área de captación, o simplemente repercutir en el incremento de la temperatura del agua, lo cual depende de los requerimientos de calentamiento de la misma. Acorde a la literatura y estudios realizados anteriormente, se sabe que un menor flujo de agua en los colectores incrementa la temperatura del agua a la salida de los mismos, por lo que con el incremento del flujo másico a través de ellos se lograrán menos pérdidas de calor en los colectores y en la tubería de transporte. Respecto al ángulo de inclinación de los colectores se plantea la optimización para un año completo puesto que resulta económicamente no viable la utilización de sistemas automáticos para el cambio del ángulo para cada estación del año. Acorde a la experiencia, se sabe que a un ángulo de inclinación igual a la latitud del emplazamiento se logran los mejores beneficios a lo largo del año.

1.5. Hipótesis

Es posible encontrar entre los valores de los parámetros de operación β , \dot{m} y A_c que optimicen económicamente al sistema solar, mediante un análisis de sensibilidad para los dos primeros parámetros. Estos nos conducirán a una reducción en la inversión inicial y en los costos de operación.

1.6. Objetivo general

Hallar los valores de los parámetros β , \dot{m} y A_c que optimicen tanto técnica como económicamente a un sistema solar para calentamiento de agua conformado por colectores solares de placa plana mediante un análisis de sensibilidad de los parámetros seleccionados.

1.6.1. Objetivos específicos

Modelar el sistema solar para calentamiento de agua mediante el desarrollo de un programa de cálculo que sea capaz de realizar un análisis para un año completo. El programa incluirá modelos matemáticos para la estimación de la radiación solar basada en modelos propuestos por investigadores del Instituto de Ingeniería.

Realizar el modelado del comportamiento de las temperaturas horarias del agua en el tanque de almacenamiento a diferentes valores del ángulo de inclinación β y del flujo másico \dot{m} a diferentes áreas de captación, cuando se extrae agua del tanque en un horario fijo.

Optimización mediante observación del comportamiento de las temperaturas del agua en el tanque de almacenamiento respecto a los parámetros de estudio, así como de la variación de las dimensiones del área de captación, mediante la variación de los costos de equipos y consumos de GLP y energía eléctrica.

1.7. Justificación

La selección de los parámetros de operación de cualquier sistema es parte fundamental para el buen funcionamiento del mismo, y los sistemas solares no son la excepción. En el caso específico de estudio, la elección del flujo másico en los colectores depende de la cantidad de ellos, la inclinación y la temperatura deseada o "garantizada" por lo que se debe de elegir adecuadamente y con base a un análisis exhaustivo. Generalmente este flujo es pequeño; primeramente por la cantidad de colectores y el tamaño del sistema de bombeo que representa, dicho flujo no puede ser tal que a la salida de los colectores se supere la temperatura de saturación a la presión de operación (no llegar a un punto de estancamiento). Considerando bajo estas circunstancias un sistema de control automático nos llevaría a que el sistema operaría de manera intermitente, en otras palabras, no se lograría el objetivo: calentamiento de agua; segundo, se deben de considerar los aspectos económicos de la operación de sistemas de bombeo de mayores dimensiones.

En cuanto a la inclinación de los colectores, se sabe que el grado de inclinación responde a varios factores, entre los cuales se encuentra la latitud del lugar y la declinación solar, es decir, la estación del año o mes de interés acorde a los requerimientos de agua caliente. En muchas ocasiones este parámetro es seleccionado, como regla general, igual a la latitud más diez grados [26], lo cual arroja buenos resultados en general, aunque se puede realizar un estudio para lograr los mejores resultados para cada mes y/o para un año de operación.

Con el incremento en los precios de los combustibles fósiles en los últimos años, los sistemas solares se convierten en una alternativa de inversión a corto y mediano plazo. La disminución en la capacidad de producción nacional tanto de gas natural como licuado de petróleo nos conduce a una dependencia de grandes países productores de los mismos. Bajo este contexto, los tiempos de retorno de la inversión se reducirán (aunque considerando el creciente interés por el gas shale esto puede cambiar en los siguientes

años) y considerando optimizar los sistemas nuevos y existentes se lograrán mayores beneficios económicos.

La utilización de colectores planos responde al aumento en la importación de colectores de tubos evacuados, principalmente de China, que por un lado deterioran la economía nacional por sus bajos costos de inversión. Por otra parte, los colectores de placa plana tienen una vida útil mayor en comparación con los otros, aunque se lograrán temperaturas inferiores.

2. ANTECEDENTES DE LA ENERGÍA SOLAR

2.1. El sol

El Sol es una esfera formada por materia incandescente con un diámetro de 1.39×10^6 km, que se encuentra a una distancia aproximada de 1.5×10^8 km de nuestro planeta. Tiene un periodo de rotación sobre su propio eje de entre 25 y 36 días. Sin embargo, la rotación no la realiza como un cuerpo sólido, ya que al Ecuador le toma 27 días en realizar su rotación mientras que a las regiones polares les toma cerca de 30 días.

Cerca del 74% de la masa del Sol es hidrógeno, 25% es helio y el resto está compuesto por una mezcla de elementos pesados. La temperatura en el centro del Sol es de 15,000,000 °C, mientras que en la superficie es de aproximadamente 6,000 °C. El Sol es en efecto, un gigantesco reactor de fusión, por medio de lo cual irradia energía a sus alrededores en forma de luz y calor.

Debido a las altas temperaturas existentes y a la alta presión (aproximadamente 340,000 veces superior a la de la Tierra), se producen reacciones nucleares. Los protones del núcleo de hidrógeno se liberan fusionándose en grupos de cuatro formando partículas Alfa, con menos masa que los protones iniciales, por lo que la diferencia de masa se libera en forma de energía. Dicha energía, por convección, se transmite hacia la periferia del Sol, donde se libera en forma de calor y luz, que llega hasta los planetas del sistema solar y que hace posible la vida en nuestro planeta.

Tabla 3. Composición del Sol

Elemento	Porcentaje (%)
Hidrógeno	92.10
Helio	7.800
Oxígeno	0.061
Carbono	0.030
Nitrógeno	0.0084
Neón	0.0076
Hierro	0.0037
Silicio	0.0031
Magnesio	0.0024
Azufre	0.0015
Otros elementos	0.0015

La mayor parte de la energía utilizada por los seres vivos procede del Sol; las plantas la absorben directamente y realizan la fotosíntesis, los herbívoros absorben indirectamente una pequeña cantidad de esta energía comiendo las plantas y los carnívoros absorben indirectamente una cantidad más pequeña comiendo a los herbívoros.

La mayoría de las fuentes de energía usadas por el hombre derivan indirectamente del Sol. Los combustibles fósiles preservan energía solar capturada hace millones de años mediante fotosíntesis, la energía hidroeléctrica usa la energía potencial de agua que se condensó en altura después de haberse evaporado por el calor del Sol, por mencionar algunas.

Sin embargo, el uso directo de energía solar para la obtención de otras formas de energía no está aún muy extendido debido a que los mecanismos actuales no son suficientemente eficaces.

2.2. Breve historia de la energía solar

La energía solar es la fuente más vieja de energía usada por el hombre. Uno de los primeros usos conocidos es el secado de alimentos con la finalidad de preservarlos. El ser humano ha dedicado desde sus orígenes una parte importante de su actividad intelectual a entender la función del Sol en su entorno, por lo que no es sorprendente que cuando la ciencia nacía, el hombre colocaba al Sol entre los objetos más importantes de su adoración, junto con otros fenómenos desconocidos, tales como la lluvia y el viento. La evolución de las religiones politeístas al monoteísmo tiene un vínculo estrecho con la asociación de fenómenos como lluvia, viento y mareas con la acción del Sol. La adoración al Sol comprende y caracteriza una etapa de gran importancia en la evolución de la sociedad.

Respecto al aprovechamiento racional de la energía solar, la historia tiene ejemplos desde los inicios de la humanidad, aunque muchos de ellos se pueden confundir con leyendas.

Probablemente el registro más viejo de una aplicación conocida (registrada) es la quema de una flota Romana, con la ayuda de energía solar, en la bahía de Siracusa por Arquímedes, matemático y filósofo griego (287 – 212 A.C.). Para ello utilizó espejos colocados a lo largo del muelle. Haciendo incidir los rayos en puntos específicos, logro desconcertar a los soldados enemigos, y al ver que sus naves eran quemadas por razones inexplicables y misteriosas, pensaron que luchaban contra dioses. El hecho fue tratado como mito puesto que no existía evidencia de tecnología apropiada para la fabricación de espejos en esa época. La pregunta fundamental es si Arquímedes tenía los conocimientos suficientes acerca de óptica como para concebir la idea de concentrar la luz del Sol al grado de incendiar los barcos a distancia.

Proclus repitió el experimento de Arquímedes durante el periodo Bizantino. Con un gran número de espejos incendió la flota de Vitellius durante el sitio de Constantinopla [4].

Mil ochocientos años después de Arquímedes, Athanasius Kircher (1601-1680) realizó algunos experimentos para incendiar pilas de madera a distancia, con la finalidad de comprobar si las historias de Arquímedes tenían alguna validez científica, pero no existen reportes de sus descubrimientos. Varios historiadores creen que Arquímedes no utilizó espejos, sino los escudos de los soldados, en un arreglo parabólico para enfocar los rayos del sol en un punto determinado de un barco. Este hecho probó que la radiación solar puede ser una fuente poderosa de energía. Siglos después, los científicos han considerado la radiación solar como fuente de energía, por lo que intentaron convertirla en una forma útil y de directa utilización.

La primera aplicación de la energía solar refiere al uso de colectores de concentración, los cuales son de difícil fabricación debido a la naturaleza de su forma y por la necesidad de seguimiento del Sol. Durante el siglo XVIII, hornos solares capaces de fundir acero, cobre y otros metales, fueron construidos con acero pulido, lentes y espejos, mismos que se usaron a lo largo de Europa y Medio Oriente. El Químico Francés Lavoisier fabricó un horno a gran escala con lentes para concentrar la radiación solar, Figura 5, con el cual se lograban temperaturas de hasta 1,750°C. Dicho valor fue el máximo alcanzado durante 100 años.

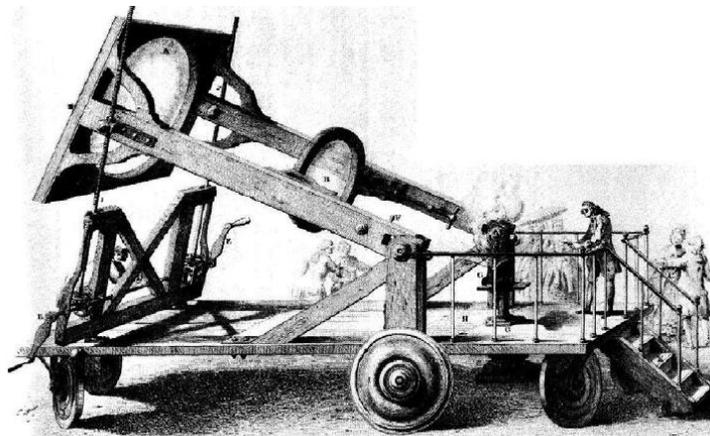


Figura 5. Horno solar usado por Lavoisier.

Durante el siglo XIX, se buscó convertir la energía solar en otras formas de energía basadas en el uso de vapor de baja presión con la finalidad de hacer funcionar motores a vapor. August Mouchot fue pionero en este campo al construir varios motores accionados por vapor generado por radiación solar entre los años 1864 y 1878 en Europa y África del norte. Uno de los motores fue exhibido en París en el año 1878, donde la energía solar se aprovechó para hacer funcionar una imprenta, Figura 6. Evaluaciones económicas realizadas por el gobierno Francés demostraron que no era económicamente viable. Mouchot hizo notables avances en diseño de colectores solares, fabricando un reflector en forma de cono trunco, mismo que consistía de placas de metal plateadas con un diámetro de 5.4 m y un área de colección de 18.6 m², con un peso aproximado de 1,400 kg. Se aseguraba que podía captar el 87% del calor solar, y producir vapor a 3.5 atm.

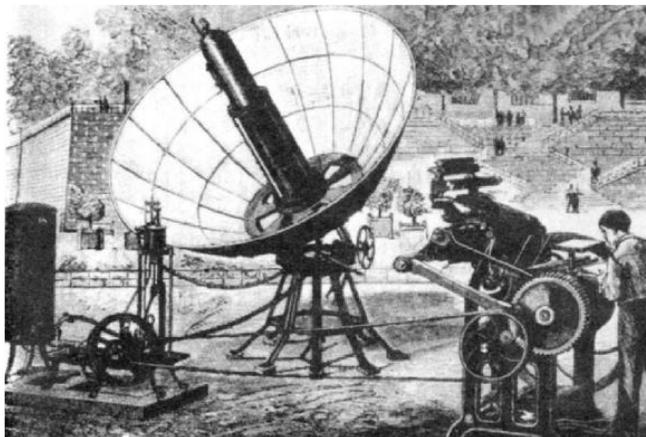


Figura 6. Imprenta accionada mediante vapor generado en un colector parabólico [4].

Abel Pifre, contemporáneo de Mouchot, también fabricó motores solares. Sus colectores solares parabólicos fueron fabricados con pequeños espejos, los cuales eran similares a los construidos por Mouchot [16].

En los Estados Unidos, el ingeniero John Ericsson desarrolló el primer motor de vapor que operaba con energía solar. Ericsson construyó ocho sistemas que contaban con colectores colindo-parabólicos y que eran capaces de usar tanto agua como aire como fluido de trabajo.

En el año de 1901 A.G. Eneas [4], inventor estadounidense, instaló un colector de concentración de 10 m de diámetro, el cual suministraba la energía para mover una bomba de una granja de California. El aparato constaba de un colector en forma de sombrilla invertida con un ángulo para recibir la radiación solar en sus 1,788 espejos. Los rayos del sol se concentraban en el foco donde se encontraba la caldera que generaba el vapor de agua, que posteriormente se alimentaba a un motor acoplado a una bomba centrífuga.

En 1904, un sacerdote Portugués Padre Himalaya, construyó un gran horno solar. Este fue exhibido en la feria mundial de St. Lois. El dispositivo accionaba un espejo parabólico de 80m² formado por 6,000 elementos, alcanzando temperaturas cercanas a los 4,000°C.

En 1912, Frank Shuman, en colaboración con C.V. Boys, decidieron construir la planta más grande de bombeo del mundo en Meadi, Egipto. El sistema fue puesto en operación en 1913, usando largos cilindros parabólicos para concentrar la luz del sol en un tubo absorbedor, Figura 8. Cada cilindro tenía una longitud de 62 metros. En total, con varios bancos de colectores sumaban 1,200 metros cuadrados de captación. Los reflectores cilíndricos se montaron sobre horquillas circulares accionadas simultáneamente para mantener enfocado el sol sobre el tubo absorbente. La máquina era capaz de generar entre 37 y 45 kW continuamente durante un periodo de 5 horas. A pesar de los logros del proyecto, en 1915 se suspendió a causa del inicio de la primera guerra mundial y el abaratamiento de los combustibles.

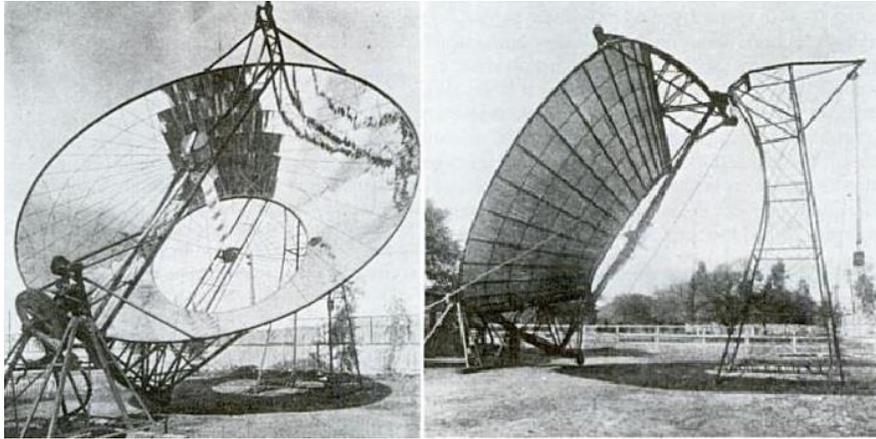


Figura 7. Colector solar diseñado por A. G. Eneas.

La creación de la *Solar Motor Company* de Boston a principios del siglo XX representó un esfuerzo concreto para producir una máquina solar que tuviese éxito comercial y se adaptase a las necesidades de energía en las regiones desérticas de California-Arizona en desarrollo. En la segunda mitad del siglo XIX, gran número de estadounidenses descubrieron que el Oeste tenía mucho más que ofrecer que sólo oro. Las regiones de la costa tenían clima moderado, agradable para vivir pero distinto al de los estados centrales y del Este, donde no llovía durante la mitad del año.

En 1900 el Oeste estaba muy escaso en cuanto a suministro de energía. La madera y el carbón eran las fuentes principales de energía y los vehículos de fuerza motriz eran las máquinas de vapor o la planta eléctrica de vapor que suministraba energía a los sistemas eléctricos.



Figura 8. Colectores usados por Shuman-Boy en Meadi, Egipto, 1913 [4].

Durante los últimos 50 años, muchas variaciones de colectores de concentración fueron diseñadas y construidas con el objetivo de transmitir el calor del Sol a un fluido de trabajo para mover motores o equipo mecánico. Las dos formas primarias de tecnología solar usadas son receptores centrales y distribuidos empleando varios puntos y líneas focales. Los sistemas con receptores centrales utilizan campos de helióstatos (espejos de dos ejes de seguimiento) para enfocar la radiación solar dentro de una única torre (receptor). La tecnología de receptores distribuidos incluye colectores parabólicos, cilindros parabólicos, colectores de Fresnel, entre otros. Los colectores parabólicos cuentan con dos ejes de seguimiento del sol y usan espejos para dirigir la radiación al receptor que se encuentra en el foco. Los cilindros parabólicos reciben la energía del Sol en los tubos que se encuentran a lo largo de la línea focal. En los cuerpos

receptores, se pueden alcanzar temperaturas de entre 100°C, en baja temperatura, para los colectores cilíndrico-parabólicos y de hasta 1,500°C en colectores parabólicos y sistemas de recepción central.

En la actualidad, grandes plantas solares generan en un diverso rango de potencia, ya sea para generar energía eléctrica o calor. La primera planta solar comercial fue instalada en Albuquerque, Nuevo México, en 1979. Consiste en 220 helióstatos y genera una potencia de 5MW. La segunda fue construida en Barstow, California, con una potencia térmica de 35 MW. Muchas de las plantas producen electricidad o energía térmica para algún proceso industrial, las cuales son capaces de proporcionar vapor sobrecalentado a 673 K. Así, pueden proveer electricidad o vapor para pequeñas plantas de desalinización.

Otra área de interés es la generación de agua caliente y calefacción para los hogares, el uso de la energía solar con este propósito data de los años 30's pero gana interés a mediados de los años cuarenta.

La fabricación de los calentadores de agua solares inicia a principios de los años 60, expandiéndose rápidamente en muchos países del mundo. Generalmente los calentadores de agua solares operan bajo el principio de termosifón, y consisten en uno o dos colectores planos con un área de captación de entre 2 y 4 m², con un tanque de almacenamiento con capacidades de entre 150 y 300 litros. Un calentador auxiliar a gas o eléctrico es usado durante los días en la que no hay suficiente insolación. Otro tipo importante de calentador de agua solar es mediante circulación forzada. En este sistema únicamente son visibles los paneles en el techo, el tanque de almacenamiento, generalmente se encuentra en un cuarto de máquinas o en un sitio que lo proteja del medio ambiente. En este sistema es necesaria una bomba de circulación, además de un sistema de control diferencial.

3. COLECTORES SOLARES

3.1. Energía solar térmica

La cantidad de energía que el Sol vierte diariamente sobre la Tierra es miles de veces mayor que la que es consumida al día en todo el planeta. La Energía Solar Térmica (EST) es una alternativa simple y muy eficaz para aprovechar esta energía. La idea básica que rige su funcionamiento consiste en captar la energía del Sol y transformarla en calor útil para múltiples aplicaciones, tanto residenciales como industriales.

La transformación de esta energía en energía útil se realiza por medio de unos dispositivos denominados colectores solares, los cuales absorben y transforman el efecto térmico producido por la radiación solar.

Un colector solar utiliza la radiación solar para calentar un determinado fluido (generalmente agua) a una cierta temperatura. La temperatura que se puede alcanzar depende del diseño del colector, y puede oscilar entre 20 °C y varios cientos. Según la temperatura que pueda alcanzar la instalación hablaremos de sistemas de EST de baja, media o alta temperatura.

A mayor temperatura, más complejo es el diseño del colector y la instalación en conjunto. Pero lo interesante es que los sistemas de baja temperatura (inferior a los 100 °C) son suficientes para suplir aproximadamente dos tercios del consumo energético para agua caliente, tanto sanitaria como industrial. Y estos sistemas son tecnológicamente muy sencillos, fáciles de instalar y se amortizan en pocos años.

Las instalaciones solares térmicas de baja temperatura son sistemas silenciosos, limpios, sin partes móviles y con una larga vida útil, que generan una energía descentralizada, cerca de donde se necesita y sin precisar infraestructuras para su transporte.

3.2. Breve descripción de los tipos de colectores

Los colectores solares son dispositivos de transferencia de calor que transforman la radiación solar en energía interna de un fluido, ya sea el fluido a calentarse o como medio de transporte. Entonces, el dispositivo absorbe la radiación solar entrante, convirtiéndola en calor y transfiriéndola a un fluido (generalmente agua, aire o aceite) circulante a través del colector. La energía captada es enviada al lugar donde se demanda la energía térmica: a equipos de aire acondicionado, mediante intercambiadores de calor, o a tanques de almacenamiento, en los que permanecerá hasta su utilización.

Existen dos tipos de colectores: concentradores y estacionarios (no concentradores). La característica principal de un colector estacionario es que el área de intercepción es la misma que la de absorción de radiación solar, mientras que un colector del tipo concentrador concentra la radiación solar mediante superficies cóncavas enfocándola en pequeñas superficies receptoras, por lo que se incrementa el flujo de radiación. Los calentadores solares por concentración son empleados en aplicaciones de alta temperatura. Los colectores solares se pueden también diferenciar por el tipo en que el fluido que es empleado (agua, aire, refrigerante, aceite) y por si poseen cubierta o no. En la Tabla 4 se muestran las características de los colectores estacionarios seleccionados.

Tabla 4. Propiedades de los colectores estacionarios seleccionados.

Tipo de colector	Absorbedor	Relación de concentración	Rango de Temperaturas [°C]
Colector de paca plana	Plano	1	30 - 80
Colector de tubos evacuados	Plano	1	50 - 200
Colectores concentradores parabólicos compuestos	Tubular	1 - 5	60 - 240

3.2.1. Colectores estacionarios

Los colectores solares se caracterizan por su funcionamiento (estacionarios y número de ejes de movimiento) y por la temperatura que pueden alcanzar. Los colectores solares estacionarios se distinguen de los demás por permanecer en una posición fija, esto significa, que carecen de un sistema de seguimiento del sol. Los principales dentro de la categoría son:

1. Colectores de placa plana (FPC, por sus siglas en inglés)
2. Colectores concentradores parabólicos compuestos estacionarios (CPC)
3. Colectores de tubos evacuados (ETC)

3.2.1.1. Colectores de placa plana

Los colectores de placa plana son los más usados para calentar agua en los hogares, industria y para los sistemas de calefacción. Un colector de placa plana se compone de una caja metálica con aislamiento y una cubierta de vidrio o de plástico (policarbonato) y de una placa absorbente de color oscuro (pintura selectiva o de baja emitancia). Cuando la radiación solar pasa a través de la cubierta transparente e incide sobre la placa absorbente cubierta con una pintura selectiva que está construida de un material que transfiere rápidamente el calor (generalmente cobre o aluminio) a un fluido que circula a través de tubos en el colector, Figura 9. La parte posterior y los costados del colector se encuentran aislados con la finalidad de reducir las pérdidas de calor por conducción. Los tubos pueden ser unidos mediante soldadura a la placa absorbente o ser parte integral de la placa. El diseño de parrilla, con tubos elevadores unidos en cada extremo a los cabezales es característico de los colectores planos. Una alternativa es el diseño de serpiente mostrado en la Figura 9, éstos no presentan la problemática de distribución uniforme en los tubos elevadores, aunque no son adecuados para trabajar eficientemente en termosifón necesitando una bomba para la circulación del fluido de trabajo.

Los colectores de placa plana tienen la ventaja de no ser muy caros y no requieren de sistema de seguimiento del sol puesto que se montan en una posición fija (orientados hacia el ecuador, sur o norte dependiendo del hemisferio).

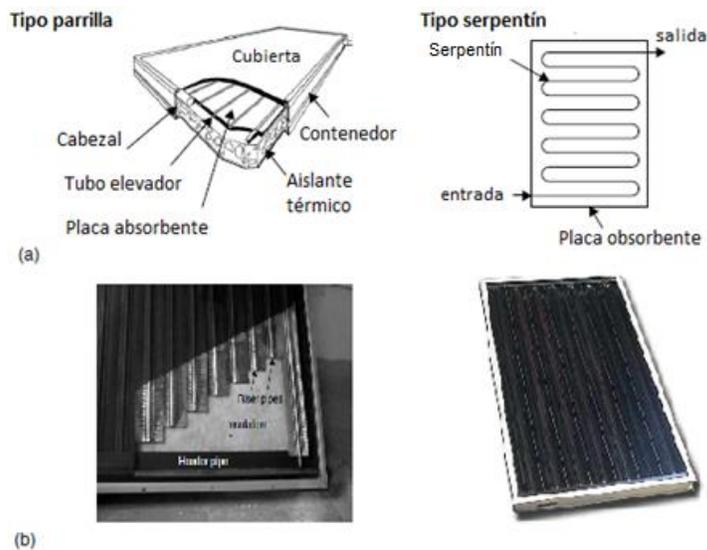


Figura 9. Colector típico de placa plana. a) representación gráfica de los componentes del colector. b) imagen de un colector solar.

Este tipo de colectores calientan el fluido que circula a una temperatura inferior a la del punto de ebullición del agua y son los más adecuados para aplicaciones donde la demanda de temperatura es de entre 30 y 80 °C. Con estos colectores se pueden lograr buenas eficiencias a temperaturas de hasta 100°C.

Son los más utilizados para calentar agua en sistemas domésticos, comerciales y en piscinas. Un colector de placa plana consiste en un absorbedor, una cubierta transparente, un marco, y aislación. La cubierta transparente transmite una gran cantidad de la luz de onda corta del espectro solar y al mismo tiempo, sólo deja pasar muy poca radiación de onda larga (calor emitido por el absorbedor) produciendo un efecto invernadero.

Además, la cubierta transparente evita que el viento y las brisas se lleven el calor colectado (disminución del efecto convectivo). Junto con el marco, la cubierta protege el absorbedor de las condiciones meteorológicas adversas. Típicamente el marco está fabricado de materiales de aluminio y de acero galvanizado, también se utiliza plástico reforzado con fibra de vidrio.

El aislante en la parte posterior del absorbedor y en las paredes laterales reduce las pérdidas de calor por conducción. Este aislante es por lo general de la espuma de poliuretano, lana mineral, fibra de lana o de vidrio, entre otras.

Los componentes principales de los colectores de placa plana se muestran en la Figura 10, siendo los que se enlistan:

- *Cubierta.* Una o más láminas de vidrio o algún otro material que permita la transmisión de la radiación solar.
- *Medios de remoción de calor.* Tubos, aletas o medios de conducción de calor desde la entrada hasta la salida del flujo.
- *Placa Absorbadora.* Lámina lisa, corrugada o estriada en la que los tubos o conductos están fijos. La placa esta generalmente recubierta con una pintura de alta absortancia y baja emitancia.
- *Cabezales o manifolds.* Tubos o ductos empleados en la admisión y descarga del fluido.
- *Aislante.* Utilizado para disminuir las pérdidas de calor en la parte posterior y lados del colector.
- *Contenedor o caja.* Lugar de montaje de los elementos antes mencionados.

Los colectores de placa plana se construyen con una amplia gama de materiales para diferentes fluidos de trabajo. El propósito es coleccionar la mayor cantidad posible de energía solar a un costo bajo. El colector debe tener una vida útil larga, a pesar de los efectos adversos del ambiente y otras causas.

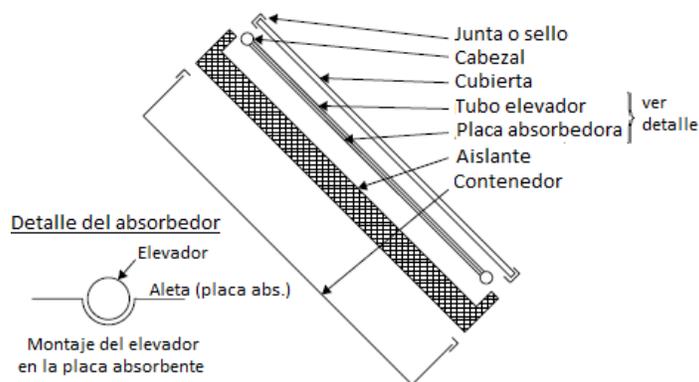


Figura 10. Componentes principales de un colector de placa plana.

Otro tipo de colector solar de placa plana es el colector solar sin cubierta. Estos ofrecen un bajo costo en aplicaciones tales como precalentamiento de agua para el hogar o industria, calentamiento para alberca, calentamiento de espacios y calentamiento de aire en aplicaciones agrícolas. En general, su uso implica el manejo de temperaturas cercanas a la ambiente. Principalmente son fabricados con materiales plásticos como polipropileno, polietileno, acrílico y policarbonato, con los que se forma una placa ancha con pequeños canales por donde circulará el fluido de trabajo, Figura 11. Los absorbedores de estos colectores son generalmente de plástico negro tratado para resistir la radiación ultravioleta. Dado que estos colectores no tienen cubierta, una gran parte de la energía solar absorbida se pierde principalmente por convección.

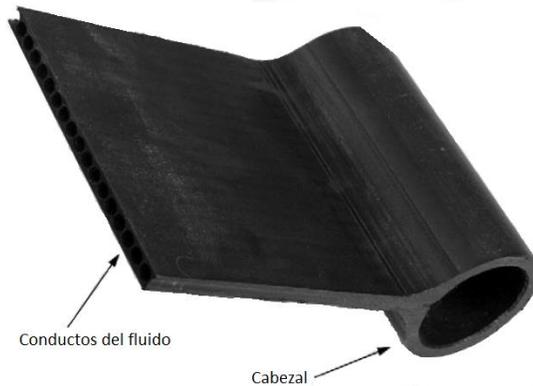


Figura 11. Colector de placa plana de baja temperatura fabricado en plástico.

3.2.1.2. Colectores de tubos evacuados (ETC)

Inicialmente, los colectores fueron diseñados para trabajar en días soleados y para climas cálidos, por lo que sus beneficios disminuyen con los cambios climáticos, por ejemplo, cuando el clima se torna nublado, lluvioso y con viento. Los colectores solares de tubo evacuado operan de manera diferente, mismos que pueden aminorar tales efectos. Estos consisten en un tubo dentro de un tubo al vacío.

Este tipo de colector ha demostrado que la combinación entre una superficie selectiva y un medio de supresión de las pérdidas por convección puede resultar en un buen desempeño y en altas temperaturas. La envoltura al vacío reduce las pérdidas por conducción y convección por lo que se pueden operar a temperaturas más altas, en comparación con los colectores de placa plana. Al igual que los colectores de placa plana, éstos pueden coleccionar ambas componentes de la radiación solar (directa y difusa, ver *Capítulo 4*). Sin embargo, su eficiencia es mayor a bajos ángulos de incidencia. Lo anterior les da una ventaja sobre los colectores de placa plana en cuanto a desempeño a lo largo del día.

Estos colectores se componen de un conjunto de tubos evacuados cada uno de los cuales contienen un absorbedor (generalmente una placa de metal con tratamiento selectivo o de color negro), el cual recoge la energía solar y la transfiere a un fluido, Figura 12.

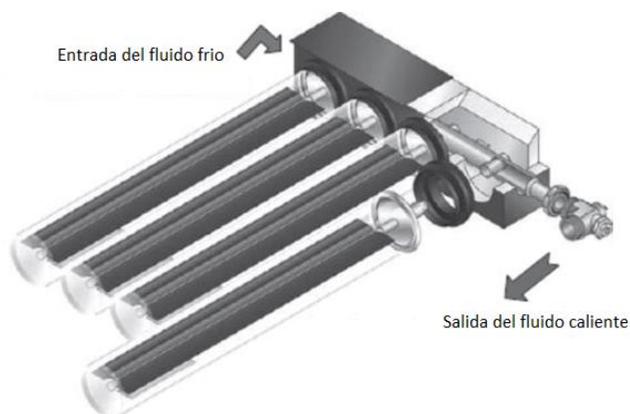


Figura 12. Colector de tubos evacuados, se puede apreciar la placa unida a un tubo.

Por su forma cilíndrica, aprovechan la radiación de manera más efectiva que los colectores planos, al permitir que los rayos de sol incidan de forma perpendicular sobre los tubos durante la mayor parte del día. Estos colectores son más eficientes que los colectores planos, pero son más caros, por unidad de superficie suelen costar aproximadamente el doble que un colector de placa plana. En los últimos años China ha perfeccionado la construcción de este tipo de colectores a precios competitivos con los colectores planos y ha entrado a competir con éxito en el mercado mundial. En la actualidad China está produciendo cerca del 70 % de los colectores usados a nivel mundial. Están bien adaptados para aplicaciones industriales de calefacción y también puede ser una alternativa eficaz a los colectores de placa plana para la calefacción doméstica, especialmente en regiones donde hay poca radiación o escasa heliofanía.

Existen dos tipos de colectores tubulares de vacío, según sea el método empleado para el intercambio de calor entre la placa y el fluido portador de calor:

- Flujo directo (sin fluido transmisor de calor).
- Con Heat Pipe.

3.2.1.2.1. Flujo directo

Estos consisten en un grupo de tubos de vidrio, dentro de cada uno de los cuales hay una aleta de aluminio absorbedor conectada a un tubo de metal (normalmente cobre) o tubo de vidrio, Figura 12. La aleta posee un recubrimiento selectivo que absorbe la radiación solar e inhibe la pérdida de calor por radiación. El fluido de transferencia de calor, líquido a calentar, se distribuye a través de las tuberías (una para la entrada del líquido y el otro para la salida). Los colectores de tubos de vacío de corriente directa son de varios tipos de acuerdo al tipo de tubería utilizada.

- a) *Fluido concéntrico de entrada y salida.* Estos utilizan un único tubo de vidrio. Dentro de éste está la tubería de cobre unida a la aleta. El diseño de vidrio y metal es eficiente, pero pueden presentar problemas debido a las diferentes tasas de expansión térmica del vidrio y los tubos de metal, originando que la junta entre ellos se debilite y provocando una pérdida de vacío.
- b) *Tuberías de entrada y salida separadas.* Este es el tipo tradicional de colectores de tubos al vacío. El absorbedor puede ser plano o curvo. La eficiencia puede ser elevada, sobre todo cuando se requieren temperaturas de trabajo relativamente bajas. La posible pérdida de vacío después de algunos años de funcionamiento vuelve a ser el inconveniente.
- c) *Dos tubos de vidrio fundido juntos en un extremo.* El tubo interior está revestido con un absorbedor integrado cilíndrico de metal. En general, no son tan eficientes como los tubos de vidrio-metal, pero

son más baratos y tienden a ser más confiables. Para aplicaciones de muy alta temperatura, los tubos de vidrio-vidrio pueden ser más eficientes que los de vidrio-metal.

3.2.1.2.2. Con Heat Pipe

En este sistema el tubo interior contiene un fluido que se vaporiza con la ganancia térmica. Este fluido se evapora por efecto de la radiación solar, después asciende hasta el extremo superior del tubo que se encuentra a temperatura inferior, haciendo que el vapor se condense, ceda su energía y retorne a su estado líquido cayendo por acción de la gravedad a la parte inferior del tubo, donde al recibir más radiación comenzará un nuevo ciclo, Figura 13. En algunos casos, los tubos de este tipo de colectores son aletados como los usados en flujo directo.

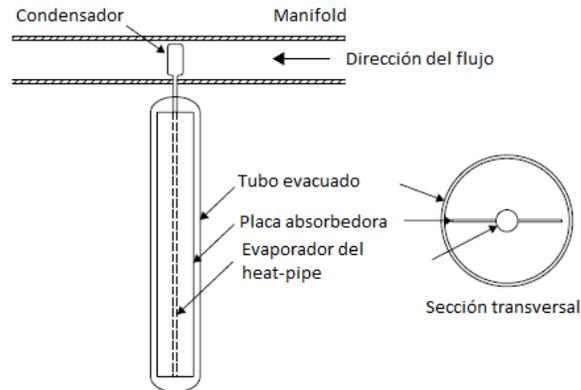


Figura 13. Esquema de funcionamiento de los tubos evacuados con Heat Pipe.

Debido a que no existe la posibilidad de evaporación o condensación por encima de la temperatura de cambio de fase, el Heat Pipe ofrece una protección contra el congelamiento y sobrecalentamiento. Este control de la temperatura de auto-limitante es una característica única del colector de tubos evacuados con Heat Pipe.

Los Heat Pipe son considerados como los “superconductores” del calor, debido a su muy baja capacidad calorífica y a su excepcional conductividad. El uso del Heat Pipe está muy extendido en la industria, y basándose en este principio de funcionamiento se fabrican los actuales colectores de tubos evacuados.

Algunos colectores emplean un sistema denominado CPC (Colector Parabólico Concéntrico) para aprovechar la radiación solar que incide entre dos tubos. Este sistema consiste en una serie de reflectores que dirigen la radiación que incide entre tubo y tubo hacia la parte trasera de los mismos donde también es aprovechada. Con el sistema CPC se incrementa la superficie efectiva de captación por metro cuadrado para la tecnología de tubo al vacío, factor que sin embargo siempre estará por debajo de los colectores de placa plana.

3.2.1.3. Colectores parabólicos compuestos (CPC)

Otro tipo de colector desarrollado recientemente es el colector parabólico compuesto integrado (ICPC, por sus siglas en inglés), el cual consta de un colector de tubo evacuado ubicado en el fondo de superficies parabólicas reflectantes.

Los colectores parabólicos compuestos tienen la capacidad de reflejar la radiación incidente dentro de un límite amplio. Su potencial como colector solar fue señalado o estudiado por Winston (1974). La necesidad de movimiento del colector para dar seguimiento al cambio en la posición del sol puede ser reducida

mediante el uso de un canal con dos secciones parabólicas, una frente a la otra, como se muestra en la Figura 14.

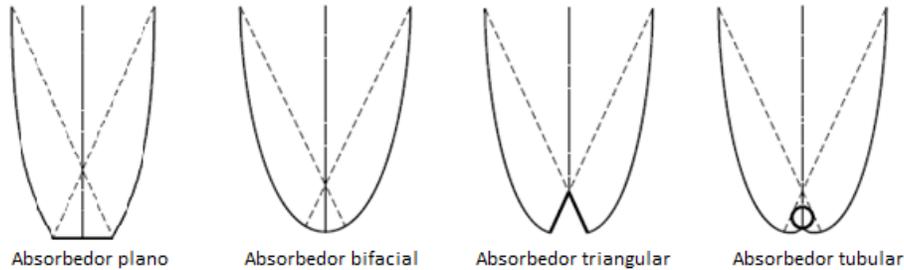


Figura 14. Tipos de absorbedores para los CPCs.

Estos colectores pueden recibir radiación solar desde un amplio rango de ángulos mediante el uso de superficies reflejantes entre los espacios de los tubos, entonces la radiación entrante encontrará el camino hacia la superficie absorbedora localizada en la base del colector. El absorbedor puede ser plano, cilíndrico, en forma de cuña o de dos caras, como se muestra en la Figura 14.

Se han diseñado dos tipos de colectores CPC: colectores simétricos y asimétricos. Los CPC generalmente utilizan dos tipos de absorbedor: placa con tubo y absorbedores tubulares (por ejemplo, colector de tubos evacuados). Los de tipo placa pueden ser planos, bifacial o en forma de cuña, para colectores simétricos.

En los colectores parabólicos compuestos existe una separación entre la superficie receptora y la reflejante para evitar que las superficies parabólicas actúen como aletas disipadoras de calor. Debido a que la separación se traduce en una reducción de área de reflexión, y por lo tanto de eficiencia, ésta debe de ser pequeña, siendo más importante en absorbedores de placa o planos.

Para usos de alta temperatura, se puede emplear un sistema de seguimiento del sol, aunque el movimiento es irregular e intermitente debido a que la relación de concentración es generalmente pequeña y la radiación puede ser recogida y concentrada por uno o más reflejos sobre las superficies parabólicas.

Los CPCs pueden ser fabricados como un colector con una apertura (sin cubierta) y un receptor o como un panel de cubierta plana o con cubierta, Figura 15.



Figura 15. Arreglo de colectores parabólicos compuestos con cubierta de vidrio.

Los tubos al vacío se utilizan también en colectores de concentración como el colector parabólico compuesto (CPC), debido a su geometría y características pueden lograr mayores rendimientos.

3.3. Componentes principales de los sistemas solares

El equipo principal en un sistema de calentamiento solar es el arreglo de colectores, el cual absorbe la radiación solar y la transforma en calor, después puede ser absorbido por un fluido (agua, anticongelante líquido, aire) mediante transferencia de calor.

El propósito de los colectores montados en azoteas o en espacios con alto nivel de insolación es convertir la radiación solar en energía que pueda ser usada para alguna aplicación específica, sea doméstica o industrial. Además, el colector solar es la interface entre el sol y el usuario de la energía transformada, por ejemplo, calentamiento de agua.

Para tal propósito, es necesario transportar la energía en forma de calor hacia el lugar donde será utilizado. Esto se logrará mediante el uso de diversos componentes a mencionar:

- *Tanque de almacenamiento.* La función de este dispositivo es almacenar el agua caliente que proviene de los colectores solares, por lo tanto, suministra el agua caliente al usuario final.
- *Vaso de expansión.* Parte del circuito de tuberías que absorbe los cambios excesivos de expansión térmica del fluido que viaja a través del sistema de tuberías, su propósito es evitar que el circuito exceda la presión de diseño.
- *Válvulas.* Sus funciones son diferentes dependiendo del propósito para el cual son instaladas. Dentro de las principales se encuentran las válvulas check, válvulas reguladoras manuales, válvulas de alivio, válvulas anticongelantes (evitan congelamiento, principalmente en equipos cuyo fluido de trabajo es agua) y válvulas termostáticas (evitan sobrecalentamiento en épocas de baja demanda).
- *Bomba de circulación.* Es el dispositivo empleado para hacer circular el fluido a través de la tubería de transporte, colectores y otros elementos del sistema, venciendo las pérdidas por fricción en tuberías, accesorios y otros componentes del sistema, según la configuración.
- *Sistema de control.* Este subsistema determina el arranque y paro de la bomba de circulación mediante la comparación entre las temperaturas en el retorno de agua caliente (en la parte más alta del sistema) y en la succión del circulador.
- *Intercambiador de calor.* Los intercambiadores de calor son utilizados cuando el fluido colector de calor es diferente de agua (que en este caso es el fluido requerido por el usuario), su uso depende de la configuración del sistema.
- *Sistema auxiliar.* Dispositivo mediante el cual se cubren las necesidades de temperatura del agua cuando el calentador solar no es suficiente debido, a condiciones climáticas, diseño, o como equipo de respaldo. Generalmente se usan calentadores a gas LP (GLP) o gas natural.

3.4. Configuración típica de los sistemas solares

Los sistemas de calentamiento solar pueden ser clasificados en dos categorías; la primera con base en la función que mantiene el fluido y el servicio prestado; segundo, por la forma en que el fluido circula a través del colector solar.

Se les llama sistemas abiertos cuando el fluido que circula dentro de los colectores es agua potable, misma que será utilizada por el usuario, es decir, el agua solo será utilizada una sola vez. Por otra parte, los sistemas cerrados son cuando el fluido que circula dentro de los colectores transfiere su calor al fluido que será usado por el proceso (agua caliente) mediante el uso de un intercambiador de calor. Por lo que se tienen dos circuitos independientes, uno para el fluido de transporte de calor del colector hacia el tanque de almacenamiento y el segundo para el agua que debe de ser calentada.

En teoría, se puede lograr cualquier combinación entre los sistemas de circulación (natural o forzada) y tipos de sistema (abierto o cerrado) logrando cuatro combinaciones posibles. Sin embargo, la experiencia ha

demostrado que solo algunas satisfacen las demandas. Las ventajas de un sistema de circuito abierto son la simplicidad de la construcción o armado del sistema de tuberías y la ausencia de dispersión térmica, la cual ocurre cada vez que el calor se mueve de un circuito a otro.

Sin embargo, un circuito abierto no es usualmente empleado por dos razones: 1) el agua se puede congelar con facilidad cuando la temperatura está por debajo de cero grados y 2) el agua al no recibir ningún tratamiento previo, puede dejar incrustaciones en las tuberías. En ambos casos, el colector puede resultar dañado y salir de operación. Por otra parte, el uso de dispositivos tales como válvulas anticongelantes y tubería de cobre o plástica se pueden minimizar las problemáticas, aunque solo es recomendable para regiones donde la temperatura no es extrema.

El circuito cerrado representa la solución más confiable. En este caso, dos circuitos hidráulicos están presentes (generalmente este tipo de sistema es llamado sistema de doble circuito): el primer circuito, donde fluye el fluido transportador de calor, y el circuito secundario, donde el agua, proveniente de la red municipal y que será utilizada, fluye. La transferencia de calor se da en el intercambiador de calor. Puesto que las paredes, con alta conductividad térmica, separan el fluido transmisor de calor del agua, el fluido transfiere calor al agua fría en forma proporcional a la diferencia de temperaturas entre los dos líquidos. Si la superficie de contacto es grande, el intercambio de energía también lo será. Para satisfacer esta condición y al mismo tiempo tener un intercambiador compacto los intercambiadores más usados son los de haz de tubos y placas.

La selección correcta del intercambiador de calor es importante, puesto que un rendimiento bueno de este permite que el fluido transportador de calor regrese al colector a una temperatura baja, lo cual se traduce en un incremento de eficiencia del colector.

Además del fluido que circula en los colectores, se debe de considerar la forma en que el fluido es movido, por lo que los sistemas pueden ser:

- *Circulación natural.* En este caso el flujo del fluido dentro del colector es regulado automáticamente por mecanismos de convección, es decir, los movimientos son espontáneos ocasionados por la diferencia de temperaturas.
- *Circulación forzada.* En este caso, para regular el flujo, es necesario agregar un sistema automático de bombeo, por lo que se requiere de la adición de un circulador con un control de temperatura.

La circulación natural ocurre por convección natural (termosifón), mientras que los sistemas de circulación forzada usan una bomba para hacer circular el fluido transportador de calor a través de los colectores. Exceptuando los sistemas por termosifón y colectores con tanque de almacenamiento integrado, los cuales no necesitan de sistema de control de temperatura, los demás sistemas solares para calentamiento de agua, con uso doméstico o industrial, requieren de un control diferencial para su operación.

Los sistemas termosifón y con tanque de almacenamiento integrado son llamados sistemas pasivos debido a que no se utiliza bomba alguna, mientras que los que usan bomba de circulación para mover el fluido a través del sistema son llamados sistemas activos. Con la finalidad de proteger los colectores contra el congelamiento, sistemas de recirculación y drain-down (válvulas anticongelantes) son utilizados en sistemas de calentamiento de agua directos, y en los sistemas de calentamiento indirectos se utilizan sistemas drain-back (o drenado del fluido de los colectores).

La cantidad de agua caliente producida con energía solar depende del tipo y tamaño del sistema y de la cantidad de radiación solar disponible en el emplazamiento, así como de la demanda de agua a lo largo del año.

3.4.1. Sistemas pasivos

Dos tipos de sistemas pertenecen a esta categoría: termosifón y calentadores con sistema de almacenamiento integrado, Tabla 5.

Las ventajas de la circulación natural son:

- Velocidad de cambios térmicos es proporcional a la diferencia de temperaturas entre el tanque de almacenamiento y los paneles.
- La circulación se regula por sí sola.
- No hay bombas de circulación (circulador).
- Rápida instalación.
- Mantenimiento mínimo.

3.4.1.1. Sistemas termosifón

Los sistemas termosifónicos calientan agua potable o un fluido de transporte de calor mediante fenómenos de convección natural con la finalidad de transportar el calor hacia el tanque de almacenamiento. El efecto de termosifón ocurre debido a la disminución de la densidad del agua causada por el incremento en la temperatura. Por lo tanto, y debido a la radiación absorbida, el agua en el colector se calienta y se expande, convirtiéndose en agua menos densa, subiendo por el colector y hasta la parte superior del tanque de almacenamiento. El lugar del agua que ascendió es llenado con agua fría que se encuentra en el fondo del tanque, entrando por la parte inferior del colector. La circulación de agua o fluido transportador es continua, siempre y cuando haya radiación disponible. Puesto que el impulsor de la circulación es una pequeña fuerza originada por la diferencia de densidades, lo recomendable es usar tuberías de un diámetro mayor buscando reducir las pérdidas por fricción. Además, se deben de aislar térmicamente las tuberías de conexión entre el colector y el tanque.

Las ventajas de este tipo de sistema es que no requieren de sistemas de bombeo y control, modulando el flujo de acuerdo a la radiación solar disponible, además de contar con una vida útil mayor que la de los sistemas de circulación forzada y de no requerir de energía eléctrica para su operación.

La principal desventaja de estos sistemas es que son equipos altos, lo cual los hace estéticamente poco atractivos. Existen dos tipos de termosifón: presurizado y no presurizado; el primero, recibe agua de repuesto directamente de la red municipal (directamente de la toma), por lo que tanto el colector como el tanque deben de estar diseñados para dicha presión, o en su defecto, el montaje de equipos reductores de presión y válvulas de alivio. Los sistemas con alimentación por gravedad, generalmente son instalados cuando el suministro de agua de la red municipal es intermitente. En ambos sistemas, el tanque de almacenamiento se instala en la parte superior del colector como se muestra en la Figura 16.



Figura 16. Calentador solar termosifón en viviendas verdes.

Otra desventaja de estos sistemas es la calidad del agua, por ser un sistema abierto, la cual puede ser demasiado ácida o con minerales disueltos, mismos que pueden disminuir el rendimiento del colector o dañarlo por efectos de incrustación y corrosión de la tubería.

Las configuraciones típicas incluyen colectores de placa plana y de tubos evacuados, Figura 16. Estos sistemas pueden ser fabricados con protección anticongelante mediante válvulas de descarga (anticongelantes), resistencias en la parte baja del colector (para regiones poco frías) y circulación forzada, además del uso de circuitos cerrados con fluidos anticongelantes.

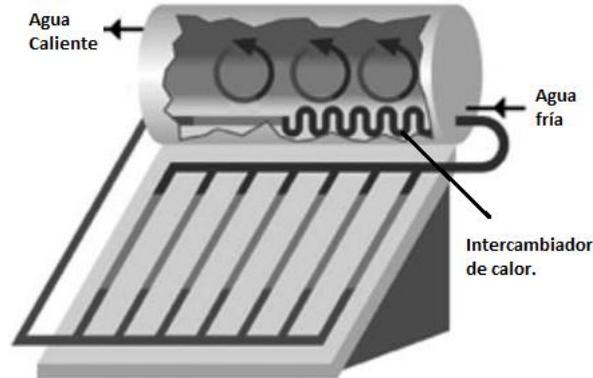


Figura 17. Esquema circulación indirecta de un termosifón.

3.4.1.1.1. Circulación inversa en sistemas termosifón

Durante la noche, o cuando la temperatura en el colector es más baja que en el tanque, la dirección del termosifón se revierte, enfriando el agua en el tanque. Debe tenerse en cuenta que la circulación del termosifón es conducido por la estratificación térmica en el circuito del colector y la sección del depósito por debajo del nivel de retorno de flujo de colector. La mayor problemática de estos sistemas es la disminución de éste fenómeno cuando la temperatura del cielo es baja. Una forma práctica de evitar la reversión de flujo es situar a una distancia de 300 mm la parte superior del colector de la base del tanque de almacenamiento.

3.4.1.1.2. Configuraciones del tanque de almacenamiento

Debido a que la operación de los equipos termosifónicos depende de la estratificación del agua en el tanque de almacenamiento, los tanques verticales son más eficientes. En caso de requerir energía adicional, se puede integrar un calentador a gas o eléctrico en la parte superior del tanque para calentar únicamente la parte superior (por donde se realiza la extracción de agua a servicios). Lo anterior es importante para la:

- Mejora de la estratificación.
- Reducción de pérdidas de calor (incrementan linealmente con la temperatura del agua almacenada)
- Operación eficientemente del colector (bajas temperaturas de agua a la entrada).

Con la finalidad de reducir la altura de los tanques, se utilizan tanques horizontales. El desempeño del tanque horizontal del sistema termosifónico depende de la conducción de calor entre las diferentes zonas del tanque (alta temperatura y baja). Generalmente, la desventaja asociada con los tanques horizontales es que la poca profundidad no favorece la estratificación debido a la conducción a través de las paredes del tanque y el agua.

3.4.1.2. Colectores con tanque de almacenamiento integrado.

Los colectores con tanque de almacenamiento integrado usan el tanque como parte del colector, esto es, el tanque es usado para almacenamiento y como superficie absorbente. Con la finalidad de promover la estratificación, el agua caliente es extraída de la parte superior del tanque, mientras que el agua fría entra por la base y por el lado opuesto del mismo. Normalmente la superficie del tanque es selectiva para minimizar pérdidas de calor.

La principal desventaja de estos sistemas son las altas pérdidas de calor dado que el tanque no está térmicamente aislado puesto que es expuesto directamente a la radiación solar por su funcionamiento. Entonces, la temperatura del agua en el tanque decrecerá durante las noches y en días con bajas temperaturas.

Este tipo de colectores son construidos como si se tratase de colectores parabólicos compuestos, en otras palabras, está compuesto por dos superficies reflejantes, y el tanque que funge como absorbedor.

3.4.2. Sistemas activos

Como se mencionó anteriormente, en los sistemas activos el agua o fluido de transporte de calor es bombeado a través de los colectores. Este tipo de sistemas son más caros y un poco menos eficientes que los sistemas pasivos, especialmente si se requiere de sistemas anti-congelamiento. Además, estos sistemas son más difícil de acondicionar en casas o edificaciones, especialmente si no cuenta con sótano o cuarto de máquinas para los equipos adicionales (tanque de almacenamiento, bombas, entre otros). Cuatro configuraciones se muestran en Tabla 5 para calentamiento de agua; dos de ellas para sistemas activos.

Tabla 5. Clasificación general de los sistemas solares para calentamiento de agua de baja y media temperatura.

Sistemas Pasivos	Sistemas Activos
<ul style="list-style-type: none"> • Termosifón (directa e indirecta). • Colectores con tanque de almacenamiento integrado. 	<ul style="list-style-type: none"> • Sistema de circulación directa (o ciclo abierto). • Sistema de circulación Indirecta (o ciclo cerrado) con intercambiador de calor interno y externo.

Flujos altos han sido usados en los sistemas de calentamiento de agua mediante circuladores con la finalidad de incrementar el factor de remoción de calor, F_R , y por lo tanto, maximizar la eficiencia del colector. Por otra parte, si consideramos el sistema completo y no sólo el colector como un sistema aislado, se ha encontrado que la fracción solar se puede aumentar si se utiliza un caudal bajo a través del colector y un tanque térmicamente estratificado. La estratificación puede ser inducida mediante el uso de difusores en el interior del tanque y en el intercambiador de calor.

Las ventajas de los sistemas con circulación forzada son:

- Integración arquitectónica de los colectores
- Flexibilidad de los sistemas

Se emplea la circulación forzada cuando:

- Se requiere que el sistema sea checado y regulado con mayor precisión.
- El tanque es demasiado pesado para colocarlo en la azotea.

3.4.2.1. Sistemas de circulación directa.

Un diagrama esquemático de un sistema de circulación directa es mostrado en la Figura 18. En este sistema, una bomba de circulación mueve agua potable desde el tanque de almacenamiento hasta los colectores, cuando la radiación solar es la suficiente para elevar la temperatura del agua, para posteriormente regresar al tanque. Debido a que se utilizará un circulador, el tanque puede situarse arriba o debajo del nivel de los colectores. Los sistemas de circulación directa utilizan un único tanque, aunque se puede utilizar más de uno. El uso de tanques con un calentador integrado es una variante de cualquier sistema solar de baja temperatura. Una de las características fundamentales de estos sistemas es el uso de una válvula check para prevenir el efecto termosifón inverso cuando el circulador no está en funcionamiento.

Los sistemas de circulación pueden trabajar con agua suministrada de un tanque de almacenamiento de agua fría como directamente de la red municipal, por lo que se requerirá del uso de válvulas de alivio y reductoras de presión en caso de que se exceda la presión de diseño de los equipos. Esta configuración no debe de ser empleada en sitios donde el agua es extremadamente dura o ácida.

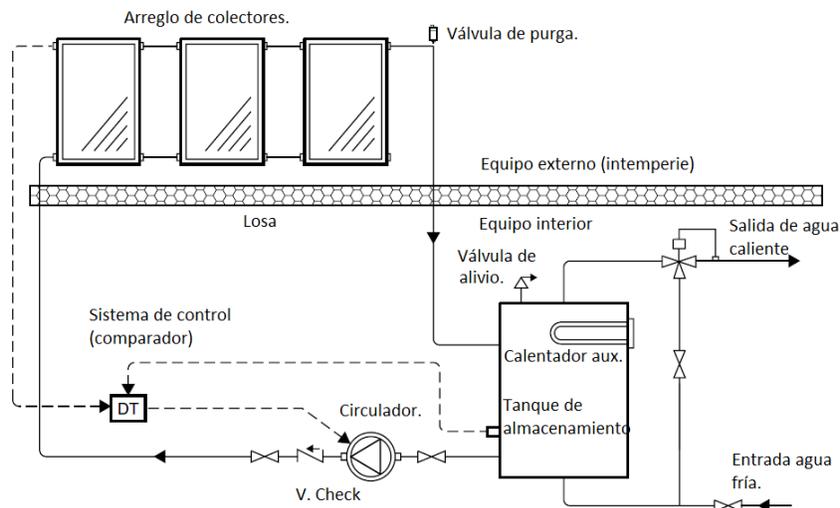


Figura 18. Diagrama esquemático de un sistema de circulación directa.

Este tipo de sistemas es adecuado para climas donde las temperaturas son bajas solo en algunas ocasiones al año. Una de las protecciones contra el congelamiento es la circulación de agua cálida o caliente del tanque a través de los colectores, se tendrán pérdidas de calor pero el sistema no sufrirá daños. Lo anterior se logra con ayuda de un sistema de control automático que al detectar temperaturas bajas, próximas a la de congelamiento, enciende el circulador. Una desventaja del sistema es la falla eléctrica, sin embargo, una solución al problema es la instalación de válvulas anticongelantes en la base de los colectores.

Una variación de la protección anti-congelamiento es el sistema llamado drain-down [4]. En este caso, el agua también es bombeada desde el tanque a los colectores, bajo condiciones de congelamiento o durante una falla eléctrica, el sistema se drena automáticamente vaciando el agua por completo del arreglo de colectores y la tubería externa mediante un juego de válvulas, como se muestra en la Figura 19. Debe de tenerse en cuenta, durante la instalación, que las tuberías deben de estar inclinadas hacia el desagüe con el objeto de evacuar por completo el líquido.

Una válvula rompedora de vacío y otra eliminadora de aire deben de ser instaladas en la parte superior de cada arreglo de colectores para permitir la entrada de aire durante el drenado, y evacuarlo cuando se llene con agua el sistema, respectivamente.

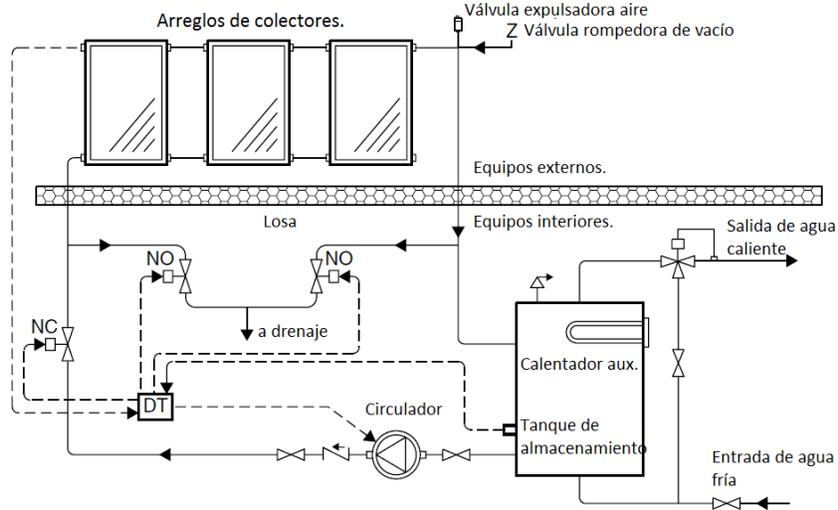


Figura 19. Diagrama esquemático sistema drain-down.

3.4.2.2. Sistemas de calentamiento indirecto.

En este sistema, un fluido se hace circular a través de los colectores en un ciclo cerrado, donde transfiere el calor al agua potable mediante un intercambiador de calor. Los fluidos más comunes usados para estas aplicaciones son soluciones agua – etilenglicol, aunque otros fluidos pueden ser usados tales como el aceites y algunos refrigerantes. Cuando los fluidos son tóxicos o no potables se debe de tomar medidas cautelares en la elección del intercambiador de calor [4]. El intercambiador de calor puede estar situado en el interior o exterior del tanque, aunque puede rodear una sección del tanque (manto), Figura 20. Al igual que en los sistemas abiertos, se requiere de una válvula de alivio y un vaso de expansión, Figura 21. Además se requiere de la instalación de un sistema de protección contra sobrecalentamiento para prevenir la descomposición del fluido, evitando que se vuelva corrosivo.

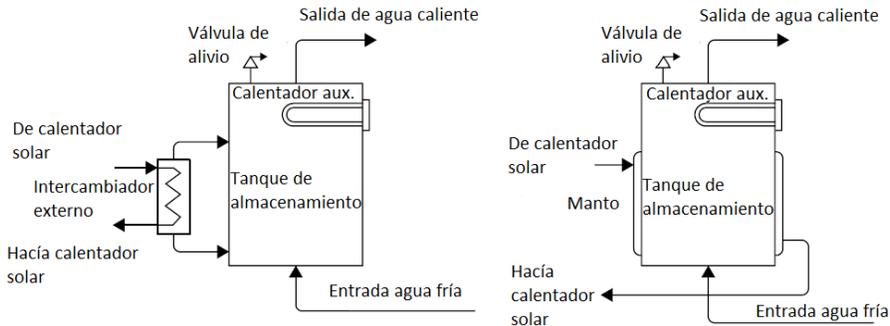


Figura 20. Ejemplificación de posicionamiento de intercambiadores de calor: izquierda, intercambiador externo; derecha, intercambiador de manto.

Los sistemas cerrados que usan soluciones agua-etilenglicol son apropiados para zonas con temperaturas de bajas durante una gran parte del año, debido a que ofrecen protección anti-congelamiento. La construcción y operación de estos sistemas es más cara, puesto que la solución debe ser reemplazada con cierta frecuencia (un par de años), dependiendo de la calidad y de las temperaturas a las que opera.

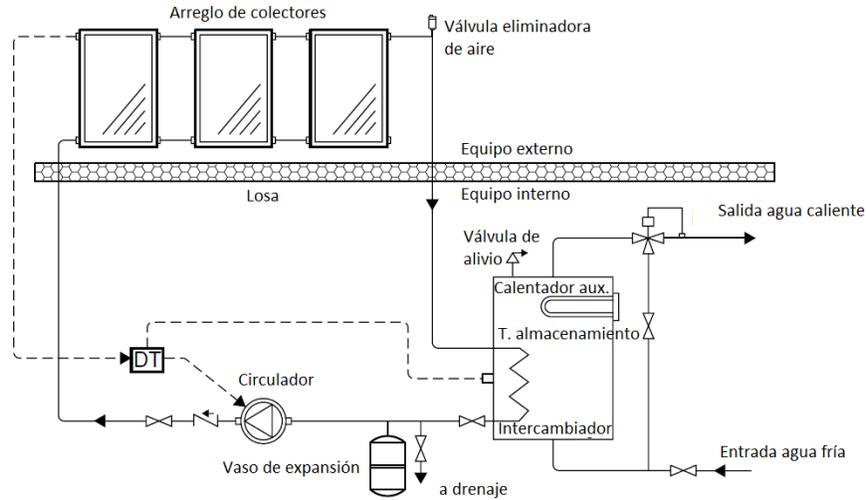


Figura 21. Esquema sistema de calentamiento indirecto, nótese el intercambiador de calor interno.

La forma de protección anti-congelamiento, una variación del sistema directo, llamada drain-back [4] es utilizada en esta configuración. Cuando la bomba de circulación se detiene, por radiación insuficiente o por protección del sistema, el fluido dentro de los colectores es drenado por gravedad y almacenado en un tanque auxiliar. Si el sistema está presurizado, el tanque hace la función de vaso de expansión cuando el sistema está en operación; en este caso el sistema se debe proteger con válvulas de alivio. En el caso de sistemas no presurizados, el tanque es atmosférico con un venteo, además de contar con una válvula que permita la entrada de aire para llenar los colectores mientras se desaloja el fluido, Figura 22.

Como se trata de un ciclo cerrado, el fluido transportador de calor se encuentra aislado del agua potable, por lo que son necesarias válvulas para drenado, sin embargo, las tuberías deben de tener una inclinación favorable para el drenado. Una desventaja de este sistema es la necesidad de utilizar una bomba que maneje altas cargas estáticas para el llenado de los colectores.

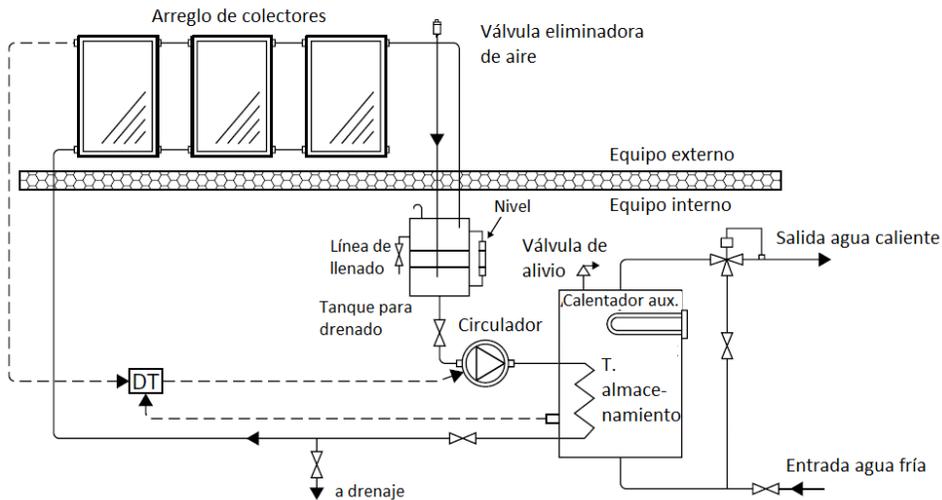


Figura 22. Diagrama del sistema drain-back.

3.4.3. Sistemas híbridos

Las necesidades de agua caliente a determinada temperatura con frecuencia no pueden ser cubiertas por un sistema de calentamiento solar, ya sea por la baja incidencia de radiación solar (días nublados) o por bajas temperaturas ambiente. En otras ocasiones, el sistema se dimensiona acorde a los recursos económicos disponibles al momento de la instalación. En esos casos, la temperatura del agua para servicios no alcanzará el valor deseado, entonces, la instalación de un sistema adicional será necesario con la finalidad de cubrir el gradiente de temperaturas (diferencia entre la temperatura asegurada y la temperatura en el tanque de almacenamiento).

A nivel doméstico e industrial, cuando se pasa de un sistema convencional a un sistema de calentamiento de agua solar, generalmente ya se cuenta con equipos tales como calentadores e incluso calderas, de tal manera que no es necesario la compra de dichos equipos, ya sea para que trabajen de forma conjunta o como respaldo. En el mercado existe una amplia gama de calentadores solares domésticos con calentador integrado en el tanque de almacenamiento; principalmente, calentadores eléctricos. En aplicaciones industriales se debe hacer la adecuación al tanque de almacenamiento para montar dicho sistema. Los calentadores son instalados en la parte superior del tanque con la finalidad de promover una buena estratificación.

Sin embargo, los sistemas solares híbridos se caracterizan por contar con un calentador secundario o de respaldo, el cual recibe agua procedente del tanque de almacenamiento solar para incrementar la temperatura, en caso de ser necesario, decidiendo el encendido mediante su termostato.

Los combustibles típicos para los calentadores son: GLP y gas natural, aunque puede haber otros tales como diesel. Para uso doméstico se emplean calentadores de paso y de rápida recuperación, sin dejar a un lado los calentadores de depósito. Siendo los últimos los menos eficientes pero más usados.

En resumen, los sistemas híbridos son aquellos que utilizan o producen dos diferentes tipos de energía, en este caso energía solar y energía proveniente de un combustible. Su aplicación no depende del tipo de sistema (abierto, cerrado, pasivo o activo) debido a que son la parte final del proceso de calentamiento, Figura 23.

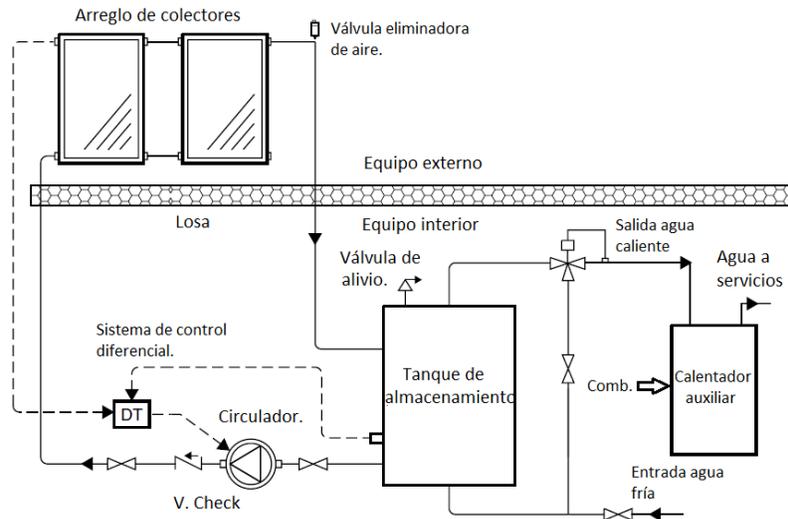


Figura 23. Diagrama esquemático de un sistema híbrido. Nótese el calentador externo.

4. RADIACIÓN SOLAR Y ENERGÍA TÉRMICA

4.1. El Sol (parte II)

Como se observa desde la tierra, la posición del Sol cambia a lo largo del año. La forma que describe el sol a través del año es llamada analemma, la cual es parecida a un 8 alineado a lo largo del eje norte-sur. El ángulo con el que varía la posición del sol en el año se le llama declinación con un valor máximo aproximado de 23.5° , formada entre el eje de la tierra y el plano sobre el que se desplaza alrededor del sol (elíptica). La variación del ángulo aparente del sol es el responsable de las estaciones del año.

El conocimiento del movimiento del Sol durante el año es esencial en el montaje de los colectores solares, siendo fijos o con seguimiento solar. En general, las condiciones ambientales y disposición de radiación solar influyen en el diseño y rendimiento de los colectores solares, por lo que se deben de analizar con detalle.

4.2. Radiación solar

Todas las sustancias, sólidos, líquidos y gases, con temperatura por arriba del cero absoluto emiten energía en forma de ondas electromagnéticas.

La radiación para aplicaciones solares es aquella que emite el Sol entre el rango ultravioleta, visible e infrarrojo, por lo que, la longitud de onda se encuentra entre 0.15 y $3.0 \mu\text{m}$, mientras que la radiación visible se encuentra dentro de 0.38 y $0.72 \mu\text{m}$, siendo las de mayor importancia las primeras.

La radiación solar incidente sobre una superficie depende de las características atmosféricas y atenuación por diversos factores. Ésto hace que la radiación tenga dos componentes; radiación directa y difusa.

- *Radiación directa*: es la radiación solar que llega a la tierra sin ningún cambio de dirección.
- *Radiación difusa*: es la radiación solar que cambia de dirección a causa de la atenuación sufrida por la atmósfera y otros objetos.

4.2.1. Constante solar (Gsc)

Es posible calcular las componentes de la radiación solar mediante valores medidos fuera de la atmósfera. A la cantidad de energía solar por unidad de tiempo recibida por una superficie, normal a la dirección de la radiación, a una distancia promedio entre el Sol y la Tierra se le conoce como constante solar, G_{sc} . Su cuantificación requiere de lecturas fuera de la atmosfera para evitar las atenuaciones por la atmosfera, diversos modelos matemáticos han sido propuestos para su cálculo, siendo Langley (astrónomo, físico e inventor Americano) el primero en proponerlo.

El valor más aceptado de la constante solar es 1366.1 W/m^2 [4]. La cuantificación se realiza mediante lecturas de satélite, misiones espaciales, lanzamiento de cohetes y lecturas tomadas desde telescopios.

4.2.2. Cálculo de la radiación solar

A continuación se describen los modelos que se emplearán para el cálculo de la irradiación global, directa y difusa para éste trabajo, además de la componente horaria. Dichas componentes de la irradiación se obtuvieron mediante los modelos propuestos en [17] y [18].

Este modelo empírico cobra importancia cuando no se cuentan con datos de irradiación medidos directamente en la región de interés. Una de las formas de medición es el uso de piranómetro, el cual nos proporcionará mediciones de irradiación directa y difusa. Sin embargo, en ausencia de esta información, es

factible la utilización de relaciones empíricas e inclusive la extrapolación de datos existentes en otras regiones con latitud, topografía y climas semejantes.

4.2.2.1. Irradiación Global diaria

Aunque se han desarrollado varios modelos empíricos, por regla general, los parámetros que se requieren para su aplicación son básicamente los mismos. Los parámetros meteorológicos que normalmente se utilizan son humedad relativa, temperatura, altitud y nubosidad, así como la heliofanía relativa (duración del brillo solar u horas de irradiación). Los modelos con más aceptación son aquellos que consideran únicamente la heliofanía relativa, o bien, la cantidad de nubes puesto que son expresiones del proceso real de transferencia radiativa en la atmósfera.

De acuerdo con Estrada y Almanza *et al* (2005), el modelo de Reddy, descrito en dicho documento, proporciona mejores resultados para México. El método requiere no sólo de la heliofanía relativa sino que además del uso del número de días lluviosos, latitud, humedad relativa y ubicación del lugar respecto al mar. El modelo propuesto para el cálculo de la irradiación global diaria es el siguiente:

$$H = 0.0187K \frac{(1 + 0.8)(1 - 0.2t)}{\sqrt{hr}} \left[\frac{MJ}{m^2} \right] \quad (1)$$

Donde

$$K = [(\lambda)L_0 + \psi_{i,j} \cos \phi] \times 100 \quad (2)$$

$$\lambda = \frac{0.2}{1 + 0.1\phi} \quad (3)$$

con

ϕ	Latitud del sitio, en grados
λ	Factor empírico de latitud
N	Longitud promedio del día durante el mes
$\psi_{i,j}$	Factor de estación (depende del mes y localidad)
n_i	Horas promedio de insolación por día durante el mes
p	n_i/N
r	Número de días lluviosos durante el mes
M	Número de días en el mes
t	r/M
h_r	Humedad relativa

La longitud del día (N) está dada por la ecuación (23), la declinación δ será calculada con la ecuación (13) o (14).

Los valores que puede tomar el factor de estación, $\psi_{i,j}$, se muestran en la Tabla 6. Los valores del subíndice j son: 1 y 2, para determinar si es una localidad tierra dentro o una región con costa, respectivamente. Mientras que otro subíndice representa en número del mes.

Tabla 6. Factores de estación para cálculo de irradiación global

i	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\psi_{i,1}$	1.28	1.38	1.54	1.77	2.05	2.30	2.48	2.41	2.36	1.73	1.38	1.17
$\psi_{i,2}$	1.46	1.77	2.05	2.15	2.05	2.05	2.10	2.17	2.14	1.96	1.60	1.43

4.2.2.2. Componentes de la irradiación global

Diversas correlaciones han sido propuestas, tratando de mejorar el modelado de la radiación solar, de las cuales resalta la correlación de Page [18], misma que ha sido validada con datos de diversas regiones alrededor del mundo bajo diversas condiciones climatológicas. Entonces, la irradiación difusa es:

$$H_d = \left[1 - 1.13 \frac{H}{H_0} \right] \quad (4)$$

Donde la irradiación extraterrestre global sobre una superficie horizontal, H_0 , se calcula:

$$H_0 = \frac{24 \times 3600 G_{sc}}{\pi} E_0 \left[\cos \phi \cos \delta \sin \omega_{ss} + \frac{2\pi \omega_{ss}}{360} \sin \phi \sin \delta \right] \quad (5)$$

donde ω_{ss} es el ángulo horario del amanecer o atardecer, sección 4.2.5, además de

$$E_0 = 1.00011 + 0.00128 \sin \Gamma + 0.000719 \cos 2\Gamma + 0.00077 \sin \Gamma \quad (6)$$

Las componentes de la irradiación global son la suma de la irradiación difusa más la irradiación directa. Entonces, esta última se calculará con la siguiente ecuación.

$$H_b = H - H_d \quad (7)$$

Generalmente, los análisis se realizan para cada mes, es decir, se toman los días característicos para cada mes del año. Introducimos el índice de claridad que se define como:

$$\bar{K}_T = \frac{\bar{H}}{\bar{H}_0} \quad (8)$$

Por lo que la ecuación de Page, ecuación(4), resulta

$$\frac{\bar{H}_d}{\bar{H}} = 1 - 1.13 \bar{K}_T \quad (9)$$

Donde la tilde significa promedio mensual, considerando los valores de la Tabla 7.

4.2.2.3. Irradiación horaria promedio mensual

La obtención de la irradiación difusa horaria promedio mensual, \bar{I}_d , para una hora solar media, ω_s , está dado por la ecuación (10), acorde a las correlaciones de Iqbal Collares-Pereira y Rabl, descritas en [17]:

$$r_d = \frac{\bar{I}_d}{\bar{H}_d} = \frac{\pi}{24} \frac{0.997 \cos \omega_s - \cos \omega_{ss}}{\sin \omega_s - \frac{\pi}{180} \omega_{ss} \cos \omega_{ss}} \quad (10)$$

Mientras que la irradiación global horaria promedio mensual, \bar{I} , se puede obtener mediante la relación de Collares-Pereira y Rabl, entonces

$$r = \frac{\bar{I}}{\bar{H}} r_d (a + b \cos \omega_s) \quad (11)$$

En las que

$$a = 0.409 + 0.5016 \sin(\omega_{ss} - 60)$$

$$b = 0.6609 - 0.4767 \sin(\omega_{ss} - 60)$$

Donde el valor ω_{ss} representa la hora solar (ángulo) en la cual se da el atardecer, mismo que es igual con el valor negativo del amanecer, $-\omega_{sr}$

Al igual que en la ecuación (7), la radiación directa horaria promedio mensual se calcula de la siguiente manera:

$$\bar{I}_b = \bar{I} - \bar{I}_d \quad (12)$$

Para determinar la irradiación normal horaria promedio mensual se requiere del cálculo del coseno del ángulo θ .

4.2.3. Ángulos solares

En los sistemas de captación solar no solo es importante conocer el cambio de la radiación solar durante el día, sino que también es necesario analizar el comportamiento del Sol respecto a la Tierra.

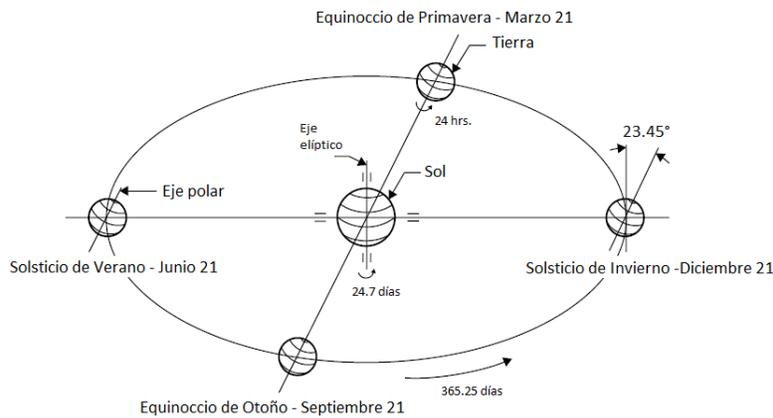


Figura 24. Movimiento de la Tierra alrededor del Sol.

El movimiento relativo del Sol y la Tierra no es simple, pero se puede predecir dado que se trata de un movimiento sistemático. El movimiento más obvio del Sol es el que describe a lo largo del día, logrando el punto más elevado a mediodía. Con el cambio de estaciones, la posición del Sol al amanecer y atardecer cambia gradualmente hacia el norte, por lo tanto los días se vuelven más largos en el hemisferio norte. El 21 de Junio el Sol se encuentra en el punto más cercano al norte, respecto a la tierra, a lo cual se le llama *solsticio de verano*. El 21 de Diciembre, el solsticio de invierno tiene lugar, para el cual el sol se encuentra en la posición más cercana al sur, Figura 25. Entre los solsticios tienen lugar los equinoccios de primavera y

otoño, Marzo 21 y Septiembre 21, respectivamente, caracterizados por tener la misma duración el día y la noche. En el hemisferio sur los solsticios son opuestos y cabe mencionar que las fechas son aproximadas.

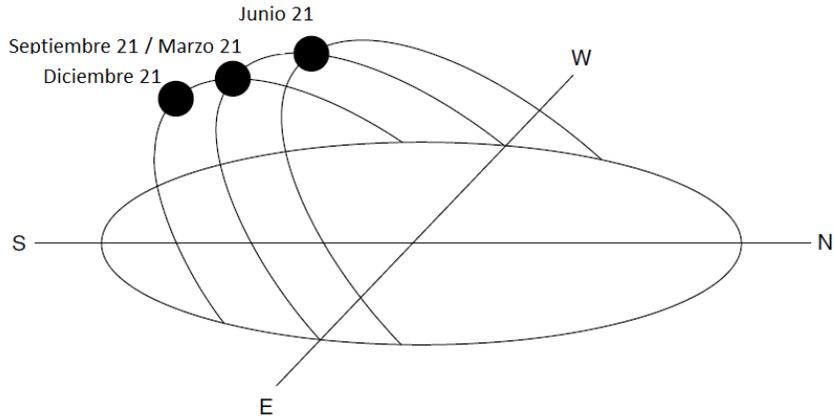


Figura 25. Posiciones del Sol a lo largo del año.

El estudio de los diferentes ángulos que describen el comportamiento del Sol es esencial en el cálculo de la ganancia de calor por radiación solar, siendo de interés los ángulos de declinación, horaria, acimut e incidencia, entre otros.

4.2.3.1. Declinación (δ)

La declinación solar es la distancia angular entre los rayos del Sol, en dirección al centro de la Tierra, y el ecuador (medido hacia el norte o sur), siendo positivo para el hemisferio norte, Figura 26. Con valores absolutos máximos de 23.45° y mínimos de 0° , cuando los rayos del Sol coinciden con el plano del ecuador, Figura 24.

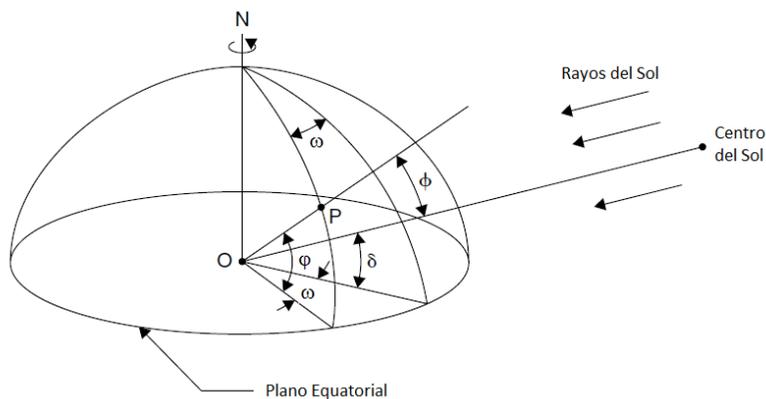


Figura 26. Definición de los ángulos de declinación, latitud y horario.

La variación de la declinación solar a lo largo del año se muestra en la Figura 27. La declinación δ para cualquier día del año (n) se calcula mediante la ecuación (13), en grados.

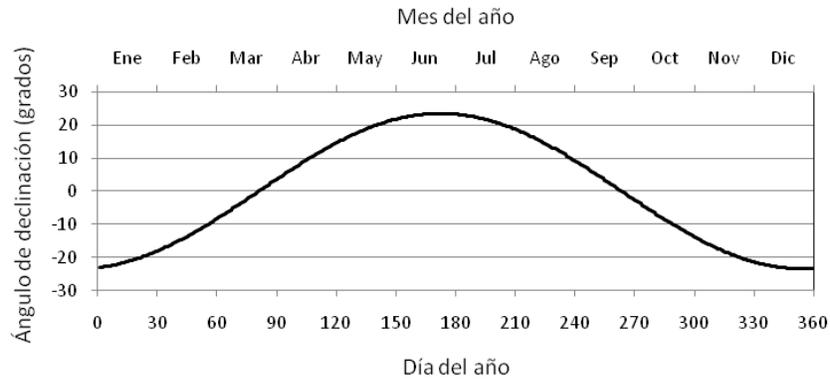


Figura 27. Variación del ángulo de declinación a lo largo del año.

$$\delta = 23.45 \sin \left[\frac{360}{365} (284 + n) \right] \quad (13)$$

Una forma alterna es calcularla mediante la fórmula desarrollada por Spencer, citada en [18]

$$\delta = \frac{180}{\pi} \left(\begin{array}{l} 0.00691 - 0.39991 \cos \Gamma + 0.07025 \sin \Gamma - \\ -0.00675 + 0.00090 \sin 2\Gamma - \\ -0.002697 \cos 3\Gamma + 0.00148 \sin 3\Gamma \end{array} \right) \quad (14)$$

En la que

$$\Gamma = \frac{2\pi(n - 1)}{365} \quad (15)$$

Donde n es el número del día del año

Debido a que el número de día y hora son usados en aplicaciones solares, en la Tabla 7 se presentan los valores característicos para cada mes.

Tabla 7. Número de días característicos mensuales.

Mes	Número de día	Día promedio mensual		
		Fecha	n	δ (deg.)
Enero	i	17	17	-20.92
Febrero	$31 + i$	16	47	-12.95
Marzo	$59 + i$	16	75	-2.42
Abril	$90 + i$	15	105	9.41
Mayo	$120 + i$	15	135	18.79
Junio	$151 + i$	11	162	23.09
Julio	$181 + i$	17	198	21.18
Agosto	$212 + i$	16	228	13.45
Septiembre	$243 + i$	15	258	2.22
Octubre	$273 + i$	15	288	-9.6
Noviembre	$304 + i$	14	318	-18.91
Diciembre	$334 + i$	10	344	-23.05

4.2.3.2. Ángulo horario

El ángulo horario ω de un punto en la superficie de la tierra se define como el ángulo a través del cual la tierra gira para llegar al meridiano de un punto directamente bajo del sol. La Figura 26 muestra el ángulo horario del punto P sobre el plano ecuatorial, medido mediante las proyecciones OP y la línea descrita por la unión entre los centros de la tierra y el sol. El horario solar del medio día es igual a cero, por cada 15° de longitud equivalente es igual a 1 hora, se considera positivo antes del mediodía y negativo en caso contrario.

El ángulo horario, en grados, puede ser obtenido a partir del horario solar local como:

$$\omega = (t - 12) \cdot 15 \quad (16)$$

4.2.3.3. Ángulo de altitud del Sol (α)

El ángulo que describe un plano cualquiera los rayos del sol es llamado ángulo de altitud del sol, α . Este ángulo se relaciona con el ángulo de cenit (θ_z), el cual es el ángulo formado entre los rayos del sol y la normal a un plano horizontal (vertical), Figura 28.

$$\theta_z + \alpha = 90^\circ \quad (17)$$

El ángulo de altitud solar se calcula con la ecuación (18), donde el ángulo ϕ corresponde a la latitud del sitio, con valores positivos para valores por arriba del Ecuador y negativos para el caso opuesto.

$$\sin \alpha = \cos \theta_z = \sin \phi \sin \delta + \cos \phi \cos \delta \cos \omega \quad (18)$$

4.2.3.4. Ángulo de acimut (Z)

El ángulo de acimut es la desviación de los rayos del sol respecto al sur; con valores positivos cuando se mide hacia el este y negativo en el sentido contrario, teniendo un valor de cero cuando la normal de la superficie coincide con el eje norte-sur, medido en un plano horizontal.

$$\sin Z = \frac{\cos \delta \sin \omega}{\cos \alpha} \quad (19)$$

El medio día solar sucede cuando el sol se encuentra exactamente en el meridiano que contiene al eje norte-sur, por lo que el ángulo de acimut es igual con 0°, Figura 28.

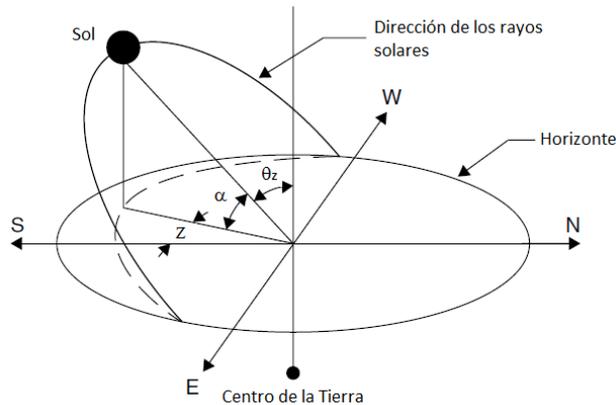


Figura 28. Esquema ángulos de acimut y de altitud del sol.

4.2.4. Ángulo de incidencia (θ)

Habiendo definido los anteriores ángulos, se puede calcular el ángulo de incidencia, θ , el cual es formado por la dirección de los rayos solares y la normal de una superficie. Para un plano horizontal cualquiera coincidente con el plano de referencia, Figura 29, la normal del plano corresponde con la vertical, por lo que el ángulo de incidencia y el de cenit tienen el mismo valor.

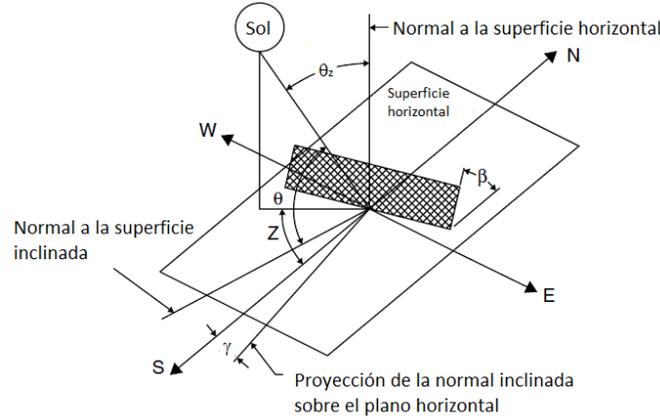


Figura 29. Esquema con los diferentes ángulos solares, superficie inclinada.

Los ángulos de acimut sobre el plano horizontal (γ) y el ángulo de inclinación (β) de la superficie representan la desviación respecto al sur real y la inclinación respecto al plano de referencia, respectivamente. La expresión utilizada para el cálculo del ángulo θ se presenta a continuación.

$$\cos \theta = \sin \phi \sin \delta \cos \beta - \cos \phi \sin \delta \sin \beta \cos \gamma + \cos \phi \cos \delta \cos \omega \cos \beta + \sin \phi \cos \delta \cos \omega \sin \beta \cos \gamma + \cos \phi \sin \omega \sin \beta \sin \gamma \quad (20)$$

Cuando $\beta = 0$, a θ se le conoce como ángulo de cenit, y considerando que la proyección de la normal a la superficie en estudio coincide con la vertical del plano de referencia por lo que $\gamma = 0$. Sustituyendo los ángulos en la ecuación (20) obtenemos (18).

4.2.5. Hora de amanecer, atardecer y longitud del día

Se dice que amanece cuando el ángulo de altura solar es igual con 0. Entonces, el ángulo horario al cual atardece se obtiene al igualar a cero la ecuación (18).

$$\omega_{ss} = \cos^{-1} \left[-\frac{\sin \phi \sin \delta}{\cos \phi \cos \delta} \right] = \cos^{-1} [-\tan \phi \tan \delta] \quad (21)$$

Puesto que el ángulo horario al mediodía solar es igual con 0, y considerando que por cada 15° de longitud transcurre 1 hora, el amanecer y atardecer en hora local a partir del mediodía solar está dada por:

$$H_{ss} = -H_{sr} = \frac{1}{15} \cos^{-1} [-\tan \phi \tan \delta] \quad (22)$$

La longitud del día (N) se define como el intervalo de tiempo que le toma al sol recorrer desde el amanecer hasta el atardecer, siendo su valor dos veces el obtenido en la ecuación (22).

$$N = \frac{2}{15} \cos^{-1}[-\tan \phi \tan \delta] \quad (23)$$

4.2.6. Atenuación de la radiación

Como resultado de la variación de los ángulos solares, la radiación directa reduce su magnitud al pasar a través de la atmosfera terrestre, por lo que el valor de la constante G_{sc} también decrece. La atenuación depende de la masa de gases que debe de atravesar la radiación para llegar a un punto de interés, consecuentemente, está estrechamente relacionada con el ángulo de cenit θ_z , Figura 30.

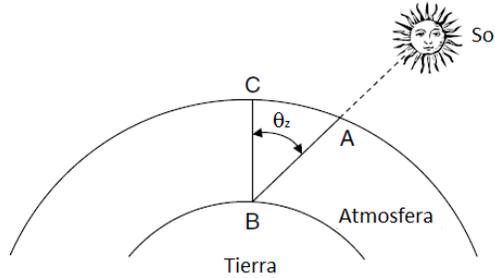


Figura 30. Atenuación de la radiación por masa de aire.

La fracción de masa de aire se define con la ecuación (24), con valor $m = 1$ para un valor de $\theta_z = 0$.

$$m = \frac{AB}{BC} = \frac{1}{\cos \theta_z} \quad (24)$$

4.2.7. Radiación sobre un plano inclinado

Los ángulos θ y θ_z determinan la dirección de la radiación, por lo tanto la inclinación β modificará la cantidad de radiación incidente sobre una superficie y reduciendo la reflexión. Los diseñadores de instalaciones solares tienen disponible una amplia gama de mediciones o modelos matemáticos para estimar la radiación sobre un plano horizontal, por lo que es necesario ajustarla a superficies inclinadas.

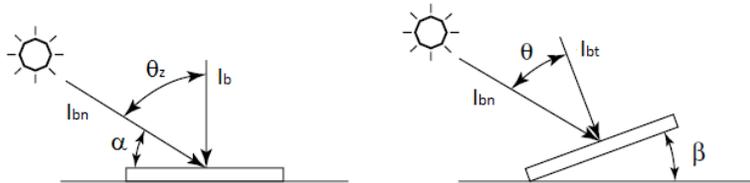


Figura 31. Radiación solar directa sobre un plano horizontal e inclinado.

Varios modelos matemáticos han sido propuestos para la cuantificación de las componentes de la radiación solar directa y difusa, además del cálculo de una componente por reflexión en las superficies (I_g), de tal manera que:

$$I_T = I_{bt} + I_{dt} + I_{gt} \quad (25)$$

De la Figura 31 e introduciendo la relación entre la radiación directa normal incidente para ambas superficies, factor de proyección R_b , resulta:

$$I_{bt} = I_{bn} \cos \theta \quad (26)$$

$$R_b = \frac{I_{bt}}{I_b} = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \quad (27)$$

$$I_{bt} = I_b R_b \quad (28)$$

El cálculo de la radiación difusa es complicado, puesto que depende de las características del medio por donde se distribuye, es decir, nubosidad y turbiedad de la atmósfera.

El modelo propuesto por Davies y Hay, posteriormente modificado por Reindl para incluir un factor que considera el abrillantamiento del horizonte, es conocido como modelo HDKR [1], en el que, la radiación difusa sobre un plano inclinado se calcula como:

$$I_{dt} = I_d \left\{ (1 - A) \left[\frac{1 + \cos \beta}{2} \right] \left[1 + f \sin^3 \left(\frac{\beta}{2} \right) \right] + AR_b \right\} \quad (29)$$

$$I_{gt} = (I_b + I_d) \rho_g \left[\frac{1 - \cos \beta}{2} \right] \quad (30)$$

Donde $A = I_b/I_0$ es un índice anisotrópico, $f = \sqrt{I_b/I}$ es un factor de nubosidad y ρ_g es un índice de reflexión del suelo, mismo que se considera igual con 0.2 para superficies sin nieve. La radiación extraterrestre promedio mensual horaria se calcula con:

$$I_0 = \frac{12 \times 3600 G_{sc}}{\pi} E_0 \left[\cos \phi \cos \delta (\sin \omega_2 - \sin \omega_1) + \frac{2\pi(\omega_2 - \omega_1)}{360} \sin \phi \sin \delta \right] \quad (31)$$

Donde ω_1 y ω_2 son los ángulos horarios al inicio y al final de la hora en consideración.

4.3. Transmisión de radiación solar

Una vez que se conoce el ángulo de incidencia, y por lo tanto la magnitud de la radiación solar sobre una superficie cualquiera, se puede calcular la energía térmica que se captará en el colector solar.

Cuando una onda o rayo de radiación solar incide sobre una superficie o cuerpo, parte de ella es reflejada, otra parte se absorbe y el resto es transmitida por el cuerpo. Las propiedades asociadas con el fenómeno son: refractancia (ρ), absorptividad (α) y transmitancia (τ), las cuales se relacionan acorde a la ecuación (32).

$$\rho + \alpha + \tau = 1 \quad (32)$$

Cuando la radiación solar incide sobre una superficie plana transparente con un ángulo de incidencia θ_1 , parte de la radiación incidente es reflejada mientras que el resto es refractada con un ángulo θ_2 , Figura 32. Los ángulos θ_1 y θ_2 no son iguales cuando la densidad de los medios por donde viaja la radiación es diferente, desviándose hacia la perpendicular de la superficie con mayor densidad. Los ángulos se relacionan mediante la ley de Snell.

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{\sin \theta_2}{\sin \theta_1} \quad (33)$$

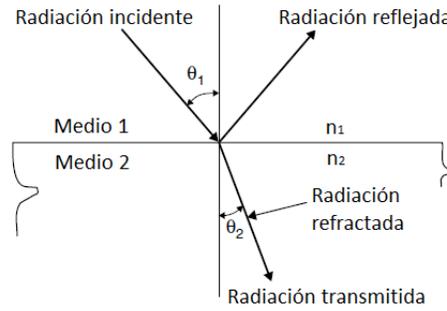


Figura 32. Ángulos de incidencia y refracción de un rayo pasando a través de dos medios.

Donde n_1 y n_2 son índices de refracción del medio por donde se transmite la radiación. Valores típicos de para la refracción son: 1.0 para el aire, 1.526 para el vidrio y 1.33 para el agua.

Para nuestro caso de estudio, el ángulo $\theta_1 = \theta$, calculado con la ecuación (20), conociendo el valor de θ_2 se calcularán las componentes de la reflectancia ρ mediante la relación de Fresnel.

$$\rho = \frac{1}{2} \left[\frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)} + \frac{\tan^{-1}(\theta_2 - \theta_1)}{\tan^{-1}(\theta_2 + \theta_1)} \right] \quad (34)$$

La transmitancia se limita cuando la reflectancia crece, de este modo la transmitancia limitada por la reflexión, τ_{r,n_c} , para un número n_c de cubiertas iguales, se expresa como

$$\tau_{r,n_c} = \frac{1 - \rho}{1 + (2n_c - 1)\rho} \quad (35)$$

La transmitancia, τ_α (debida a las pérdidas por absorción), se calcula mediante

$$\tau_\alpha = e^{-KL/\cos \theta_2} \quad (36)$$

donde K es el coeficiente de extinción, las cuales pueden variar desde $4m^{-1}$ (para vidrio de baja calidad) hasta $32m^{-1}$ (para vidrio de alta calidad), mientras que L es el espesor del material.

La transmitancia total, τ , será el producto de las transmitancias parciales dadas por las ecuaciones (35) y (36).

$$\tau \cong \tau_\alpha \tau_r \quad (37)$$

4.3.1. Producto transmitancia – absorptancia

La incidencia de radiación solar sobre la combinación de una cubierta con la placa absorbidora se muestra en la Figura 33. Como se puede apreciar, la energía incidente sobre la placa absorbente es $\tau\alpha$, mientras que $(1 - \alpha)\tau$ es reflejado hacia la cubierta de vidrio. La radiación reflejada por la placa se considera difusa, entonces la fracción $(1 - \alpha)\tau$ es reflejada como $(1 - \alpha)\tau\rho_d$ nuevamente hacia la placa absorbidora. Las reflexiones múltiples entre la placa y la cubierta de vidrio continúan, la relación resultante es:

$$(\tau\alpha) = \frac{\tau \cdot \alpha}{1 - (1 - \alpha)\rho_d} \quad (38)$$

La ecuación (39) representa la aproximación práctica para muchos colectores:

$$(\tau\alpha) \cong 1.01\tau \cdot \alpha \quad (39)$$

La refractancia ρ_d suele evaluarse como constante en el tiempo, y es muy similar al evaluar $\theta_1 = 60^\circ$ en las ecuaciones (33) y (34) para obtener τ de la ecuación (37), el resultado se considera como un valor promedio y solo aplica para colectores de placa plana con una sola cubierta de vidrio.

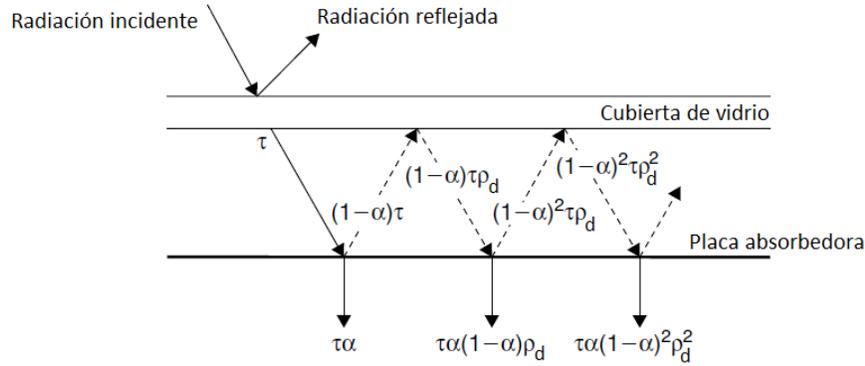


Figura 33. Radiación transferida desde la cubierta hasta la placa absorbidora.

4.3.2. Radiación solar absorbida

La predicción del comportamiento del colector solar requiere del conocimiento de la cantidad de energía absorbida por el mismo. Como se mencionó anteriormente, la radiación incidente tiene tres componentes: radiación directa, difusa y reflejada por el suelo. Usando un modelo isotrópico con base horaria, la ecuación (25), puede ser modificada para calcular la radiación absorbida, G_{TA} , mediante la multiplicación de cada término por el correspondiente producto $(\tau\alpha)$.

$$G_{TA} = G_b R_b (\tau\alpha)_b + G_d (\tau\alpha)_d \left[\frac{1 + \cos \beta}{2} \right] + \rho_g (G_b + G_d) (\tau\alpha)_g \left[\frac{1 - \cos \beta}{2} \right] \quad (40)$$

Para los cuales se deberá de calcular el ángulo con el que inciden en la superficie absorbidora, mediante las siguientes ecuaciones. El ángulo para $(\tau\alpha)_b$ corresponde al ángulo de incidencia, sección 4.2.4.

$$\theta_d = 59.68 - 0.1388\beta + 0.001497\beta^2 \quad (41)$$

$$\theta_g = 90 - 0.5788\beta + 0.002693\beta^2 \quad (42)$$

Con los valores obtenidos de los ángulos θ_d y θ_g se calculan los valores $(\tau\alpha)_d$ y $(\tau\alpha)_g$ con ayuda de las ecuaciones (33) a (39).

Cabe señalar que los valores de radiación horaria I están dados en J/m^2 , por lo que los valores G , en W/m^2 , son el resultado de la integración de I para una hora cualquiera, dicho en otras palabras, al dividir entre 3600 s se obtiene la radiación en las unidades requeridas. Lo anterior bajo la suposición de que la hora a la que se calculará es la media entre la inicial y la final del periodo.

4.4. Distribución de temperaturas en el colector

Después de plantear los modelos matemáticos para el cálculo de la radiación que atraviesa la cubierta de un colector solar, es necesario conocer la cantidad de energía que será transferida al fluido que circula a través de los captadores.

En condiciones de estado estacionario, la cantidad de calor entregada por el colector solar es igual a la cantidad de energía absorbida por el fluido de trabajo menos las pérdidas de calor directas o indirectas de la superficie hacia los alrededores. Como se muestra en la Figura 34, la radiación solar absorbida es igual a G_{TA} . Las pérdidas térmicas de energía del colector hacia el ambiente se llevan a cabo mediante conducción, convección y radiación, representadas por el producto del coeficiente total de pérdidas, U_L , y por la diferencia entre las temperaturas de la placa absorbidora, T_c , y la temperatura ambiente, T_a . De esta manera, en estado estacionario, la cantidad de energía útil, para un área A_c cualquiera, se puede expresar de la siguiente manera:

$$Q_u = A_c [G_{TA} - U_L(T_c - T_a)] = \dot{m}C_p(T_s - T_i) \quad (43)$$

donde

T_s = Temperatura del fluido a la salida del colector.

T_i = Temperatura del fluido a la entrada del colector.

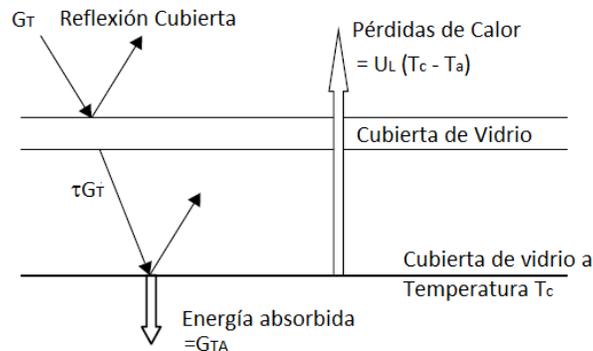


Figura 34. Ganancia y pérdida de calor en el colector solar.

Para el análisis del modelo presentado en la Figura 34, se toman en cuenta las siguientes consideraciones:

- El flujo en el colector es en estado estacionario.
- El colector es del tipo tubos ascendentes paralelos unidos a una placa.
- Los cabezales cubren solo una pequeña área de la placa por lo que se desprecia.
- El cabezal proporciona el mismo flujo a cada tubo.
- Flujo de calor a través de la cubierta superior y posterior son unidireccionales.
- Temperatura del cielo igual a la ambiente.
- Los gradientes de temperatura alrededor del tubo se desprecian.
- Propiedades de los materiales independientes de la temperatura.
- La cubierta no absorbe energía solar.
- La caída de temperatura en la cubierta superior es despreciable.

- Temperatura ambiente igual en el frente y parte posterior del colector.
- La cubierta es opaca a la radiación infrarroja.
- No hay sombras en la placa de absorbedora.

El factor de eficiencia del colector se calcula al considerar la distribución de temperaturas entre dos tubos del colector, y asumiendo que el gradiente de temperaturas en la dirección de flujo es despreciable. El análisis se realiza considerando la Figura 35a en la que la distancia entre los tubos es W , el diámetro del tubo es D y el espesor de la lámina es e_p . Debido a que la lámina utilizada en la fabricación de los colectores de placa plana es cobre o aluminio, los cuales son buenos conductores de calor, el gradiente de temperatura a través de la placa puede ser despreciado. Por lo tanto, la región central que separa los tubos y el centro de los mismos puede ser considerada como cualquier problema de aletas.

La aleta mostrada en la Figura 35b es de longitud $L = (W - D)/2$. Un elemento diferencial, Δx , y una pequeña sección de la aleta en dirección del flujo de calor, se muestran en la Figura 35c. La energía solar absorbida por el elemento infinitesimal es $S\Delta x$ y la pérdida de calor está dada por $U_L\Delta x(T - T_a)$, donde T_x es la temperatura local de la placa. Así, el balance de energía es:

$$S\Delta x - U_L\Delta x(T - T_a) + \left(-ke_p \frac{dT}{dx}\right)\Big|_x - \left(-ke_p \frac{dT}{dx}\right)\Big|_{x+\Delta x} = 0 \quad (44)$$

Donde S es la radiación solar absorbida. Dividiendo entre el elemento infinitesimal y obteniendo el límite cuando Δx tiende a cero:

$$\frac{d^2T}{dx^2} = \frac{U_L}{ke_p} \left(T - T_a - \frac{S}{U_L}\right) \quad (45)$$

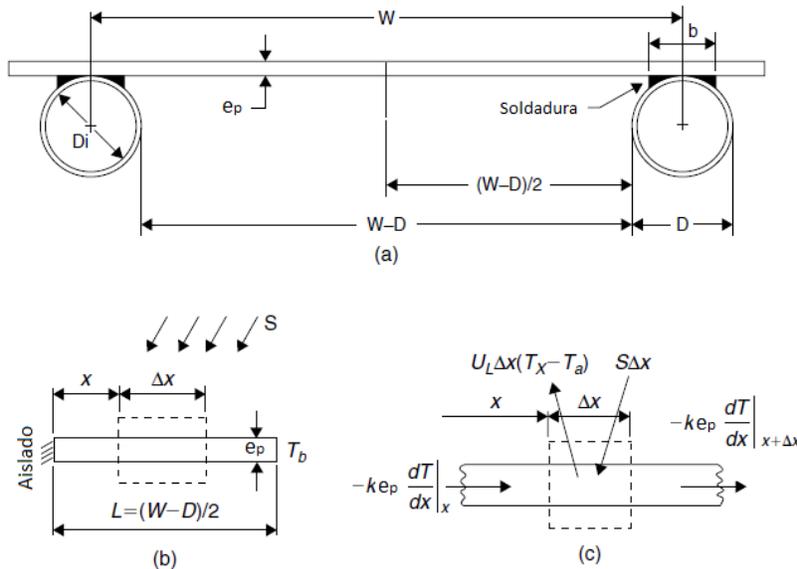


Figura 35. Diagrama para el balance de energía en las aletas.

Con las siguientes condiciones de frontera:

$$\left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = 0 \quad T|_{x=L} = T_b$$

Definimos las siguientes variables como:

$$m = \sqrt{\frac{U_L}{ke_p}} \quad (46)$$

$$\Psi = T - T_a - \frac{S}{U_L} \quad (47)$$

Entonces la ecuación (45) se convierte en:

$$\frac{d^2\Psi}{dx^2} - m^2\Psi = 0 \quad (48)$$

Con las siguientes condiciones de frontera

$$\left. \frac{d\Psi}{dx} \right|_{x=0} = 0 \quad \Psi|_{x=L} = T_b - T_a - \frac{S}{U_L}$$

La solución general de la ecuación (48) es:

$$\Psi = C_1 \sinh(mx) + C_2 \cosh(mx) \quad (49)$$

Las constantes C_1 y C_2 se obtienen al sustituir las condiciones de frontera en la solución general, ecuación (49). Resultando:

$$\frac{T - T_a - S/U_L}{T_b - T_a - S/U_L} = \frac{\cosh(mx)}{\cosh(mL)} \quad (50)$$

La ecuación (50) nos proporciona la distribución de temperaturas a lo largo del eje x para cualquier y (distribución uniforme en el espesor).

El flujo de calor hacia la tubería se puede evaluar mediante la ley de Fourier en la base de la aleta, la cual es la cantidad de energía que se conduce a través de la misma.

$$q'_f = -ke_p \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=L} = \frac{ke_p m}{U_L} [S - U_L(T_b - T_a)] \tanh(mL) \quad (51)$$

Pero como $ke_p m/U_L$ es igual a $1/m$, la ecuación(51) solo considera la energía colectada solo por una de las dos aletas del tubo, por lo que para ambos lados se considera:

$$q'_f = (W - D)[S - U_L(T_b - T_a)] \frac{\tanh(m(W - D)/2)}{m(W - D)/2} \quad (52)$$

La ecuación anterior fue manipulada de tal forma que se pueda apreciar por separado la eficiencia de la aleta (F) de sección rectangular, donde la longitud característica se considera únicamente como la longitud total de la aleta (espesor pequeño).

$$F = \frac{\tanh(m(W - D)/2)}{m(W - D)/2} \quad (53)$$

Por lo que la ecuación (52) se puede expresar como sigue:

$$q'_f = (W - D)F[S - U_L(T_b - T_a)] \quad (54)$$

La ganancia de calor en el colector también debe de incluir el ganado por la sección expuesta al Sol del tubo, lo cual está dado por

$$q'_{tubo} = D[S - U_L(T_b - T_a)] \quad (55)$$

Por lo que, el calor útil ganado por el colector, para cada tubo aletado, es la suma del calor ganado por las aletas más el ganado por el tubo

$$q'_u = q'_f + q'_{tubo} = [(W - D)F + D][S - U_L(T_b - T_a)] \quad (56)$$

La energía colectada por la placa y el tubo será transferida al fluido de trabajo, la cual se puede expresar en términos de dos resistencias como:

$$q'_u = \frac{T_b - T_f}{\frac{1}{\pi D_i h_{fi}} + \frac{1}{C_b}} \quad (57)$$

donde h_{fi} es el coeficiente de transferencia de calor entre la pared del tubo y el fluido.

En la ecuación anterior C_b representa la conductancia de la soldadura, misma que puede ser calculada mediante la conductividad térmica de la soldadura, k_b , el espesor de la soldadura, γ , y la longitud de la misma, b .

$$C_b = \frac{k_b b}{\gamma} \quad (58)$$

La conductancia térmica de la soldadura puede llegar a ser importante en la transferencia de calor entre los medios, por lo que se recomienda tener una unión directa con las aletas.

Despejando T_b de la ecuación (57) y sustituyendo en la ecuación (56), encontramos la siguiente relación

$$q'_u = WF'[S - U_L(T_f - T_a)] \quad (59)$$

En la que F' es el factor de eficiencia del colector, dado por la ecuación

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{W \left\{ \frac{1}{U_L[D + (W - D)F]} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi D_i h_{fi}} \right\}} \quad (60)$$

El factor de eficiencia del colector es una constante esencial para cualquier diseño de colector y para cualquier flujo de agua. Entonces, la variable U_L se relaciona con cada una de las demás formas de transferencia de calor, C_b y h_{fi} , y con la eficiencia F , las cuales son función de la temperatura. Para muchos diseñadores de colectores, la variable más importante es la eficiencia del colector, F , que es una forma para determinar F' . Además, el factor de eficiencia del colector decrece cuando incrementa la distancia entre los centros de los tubos y aumenta cuando el espesor de la placa y la conductividad térmica incrementan su

valor. Al incrementar el coeficiente de pérdidas totales, decrece F' , mientras que al incrementar el coeficiente de transferencia tubo-fluido el coeficiente F' aumentará.

4.4.1. Factor de remoción de calor

Consideremos un elemento infinitesimal de la longitud del tubo, δ_y , como se muestra en la Figura 36. La cantidad de calor entregada al agua es $q'_u \delta_y$.

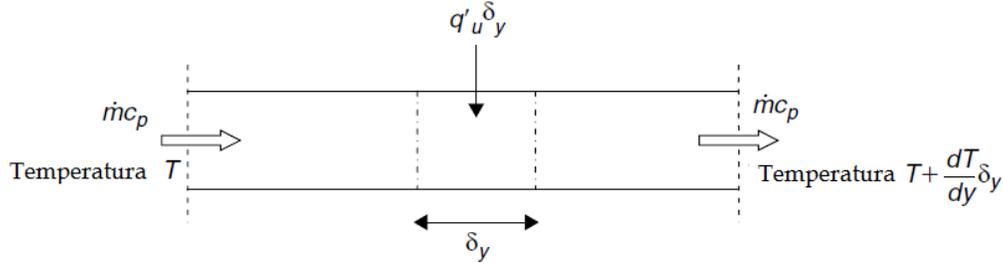


Figura 36. Flujo de energía a través de un elemento infinitesimal a lo largo del tubo.

En condiciones de estado estacionario, el balance de energía para n tubos resulta:

$$q'_u \delta_y + \frac{\dot{m}}{n} C_p T_f - \frac{\dot{m}}{n} C_p \left(T_f + \frac{dT_f}{dy} \delta_y \right) = 0 \quad (61)$$

Dividiendo entre δ_y y obteniendo el límite de la función cuando δ_y tiende a cero, y sustituyendo la ecuación (59), obtenemos

$$\dot{m} C_p \frac{dT_f}{dy} - n W F' [S - U_L (T_f - T_a)] = 0 \quad (62)$$

Considerando F' , U_L y C_p constantes e integrando la expresión anterior resulta

$$\ln \left(\frac{T_{f,0} - T_a - S/U_L}{T_{f,i} - T_a - S/U_L} \right) = - \frac{n W L F' U_L}{\dot{m} C_p} \quad (63)$$

El valor nWL representa el área del colector, A_c , por lo tanto la ecuación anterior se puede representar como sigue

$$\frac{T_{f,0} - T_a - S/U_L}{T_{f,i} - T_a - S/U_L} = \exp \left(- \frac{A_c F' U_L}{\dot{m} C_p} \right) \quad (64)$$

Con la finalidad de expresar la cantidad total de energía que absorbe el colector en términos de la temperatura inicial o de entrada del colector, se necesita incluir un término llamado factor de remoción de calor, F_R . Dicho factor representa la relación de la ganancia de energía útil que resultaría si el colector se encontrara a la temperatura local del fluido.

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p (T_{f,0} - T_{f,i})}{A_c [S - U_L (T_{f,i} - T_a)]} \quad (65)$$

Reorganizando la ecuación anterior y sustituyendo la ecuación (64)

$$F_R = \frac{\dot{m}C_p}{A_c U_L} \left[1 - \frac{(S/U_L) - (T_{f,0} - T_a)}{(S/U_L) - (T_{f,i} - T_a)} \right] = \frac{\dot{m}C_p}{A_c U_L} \left[1 - \exp\left(-\frac{A_c F' U_L}{\dot{m}C_p}\right) \right] \quad (66)$$

Otro parámetro utilizado en el análisis de colectores es el factor de flujo, F'' , el cual se define a partir de la relación entre F_R y F' .

$$F'' = \frac{F_R}{F'} = \frac{\dot{m}C_p}{A_c U_L F'} \left[1 - \exp\left(-\frac{A_c F' U_L}{\dot{m}C_p}\right) \right] \quad (67)$$

La ecuación anterior muestra que el factor de flujo solo depende de la capacitancia del colector, y no de sus dimensiones.

Remplazando el numerador de la ecuación (65) por Q_u y S por G_{TA} , obtenemos la siguiente expresión:

$$Q_u = A_c F_R [G_{TA} - U_L(T_i - T_a)] \quad (68)$$

La estructura de la ecuación anterior es la misma que la de la ecuación (43), con la diferencia que la temperatura promedio de la placa absorbente, T_p , se remplaza por la temperatura del fluido a la entrada del colector, T_i , con la introducción del factor de remoción de calor.

La radiación crítica, G_{tc} , puede ser definida como la radiación en la que las pérdidas de calor son iguales con la ganancia de calor producida por la radiación incidente, lo cual se logra haciendo el calor $Q_u = 0$ la ecuación (68), de tal forma que:

$$G_{tc} = \frac{F_R U_L (T_i - T_a)}{F_R (\tau\alpha)} \quad (69)$$

La eficiencia del colector se calcula mediante la división de la ecuación (68) entre la cantidad total de energía disponible ($G_T A_c$), por lo que

$$\eta = F_R \left[(\tau\alpha) - \frac{U_L (T_i - T_a)}{G_T} \right] \quad (70)$$

Con la finalidad de evaluar el coeficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos, es necesario calcular la temperatura promedio del colector, T_c , resolviendo simultáneamente para dicha temperatura las ecuaciones (68) y (43), lo que nos conduce a

$$T_c = T_i + \frac{Q_u}{A_c F_R U_L} (1 - F_R) \quad (71)$$

4.4.2. Análisis térmico del tanque de almacenamiento

Habiendo calculado la ganancia de calor, ganancia solar menos las pérdidas globales en los colectores, se puede cuantificar la cantidad de energía de la cual podremos disponer, en otras palabras, la temperatura a la cual el agua será suministrada a los servicios.

Las tuberías de los sistemas para calentamiento de agua mediante energía solar deben de estar completamente aisladas térmicamente, con lo que la diferencia de calor entre el agua en el tanque y el ambiente tendrá un comportamiento lineal.

Para tanques de almacenamiento no estratificados, la energía interna, Q_{ut} , de un líquido almacenado en un tanque con capacidad $M(kg)$ a temperatura uniforme, operando a una temperatura diferencial finita, ΔT_T , está dada por:

$$Q_{ut} = MC_p \Delta T_T \quad (72)$$

El rango de temperaturas en las que opera el sistema solar está limitado por los requerimientos del proceso. El límite superior en sistemas de baja temperatura está determinado por la temperatura de evaporación del líquido a la presión de operación.

El balance de energía en el tanque de almacenamiento incluye las pérdidas de calor por interacción con el medio ambiente, Q_{pT} , y las debidas a la extracción de agua caliente a proceso, Q_e , además de la energía ganada por los colectores solares Q_u . Entonces, el cambio en la energía interna se expresa como:

$$MC_p \frac{dT_T}{dt} = Q_u - Q_{pT} - Q_e \quad (73)$$

Las pérdidas de calor en el tanque se calculan mediante la siguiente ecuación

$$Q_{pT} = (UA_p)(T_T - T_{amb}) \quad (74)$$

donde

(UA_p) = Producto del coeficiente global y del área de pérdidas del tanque y tuberías.

T_{amb} = Temperatura ambiente donde el tanque se encuentra.

Sustituyendo (74) en (73) y reescribiendo en términos de diferencias finitas, resulta:

$$MC_p \frac{T_{Tf} - T_T}{\Delta t} = Q_u - Q_e - (UA_p)(T_T - T_{amb}) \quad (75)$$

Despejando la temperatura final del líquido, T_{Tf} .

$$T_{Tf} = T_T + \frac{\Delta t}{MC_p} [Q_u - Q_e - (UA_p)(T_T - T_{amb})] \quad (76)$$

Con la ecuación anterior es posible obtener el perfil de cambio de temperatura en el tanque a un Δt definido teniendo en cuenta la aportación solar y la extracción de agua caliente hacia el proceso. Para fines prácticos, definimos $\Delta T_T = T_{Tf} - T_T$, por lo que la ecuación (76) se transforma en:

$$\Delta T_T = \frac{\Delta t}{MC_p} [Q_u - Q_e - (UA_p)(T_T - T_{amb})] \quad (77)$$

con

$$Q_e = M_e C_p (T_T - T_0) \quad (78)$$

donde

T_0 = Temperatura del agua de repuesto.

5. METODOLOGÍA DE CÁLCULO

Las ecuaciones y modelos matemáticos descritos en el capítulo anterior nos proporcionan un mejor entendimiento de la relación del Sol y nuestro planeta, además de brindarnos herramientas para el cálculo de la energía que será aprovechada en un sistema solar compuesto por colectores de placa plana.

Por lo general, los análisis para el dimensionamiento y diseño de los sistemas solares se realizan para periodos de un año, esto es, se calculan con base en los requerimientos de energía y de la disponibilidad de radiación solar en el sitio a lo largo del año. Las ecuaciones descritas en capítulos anteriores no son de un alto grado de dificultad, por el contrario son sencillas de resolver. La principal problemática es resolver cientos de ellas para lograr conocer el perfil de temperaturas a lo largo del día, principalmente la temperatura del agua en el tanque de almacenamiento. Si bien, existen días característicos o representativos para cada mes, es necesario desarrollar una herramienta informática para realizar las operaciones aritméticas, especialmente cuando se realiza un análisis de sensibilidad, dicho en otras palabras, una variación de los parámetros.

En las siguientes secciones se mostrará la metodología y consideraciones seguidas para el desarrollo del programa de cálculo. Además, se presentarán los modelos matemáticos para la cuantificación de algunas variables necesarias para tal propósito.

5.1. Programa de cálculo

A continuación se describirán de manera general los pasos seguidos para la conformación de un programa de cálculo de temperaturas de agua en el tanque de almacenamiento de un sistema solar con colectores de placa plana.

El programa está estructurado para realizar las variaciones de dos parámetros de interés del sistema solar: ángulo de inclinación β y flujo másico de agua \dot{m} , para una determinada área de colectores A_c , misma que tendrá un valor fijo o un intervalo de interés. El diagrama de flujo simplificado se muestra en la Figura 37. La programación se realizó en Matlab por su facilidad de programación y porque nos brinda la posibilidad de crear una interfaz gráfica, dicha interfaz se pensó como medio para introducir datos y de elegir el tipo de análisis a realizar (variación de parámetros) y con la finalidad de visualizar y abrir archivos de datos, y generar gráficas.

Primero, el programa inicia con la entrada de los datos de la zona dónde será instalado el sistema solar, como lo son: latitud, longitud, ángulo de inclinación y acimut, datos climatológicos (humedad relativa, insolación mensual, días con lluvia para cada mes y temperaturas máximas y mínimas, entre otras), así como las características geométricas del tipo de colector utilizado (colector de placa plana). Además, es necesario ingresar datos relacionados al flujo másico de extracción de agua (agua a servicios), así como los horarios en el que se realizará. Algunos de ellos se introducirán desde la interfaz gráfica, Figura 38, y otros se leerán de archivos de datos.

Otros datos de interés son los costos de los equipos que integran el sistema solar, sin dejar de lado el costo de instalación de los mismos.

El objetivo del análisis es conocer el comportamiento e impacto que tiene la variación de los parámetros antes mencionados (de manera independiente) en la ganancia de calor y su repercusión económica, siendo esta última de gran relevancia en el momento de diseñar un sistema solar para calentamiento de agua.

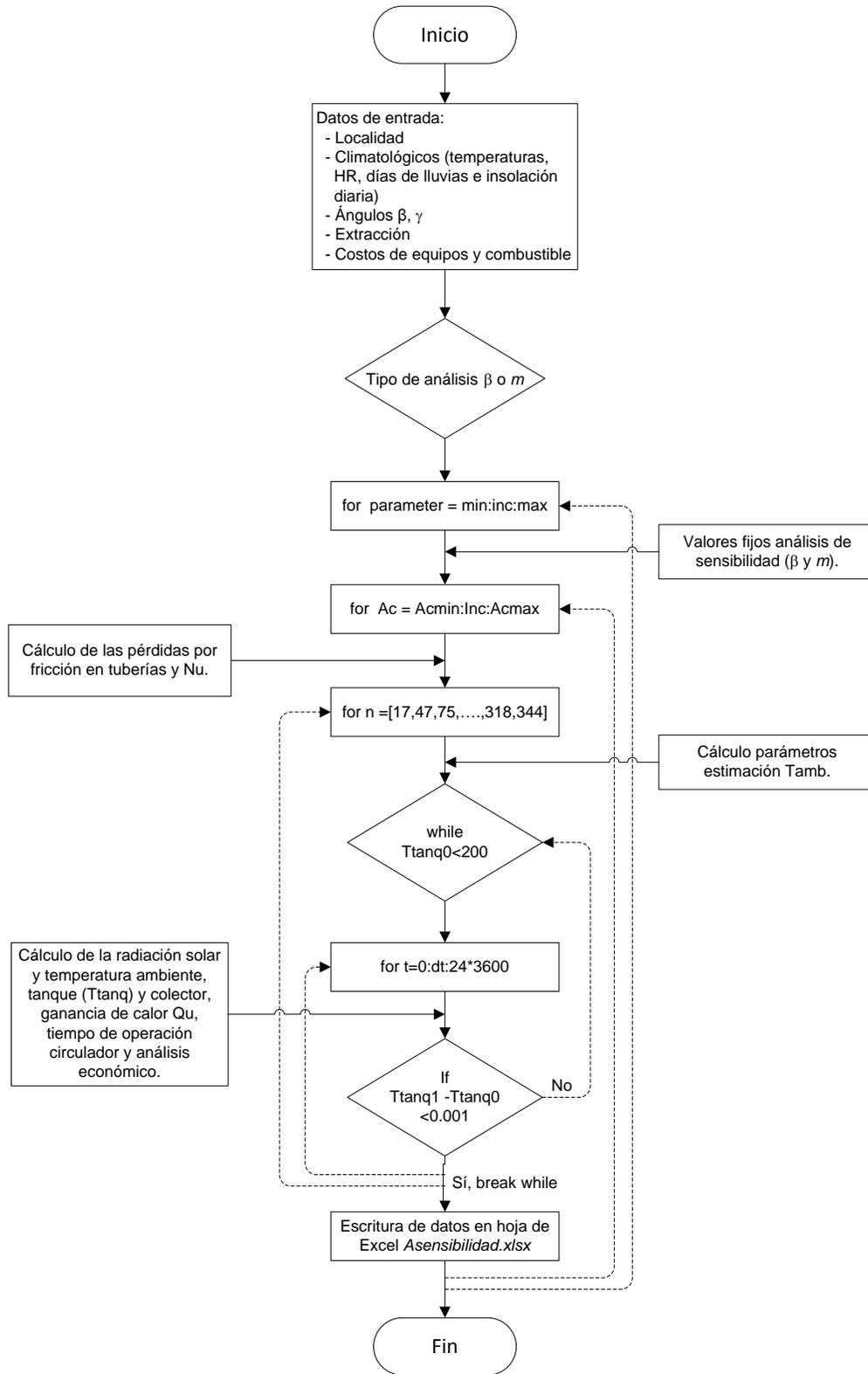


Figura 37. Diagrama de flujo del programa del programa de cálculo desarrollado.

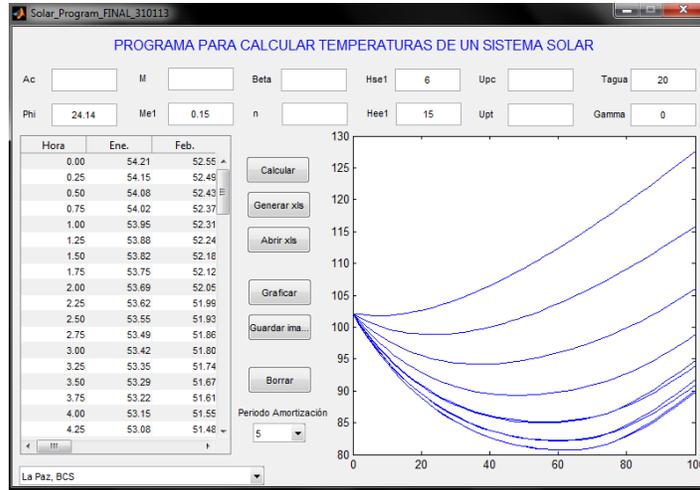


Figura 38. Interfaz gráfica del programa del programa de cálculo desarrollado.

5.2. Temperatura ambiente

Segundo, habiendo determinado el tipo de análisis y demás valores para el cálculo, se calculará la temperatura ambiente horaria para cada día representativo, Tabla 7. Como en el caso de los modelos matemáticos propuestos para el cálculo de la radiación solar, la temperatura ambiente se deberá de calcular mediante un modelo, mismo que considera las temperaturas máximas y mínimas promedio mensuales, además de fijar una hora de ocurrencia de cada una de ellas. Se utilizó una aproximación a un polinomio de cuarto grado mediante las siguientes ecuaciones:

$$y = ax^4 + bx^3 + cx^2 + dx + e \quad (79)$$

$$y' = 4ax^3 + 3b2 + 2cx + d \quad (80)$$

Con las siguientes condiciones iniciales

$$y(0) = 0, y(1) = 1$$

$$y'(0) = 0, y'(1) = 0$$

$$X(0.5) = y_m$$

Resolviendo para las constantes, queda

$$a = 16(y_m - 0.5)$$

$$b = -2a - 2$$

$$c = 1 - a - b$$

$$d = e = 0$$

Donde y_m es un factor de forma que toma valores de 0.3 hasta 0.7, por lo que la ecuación nos queda de la siguiente manera:

$$y = ax^4 + bx^3 + cx^2 \quad (81)$$

Los valores de x se calcularán con la siguiente ecuación

$$x = \frac{H - H_0}{H_1 - H_0} \quad (82)$$

En la cual H representa la hora y los subíndices 0 y 1 representan la hora para la temperatura ambiente mínima y máxima, respectivamente. El valor de la última se considerará para todos los meses que sucede a las 15 hrs, mientras que la temperatura mínima se calculará con ayuda de la ecuación (22), y considerando que esta se da una hora antes del amanecer, quedando de la siguiente forma:

$$H_0 = 12 - H_{ss} - 1 \quad (83)$$

Entonces, la temperatura ambiente para cualquier hora queda definida por la siguiente ecuación

$$T_{amb} = T_{min} + y(T_{max} - T_{min}) \quad (84)$$

Considerando los valores del Boletín climatológico de La Paz para el mes de mayo de 2013, se presenta una comparación del modelo propuesto contra datos históricos, Figura 39 .

Seguido al cálculo de la temperatura ambiente, se calculará la radiación solar con base en las ecuaciones presentadas en la sección 4.2.2, igualmente para cada mes del año y para intervalo de tiempo que se defina. Cada hora será dividida en cuatro, por lo que el intervalo de tiempo para el cálculo de temperaturas de agua en el tanque será de 15 minutos.

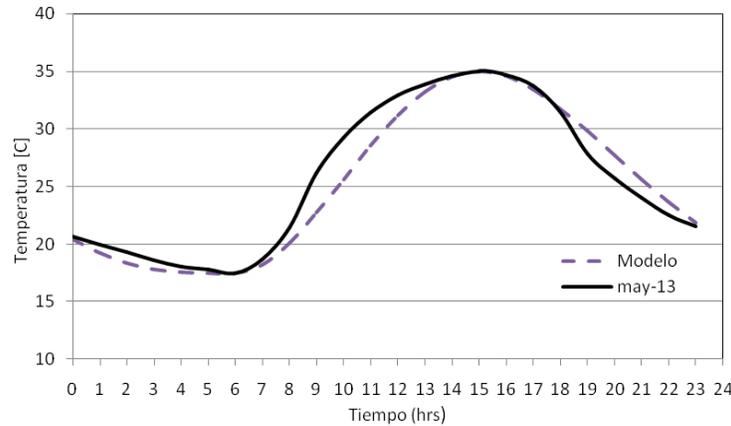


Figura 39. Comprobación del modelo matemático para la T_{amb} .

5.3. Arreglo de tuberías y número de Nusselt

Con la finalidad de continuar con el cálculo de las diferentes variables que intervienen en el cálculo de las temperaturas de agua que logrará el sistema solar, es necesario determinar el tipo de arreglo de colectores a analizar, para lo cual ya se habrán definido los rangos que tomará el parámetro a variar. En este caso, se utiliza un arreglo de colectores en paralelo, tanto los arreglos de tuberías en las baterías o grupos de colectores como en las baterías, Figura 40.

En el arreglo mostrado se pretende lograr una distribución uniforme del flujo de agua en cada tubo del colector (largueros). A partir de la misma se calcularán las pérdidas de fricción en las tuberías con la finalidad

de calcular la carga dinámica total (CDT) en la red de tuberías, para posteriormente seleccionar una bomba de circulación.

En el análisis se considerará una distribución uniforme del flujo en los largueros de los colectores, con lo que se simplifica el cálculo, es decir, se idealiza el flujo a través del arreglo de colectores. En la práctica, cuando el número de colectores no se puede dividir en un número igual para las diferentes baterías, se suelen utilizar y calibrar válvulas para equilibrar la caída de presión en la batería.

De análisis anteriores y de la bibliografía se sabe que el flujo predominante en los largueros de los colectores de placa plana es laminar por lo que la ecuación a utilizar es:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (85)$$

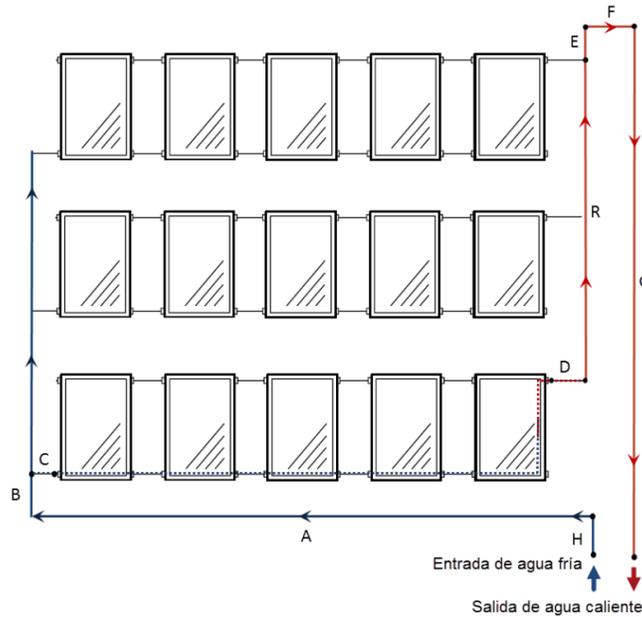


Figura 40. Arreglo de colectores propuesto.

Mientras que, dependiendo del flujo másico, en los cabezales y tuberías principales de distribución el flujo puede ser laminar o turbulento, para flujo turbulento utilizaremos la ecuación de Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \left(\frac{\epsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (86)$$

Donde ϵ es la rugosidad del tubo y D es el diámetro interno del tubo, ambos en metros (m). Entonces, la carga dinámica se calculará mediante la siguiente expresión:

$$h_f = \frac{L V^2}{D 2g} \quad (87)$$

En la cual L es la longitud equivalente de la tubería, la cual incluye las longitudes equivalentes de los accesorios (codos, te's y válvulas); V es la velocidad del fluido dentro de la tubería, mientras que g es la aceleración gravitacional.

Por lo que la caída de presión y la potencia de la bomba quedan:

$$\Delta P = \rho g h_f \quad (88)$$

$$W_b = \forall \Delta P = \frac{\dot{m}}{\rho} \Delta P \quad (89)$$

Donde \forall es el flujo volumétrico de agua y ΔP es la diferencia o caída de presión debida a las pérdidas por fricción de toda la red de tuberías del sistema solar. Dicha caída de presión se calculará con la suma de las cargas dinámicas correspondientes a cada tramo de tubería, desde el cuarto de máquinas, donde se aloja el tanque de almacenamiento, hasta el lugar donde se instalaron los colectores solares.

En los cuales se considera flujo laminar para números de Reynold inferiores a 2300 ($Re \leq 2300$) y turbulento para flujos mayores a dicho valor [14], considerando el flujo de transición como flujo turbulento.

Otra variable que es importante calcular, al menos en los largueros de los colectores, es el número de Nusselt (Nu), necesario para el cálculo del índice convectivo en el interior de los tubos. Se considera para flujo de calor constante en la superficie, debido a la geometría de la placa absorbente y el larguero, Figura 35, además de que la radiación solar para el periodo de tiempo propuesto, 15 min, se puede considerar como constante.

Para este análisis es importante conocer las longitudes que toma en desarrollarse las capas hidrodinámicas y térmicas del fluido, para las cuales se utilizarán las siguientes expresiones:

$$L_{H,laminar} = 0.05 Re D \quad (90)$$

$$L_{T,laminar} = 0.05 Re Pr D = Pr L_{H,laminar} \quad (91)$$

En flujos laminares el número Nu no depende de la velocidad, en condiciones de flujo de calor constante y longitudes de entrada despreciables, para los diferentes escenarios se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$Nu = \frac{h_{conv} D}{k} = \frac{48}{11} \quad (92)$$

$$Nu = \frac{48}{11} + \frac{0.023 Gz}{1 + 0.0012 Gz} \quad (93)$$

Donde Gz representa el número adimensional de Graetz, para la longitud x igual con cero y hasta la longitud L de la tubería, se define como:

$$Gz = Re Pr \frac{D}{x} \quad (94)$$

El análisis se realizará a temperatura ambiente, puesto que para las pérdidas por fricción disminuyen al decrecer los efectos viscosos con el aumento de la temperatura como consecuencia de los cambios en la viscosidad dinámica del agua.

5.4. Cálculo de la temperatura del agua en el tanque

El programa se estructuró para obtener resultados para un año completo, esto es, el análisis se realizará para cada mes del año, Tabla 7, para los cuales se calcularán las temperaturas horarias mensuales y el consumo adicional de gas licuado de petróleo (GLP) adicional para cubrir con la temperatura asegurada, T_{asg} . Además, se calculará el consumo eléctrico del recirculador de agua caliente y su respectivo costo de

energía. Con lo anterior tendremos una idea del ahorro energético que representa el uso de un sistema solar.

Posterior al cálculo de la temperatura ambiente y la radiación solar, debemos de calcular las ganancias de calor por radiación solar incidente sobre los colectores solares, ya sea sobre el plano horizontal ($\beta = 0$) o sobre un plano inclinado ($\beta \neq 0$), para lo cual es necesario conocer los ángulos que denominamos “solares” (declinación, ángulo horario, ángulo de incidencia, entre otros) en la sección 4.2.3, siendo el ángulo de incidencia, θ , el resultado al que se quiere llegar. Con esto último es posible calcular la radiación sobre un plano inclinado a través de las ecuaciones presentadas en la sección 4.2.7.

En resumen, para llegar a la temperatura ambiente es necesario seguir la metodología del capítulo anterior, lo que en este apartado se explicará a grandes rasgos qué secuencia de operaciones se realizaron para llegar a los resultados.

De la Figura 37, podemos apreciar varios ciclos *for* el primero para determinar el rango de valores que tomara la variable A_c , mientras que el segundo determina los días característicos mensuales, n , para el año. El último ciclo realizará el análisis horario para la radiación solar y las temperaturas ambiente y del agua en el tanque de almacenamiento.

Dentro del ciclo *for* para t se lleva a cabo el cálculo de todas las variables de interés comenzando por la temperatura ambiente y la radiación solar para finalizar con el cálculo de la temperatura del agua en el tanque de almacenamiento y los consumos adicionales de energía adicional (GLP y electricidad), así como los costos anuales relacionados a la entrega de agua a la temperatura asegurada. El cálculo de la temperatura del tanque T_T se realiza con base en la ecuación (78) partiendo de una temperatura inicial $T_{T0} = T_0$ por lo que la temperatura final T_{Tf} queda definida por la ecuación (76).

Entre el ciclo *for* para el valor n y t se introdujo un ciclo *while* con el propósito de lograr un acercamiento del 0.0001, mediante una condición de ruptura del ciclo. Para lograrlo se definió una nueva variable llamada T_{T0} con un valor igual a la temperatura T_T calculada para ese día. Entonces, el ciclo *while* comienza con el condicional $T_{T0} < 200$, temperatura que no se alcanzará dado que se introdujo una limitante para la temperatura del tanque la cual impide llegar a la ebullición del agua. La temperatura inicial del tanque es la temperatura del agua de reposición, T_0 , por lo que el ciclo se romperá cuando se cumpla la condición de acercamiento, es decir, $T_T - T_{T0} \leq 0.0001$.

Como se sabe, los sistemas solares deben de contar con un sistema de control, generalmente diferencial, para controlar el arranque y paro del recirculador de agua caliente, en consecuencia, se calculan la temperatura a la salida de los captadores, T_{outcap} , considerando la temperatura de entrada como la temperatura del tanque para el instante anterior, $T_{incap} = T_{T,t-\Delta t}$. La condición utilizada es la siguiente: $T_{outcap} - T_{T,t-\Delta t} > 2$, considerando $T_{outcap} = T_{incap} + Q_u / (\dot{m}C_p)$.

5.5. Consideraciones económicas

Como se mencionó con anterioridad, los sistemas para calentamiento de agua mediante energía solar raramente son autosuficientes, es decir, es necesaria otra fuente de combustible para ayudarle a lograr la temperatura asegurada en días soleados y para días lluviosos cuando la radiación solar no es suficiente, o simplemente como respaldo.

El sistema analizado en el presente trabajo es un sistema híbrido, energía solar más energía del GLP, por lo cual en el análisis de costos se considerara tanto la inversión inicial de los equipos que conforman el sistema solar como el costo de GLP adicional para alcanzar la temperatura deseada. La comparación entre los sistemas existentes (calentadores a gas) y el propuesto (sistema solar) se realiza considerando únicamente los ahorros que se generan al dejar de consumir cierta cantidad contra los costos de inversión del sistema solar y el costo adicional de combustible. Además de considerar un costo por mantenimiento del 2 por ciento anual durante el periodo de vida del sistema.

El análisis se realizará bajo el criterio de valor presente, mismo que se calculará con una tasa del 15%, tasa comercial. La amortización o depreciación del sistema solar será lineal a lo largo de un periodo de 10 años, aproximadamente la mitad de la vida útil. Por otra parte, el análisis beneficio-costos se realizará considerando el periodo de la vida útil. En el análisis no existirá especulación alguna respecto al incremento en los costos del GLP, se considerará un costo promedio para un año comprendido de julio de 2012 al mismo mes de 2013. No existirá costo de recuperación al fin de la vida útil del equipo, debido a que el sistema puede ser rehabilitado, así como se desconoce el comportamiento del mercado del cobre, en caso de venta como chatarra (especulación).

Dicho lo anterior, el costo anual para el calentamiento de agua con sistema solar será

$$CTACA = A_{inv} + C_{fijo} + C_{var} \quad (95)$$

donde

A_{inv}	Pagos del préstamo de la inversión inicial.
C_{fijo}	Costos anuales fijos (mantenimiento).
C_{var}	Costos anuales variables (GLP más E. eléctrica).

Entonces, el índice de viabilidad del proyecto es:

$$B/C = \frac{P_{GLP}}{P_{SS}} \quad (96)$$

siendo

P_{GLP}	Valor presente del costo de GLP únicamente con calentador a gas.
P_{SS}	Valor presente de los costos de equipos y gastos de operación del sistema solar.

Si el valor resultante de la ecuación (96) es mayor a la unidad ($B/C > 1$), entonces el proyecto se considerará económicamente viable.

6. RESULTADOS

6.1. Datos para el cálculo

En esta sección se presentan los datos utilizados para el cálculo de la temperatura del agua en el tanque de almacenamiento, así como los valores para llegar a ella. Como primer paso, se recabaron datos relacionados a la localidad donde se sitúa el sistema solar a analizar, datos como latitud, ángulos de orientación de los colectores, constantes de interés, datos relevantes para el cálculo de consumos de energía adicional y periodo de tiempo para el cálculo de la temperatura.

Tabla 8. Datos geográficos, geométricos y requerimientos para el cálculo.

Descripción	Unidad	Dimensión
Latitud del sitio φ	grados	24.05
Ángulo de acimut γ	grados	0
Ángulo de inclinación de los colectores β	grados	30
Flujo total de agua m	kg/s	0.4
Temperatura asegurada de agua T_{aseg}	C	60
Temperatura de agua de repuesto T_0	C	20
Constante solar G_{sc}	kW/m ²	1.367
Periodo de tiempo dt	s	900
Calor específico del agua C	kJ/kg K	4.186
Poder calorífico inferior del GLP (PCI)	MJ/bl	4204
Precio del GLP	Pesos/lt	7.27
Eficiencia calentador a gas	%	70
Cargo fijo mensual tarifa eléctrica DAC	pesos	78.13
Costo energía eléctrica tarifa eléctrica DAC	pesos/kWh	3.90
Eficiencia conjunto motor-bomba	%	80

Las características del colector solar empleado en el análisis que aquí se presenta son las mostradas en la Tabla 9, las cuales corresponden a un colector de placa plana con una sola cubierta de vidrio.

Tabla 9. Características geométricas y de transferencia de calor de los colectores.

Detalles	Unidad	Dimensión
Diámetro externo cabezal [m]	m	0.022
Diámetro interno cabezal [m]	m	0.021
Espacio entre tubos [m]	m	0.120
Espesor de la placa calibre 32 [m]	mm	0.229
Conductividad térmica del cobre	kW/m K	0.385
Número de largueros	----	6
Longitud de largueros	m	2
Coefficiente global de pérdidas en los colectores	kW/m ² K	0.005
Diámetro interior tubo larguero	m	0.011
Diámetro exterior tubo larguero	m	0.013
Espesor cubierta de vidrio	cm	0.320
Coefficiente de extinción del vidrio	cm ⁻¹	0.320
Absortancia de la placa	----	0.910
Número de cubiertas de vidrio	----	1
Índice de refracción del vidrio n	----	1.526
Área aproximada del colector	m ²	2
Conductancia de la soldadura (supuesto)	kW/m K	1.000

Los costos y consideraciones económicas y financieras de los equipos se muestran en la Tabla 10, donde se parte del caso base para un sistema de 40 colectores (aprox. 80 m² de superficie), con la finalidad de obtener los costos unitarios de instalación (costo de tubería y mano de obra).

Tabla 10. Costos unitarios y consideraciones económicas del sistema solar propuesto.

Descripción	Cantidad/ Unidades	Costo (pesos)
Colector solar de placa plana, fabricado en cobre con superficie selectiva	1	4,243.34
Soporte colector (estructura metálica)	1	283.14
Recirculador de agua caliente 1/4 hp	1	13,868.55
Válvula anticongelante	1	1,058.83
Tanque capacidad 5,000 litros, acero con ánodo de sacrificio.	1	74,838.36
Instalación unitaria	1	1,488.55
Tiempo de amortización del crédito	años	10
Vida útil de los colectores	años	25
Tasa efectiva anual	%	15

Otros datos importantes son el flujo másico de extracción del agua caliente del tanque y el periodo de tiempo en el que sucederá, Tabla 11.

Tabla 11. Detalles de la extracción de agua caliente del tanque.

Detalles	Unidad	Dimensión
Masa de extracción	kg/s	0.150
Hora inicio extracción	horas	6
Hora fin extracción	horas	15

Las características geométricas y de transferencia de calor del tanque de almacenamiento se presentan en la Tabla 12.

Tabla 12. Características del que de almacenamiento de agua caliente.

Detalles	Unidad	Dimensión
Capacidad del tanque de almacenamiento de acero con ánodo de sacrificio	litros	5000
Coefficiente global de pérdidas de calor. U_{pt}	kW/m ² K	0.0002
Área de pérdidas totales	m ²	90.000

Con la finalidad de estimar las pérdidas de fricción en las tuberías de suministro, retorno y tramos de los colectores solares se realizó un análisis en las mismas, dicho análisis también se aprovechó para calcular el coeficiente de transferencia de calor entre la tubería interna de colector (largueros) y el agua que circula en su interior, H_{if} , a través del número de Nusselt. Los datos se muestran en la Tabla 13.

Tabla 13. Longitudes de tuberías y accesorios para suministro y retorno de agua.

Detalles	Unidad	Dimensión
Material	----	Cobre tipo M
Rugosidad	mm	0.0015
Diámetro de la tubería A, B, E, F, G, H, I, J	m	0.026
Diámetro de la tubería C, D	m	0.021
Diámetro tubería de retorno	m	0.026
Longitud tramo A	m	6.100
Longitud tramo B, E	m	1.000
Longitud tramo C, D	m	0.400
Longitud tramo F	m	0.300
Longitud tramo G	m	25.000
Longitud tramo H	m	2.000
Longitud tramo I	m	10.000
Longitud tramo J	m	6.000
Longitud tubería retorno p/colector	m	2.500
Distancia entre baterías	m	1.000
Número de colectores por batería	----	5
Número de baterías	----	8
Longitud equivalente codo 90° 1"	m	0.900
Longitud equivalente Te 90° 1"	m	1.500
Longitud equivalente codo 90° 3/4"	m	0.7500
Longitud equivalente Te 90° 3/4"	m	1.200
Longitud equivalente entrada y salida del tanque	m	1.000

6.1.1. Variación del parámetro β

En esta primera parte se presentan los resultados de los cálculos realizados para la optimización de un sistema de calentamiento de agua mediante energía solar.

Como se mencionó, se busca optimizar dos parámetros de operación del sistema; el ángulo de captación de la radiación solar beta (β) y el flujo másico de agua a través de los mismos.

Como en todo análisis de sensibilidad, se realizó una variación de un parámetro dejando los demás con valor fijo. Los resultados para el caso base, área de colectores 80 m² y flujo másico de 0.4 kg/s, se obtuvieron los resultados mostrados en la siguiente tabla:

Tabla 14. Análisis de sensibilidad parámetro β , incremento de 10 grados.

$A_c[m^2]$	$\beta(\text{grados})$	CTACA(pesos)
80	0	112,226
80	10	106,540
80	20	103,813
80	30	103,600
80	40	105,885
80	50	110,464
80	60	117,374
Mínimo	30	103,600

Como se observa en la Tabla 14, el valor mínimo se encuentra entre los valores de 20 y 30 grados por lo que se realizó otro análisis con dicho intervalo e incrementos de 1 grado, los resultados se muestran a continuación.

Tabla 15. Análisis de sensibilidad parámetro β , incremento de 1 grado.

$A_c[m^2]$	$\beta(\text{grados})$	$CTACA(\text{pesos})$
80	20	103,813
80	21	103,654
80	22	103,531
80	23	103,477
80	24	103,391
80	25	103,411
80	26	103,400
80	27	103,407
80	28	103,440
80	29	103,505
80	30	103,600
Mínimo	24	103,391

La Tabla 15 muestra un rango de valores de 2 grados donde se puede localizar el valor mínimo de costo anual (CTACA), por lo que se realizó un nuevo análisis considerando incrementos de 0.1 grados, resultando:

Tabla 16. Análisis de sensibilidad parámetro β , incremento de 0.1 grado.

$A_c[m^2]$	$\beta(\text{grados})$	$CTACA(\text{pesos})$
80	24.0	103,391
80	24.1	103,388
80	24.2	103,385
80	24.3	103,382
80	24.4	103,383
80	24.5	103,380
80	24.6	103,397
80	24.7	103,395
80	24.8	103,415
80	24.9	103,413
80	25.0	103,411
Mínimo	24.5	103,380

6.1.2. Variación del parámetro \dot{m}

Como se realizó para el parámetro β , se analizarán los costos anuales totales a diferentes flujos máxicos de agua a través del sistema solar, manteniendo constante el valor $\beta = 30$, los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 17.

Tabla 17. Análisis de sensibilidad parámetro \dot{m} , incremento de 0.1 [kg/s]

$A_c[m^2]$	$\dot{m}[\text{kg/s}]$	$CTACA(\text{pesos})$
80	0.1	120,360
80	0.2	109,300
80	0.3	105,381
80	0.4	103,600
80	0.5	102,662
80	0.6	102,320
80	0.7	102,089
80	0.8	102,108
80	0.9	102,489
80	1.0	102,825
80	1.1	103,240

$A_c[m^2]$	$\dot{m}[kg/s]$	CTACA(pesos)
80	1.2	103,977
80	1.3	105,019
80	1.4	105,538
80	1.5	106,406
80	1.6	107,873
80	1.7	109,223
80	1.8	110,327
80	1.9	112,043
80	2.0	113,834
Mínimo	0.7	102,089

6.1.3. Variación del parámetro β para cada A_c

En esta segunda parte no solo se realizará la variación del parámetro β , sino que también sufrirá cambios el área de colectores A_c , lo anterior con el objetivo de lograr curvas CTACA contra A_c que posteriormente se mostrarán. El análisis se realizó en un rango de $0 \leq \beta \leq 60$ grados para la inclinación del colector y $20 \leq A_c \leq 120 m^2$ para el área de colectores, con un flujo másico $\dot{m} = 0.4 [kg/s]$. Los resultados de esta primera aproximación se muestran a continuación.

Tabla 18. Resultados análisis sensibilidad $0 \leq \beta \leq 60$

$A_c[m^2]$	$\beta(\text{grados})$	CTACA(pesos)
70	0	111,924
80	10	106,540
80	20	103,813
80	30	103,600
70	40	105,689
70	50	110,075
60	60	116,645
80	30	103,600

Como se aprecia en la Tabla 18, el valor mínimo corresponde para $\beta = 30$ grados, aunque no es un mínimo absoluto puesto que para el valor anterior se muestra un valor muy parecido, consecuentemente, se realizó un análisis en un rango de $20 \leq \beta \leq 30$ grados manteniendo el rango de A_c , resultando:

Tabla 19. Resultados análisis de sensibilidad $20 \leq \beta \leq 30$

$A_c[m^2]$	$\beta(\text{grados})$	CTACA(pesos)
76	20	103,674
76	21	103,509
76	22	103,398
74	23	103,325
76	24	103,226
76	25	103,211
76	26	103,218
76	27	103,247
76	28	103,281
76	29	103,348
76	30	103,444
76	25	103,211

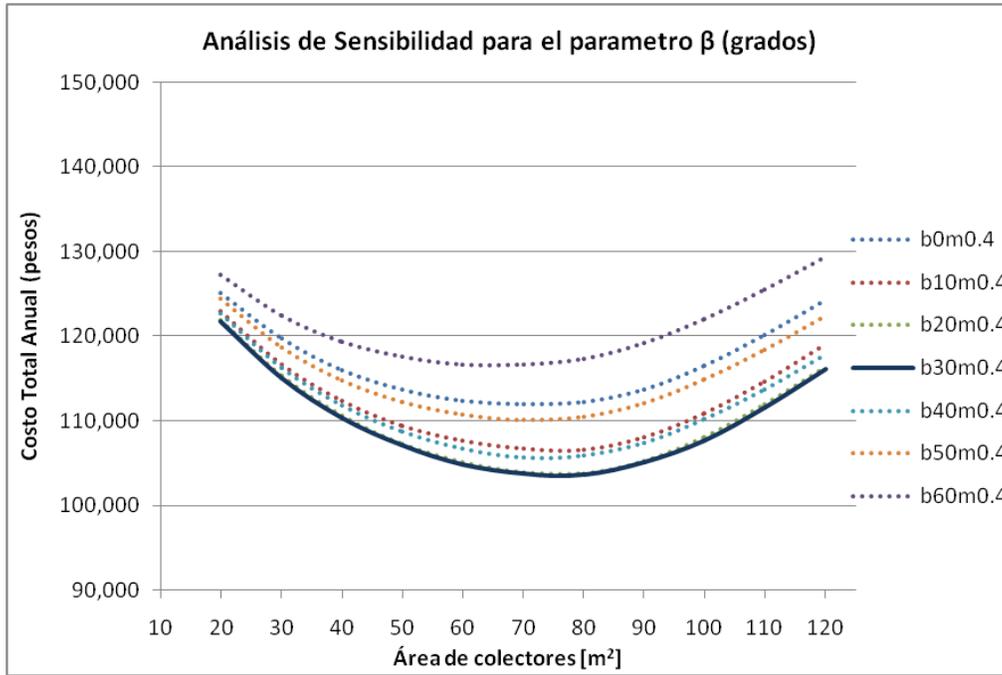


Figura 41. Análisis de sensibilidad del parámetro β .

Acotando el intervalo de análisis, con incrementos de una décima para el rango donde se localizan los valores más bajos de la Tabla 19, obtenemos los valores que optimizan el sistema para el flujo másico antes descrito.

Tabla 20. Resultados análisis de sensibilidad $25 \leq \beta \leq 26$

$A_c [m^2]$	$\beta (\text{grados})$	$CTACA (\text{pesos})$
76	25.0	103,211
76	25.1	103,209
76	25.2	103,207
76	25.3	103,226
76	25.4	103,226
76	25.5	103,224
76	25.6	103,222
76	25.7	103,221
76	25.8	103,220
76	25.9	103,219
76	26.0	103,218
76	25.2	103,207

6.1.4. Variación del parámetro \dot{m} para cada A_c

Esta sección es muy parecida a la anterior, excepto por que el valor a variar es el flujo másico en un rango de $0 \leq \dot{m} \leq 1.5 [kg/s]$ con incrementos de $0.1 [kg/s]$ y con rangos de área de colectores $20 \leq A_c \leq 120 m^2$, manteniendo fijo el valor $\beta = 30$ grados. Los resultados de esta primera aproximación se muestran a continuación, nótese que no es necesario realizar o acotar el rango de análisis.

Tabla 21. Resultados análisis de sensibilidad para $0.1 \leq \dot{m} \leq 1.5$ [kg/s]

A_c [m ²]	\dot{m} [kg/s]	CTACA (pesos)
50	0.1	115,938
66	0.2	108,637
74	0.3	105,203
76	0.4	103,444
76	0.5	102,521
76	0.6	102,144
74	0.7	101,919
78	0.8	102,038
76	0.9	102,291
78	1.0	102,720
76	1.1	103,103
78	1.2	103,879
76	1.3	104,893
78	1.4	105,446
78	1.5	106,396
74	0.7	101,919

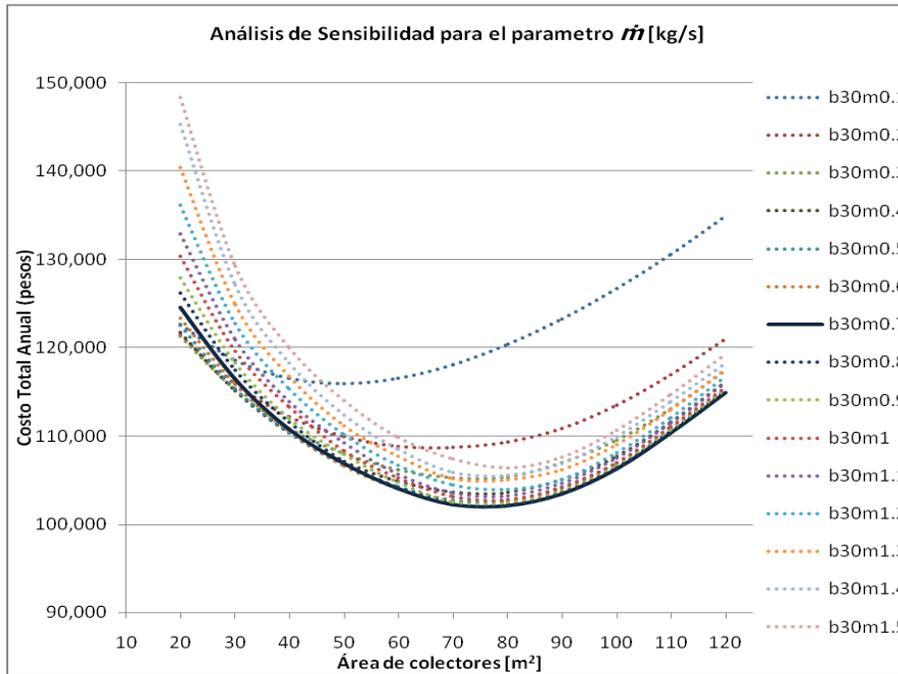


Figura 42. Análisis de sensibilidad del parámetro \dot{m} .

6.1.5. Variación de ambos parámetros (β y \dot{m})

Los resultados mostrados en la Tabla 17 y Tabla 21 son valores para una β y \dot{m} por lo que para obtener un valor mínimo absoluto es necesario realizar la variación de ambos parámetros, lo cual tomaría mucho tiempo, o tomar los valores mínimos obtenidos en las tablas previamente mencionadas como los nuevos valores fijos y realizar un análisis en un rango más cerrado. El rango seleccionado para el área fue $72 \leq A_c \leq 78$ m² debido a que en los análisis anteriores el área se encontró entre 74 y 76 m², los resultados se muestran en las siguientes tablas.

Tabla 22. Resultado análisis para el parámetro β y $\dot{m} = 0.8$ [kg/s]

A_c [m ²]	β (grados)	\dot{m} [kg/s]	CTACA(pesos)
76	27.0	0.8	101,694
76	27.1	0.8	101,691
76	27.2	0.8	101,689
76	27.3	0.8	101,688
76	27.4	0.8	101,687
76	27.5	0.8	101,687
76	27.6	0.8	101,687
76	27.7	0.8	101,688
76	27.8	0.8	101,690
76	27.9	0.8	101,693
78	28.0	0.8	101,727
76	27.5	0.8	101,687

Tabla 23. Resultado análisis para el parámetro \dot{m} y $\beta = 27.5$ grados

A_c [m ²]	β (grados)	\dot{m} [kg/s]	CTACA(pesos)
72	27.5	0.1	118,346
72	27.5	0.2	108,597
72	27.5	0.3	105,065
76	27.5	0.4	103,260
74	27.5	0.5	102,378
76	27.5	0.6	101,849
76	27.5	0.7	101,775
76	27.5	0.8	101,687
76	27.5	0.9	102,053
78	27.5	1.0	102,394
76	27.5	0.8	101,687

6.1.6. Perfil de temperaturas

A continuación se presentan los datos obtenidos de temperatura para cada par de datos (β y \dot{m}) que optimizan el sistema solar. Los datos mostrados corresponden a la temperatura media del agua en el tanque de almacenamiento a lo largo de los días característicos mensuales, es decir, se presenta el valor medio mensual, los datos horarios se presentan en las Figura 44 y Figura 45 del Anexo.

Tabla 24. Temperaturas medias del agua en el tanque de almacenamiento.

Mes	Temperatura [°C]						
	$A_c = 80$ $\beta = 30$ $\dot{m} = 0.4$	$A_c = 80$ $\beta = 24.5$ $\dot{m} = 0.4$	$A_c = 80$ $\beta = 30$ $\dot{m} = 0.7$	$A_c = 76$ $\beta = 25.2$ $\dot{m} = 0.4$	$A_c = 74$ $\beta = 30.0$ $\dot{m} = 0.7$	$A_c = 76$ $\beta = 25.2$ $\dot{m} = 0.7$	$A_c = 76$ $\beta = 27.5$ $\dot{m} = 0.8$
Jan	51.9	50.6	52.7	49.8	51.1	50.4	51.2
Feb	57.2	56.2	58.0	55.3	56.5	56.0	56.6
Mar	57.2	57.1	58.3	56.2	56.5	57.1	56.9
Apr	57.0	57.8	57.8	56.6	56.0	57.4	57.3
May	53.5	54.8	54.2	53.7	52.6	54.3	53.9
Jun	52.9	54.5	53.5	53.3	51.9	53.9	53.4
Jul	52.6	54.0	53.2	53.0	51.7	53.4	53.0
Aug	53.1	53.9	53.7	52.8	52.2	53.4	53.3
Sep	56.6	56.9	57.4	55.8	55.7	56.5	56.6
Oct	59.7	59.1	60.7	58.0	58.8	58.8	59.3
Nov	55.6	54.3	56.3	53.5	55.0	54.1	54.9
Dic	51.0	49.5	51.7	48.8	50.2	49.4	50.2

*Área de colectores A_c en m²; Ángulo de inclinación β en grados; Flujo másico de agua \dot{m} en kg/s.

Además se presenta una tabla resumen con los valores del *CTACA* obtenidos del análisis de sensibilidad para los parámetros β y \dot{m} , para los valores de la Tabla 24, esto es, para área constante o variación de la misma.

Tabla 25. Resumen de *CTACA* a diferentes valores de β y \dot{m}

$A_c [m^2]$	β (grados)	$\dot{m} [kg/s]$	<i>CTACA</i> (pesos)
80	30.0	0.4	103,600
80	24.5	0.4	103,380
80	30.0	0.7	102,089
76	25.2	0.4	103,207
74	30.0	0.7	101,919
76	25.2	0.7	101,842
76	27.5	0.8	101,687

6.1.7. Análisis de tubería

En los análisis previos solo se ha considerado la posibilidad de incrementar o disminuir el flujo másico de agua a través de la red de tuberías del sistema solar sin ir un poco hacia atrás, es decir, conocer las características del equipo de circulación de agua caliente.

La variación en el número de colectores incrementa las pérdidas totales por fricción resultando en una mayor carga dinámica total (*CDT*) mayor. Se realizó un análisis de *CDT* para cada número de colectores, con los que fue posible obtener la Figura 43.

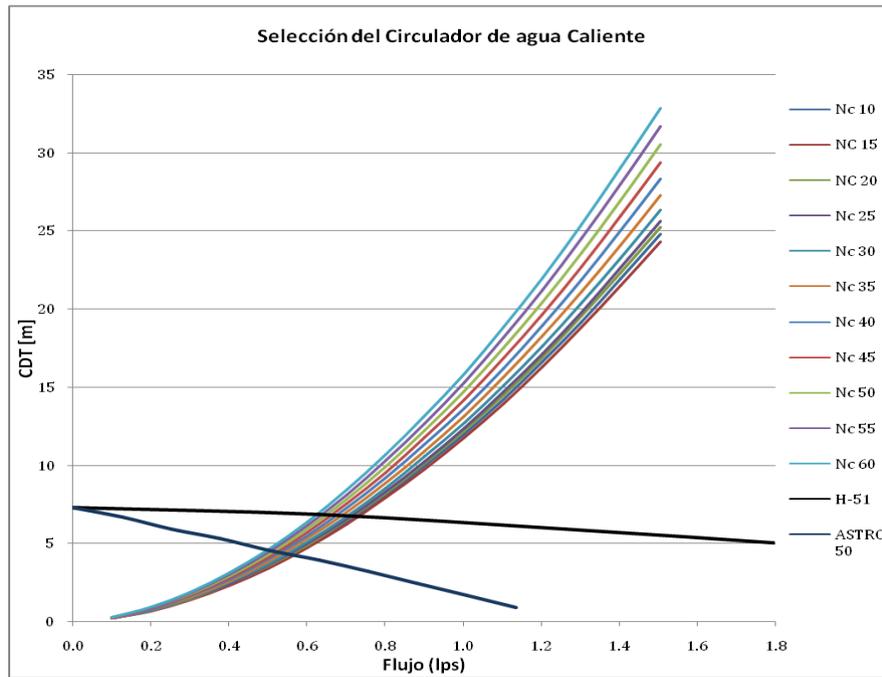


Figura 43. Análisis hidráulico del sistema solar.

7. CONCLUSIONES

El programa de cálculo es capaz de modelar el comportamiento de la temperatura del agua en el tanque de almacenamiento, considerando una extracción de agua en un horario fijo determinado por el usuario. Dichas temperaturas se calcularon para los días característicos del año, Tabla 7, por lo que se calcularon de un año completo; consecuentemente, los costos por energía eléctrica y GLP, así como los ahorros generados por el sistema solar se estimaron para el periodo antes mencionado. Lo anterior es de gran ayuda al comparar los costos entre sistemas con parámetros de operación diferentes, con lo que podemos tomar decisiones al elegir la configuración de un sistema solar para calentamiento de agua.

La importancia de lo antes mencionado radica en que gracias a esto se pueden construir gráficas de *CTACA* vs. *Ac* que muestran el comportamiento de los costos anuales a diferentes fracciones del área de colectores, dicho de otra forma, muestra el punto donde el *CTACA* es máximo y mínimo, entonces, se puede determinar un valor para cada parámetro que logra optimizar económicamente a un sistema solar para calentamiento de agua.

Los resultados de la Tabla 24 muestran la temperatura media del agua en el tanque de almacenamiento a diferentes pares de valores β y \dot{m} que optimizan el sistema total o parcialmente. Al comparar los resultados con el caso base ($\beta = 30$ y $\dot{m} = 0.4$) se puede apreciar que los valores difieren en un margen menor a 1.5 °C. Al comparar el caso base con el valor del valor óptimo global ($\beta = 27.5$ y $\dot{m} = 0.8$), el valor absoluto de la diferencia de temperaturas está dentro de un intervalo de 0 a 0.8°C. Los parámetros óptimos requieren del cambio del sistema de circulación debido a que el actual no es capaz de cubrir la demanda de flujo, aunque se reduce el costo de inversión, el costo de GLP y electricidad aumenta, lo cual significa que con el incremento del flujo másico de agua a través de los colectores se incrementa de igual manera la capacidad para colectar energía en los mismos, es decir, se requiere de menor área de colectores para lograr el mismo fin.

Existen opciones para incrementar la ganancia de calor en los colectores solares a través de la introducción de espirales en los largueros de los colectores, lo cual hará que incremente el número de Reynolds y consecuentemente el número de Nusselt. Aunque se logran ganancias en la temperatura, el costo de los equipos se incrementará reduciendo la viabilidad del proyecto.

Otro factor a considerar son los resultados de la Tabla 25, los valores del *CTACA* difieren en un rango de aproximado de 2,000 pesos por lo que se puede afirmar que el sistema está bien diseñado, aunque con los beneficios que se obtendrían al cambiar el ángulo de inclinación β y el flujo másico \dot{m} se podría disponer de un nuevo sistema de bombeo para lograr dicho flujo. La utilidad de la metodología propuesta sirve para corroborar el buen diseño de un sistema y para el diseño de nuevos, considerando las capacidades de los sistemas de circulación y la red de tuberías dado que las condiciones actuales no permitirían el cambio en alguno de los parámetros en análisis.

El ángulo β es mayor a la latitud del emplazamiento puesto que el *CTACA* se optimiza cuando se logra que el colector absorba mayor radiación solar durante el invierno, cuando el ángulo solar es menor, por lo que se requiere que la inclinación de los colectores se eleve más respecto al horizonte. Además, los instaladores y fabricantes de colectores solares recomiendan un ángulo de inclinación dentro de estos rangos $\varphi \leq \beta \leq \varphi + 5/10^\circ$, mientras que otros recomiendan $\beta = \varphi$. Los valores hallados muestran, bajo las condiciones dadas, que es posible encontrar un valor del ángulo β entre los rangos recomendados que logra los costos de operación e inversión más bajos.

Si bien, en sistemas existentes no es fácil modificar el ángulo de inclinación de los colectores por la estructura metálica, si se puede cambiar el flujo volumétrico de agua a través del cambio en la capacidad del circulador de agua caliente, siempre y cuando el nuevo no exceda las dimensiones de la tubería existente. La metodología presentada en los últimos capítulos de este documento es una herramienta para el cálculo o dimensionamiento de sistemas nuevos, pero también se pueden modificar parámetros de sistemas existentes mediante la sustitución de algún componente, sin perder de vista que debe de adaptarse de tal forma que contribuya a la mejora sin comprometer el consumo de otros recursos. Este

principio aplica para el sistema de circulación de agua, mismo que debe de adaptarse al diámetro de tubería de existente, debido a que no es práctico sustituir la red de suministro y retorno de agua de los colectores.

Es importante considerar el horario en el cual se realizarán las extracciones de agua caliente en el tanque de almacenamiento para la selección de los parámetros de operación del sistema, puesto que de ello dependerá la inclinación de los colectores, en otras palabras, se seleccionará un ángulo cercano al valor óptimo para verano o invierno. La ganancia de calor mientras se realiza una extracción nos puede conducir a reducciones en el consumo de GLP, considerando almacenamiento de agua para uso cuando no exista ganancia de calor por radiación solar. Por el contrario, si se hace uso del agua al inicio del día (inicio del día solar) se pueden lograr mayores volúmenes de agua caliente o temperaturas más elevadas al final del día, dado que al operar con un sistema automático se detendrá el sistema de bombeo al llegar una temperatura indicada.

Muchas veces se piensa que los captadores solares para calentamiento de agua deben de ser independientes de cualquier otra fuente de energía, como el GLP o gas natural, lo cierto es que estos sistemas deben de contar con un sistema de respaldo, o bien, trabajar en conjunto con una de las fuentes de energía mencionadas, la dificultad para predecir el clima es uno de los principales obstáculos en el dimensionamiento de los sistemas solares, por lo que una fuente auxiliar no está de más. Se podría llegar a pensar que un sistema que logre temperaturas elevadas es el mejor, pero acorde a los resultados obtenidos sabemos que a mayor temperatura del agua representa mayores costos de inversión inicial y por lo tanto hacen menos viable el proyecto. En la actualidad con el creciente aumento en los costos de los hidrocarburos los sistemas renovables vuelven a tomar importancia, en nuestro caso particular con el aumento en los costos del GLP el sistema solar puede lograr mayores áreas de captación e incluso crecer el flujo másico de agua.

Con la finalidad de que el análisis sea más apegado a la realidad, es necesario conocer la temperatura ambiente y la temperatura del suelo; con base en información de una estación meteorológica cercana, para así obtener la estimación de la temperatura del agua de suministro. Lo anterior considerando los cambios climáticos que se han generado en los últimos años y la información estadística puede variar con respecto al presente.

Al principio este proyecto se pretendía que con el cambio del sistema de bombeo, hacer más eficiente el sistema de calentamiento, puesto que el flujo másico era lo más fácil de modificar en un sistema existente. Al final del análisis se puede determinar que no es del todo factible dado que no es posible lograr los flujos másicos calculados o hallados con sistemas de bombeo que cumplan con los requerimientos del sistema en su configuración actual. Antes de pensar en realizar un análisis de este tipo es necesario conocer los equipos disponibles en el mercado (características) y con base en ello seleccionar el rango en que se analizará el flujo másico, así por ejemplo, en la Figura 43 se muestran las curvas características o de operación de dos circuladores de agua caliente, junto a estas gráficas se presentan las gráficas de la red de tuberías para diferente número de colectores (área de captación). Consecuentemente, se puede apreciar que el flujo másico, para el circulador propuesto es cercano a 0.7 [kg/s], lo cual nos llevaría a CTACA dentro del rango mencionado anteriormente (no mayor a 2,000 pesos respecto al caso base), Tabla 17 y Tabla 23.

ANEXOS

A.1. Temperatura máxima mensual*

A continuación se muestran las temperaturas máximas mensuales, en grados centígrados (° C), para las localidades seleccionadas.

Tabla 26. Temperaturas máximas de las localidades seleccionadas.

LOCALIDAD	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
La Paz, Baja California Sur	23.3	24.9	27.2	30.3	33.0	35.9	36.5	36.1	34.7	32.5	27.8	24.0
Ciudad del Carmen, Campeche	28.6	29.8	32.4	34.3	35.8	34.5	33.5	33.3	33.0	31.4	30.4	28.5
Oblatos, Guadalajara, Jalisco.	24.7	26.9	29.3	31.5	32.9	30.8	27.6	27.6	27.2	27.2	26.4	24.8
Playa del Carmen, Quintana Roo	26.7	27.7	29.2	30.8	32.0	31.8	31.9	31.6	31.3	29.5	28.5	26.7
León Arena, Aeropuerto. León, Guanajuato	23.5	25.2	27.8	29.7	31.3	29.3	27.2	27.1	26.9	26.4	25.4	23.6
Veracruz el Dorado Boca del Río, Veracruz	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Salina Cruz, Oaxaca	32.1	32.6	33.2	33.7	33.1	31.5	31.8	31.9	31.4	31.7	32.1	31.8
San Juan del Río, Querétaro	23.0	24.8	27.7	29.1	29.6	27.6	25.7	25.6	24.9	24.2	24.3	23.3
Nezahualcóyotl, Estado de México.	21.9	24.1	26.6	27.9	27.8	26.2	24.9	25.5	24.8	24.5	23.9	22.4
Mazatlán, Sinaloa	31.1	31.9	33.2	34.9	36.5	37.4	36.0	35.1	34.7	35.1	33.8	31.7
Santa Fe, Del. Cuajimalpa, Distrito Federal	21.5	23.1	25.5	26.6	26.7	24.2	22.6	22.7	22.6	22.4	22.4	21.7
Polanco, Del. Miguel Hidalgo, Distrito Federal	23.1	24.5	27.3	28.1	27.9	25.2	23.8	24.1	24.1	24.0	23.8	23.4
Campeche, Campeche	29.7	31.1	33.1	35.3	36.7	35.4	34.9	34.5	33.7	32.8	31.7	30.2

*Fuente CONAGUA, disponible en: <http://smn.cna.gob.mx/>

A.2. Temperatura mínima mensual*

A continuación se muestran las temperaturas mínimas mensuales, en grados centígrados (° C), para las localidades seleccionadas.

Tabla 27. Temperaturas mínimas de las localidades seleccionadas.

LOCALIDAD	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
La Paz, Baja California Sur	9.7	10.2	11.2	12.9	15.1	18.5	22.7	23.8	22.9	19.1	14.6	11.5
Ciudad del Carmen, Campeche	19.5	19.5	21	23	24.3	24.1	23.6	23.5	23.5	22.6	21.6	19.7
Oblatos, Guadalajara, Jalisco.	5.9	6.5	7.9	10.1	13	16.1	15.9	15.7	15.4	12.7	8.8	7
Playa del Carmen, Quintana Roo	16.6	16.1	17.5	19.7	21	22.5	22	21.9	21.9	20.4	18.3	16.7
León Arena, Aeropuerto. León, Guanajuato	7.3	8.3	10.9	13.4	15.6	16.2	15	14.9	14.6	12.2	9.9	8.2
Veracruz el Dorado Boca del Río, Veracruz	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Salina Cruz, Oaxaca	15.3	15.8	16.2	17.4	18.5	18.8	18.8	18.7	18.9	17.9	16.7	15.5
San Juan del Río, Querétaro	5	5.8	8.2	10.5	12.6	13.3	12.8	12.6	12.1	9.8	7.6	6.1
Nezahualcóyotl, Estado de México.	5.2	6.4	8.7	10.5	11.5	12.6	12.2	12.2	12.3	11.1	8.3	5.9
Mazatlán, Sinaloa	12.4	12.2	12.5	14.1	17.5	23.1	23.6	23.4	23.3	22	17.5	14.4
Santa Fe, Del. Cuajimalpa, Distrito Federal	5.1	6.3	8.4	10.1	11.2	11.5	10.9	11	10.8	9.7	7.9	6.6
Polanco, Del. Miguel Hidalgo, Distrito Federal	6.5	7.5	9.8	11.6	12.7	13	12.3	12.3	12.3	10.9	8.7	7.4
Campeche, Campeche	14.8	14.7	16.9	19.4	19.6	20.7	20.5	20.4	19.6	19.3	17.6	16

*Fuente CONAGUA, disponible en: <http://smn.cna.gob.mx/>

A.3. Horas de insolación mensual promedio*

A continuación se muestran las horas de insolación mensuales promedio para las localidades seleccionadas.

Tabla 28. Horas de insolación de las localidades seleccionadas.

LOCALIDAD	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
La Paz, Baja California Sur	220	231	261	289	313	292	278	232	237	244	212	186
Ciudad del Carmen, Campeche	182	166	176	188	177	180	194	180	168	180	192	178
Oblatos, Guadalajara, Jalisco.	217	216	217	186	218	181	170	187	192	228	245	196
Playa del Carmen, Quintana Roo	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
León Arena, Aeropuerto. León, Guanajuato	276	236	200	204	223	210	231	234	224	241	266	277
Veracruz el Dorado Boca del Río, Veracruz	162	165	192	205	203	207	187	177	162	170	179	161
Salina Cruz, Oaxaca	207	232	234	256	245	244	259	240	224	224	199	231
San Juan del Río, Querétaro	254	246	207	212	247	237	239	214	210	236	236	278
Nezahualcóyotl, Estado de México.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Mazatlán, Sinaloa	206	202	248	256	293	256	210	217	196	236	212	173
Santa Fe, Del. Cuajimalpa, Distrito Federal	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Polanco, Del. Miguel Hidalgo, Distrito Federal	240	234	268	232	225	183	176	176	157	194	232	236
Campeche, Campeche	182	166	176	188	177	180	194	180	168	180	192	178

*Fuente CONAGUA, disponible en: <http://smn.cna.gob.mx/>

A.4. Humedad Relativa promedio*

A continuación se muestran los valores de humedad relativa mensuales promedio, en porcentaje (%), para las localidades seleccionadas.

Tabla 29. Humedad relativa de las localidades seleccionadas.

LOCALIDAD	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
La Paz, Baja California Sur	66	60	58	55	55	54	58	61	63	63	64	66
Ciudad del Carmen, Campeche	74	71	68	66	64	68	74	76	78	77	77	75
Oblatos, Guadalajara, Jalisco.	60	57	50	46	48	63	71	72	71	68	63	64
Playa del Carmen, Quintana Roo	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
León Arena, Aeropuerto. León, Guanajuato	61	59	54	51	57	65	70	71	70	68	65	65
Veracruz el Dorado Boca del Río, Veracruz	81	79	74	77	72	73	79	80	79	77	79	81
Salina Cruz, Oaxaca	57	59	61	61	64	67	65	66	66	63	59	58
San Juan del Río, Querétaro	54	53	52	47	53	57	62	59	63	62	59	53
Nezahualcóyotl, Estado de México.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Mazatlán, Sinaloa	74	73	72	72	73	72	75	76	78	76	73	74
Santa Fe, Del. Cuajimalpa, Distrito Federal	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Polanco, Del. Miguel Hidalgo, Distrito Federal	51	47	41	43	51	63	69	69	70	64	57	54
Campeche, Campeche	74	71	68	66	64	68	74	76	78	77	77	75

*Fuente CONAGUA, disponible en: <http://smn.cna.gob.mx/>

A.5. Días con lluvia promedio*

A continuación se muestran los días con lluvia mensuales promedio, para las localidades seleccionadas.

Tabla 30. Días con lluvia promedio de las localidades seleccionadas.

LOCALIDAD	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
La Paz, Baja California Sur	1.6	0.9	0.7	0.3	0.1	0.5	2.1	4.2	3.5	1.4	1.5	1.9
Ciudad del Carmen, Campeche	4.5	2.6	2	2.3	6.1	12.4	15.5	16.2	15.3	11.5	4.9	4.4
Oblatos, Guadalajara, Jalisco.	2.4	1.5	0.8	1.5	2.7	15.3	23	21.9	15.7	7.2	2.4	1.7
Playa del Carmen, Quintana Roo	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
León Arena, Aeropuerto. León, Guanajuato	2.4	1.5	1.6	2.1	6	10.8	14.6	12.1	9.1	4.9	1.6	1.8
Veracruz el Dorado Boca del Río, Veracruz	5.3	3.1	3.8	3.8	5	12.8	18.5	16.4	15.4	10.6	6.2	5.7
Salina Cruz, Oaxaca	0.4	0.4	0.7	0.4	2.9	9.7	7.9	8.6	9.3	3.9	0.9	0.5
San Juan del Río, Querétaro	5.5	5	4.5	4	9	11.3	10	8	20.5	11	2	7
Nezahualcóyotl, Estado de México.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Mazatlán, Sinaloa	2.3	1	0.5	0.6	0.1	2	10.2	11	10.5	3.5	2.1	2.2
Santa Fe, Del. Cuajimalpa, Distrito Federal	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Polanco, Del. Miguel Hidalgo, Distrito Federal	2.2	2.5	4.1	6.8	12.9	18.7	23.2	20.9	18.2	9.6	3.8	2
Campeche, Campeche	4.5	2.6	2	2.3	6.1	12.4	15.5	16.2	15.3	11.5	4.9	4.4

*Fuente CONAGUA, disponible en: <http://smn.cna.gob.mx/>

A.6. Valores de CTACA para el análisis de Sensibilidad del parámetro \dot{m}

A continuación se presentan los valores del costo total anual de calentamiento de agua (CTACA) para la variación del parámetro \dot{m} en el rango mostrado en la Tabla 31, manteniendo fijo el valor de $\beta = 30$ grados.

Tabla 31. Resultados del análisis de sensibilidad para el parámetro \dot{m} (completo)

Área [m ²]	CTACA (pesos)									
	$\dot{m} = 0.1$	$\dot{m} = 0.2$	$\dot{m} = 0.3$	$\dot{m} = 0.4$	$\dot{m} = 0.5$	$\dot{m} = 0.6$	$\dot{m} = 0.7$	$\dot{m} = 0.8$	$\dot{m} = 0.9$	$\dot{m} = 1.0$
20	122,659	121,459	121,367	121,746	122,501	123,380	124,608	126,186	127,969	130,357
24	120,787	118,984	118,705	118,879	119,373	120,085	120,965	122,155	123,556	125,230
28	119,253	116,859	116,320	116,307	116,599	117,138	117,783	118,803	120,054	121,420
32	118,078	115,067	114,218	114,050	114,231	114,635	115,343	116,010	116,898	118,362
36	117,184	113,519	112,427	112,133	112,148	112,503	112,872	113,570	114,643	115,377
40	116,533	112,225	110,878	110,355	110,308	110,542	110,805	111,583	112,005	113,259
44	116,144	111,206	109,580	108,918	108,736	108,797	109,012	109,714	110,256	111,017
48	115,957	110,333	108,468	107,627	107,325	107,326	107,543	107,826	108,644	108,965
52	115,979	109,661	107,552	106,559	106,176	106,058	106,271	106,467	107,228	107,716
56	116,180	109,186	106,759	105,642	105,113	104,996	105,090	105,160	105,986	106,337
60	116,534	108,848	106,145	104,860	104,266	104,052	104,060	104,140	104,784	105,220
64	117,035	108,673	105,707	104,287	103,581	103,310	103,240	103,381	103,865	104,224
68	117,681	108,658	105,387	103,837	102,990	102,690	102,548	102,658	102,865	103,465
70	118,058	108,687	105,277	103,687	102,766	102,441	102,241	102,376	102,571	103,164
72	118,472	108,761	105,227	103,576	102,657	102,288	102,089	102,230	102,439	102,930
74	118,902	108,852	105,203	103,479	102,538	102,165	101,919	102,096	102,348	102,788
76	119,355	108,972	105,206	103,444	102,521	102,144	101,938	102,039	102,291	102,730
78	119,835	109,114	105,252	103,501	102,549	102,171	101,973	102,038	102,331	102,720
80	120,360	109,300	105,381	103,600	102,662	102,320	102,089	102,108	102,489	102,825
84	121,452	109,801	105,815	104,072	103,199	102,799	102,532	102,554	102,975	103,215
88	122,635	110,445	106,523	104,735	103,862	103,379	103,094	103,143	103,562	103,752
92	123,915	111,304	107,440	105,561	104,648	104,171	103,938	104,005	104,401	104,621
96	125,285	112,347	108,421	106,526	105,659	105,232	104,994	105,122	105,485	105,655
100	126,712	113,526	109,515	107,677	106,922	106,513	106,297	106,430	106,792	106,972
104	128,215	114,813	110,782	109,163	108,401	107,993	107,856	108,022	108,324	108,527
108	129,787	116,193	112,274	110,746	109,982	109,611	109,452	109,652	109,913	110,158
112	131,440	117,687	113,907	112,435	111,730	111,333	111,204	111,458	111,653	111,943
116	133,153	119,263	115,658	114,229	113,523	113,107	113,012	113,232	113,424	113,712
120	134,920	120,994	117,498	116,098	115,373	114,991	114,897	115,085	115,282	115,572

*Valores de \dot{m} en [kg/s]

A.7. Valores de CTACA para el análisis de Sensibilidad del parámetro β

A continuación se presentan los valores del costo total anual de calentamiento de agua (CTACA) para la variación del parámetro β en el rango mostrado en la Tabla 32, manteniendo fijo el valor de $\dot{m} = 0.4 [kg/s]$.

Tabla 32. Resultados del análisis de sensibilidad para el parámetro β (completo)

Área [m ²]	CTACA (pesos)						
	$\beta = 0$	$\beta = 10$	$\beta = 20$	$\beta = 30$	$\beta = 40$	$\beta = 50$	$\beta = 60$
20	125,125	122,940	121,903	121,746	122,641	124,489	127,213
24	122,667	120,234	118,976	118,879	119,888	121,997	125,129
28	120,542	117,806	116,439	116,307	117,325	119,692	123,191
32	118,823	115,797	114,228	114,050	115,293	117,893	121,719
36	117,284	113,909	112,277	112,133	113,409	116,226	120,451
40	115,971	112,346	110,543	110,355	111,768	114,767	119,336
44	114,917	111,060	109,123	108,918	110,380	113,641	118,517
48	114,021	109,913	107,868	107,627	109,185	112,654	117,794
52	113,351	108,958	106,814	106,559	108,258	111,846	117,284
56	112,819	108,177	105,887	105,642	107,380	111,231	116,882
60	112,404	107,598	105,142	104,860	106,682	110,736	116,645
64	112,153	107,138	104,581	104,287	106,189	110,387	116,598
68	111,971	106,759	104,100	103,837	105,842	110,156	116,620
70	111,924	106,664	103,932	103,687	105,689	110,075	116,660
72	111,935	106,580	103,803	103,576	105,618	110,052	116,754
74	111,945	106,499	103,703	103,479	105,574	110,051	116,850
76	112,026	106,490	103,674	103,444	105,607	110,157	116,989
78	112,114	106,498	103,691	103,501	105,728	110,286	117,177
80	112,226	106,540	103,813	103,600	105,885	110,464	117,374
84	112,686	106,884	104,220	104,072	106,346	111,011	117,984
88	113,311	107,571	104,852	104,735	106,985	111,702	118,755
92	114,135	108,519	105,722	105,561	107,880	112,585	119,687
96	115,185	109,628	106,819	106,526	108,928	113,647	120,774
100	116,450	110,888	108,099	107,677	110,153	114,846	121,994
104	117,826	112,335	109,513	109,163	111,503	116,176	123,310
108	119,351	113,876	111,104	110,746	112,929	117,605	124,702
112	120,918	115,506	112,741	112,435	114,450	119,149	126,210
116	122,577	117,217	114,480	114,229	116,109	120,777	127,794
120	124,334	118,993	116,333	116,098	117,841	122,432	129,433

*Valores de β en grados.

A.8. Análisis de la red de tubería para diferentes flujos

A continuación se muestran los valores de número de Reynolds (Re) y Nusselt (Nu) para los diferentes escenarios de flujo másico \dot{m} y área de colectores A_c para los cuales no se excede una velocidad del fluido en los cabezales de suministro V_A de 2.5 m/s.

Tabla 33. Análisis de la red de tuberías del sistema solar.

N_c	\dot{m} (lps)	\dot{m} [kg/s]	h_t [m]	h_{sr} [m]	hf_{tot} [m]	V_D [m/s]	V_A [m/s]	Re_A [1]	Re_t [1]	$L_{h,lam}$ [m]	$L_{t,lam}$ [m]	Nu [1]	H_{fi} [W/m ² C]
10	1.20	1.20	7.04	9.58	16.62	1.81	2.32	66,378	2,485	1.42	4.09	7.241	385
15	1.20	1.20	6.77	9.55	16.31	1.20	2.32	66,378	1,657	0.95	2.73	6.525	347
20	1.20	1.20	7.40	9.53	16.93	0.90	2.32	66,378	1,243	0.71	2.05	6.115	325
25	1.20	1.20	7.64	9.52	17.16	0.72	2.32	66,378	994	0.57	1.64	5.846	310
30	1.20	1.20	8.13	9.52	17.65	0.60	2.32	66,378	828	0.47	1.36	5.655	300
35	1.20	1.20	8.76	9.52	18.27	0.52	2.32	66,378	710	0.41	1.17	5.511	293
40	1.20	1.20	9.45	9.52	18.96	0.45	2.32	66,378	621	0.36	1.02	5.398	287
45	1.20	1.20	10.18	9.52	19.69	0.40	2.32	66,378	552	0.32	0.91	5.307	282
50	1.20	1.20	10.94	9.52	20.45	0.36	2.32	66,378	497	0.28	0.82	5.232	278
55	1.20	1.20	11.71	9.51	21.23	0.33	2.32	66,378	452	0.26	0.74	5.169	275
60	1.20	1.20	12.50	9.51	22.01	0.30	2.32	66,378	414	0.24	0.68	5.115	272

Los datos de los circuladores Armstrong™ seleccionados se muestran a continuación:

Tabla 34. Datos de operación de los circuladores seleccionados.

MODELO	ASTRO 50					H51				
Q (GPM)	0	4	8	12	16	0	10	20	30	40
Q (LPS)	0.0	0.3	0.5	0.8	1.0	0.0	0.6	1.3	1.9	2.5
CDT [m]	7.3	5.9	4.6	3.2	1.7	7.3	6.9	5.9	4.9	3.7

A.9. Perfil de temperaturas del agua en el tanque de almacenamiento

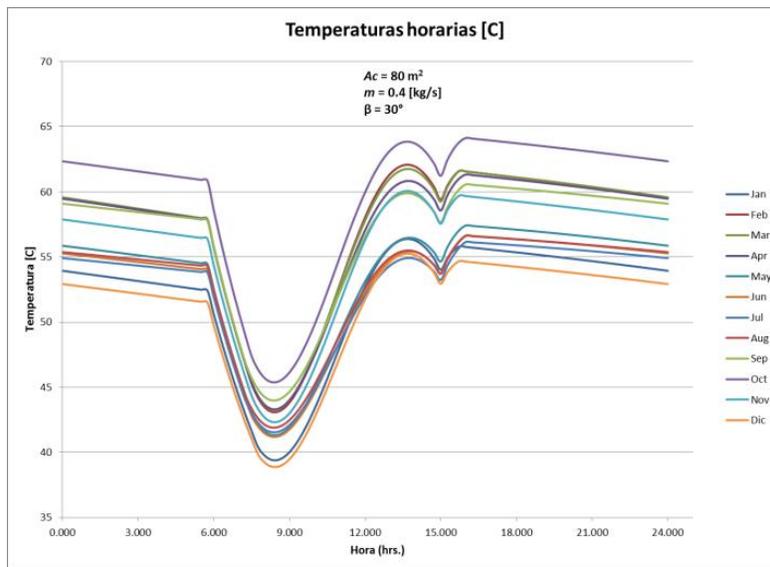


Figura 44. Perfil de temperaturas del caso base $(A_c, \beta, m) = (80, 30, 0.4)$.

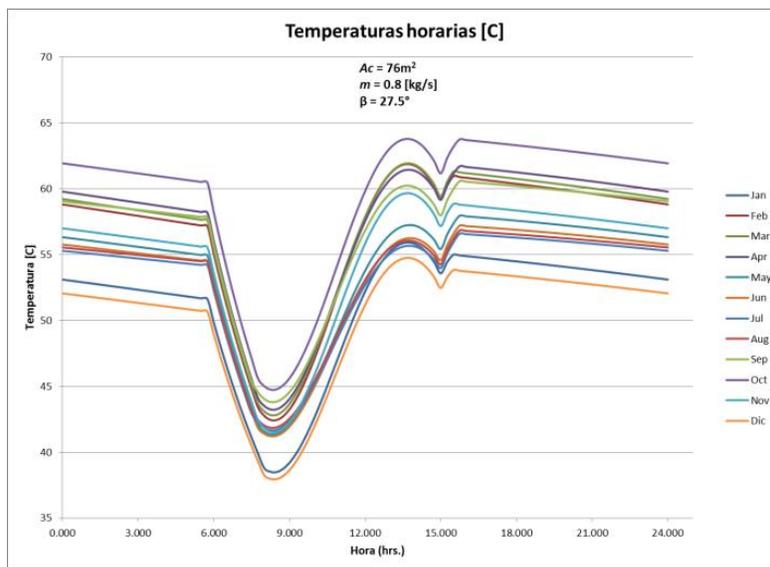


Figura 45. Perfil de temperaturas del caso optimizado $(A_c, \beta, m) = (76, 27.5, 0.8)$

A.10. Radiación Solar

A continuación se presentan los valores de irradiación global (H_0), total, directa y difusa para La Paz, Baja California Sur, con latitud igual con 24.05 grados.

Tabla 35. Perfil de temperaturas para diferentes pares de datos.

Mes	H_0 [MJ]	H_t [MJ]	H_p [MJ]	H_d [MJ]
Ene	23.98	15.32	11.05	4.26
Feb	28.28	19.41	15.05	4.36
Mar	33.34	22.04	16.47	5.58
Abr	37.95	24.56	17.95	6.60
May	40.69	24.08	16.10	7.98
Jun	41.65	23.87	15.45	8.41
Jul	41.20	22.53	13.92	8.61
Ago	39.13	20.92	12.64	8.28
Sep	35.16	20.90	14.04	6.86
Oct	29.86	19.95	15.07	4.89
Nov	25.02	16.54	12.35	4.19
Dic	22.74	14.26	10.11	4.15

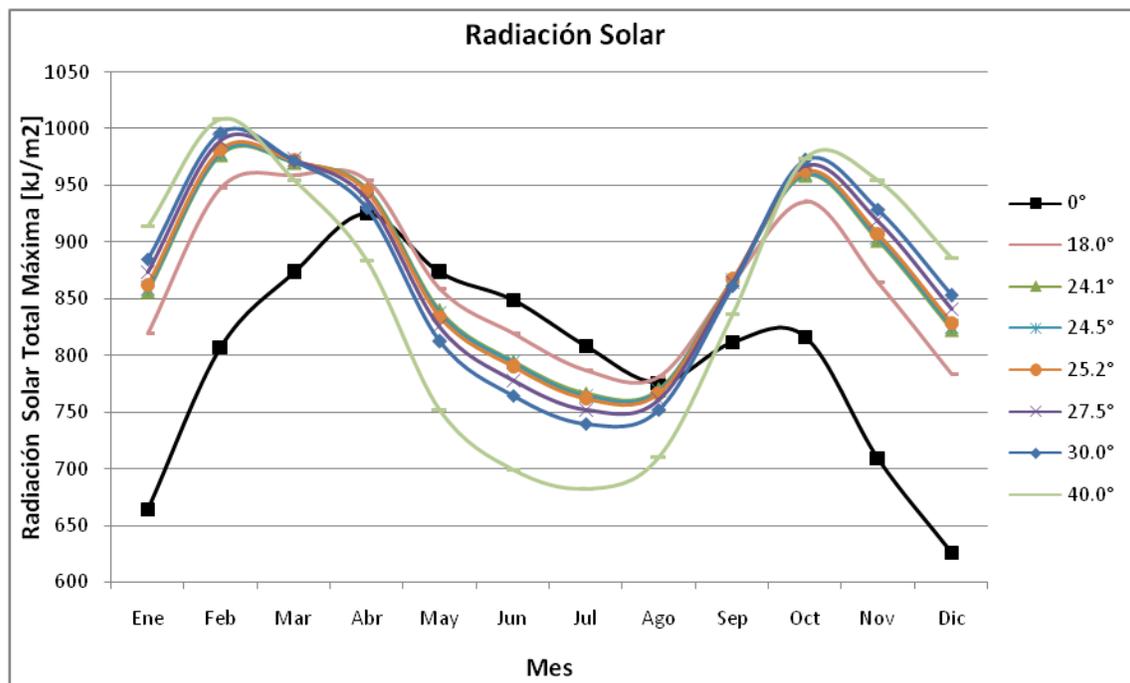


Figura 46. Radiación Solar máxima incidente sobre un plano a diferentes valores de β .

A.11. Análisis económico

A continuación se presenta el resumen de dos de los análisis realizados para la determinación del costo total anual del calentamiento de agua en pesos mexicanos.

Tabla 36. Flujo de efectivo para el caso base $(A_c, \beta, m) = (80, 30, 0.4)$

$A_c = 80^*$ $\beta = 30$ $m = 0.4$	Pago Financiamiento	Fijo Mantto.	Variable EE + GLP	Gasto S. Solar	Costo Solo Gas	Flujo neto
VPN	337778	42285	184317	564381	730218	165837
0	0	0	0	0	0	0
1	67303	6756	29447	103505	116661	13155
2	67303	6756	29447	103505	116661	13155
4	67303	6756	29447	103505	116661	13155
6	67303	6756	29447	103505	116661	13155
8	67303	6756	29447	103505	116661	13155
10	67303	6756	29447	103505	116661	13155
12	0	6756	29447	36202	116661	80458
14	0	6756	29447	36202	116661	80458
16	0	6756	29447	36202	116661	80458
18	0	6756	29447	36202	116661	80458
20	0	6756	29447	36202	116661	80458

$B/C = 1.29$

$A = 26,494$

Tabla 37. Flujo de efectivo para el caso base $(A_c, \beta, m) = (76, 27.5, 0.8)$

$A_c = 76$ $\beta = 27.5$ $m = 0.8$	Pago Financiamiento	Fijo Mantto.	Variable EE + GLP	Gasto S. Solar	Costo Solo Gas	Flujo neto
VPN	325325	40726	190026	556077	730218	174140
0	0	0	0	0	0	0
1	64822	6506	30359	101687	116661	14974
2	64822	6506	30359	101687	116661	14974
4	64822	6506	30359	101687	116661	14974
6	64822	6506	30359	101687	116661	14974
8	64822	6506	30359	101687	116661	14974
10	64822	6506	30359	101687	116661	14974
12	0	6506	30359	36865	116661	79795
14	0	6506	30359	36865	116661	79795
16	0	6506	30359	36865	116661	79795
18	0	6506	30359	36865	116661	79795
20	0	6506	30359	36865	116661	79795

$B/C = 1.31$

$A = 27,821$

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Duffie John A & Beckman William A, *Solar Engineering of Thermal Processes*. Ed. John Willey & Sons, First Edition, 1974.
- [2] ANES, *30 Años de la Energía Solar en México*. Eduardo A. Rincón & Martha Aranda., octubre 2006.
- [3] *Planning & Installing Solar Thermal Systems, a guide for installers, architects and engineers*. Editorial Eartscan, 2010.
- [4] Kalogirou Soteris, *Solar Energy Engineering : Processes and Systems*. Academic Press, EUA, 2009.
- [5] Muneer T., *Solar Radiation and Daylight Models*, Ed. Elsevier Butterworth-Heinemann, Great Britain, 2004.
- [6] Lorenzini G., C, Biserni & G. Flacco, *Solar Thermal and Biomass Energy*. Ed. WIT Press, Great Britain, 2010.
- [7] Dincer Ibrahim & Marc A. Rosen, *Thermal Energy Storage, Systems and Applications*. Ed. John Willey & Sons, second edition. 2011
- [8] Madrid Angel, *Curso de Energía Solar*, Mundi-Prensa Libros. España 2009.
- [9] Jutglar Lluís, *Energía Solar, Energías Alternativas y Medio Ambiente*. Ediciones Ceac. España 2009.
- [10] Foster Robert and Witcher James, *Solar Energy: Renewable Energy and the Environment*, Vaughn Nelson. Ed. CRC Press. EUA 2009.
- [11] Eicher Ursula, *Solar Technologies for Building*. Ed. John Willey & Sons. England, primera edición, septiembre de 2003.
- [12] SENER y GTZ, *Energías Renovables para el Desarrollo Sustentable en México*. México, 2009.
- [13] CRANE, *Flujo de Fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*. Ed. McGraw-Hill.
- [14] Incropera David P. DeWitt, *Fundamentos de Transferencia de Calor*. Frank P, Ed. Prentice Hall, cuarta edición. México 1999.
- [15] Cengel Yunus A, *Transferencia de Calor y Masa, un enfoque práctico*. Ed. McGraw-Hill, tercera edición. México 2007.
- [16] Fernández. José Luis, *Introducción al Estudio de los Sistemas Solares Activos*. Instituto de Ingeniería, UNAM.
- [17] Almanza Rafael, *Ingeniería de la Energía Solar II*. Instituto de Ingeniería, UNAM. México. Octubre 2003.
- [18] Estrada-Cajigal Vicente & Almanza Rafael, *Irradiaciones Global, Directa y Difusa, en superficies horizontales e inclinadas, así como irradiación directa normal en la República Mexicana*... Instituto de Ingeniería, UNAM. México, mayo 2005.
- [19] Kulkarni Govind N., *Optimization of solar water heating systems through water replenishment*. Shireesh B. Kedare, Santanu Bandyopadhyay. Energy Science and Engineering, Indian Institute of Technology, Bombay, Powai, Mumbai 400 076, India.
- [20] Kalogirou Soteris A., *Optimization of solar systems using artificial neural-networks and genetic algorithms*. Higher Technical Institute, PO Box 20423, Nicosia 2152, Cyprus. Junio 2003.
- [21] ASIT (Asociación Solar de la Industria Térmica), *Guía ASIT de la Energía solar térmica*. España, mayo 2010. Disponible en <http://www.asit-solar.com/guide>
- [22] *Manual de Energía Solar Térmica e Instalaciones Asociadas*. Gaston Boero. Uruguay, junio 2009.
- [23] *Guía Práctica de Energía Solar Térmica*. Agencia Valenciana de la Energía (AVEN). España, 2009. Disponible en <http://energia.ivace.es>
- [24] Código Técnico de Edificación, España, 2009. Disponible en: <http://www.codigotecnico.org/web/>

- [25] *Manual de instalaciones para el calentamiento de agua mediante el aprovechamiento de la energía solar*. Primera edición, julio 2008. Disponible en: <http://www.sma.df.gob.mx/sma>
- [26] *Requerimientos Mínimos para la Instalación de Sistemas Solares Térmicos, para Calentamiento de Agua*. Secretaría del Medio Ambiente. México, noviembre 2005 (SMA), disponible en: <http://www.sma.df.gob.mx/conadf/grupos/energia3/com.gt.pdf>
- [27] *Banco de Información Económica (BIE)*, INEGI, <http://www.inegi.org.mx/sistemas/bie/>
- [28] PEMEX, <http://www.gas.pemex.com/PGPB/Productos+y+servicios/Gas+licuado3>.
- [29] *Balance nacional de energía 2010*, SENER, <http://www.sener.gob.mx>
- [30] *Asociación Nacional de Energía Solar (ANES)*, Balance de energía. <http://www.anes.org>
- [31] *Prospectiva de Energías Renovables 2012 – 2026*, disponible en [http://www.sener.gob.mx/res/PE y DT/pub/2012/PER 2012-2026.pdf](http://www.sener.gob.mx/res/PE_y_DT/pub/2012/PER_2012-2026.pdf)