

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA



**EVALUACIÓN TERMOHIDRÁULICA DE UN SISTEMA DE COLECTORES
SOLARES DE TUBOS EVACUADOS TIPO HEAT-PIPE EN ARREGLO
SERIE-PARALELO**

POR

ING. CRISTIAN DAVID HERNÁNDEZ PUENTES

**EN OPCIÓN AL GRADO DE MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA
INGENIERÍA CON ORIENTACIÓN EN ENERGÍAS TÉRMICA Y
RENOVABLE**

ENERO, 2019

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO



**EVALUACIÓN TERMOHIDRÁULICA DE UN SISTEMA DE COLECTORES
SOLARES DE TUBOS EVACUADOS TIPO HEAT-PIPE EN ARREGLO
SERIE-PARALELO**

POR

ING. CRISTIAN DAVID HERNÁNDEZ PUENTES

**EN OPCIÓN AL GRADO DE MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA
INGENIERÍA CON ORIENTACIÓN EN ENERGÍAS TÉRMICA Y RENOVABLE**

**DIRECTOR DE TESIS
DR. HÉCTOR DANIEL GARCÍA LARA**

**CODIRECTOR
M.C. MIGUEL GARCÍA YERA**

SAN NICOLÁS DE LOS GARZA, NUEVO LEÓN, MÉXICO

ENERO, 2019

Universidad Autónoma de Nuevo León

Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica

Subdirección de Estudios de Posgrado

Los miembros del Comité de Tesis recomendamos que la tesis «Evaluación termohidráulica de un sistema de colectores solares de tubos evacuados tipo heat-pipe en arreglo serie-paralelo», realizada por el alumno Cristian David Hernández Puentes, con número de matrícula 1887248, sea aceptada para su defensa como requisito parcial para obtener el grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería con Orientación en Energías Térmica y Renovables

El comité de Tesis

Dr. Héctor Daniel García Lara
Director

M.C. Miguel García Yera
Co-Director

Dr. Max Salvador Hernández
Revisor

M.C. Joel González Marroquin
Revisor

Vo. Bo.

Dr. Simón Martínez Martínez
Subdirección de Estudios de Posgrado

Agradecimientos

Agradezco inmensamente a Dios, por brindarme salud, vida, fuerza, sabiduría y tranquilidad durante la realización del posgrado. A mis padres y mis hermanas, Cesar, Yakeline, Fernanda, Natalia y Taliana porque durante toda mi vida han sido mis grandes amores sin faltar nunca su apoyo. A mi compañera sentimental y mi campeón, Marly y Juan, quienes fueron mi más hermosa compañía y mi Colombia por muchos meses en tierras tan lejanas. 7 personas a quienes les dedico cada victoria que Dios me regala con el paso de mi vida.

Al Dr. Santos Méndez Díaz, quién fue mi primer guía y me ayudó para tener un tema para el desarrollo de la tesis. Muchas gracias al Dr. Héctor Daniel García Lara por permitirme trabajar en el laboratorio de termosolar, por ser quien siempre gestionó los recursos físicos para la realización de este trabajo, por su hospitalidad y por las diferentes oportunidades que siempre me brindó para hacer una estancia muy amena, gracias por su apoyo para que pudiera asistir al XLII semana nacional de energía solar en Ciudad de México. Al Dr. Arturo Morales Fuentes que, sin su invaluable asesoramiento, dedicación de tiempo y conocimientos no hubiera podido lograr finalizar la presente investigación, sin duda alguna, un modelo a seguir. Al maestro Miguel García Yera, el director de la tesis, quien siempre me apoyo con las ideas que se iban planteando durante el desarrollo del documento, muchas gracias por su tiempo, comentarios y revisiones. Al maestro Joel González Marroquín por su constante apoyo al laboratorio de Termosolar desde su creación.

A mis grandes amigos de Laboratorio, Luis Fong y Luis Vásquez por su inmenso aporte para que pudiera sobrepasar las diferentes dificultades que se atravesaban en el trayecto para cumplir este logro. A Rossio y Carlos, porque siempre están dispuestos a ayudar, personas con excelentes capacidades. A Hernán, mi apoyo en la puesta a punto de la instalación experimental. A los

demás amigos y valiosos compañeros, Nibardo, Yonathan, Sergio, Mayra, Antonio, Lis, Eder, Ricardo, Alfredo entre otros que, aunque no los nombre, se encuentran entre los egresados y actuales estudiantes del programa de maestría, y como olvidar a mis compatriotas colombianos, a todos les hago saber que estoy inmensamente agradecido por compartir tiempo y experiencias junto a ustedes durante estos dos años.

Al cuerpo académico del programa de maestría, al comité de evaluación de tesis quienes aportaron para la finalización de este proceso.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por el apoyo brindado mediante la beca número 464505 que me permitió concluir el programa de maestría. A la Universidad Autónoma de Nuevo León y la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica por el apoyo de las becas en las cuotas escolares. Al programa de apoyo a la investigación científica y tecnológica (PAYCIT) con el proyecto No. IT646-18. A México por abrir las puertas a extranjeros que buscan oportunidades de avanzar en sus estudios, además, se suma que a través de ello también se conoce su gran diversidad, bonita cultura y deliciosa comida.

Resumen

El calentamiento de agua a través de colectores solares de tipo heat-pipe ha ganado interés en años recientes por su potencial para la captación de energía. Por tal razón es común la conexión entre colectores solares en arreglos serie-paralelo para satisfacer la demanda que haya. Para cada caso existe un flujo asociado a la caída de presión, por lo que es importante estimar su valor e investigar lo que sucede con el proceso de transformación de la energía solar a térmica.

En el presente trabajo se realizó una caracterización termohidráulica del colector sunpower SPA-58/11800-20 con el objetivo de validar modelos teóricos que estimen la ganancia térmica del colector solar seleccionado, de manera individual y con una configuración en arreglo serie-paralelo en la planta termosolar de la Facultad De Ingeniería Mecánica y Eléctrica de la Universidad Autónoma de Nuevo León. El estudio se hace bajo diferentes condiciones climáticas que se presentaron durante la realización de las pruebas experimentales. De este modo, se logró establecer estrategias que puedan mantener un nivel de temperatura requerido en el suministro de agua caliente. Por otro lado, al haber energía adicional, se encuentra un espacio para que otras investigaciones sean desarrolladas para el aprovechamiento de ello.

Nomenclatura

$(\tau\alpha)_n$	<i>Transmisividad y absorción [adimensional]</i>
a_0	<i>Eficiencia máxima del colector según SRCC [adimensional]</i>
a_1	<i>Factor de pérdidas lineal según SRCC [adimensional]</i>
a_2	<i>Factor de pérdidas cuadrático según SRCC [adimensional]</i>
A	<i>Área [m²]</i>
C_i	<i>Dato calculado</i>
C_p	<i>Calor específico a presión constante [kJ/(kg · K)]</i>
CP	<i>Ganancia térmica</i>
D_h	<i>Diámetro hidráulico [m]</i>
D_n	<i>Diámetro de sección para análisis de caída de presión [m]</i>
$F'U_L$	<i>Energía que pierde el colector para calcular r_1 [W/(m² · K)]</i>
F_R	<i>Factor de remoción [Adimensional]</i>
$F_R \cdot (\tau\alpha)_n$	<i>Factor de energía que absorbe el colector [adimensional]</i>
$F_R \cdot U_L$	<i>Cantidad de energía que pierde el colector [W/(m² · K)]</i>
$F_R \cdot U_{L/T}$	<i>Factor de pérdidas cuadrático [W/(m² · K²)]</i>
G	<i>Flux másico [kg/s · m²]</i>
I	<i>Radiación [W/m²]</i>
$K_\theta(\theta)$	<i>Ángulo Modificador [°]</i>
K_L	<i>Factor de pérdidas por accesorios [adimensional]</i>
L_i	<i>Longitud de tubería para análisis de caída de presión [m]</i>
M_i	<i>Dato medido</i>
\dot{m}	<i>Flujo másico [kg/s]</i>
n	<i>Cantidad de datos</i>
N	<i>Cantidad de colectores conectados en serie [adimensional]</i>
P	<i>Presión [N/m²]</i>

Q_u	<i>Ganacia útil del colector [kJ/m²]</i>
r_1	<i>Factor de corrección por flujo másico [adimensional]</i>
r_2	<i>Factor de corrección por conexión en serie [adimensional]</i>
Re	<i>Número de Reynolds [Adimensional]</i>
T	<i>Temperatura [K o °C]</i>
x_i	<i>Fracción para aproximación de integral</i>
z	<i>Altura de referencia para análisis de caída de presión [m]</i>

Subíndices

1	<i>Referencia de entrada en ecuación de Bernoulli</i>
2	<i>Referencia de salida en ecuación de Bernoulli</i>
<i>a</i>	<i>Ambiente</i>
<i>b</i>	<i>Directa</i>
<i>d</i>	<i>Difusa</i>
<i>empleado</i>	<i>Párametros empleado en el arreglo serie</i>
<i>l</i>	<i>Longitudinal</i>
<i>t</i>	<i>Transversal</i>
<i>test</i>	<i>Párametros utilizados por la SRCC</i>
<i>T</i>	<i>Total</i>

Letras griegas

γ_f	<i>Peso específico [m³ / kg]</i>
γ_z	<i>Ángulo azimuth solar [°]</i>
θ_z	<i>Ángulo zenith solar [°]</i>
Δ	<i>Diferencia</i>
β	<i>Ángulo de inclinación del colector [°]</i>
γ	<i>Ángulo azimuth del colector [°]</i>
ε	<i>rugosidad [m]</i>
η	<i>Eficiencia del colector [adimensional]</i>
θ	<i>Ángulo de incidencia [°]</i>
ρ	<i>Densidad [kg/m³]</i>
μ	<i>Promedio</i>
σ	<i>Desviación estándar</i>

Abreviaciones

<i>CM</i>	<i>Cámara de mezclado</i>
<i>EMT</i>	<i>Tubería Eléctrica Metálica</i>
<i>IAM</i>	<i>Ángulos modificadores</i>
<i>PMAE</i>	<i>Porcentaje de error medio absoluto</i>
<i>PME</i>	<i>Porcentaje de error medio</i>
<i>SRCC</i>	<i>Solar rating and certification corporation</i>

Índice general

Agradecimientos	4
Resumen	6
Nomenclatura.....	7
Índice general	x
Índice de figuras.....	xiii
Índice de tablas.....	xvii
CAPÍTULO 1 INTRODUCCIÓN.....	18
1.1 Planteamiento del problema	18
1.2 Justificación	22
1.3 Antecedentes.....	23
1.3.1 Conexiones en serie-paralelo.....	28
1.4 Hipótesis	32
1.5 Objetivos.....	33
1.5.1 Objetivo general	33
1.5.2 Objetivos específicos	33
CAPÍTULO 2 MARCO REFERENCIAL	34
2.1 Marco teórico	34
2.1.1 Colectores solares.....	34
2.1.2 Calentamiento solar de agua	35
2.1.3 Tubos evacuados tipo heat-pipe	37
2.1.4 Colectores de tubo de vacío vs colectores de placa plana.....	39

2.1.5	Conexiones serie-paralelo para colectores solares.....	40
CAPÍTULO 3 INSTALACIÓN EXPERIMENTAL		41
3.1	Planta termosolar.....	41
3.1.1	Sistema de almacenamiento	42
3.1.2	Circuito hidráulico.....	42
3.1.3	Sistemas de calentamiento auxiliar	43
3.1.4	Instrumentos de medición	43
3.1.5	Mantenimiento a calentador solar de agua	45
3.1.6	Instalación de tubería EMT para comunicación de señales de transductores	46
CAPÍTULO 4 METODOLOGÍA.....		49
4.1.1	Determinación de distribución de flujo en el arreglo serie-paralelo	50
4.1.2	Método teórico para el análisis térmico	53
4.1.3	Corrección por flujo másico	56
4.1.4	Corrección por colectores conectados en serie.	56
4.1.5	Ángulos modificadores	57
4.1.6	Ángulos modificadores para la radiación difusa	59
4.1.7	Caracterización térmica e hidráulica del colector solar	61
4.1.8	Caracterización física del arreglo serie-paralelo	63
4.1.9	Metodología para la validación experimental	64
4.1.10	Validación experimental mediante el cálculo de errores	66
CAPÍTULO 5 RESULTADOS		68
5.1	Caracterización hidráulica del colector solar.....	68
5.2	Validación experimental del método teórico para el análisis térmico ...	71

5.2.1	Validación método teórico del análisis térmico.....	71
5.2.2	Recolección de datos inicial	73
5.2.3	Metodología para el tratamiento de datos del análisis térmico.....	75
5.2.4	Validación térmica inicial	78
5.2.5	Análisis de sensibilidad	83
5.2.6	Validación experimental ajustada.....	87
5.3	Validación experimental de la distribución de flujo y comportamiento térmico en el arreglo serie-paralelo	89
5.3.1	Flujo másico en el arreglo serie-paralelo.....	89
5.3.2	Validación experimental de un módulo en distintos días.....	92
5.3.3	Validación experimental de distintos módulos en un solo día	95
CAPÍTULO 6 CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS.....		98
6.1	Conclusiones	98
6.2	Trabajos futuros.....	102
ANEXO A.....		104
REFERENCIAS		105

Índice de figuras

Figura 1-1. Consumo de energía procedente de combustibles fósiles en México [4].....	19
Figura 1-2. Consumo de energía para usos finales en el sector residencial [5].	19
Figura 1-3. Huella de carbono en una ducha de 5 minutos del sector residencial en México [7].....	20
Figura 1-4. Comparación de radiación solar aprovechada entre México y Austria.	21
Figura 1-5. Destilador solar con funcionamiento forzado [13].....	25
Figura 1-6. Vista esquemática de un sistema de microconcentración y sección transversal del colector.	26
Figura 1-7. Configuraciones de colectores solares	27
Figura 1-8. Tubos evacuados tipo U en serie	29
Figura 1-9. Diferentes arreglos de los colectores.....	29
Figura 1-10. Evaluación de tubos heat-pipe en serie.....	31
Figura 2-1. Clasificación de colectores solares [37].....	35
Figura 2-2. Clasificación más común de los sistemas para calentamiento de agua con colector solar [1].....	36
Figura 2-3. Ejemplo de circuitos activos para calentamiento de agua con colector solar [23]	36
Figura 2-4. Ejemplo de circuitos pasivos para calentamiento de agua con colector solar [23]	37
Figura 2-5. Tubo evacuado heat-pipe [38]	37

Figura 2-6. Rastreo pasivo del colector [39]	38
Figura 3-1. Diagrama planta termosolar de FIME.....	41
Figura 3-2. Tanque de almacenamiento del calentador de agua solar	42
Figura 3-3. Bombas hidráulicas instaladas en la planta termosolar.....	43
Figura 3-4. Termopares tipo J de bayoneta	44
Figura 3-5. Transductores de presión.....	44
Figura 3-6. Flujómetros.....	45
Figura 3-7. Taponamiento con incrustaciones de la instalación	45
Figura 3-8. Tubería interna del calentador después del proceso de limpieza ...	46
Figura 3-9. Plano de tubería EMT instalado	47
Figura 3-10. Instalación elementos eléctricos	48
Figura 4-1. Metodología general de la tesis.....	49
Figura 4-2. Puntos de aplicación de ecuación de Bernoulli, 1 entrada, 2 salida.	50
Figura 4-3. Diagrama simplificado del arreglo serie-paralelo.....	52
Figura 4-4. Determinación de la caída de presión en la salida de agua caliente	53
Figura 4-5. Certificación solar del colector sunpower SPA-58/11800-20	54
Figura 4-6. Ángulos transversales y longitudinales.....	58
Figura 4-7. Dependencia de diferentes ángulos para los modificadores	59
Figura 4-8. Caída de presión en el colector sunpower SPA-58/11800-20	61
Figura 4-9. Instalación para la caracterización de la caída de presión en un colector	62
Figura 4-10. Muestra de la relación de las variables de estudio	62
Figura 4-11. Muestra de accesorios a la entrada del módulo	63

Figura 4-12. Relación de accesorios de los módulos.....	64
Figura 4-13. Diagrama de flujo para la validación experimental	64
Figura 4-14. Pantalla de parámetros en TRNSYS	65
Figura 4-15. Muestra de programación en visual basic	66
Figura 5-1. Caracterización hidráulica con maniobra de válvula de salida y entrada.....	69
Figura 5-2. Caracterización hidráulica final.....	70
Figura 5-3. Validación del modelo teórico en un módulo.	72
Figura 5-4. Síntesis para tratamiento de datos experimentales.....	73
Figura 5-5. Muestra de los datos experimentales en bruto	74
Figura 5-6. Muestra de graficas de regresión del rango de flujos máscos evaluados	74
Figura 5-7. Variabilidad de la radiación.....	75
Figura 5-8. Síntesis para filtración de datos.....	77
Figura 5-9. Muestra de filtración de datos a partir del coeficiente de determinación	77
Figura 5-10. Muestra de filtración de datos con 2 veces la desviación estándar.	77
Figura 5-11. Resultados filtrados	78
Figura 5-12. Validación experimental para un flujo máscico de 2.1 l/min	79
Figura 5-13. Validación experimental para un flujo máscico de 4.2 l/min	80
Figura 5-14. Validación experimental para un flujo máscico de 6.1 l/min	81
Figura 5-15. Validación experimental para un flujo máscico de 8 l/min	81
Figura 5-16. Datos experimentales agrupados de los flujos máscos evaluados el 6, 7 y 8 de noviembre.	82

Figura 5-17. Efecto de la Temperatura ambiente en la capacidad térmica bajo un flujo másico constante de 0.05 kg/s.	84
Figura 5-18. Efecto de la Temperatura de entrada al colector.	86
Figura 5-19. Igualación de ganancia térmica con variación del flujo másico	87
Figura 5-20. Ajuste cálculo teórico para un flujo másico de 2.1 l/min	89
Figura 5-21. Días 5,6,7,8 y 9 de Julio de 2018 para validación experimental en arreglo serie-paralelo.	90
Figura 5-22. Datos Experimentales día 1	91
Figura 5-23. Líneas en paralelo del arreglo.	92
Figura 5-24. Datos Experimentales Módulo 4, día 1.	93
Figura 5-25. Datos Experimentales Módulo 4, día 3.	94
Figura 5-26. Datos Experimentales Módulo 4, día 5.	94
Figura 5-27. Datos Experimentales Módulo 1, día 2.	95
Figura 5-28. Datos Experimentales Módulo 3, día 2.	96
Figura 5-29. Datos Experimentales Módulo 7, día 2.	96
Figura 5-30. Termofusión en tubería del arreglo.	97

Índice de tablas

Tabla 3-1. Especificaciones técnicas de los diferentes instrumentos de medida	45
Tabla 4-1. Ángulos modificadores.....	58
Tabla 5-1. PME y PMAE entre curvas de regresión experimental y la curva de operación del fabricante del colector solar.....	69
Tabla 5-2. Errores de validación del modelo térmico teórico	72
Tabla 5-3. Errores iniciales de la validación del modelo teórico	83
Tabla 5-4. Parámetros en la ecuación de captación solar durante análisis de sensibilidad.	84
Tabla 5-5. Parámetros en la ecuación de captación solar durante el cambio de temperatura de entrada del fluido al colector.....	85
Tabla 5-6. Parámetros en la ecuación de captación solar durante el cambio de flujo másico en el colector.....	87
Tabla 5-7. Errores con la ecuación del modelo térmico teórico ajustado	88
Tabla 5-8. Errores encontrados para el módulo 4 en 3 días de los 5 que se evaluaron.	95
Tabla 5-9. Errores individuales de cada módulo de colectores solares	97

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1 Planteamiento del problema

Alrededor del mundo se observa como el requerimiento de la energía crece y es inseparable de la vida diaria de las personas. Un estudio estima que la demanda mundial será aproximadamente de 30 TW y 46 TW en los años 2050 y 2100, respectivamente [1]. Hasta ahora, los combustibles fósiles han sido la fuente de obtención de energía más importante en la historia de la industrialización, al mismo tiempo, se conocen por el impacto negativo que han dejado al medio ambiente a través de las emisiones de gases de efecto invernadero, causantes del aumento de la temperatura terrestre en los últimos 130 años, tiempo en el cual el mundo se ha calentado aproximadamente 0,85 °C por encima de su temperatura promedio [2]. Dentro de sus consecuencias, ha estado el aumento de los niveles del mar, el derretimiento de los glaciares y los cambios de los patrones de precipitación. Los eventos climáticos extremos son cada vez más intensos y frecuentes [3]. En el 2012, la Organización mundial de la salud (OMS) estimó que 7 millones de personas murieron a causa de enfermedades relacionadas con la contaminación del aire. Además, se predice que el cambio climático causará 250,000 muertes entre en el periodo de 2030 y 2050 [3]. Asimismo, emerge otra problemática al presentarse una disminución en el suministro de los combustibles fósiles, un ejemplo de ello es el petróleo, ya que su consumo es 105 veces más rápido que la cantidad que la naturaleza puede producir [1].

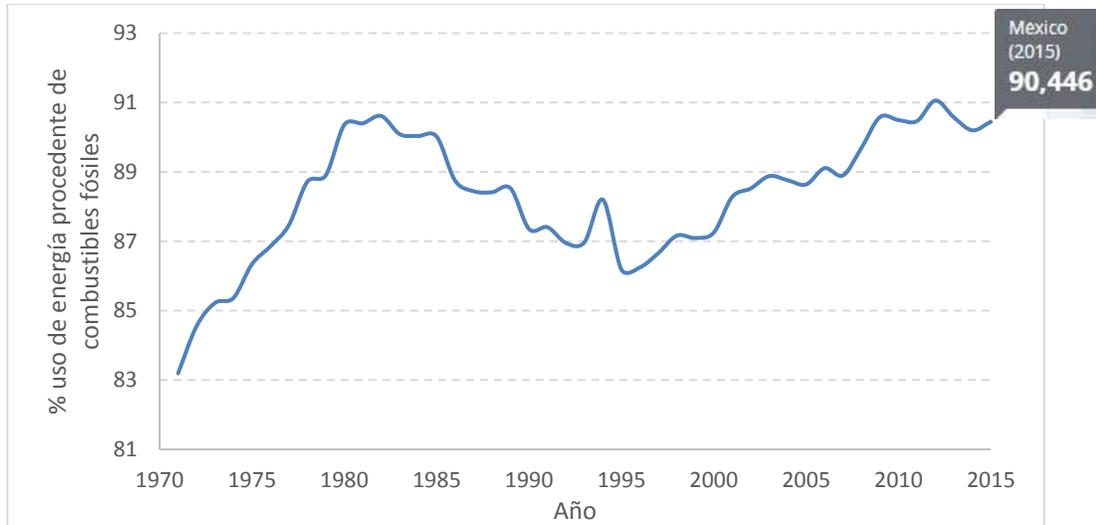


Figura 1-1. Consumo de energía procedente de combustibles fósiles en México [4].

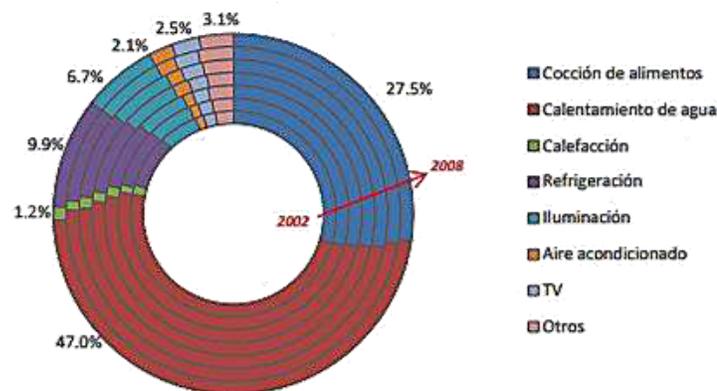


Figura 1-2. Consumo de energía para usos finales en el sector residencial [5].

Sólo en México, desde el año 1970 más del 83% del consumo de energía es procedente de los combustibles fósiles, teniendo variaciones con el pasar del tiempo, tal como lo indica la Figura 1-1. Sólo entre los años de 1982 a 1995 tuvo una reducción de este índice. Para el 2011, de acuerdo a la secretaria de energía (SENER), el uso final de esta demanda fue para la energía térmica (Ver Figura 1-2); en el sector residencial, el 47% se utilizó para calentar agua, y en el sector industrial, el 70% del consumo de energía fue para producir calor [6]. En el último registro de datos del Banco Mundial, año 2015, se estimó que México aún depende en un 90.4% de los combustibles fósiles [4] (Figura 1-1).

Retomando tan solo el caso doméstico que comparado al sector industrial su consumo de energía es menor; de acuerdo con Arizpe [7], tan solo en una ducha con agua caliente de 5 minutos que en promedio gasta 42 litros, si al fluido se le eleva la temperatura por medio de dispositivos que emplean gas LP, gas natural o electricidad, los calentadores dejarían una huella de carbono de 324 kg, 302 kg y 225 kg de dióxido de carbono al año respectivamente (ver Figura 1-3). Cifras significativas frente a los 370 g de dióxido de carbono que son procedentes de generar 1 kWh de energía eléctrica [8] cuando se utilizan resistencias para el calentamiento del líquido.

Equivalencias Típicas			
	1 Día	1 Año	kg de CO ₂ /Año
Gas LP	0.3 kg	110kg	324
Gas Natural	0.4 m ³	150 m ³	302
Electricidad	1.05 kWh	383.25 kWh	225

Figura 1-3. Huella de carbono en una ducha de 5 minutos del sector residencial en México [7].

Ante la situación planteada, en el mundo se ha impulsado la transición hacia nuevas tecnologías de aprovechamiento de energía. Una de ellas, es la energía proveniente del sol; Según Greenpeace [9], México ha desperdiciado la ventaja que tiene al recibir una gran cantidad de radiación con un promedio anual de 5.3 kWh/m², afirmación que se contrasta con Austria, pues es un país que tiene instalado 240 metros cuadrados de calentadores solares por cada 1,000 habitantes sin importar la reducida radiación que recibe anualmente; en México, para la misma muestra de habitantes, solo hay instalados 0.33 metros cuadrados de calentadores solares (ver Figura 1-4).

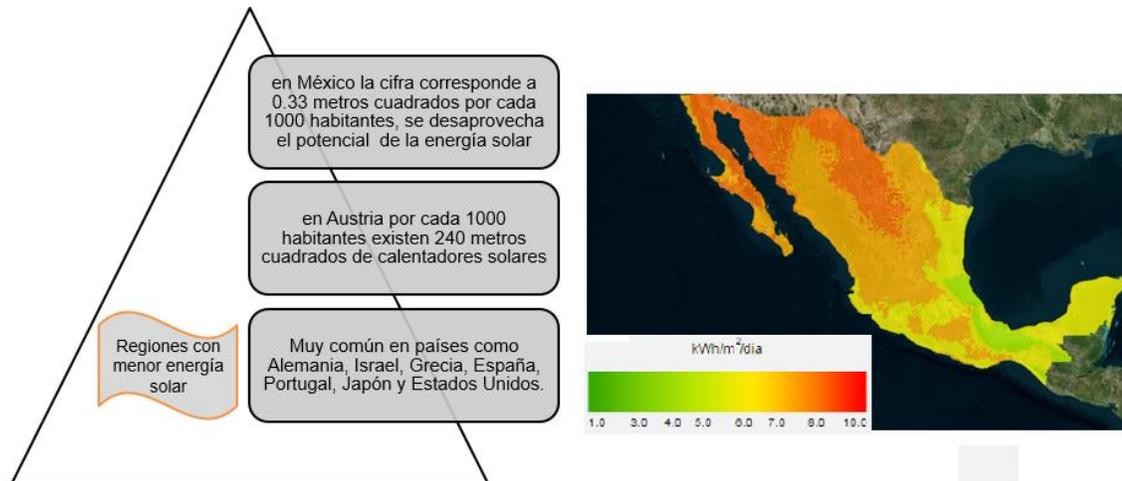


Figura 1-4. Comparación de radiación solar aprovechada entre México y Austria.

A pesar del bajo índice mostrado, el gobierno Mexicano ha hecho un esfuerzo para promocionar el uso de calentadores solares [10], un ejemplo de ello, fue en el período 2007-2012 por medio de la Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía, CONUEE. Sin embargo, ha sido una medida que se ha quedado corta frente al panorama que exige la transición a una nueva era donde se priorice el uso de estrategias amigables con el medio ambiente, lo que a su vez debe tomar medidas drásticas para evitar el desperdicio y cumplir de este modo las necesidades que tiene la sociedad. Una alternativa, es considerar más de cerca a los dispositivos de conversión de energía y desarrollar nuevas técnicas que permitan utilizar de la mejor forma los limitados recursos existentes. Otra alternativa, es considerar más de cerca a los dispositivos de conversión de energía solar a térmica, específicamente los colectores solares. Por lo tanto, se infiere, ¿Es posible desarrollar estrategias que ayuden a mitigar la problemática planteada manteniendo la demanda de energía por la sociedad, desde el punto doméstico a lo industrial?

1.2 Justificación

A nivel mundial el tema de las energías limpias está en auge y países desarrollados como China, Estados Unidos, Alemania, Japón, India e Italia, se consolidan con respecto a la inversión, investigación y aplicación de las energías renovables. A medida que pasa el tiempo, muchos países se suman a contrarrestar o eliminar gradualmente el uso de los combustibles fósiles. Durante los últimos años, se observó que las emisiones de Carbono han aumentado en un estimado del 0.2% rompiendo la tendencia de crecimiento promedio del 2.2% que se tuvo durante la última década [9]. Aunque existen muchos tipos de energías renovables, la energía solar es la que actualmente tiene mayor índice de empleo, observándose en sectores de generación de electricidad, calentamiento, refrigeración y transporte, hecho que ha permitido tener un mayor acceso a los diferentes dispositivos que trabajan con el sol. Un ejemplo se encuentra en el uso de equipos solares para el calentamiento del agua, una tecnología que ha estado disponible por 30 años, brindando distintos beneficios. Greenpeace, hace el estudio de una familia de 5 personas en México, donde mensualmente pueden dejar de utilizar entre 80 y 100 kg de gas natural, dependiendo del sistema y la operación que se le dé al calentador solar. Por otro lado, si se considera que el precio del gas LP en julio de 2004 era de poco más de 7 pesos por kilogramo, el ahorro mensual sería de 560 a 700 pesos [9]. Greenpeace habla de que si en México se instalaran cinco millones de metros cuadrados de calentadores solares, en menos de 10 años se dejaría de consumir el equivalente de Gas LP de los siguientes 20 años, una cifra de 15 millones de toneladas aproximadamente, lo que además evitaría lanzar a la atmósfera casi 30 millones de toneladas de CO₂ (dióxido de carbono), principal gas de efecto invernadero causante del cambio climático [9]. El uso de calentadores solares ha ido en aumento en los últimos años, de acuerdo con el reporte global de energías renovables del año 2017, para el 2015 alrededor del mundo se tenía disponible 435 GWth, en el 2016 hubo un aumento a 456 GWth [11].

1.3 Antecedentes

En la literatura, los colectores solares han sido objeto de estudio desde 1942, año en el que Hottel y Woertz realizaron el primer análisis experimental del rendimiento de colectores de placa plana [12], el cual fue basado en realizar un balance de energía con los diferentes datos recogidos de un arreglo de colectores que suministraban energía térmica para el calentamiento de un edificio. En años posteriores, Tabor [12], realizó nuevas correlaciones al involucrar modelos de radiación, punto de partida para estudios en superficies selectivas que permitían el mejoramiento de la captación de la energía solar. De acuerdo con Duffie [12], a partir de los dos estudios inicialmente mencionados, fueron apareciendo poco a poco diferentes modelos con más variables que afectaban a los primeros que se plantearon. En efecto, las diferentes investigaciones se derivaron en dos partes, la primera, detalla el diseño de los colectores donde se involucra su dimensionamiento y todo el proceso físico de conversión de energía, tipo de material de absorción, cantidad de tubos, forma de los colectores, entre otros. Por otro lado, se tiene un modelo simple basado en la eficiencia instantánea del equipo (ecuación (1-1)), utilizando parámetros como la temperatura de entrada del fluido por el colector (T_i), temperatura ambiente (T_a) y radiación total (I_T). Sin embargo, a pesar de la sencillez que se plantea, la ecuación tiene implícita otras variables como las propiedades ópticas, transmisividad y absortancia, $(\tau\alpha)_n$, que más adelante derivaría los ángulos modificadores. A su vez, también considera el factor de remoción de calor por el fluido que se está calentando (F_R), junto con el coeficiente global de pérdidas de calor (U_L). En resumen, induce a conocer la cantidad de energía que absorbe el colector ($F_R \cdot (\tau\alpha)_n$), y como puede llegar a perderse ($F_R \cdot U_L$), dos parámetros bastante prácticos, los cuales se toman como punto de partida de programas de simulación como TRNSYS. Así, la selección del modelo depende de lo que se quiera observar en detalle, dicho en otras palabras, del propósito del estudio que se esté realizando.

$$\eta = \frac{Q_u}{A \cdot I_T} = \frac{F_R [I_T \cdot (\tau\alpha)_n - U_L \cdot (T_i - T_a)]}{I_T} \quad (1-1)$$

En 1970, diversos diseños de colectores aparecieron en el mercado y con ello la necesidad de desarrollar normas que proporcionaran información del sistema de operación, tales como la energía absorbida, los efectos del ángulo de incidencia, pérdidas de calor y los efectos de capacidad calorífica, un marco de referencia en el que el modelo de eficiencia instantánea encaja. En ese tiempo, en que la oficina Nacional de Normas en Estados Unidos estableció un procedimiento que abarcara esas necesidades. Tiempo después, fue modificada por la ASHRAE, con las normas ASHRAE/ANSI 93-2003. Por otro lado, la unión europea adoptó las normas EN 12975 con su versión en el año 2000 y luego la del 2001, en el cual se considera la temperatura promedio entre la temperatura de entrada y salida del fluido en el colector para aplicar el modelo simple. El procedimiento se basa en tres partes, la primera es la determinación de la eficiencia instantánea con una radiación de 1000 W/m². La segunda parte determina los efectos del ángulo de incidencia con respecto a la radiación solar. Por último, se determina la constante de tiempo del colector solar, lo que a su vez es una medida de la capacidad de calor efectiva. Básicamente, el procedimiento describe el rendimiento de un sólo colector bajo condiciones de estado estable.

En otro contexto, en la bibliografía consultada con respecto a la evaluación de los colectores solares, se encuentra que es muy común la utilización de balances de energías con primera y segunda ley de la termodinámica para observar las diferentes mejoras o cambios en el colector, ya sea que se adapte a la aplicación a la que fue diseñada, elevar su capacidad térmica, o en su defecto, para trabajar fuera de los rangos que se plantean en el método simple con la eficiencia instantánea. Un primer dispositivo a mencionar son los destiladores, Kumar et al [13] diseñó e investigó un destilador solar con un colector de tubo de vacío y en modo de circulación forzada (Figura 1-5), con ello obtuvo una eficiencia máxima de energía y exergía de 33,8% y 2.6% respectivamente. Como segundo dispositivo observado, están los sistemas de poligeneración, Acar y Dincer [14]

evaluaron por eficiencias exergéticas y energéticas un sistema integrado de energía solar con cinco salidas, electricidad, calor, agua caliente, refrigeración y aire acondicionado (humidificación/deshumidificación) para uso residencial. Los resultados mostraron un 28% de máxima eficiencia de exergía para todo el sistema. En tercer punto, se encuentran las evaluaciones exergéticas a los sistemas de refrigeración, el cual tiene un amplio rango de trabajo, por nombrar algunos, Kaçan y Ulgen [15] realizó un análisis de exergía de un sistema de aire acondicionado en Turquía, encontrando valores de 1% a 12%. Como cuarto dispositivo, están los tubos evacuados adaptados a la arquitectura en edificios (Figura 1-6). Sultana et al. [16] estudió un nuevo colector de microconcentrador de bajo costo diseñado para operar a temperaturas de hasta 220 °C y se integra sin juntas en la arquitectura de los edificios.

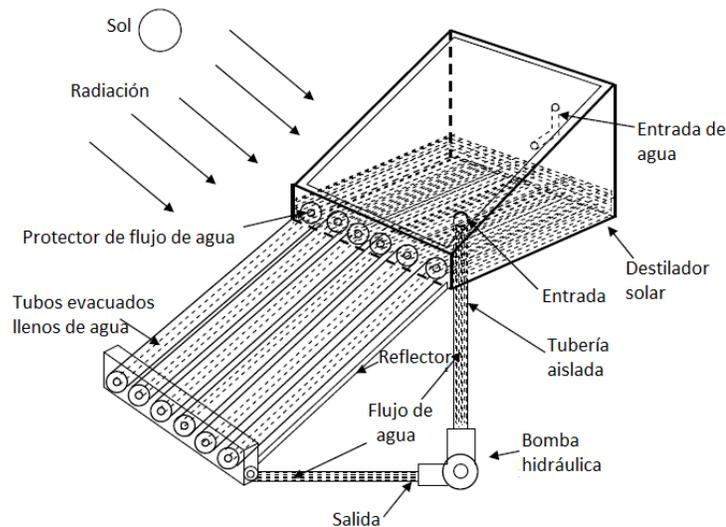


Figura 1-5. Destilador solar con funcionamiento forzado [13]

Otra aplicación a destacar es la de los secadores, Daghigh [17] desarrolló un sistema de secado el cual obtiene su fuente térmica de un colector solar de tubos de vacío con tubo de calor con el objetivo de elevar la eficiencia general del sistema y alcanzando una temperatura de 44.3°C junto a una eficiencia exergética de 11.7% bajo las condiciones climatológicas de Sanandaj-Iran. En otro artículo [18], el autor utilizó el mismo sistema con una derivación de

calentamiento de agua adicional para realizar una investigación del rendimiento energético y exergético. Las temperaturas máximas de agua y aire obtenidas fueron de 56.3 y 45.5 °C, respectivamente. La más alta destrucción de exergía se observó de 95% en el colector solar, por lo que juegan un papel importante en la mejora de la eficiencia de exergía del sistema, que inicialmente se informó que era de alrededor del 10.6%. También se calcularon las incertidumbres relacionadas con la eficiencia de la exergía ($\pm 4.8\%$), la eficiencia térmica ($\pm 5,1\%$), la velocidad del viento ($\pm 1.2\%$), la temperatura ($\pm 2.5\%$) y la radiación solar ($\pm 3.8\%$).

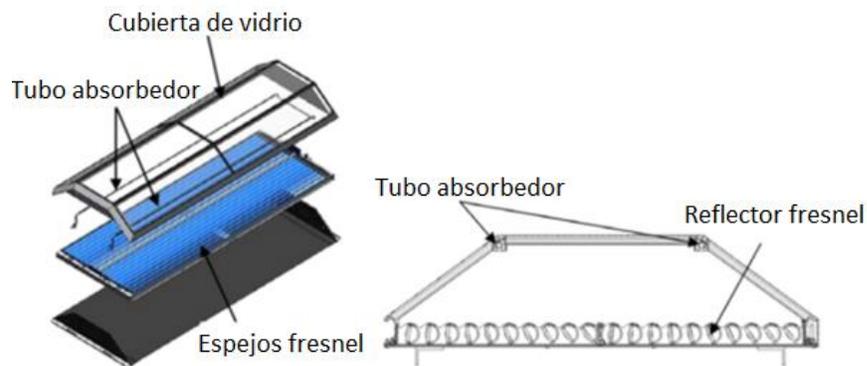


Figura 1-6. Vista esquemática de un sistema de microconcentración y sección transversal del colector.

Ataee y Ameri [19] analizaron el rendimiento de un colector de tubo de vacío equipado con un conducto de tubo de metal coaxial interno. El análisis fue desarrollado para varias configuraciones como el tipo H (horizontal) y T (Vertical), formas que se ilustran en la Figura 1-7, usando aire y dióxido de carbono como fluidos de trabajo. Otras evaluaciones que se dan, es en colectores individuales, Ribot y McConnell [20] llevaron a cabo una investigación teórica y experimental sobre colectores de vacío con tubos de calor de vidrio en la sección que forma el evaporador comparando los resultados con otro colector solar de tubos evacuados de la actualidad, demostrando de este modo su efectividad. Hull [21] estudió por medio de un método analítico la eficiencia térmica de los colectores evacuados de tubos de calor conectados a un manifold. Entre los resultados

importantes de este estudio fue que los colectores con menos de diez tubos son de menor eficiencia en comparación con los colectores de flujo convencionales. Ng et al. [22] estudiaron la eficiencia térmica de dos colectores solares de tubo de calor al vacío comerciales y compararon los resultados con experimentos. En el modelo teórico presentado, se han utilizado las correlaciones del flujo de fluido en la región turbulenta del manifold inclinado a 15°.

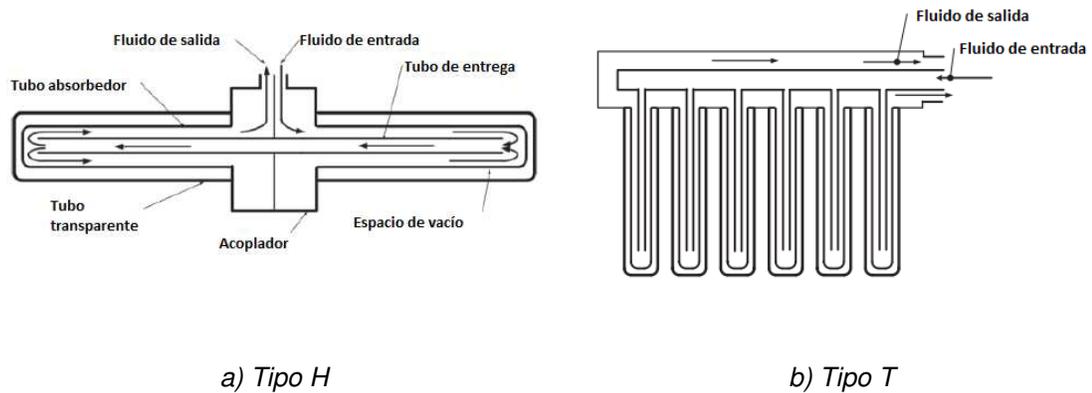


Figura 1-7. Configuraciones de colectores solares

Para observar los estudios que se han hecho en los cambios en la estructura de los colectores, podemos encontrar a Jafarkazemi y Abdi [23], los cuales modelaron teóricamente un colector solar de tubería de calor evacuado con una aleta circular y un condensador seco. Sus diagramas de eficiencia y ganancia de calor se comparan con los resultados de pruebas experimentales, inclinado a 45°. Nkwetta et al. [24] comparó experimentalmente el rendimiento térmico de un colector solar de flujo directo y de tubería de calor aumentado. En base a sus resultados, el sistema de tubo calefactor con cambios resultó ser mejor debido a su mejor óptica. Zhu et al [25] investiga el efecto de las tasas de flujo de aire y la tendencia sobre el rendimiento térmico del colector solar que utiliza arreglos de micro heat-pipe como el componente de transporte central. En otro de sus trabajos, Zhu et al [26] integra materiales de cambio de fase con un conjunto de microcanales de calor como elemento de transferencia de calor del núcleo en un

colector de aire. Zhen et al. [27], integró un colector de aire solar tubular evacuado a un concentrador parabólico compuesto simplificado para proporcionar aire con temperaturas altas y moderadas. Usó un nanofluido de óxido de cobre (CuO) a base de agua como fluido de trabajo con funcionamiento termosifón. Sus resultados experimentales indicaron que la temperatura de salida del aire podría alcanzar los 170 ° C incluso durante la temporada de invierno.

1.3.1 Conexiones en serie-paralelo

Hasta ahora, se ha escrito acerca de algunos de los muchos estudios que se han hecho en los colectores solares, sin embargo, han sido investigaciones en colectores individuales y no se ha incluido artículos que tengan en cuenta los diferentes colectores en arreglo serie-paralelo, normalmente utilizados en aplicaciones comerciales e industriales. Yildizhan [28] realizó un análisis de energía y exergía de un sistema de calentamiento de agua conectado a 53 colectores solares de 16 tubos de vacío con tubo de calor teniendo como principio un trabajo indirecto (sin mezcla de fluidos), encontrando eficiencias de exergías del 12% y 0.3%. Bava et al. [29], evalúa la distribución de flujo y la caída de presión en un amplio campo de colectores solares de placa plana conectados tanto en serie como en paralelo a partir de un modelo numérico desarrollado en Matlab. La validación se realiza con la comparación de los datos experimentales que se obtienen de una planta de calefacción urbana (en inglés, district heating) en Dinamarca. La importancia de su investigación radica en que una mala distribución del flujo tiene como consecuencia que la eficiencia térmica caiga, pues al tener diversas temperaturas en los flujos que se mezclan causa que no haya una elevación de temperatura adecuada en todo el sistema, además, evita tener temperaturas de estancamiento (temperaturas muy elevadas) o de congelación, las cuales repercuten en señales de alarmas o daños en la estructura. Mishra et al [30] realiza un análisis térmico al observar la ganancia de energía y exergía en tubos evacuados tipo U conectados en serie (Ver Figura 1-8), la experimentación se elaboró bajo 4 escenarios en Nueva Delhi-India y un

flujo másico de agua constante. En sus resultados muestra como el factor de ganancia decrece cuando el factor de pérdidas y la temperatura de salida incrementa al aumentar el número de tubos conectados al mantener el flujo constante.

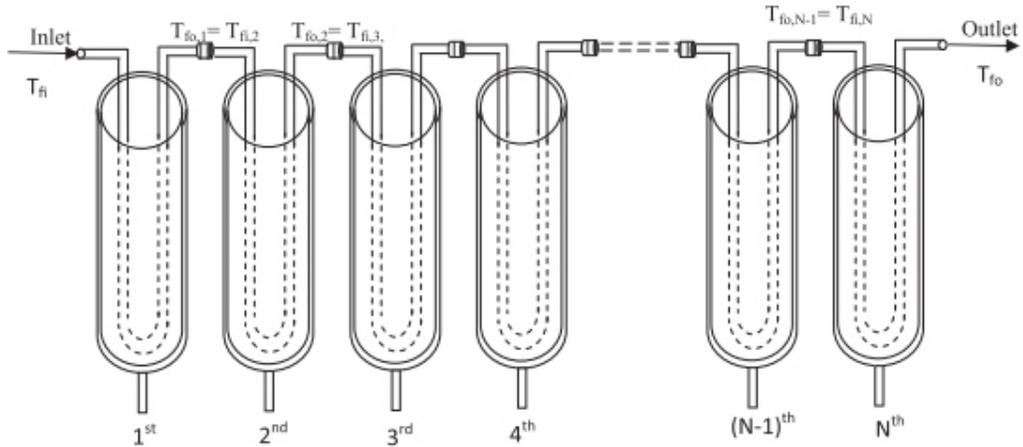


Figura 1-8. Tubos evacuados tipo U en serie

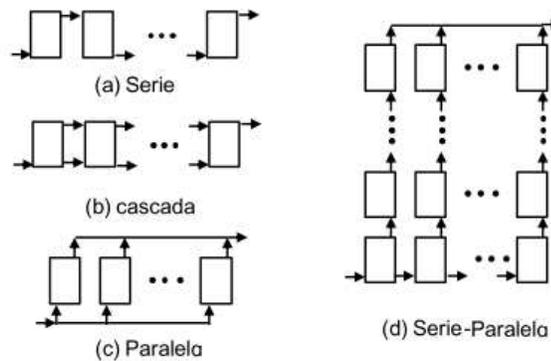


Figura 1-9. Diferentes arreglos de los colectores

De acuerdo con Picón et al [31] en su estudio destaca que el número de filas en paralelo se determina en función del caudal másico requerido para entregar la carga térmica especificada. Al mismo tiempo, comenta que el número de colectores en serie se determina en función de la temperatura objetivo que se requiera (ver Figura 1-9). Con la anterior hipótesis, desarrolla gráficas que sirven para un diseño preliminar de colectores de tubos evacuados de circulación

interna de agua conectados en serie, en ello, tiene en cuenta la variación de la radiación solar, la temperatura de entrada del fluido, las condiciones medio ambientales, no obstante, no se realiza una validación experimental alguna. Martinez et al [32], en una investigación derivada de la anterior, analiza la selección del arreglo de colectores más adecuada para una aplicación mediante un modelo que establece dos conceptos nombrados como longitud térmica y longitud hidráulica, concepciones que a su vez están supeditados a la carga térmica y una caída de presión requerida. Nuevamente, la validación no fue tomada en cuenta. Tong et al [33] realiza un análisis térmico por medio de la analogía de la resistencia eléctrica que se usa para el estudio de transferencia de calor, esta vez considerando las características de un sólo heat-pipe, elemento que se utiliza para calentar el fluido, de este modo, planteó una metodología para analizar la ganancia térmica a través de tubos heat-pipe en serie, en su escrito logró realizar una investigación de 22 heat-pipe el cual representa un solo colector, un resumen de ello se muestra en la Figura 1-10. Lo anterior se compara con prueba experimentales. En ello observa los cambios de la eficiencia con respecto a la radiación, temperatura ambiente y el ángulo de inclinación. En sus casos observa que el colector bajo condiciones de poca radiación y temperatura ambiente, la eficiencia cambia rápidamente, mientras que se mantiene estable en situaciones donde la radiación es alta y solo se ve influenciada por la diferencia de temperatura ambiente y la temperatura de entrada del fluido al colector.

Otros estudios han analizado las pérdidas de calor a lo largo de las tuberías que conectan los colectores individuales, tal como es el caso en el artículo de El-Nashar [34], donde a partir de datos experimentales calcula las pérdidas de calor en la tuberías de una sistema de 1064 colectores solares de tubos evacuados conectados en serie-paralelo los cuales son los encargados de proveer agua caliente a una planta de destilación de agua de mar (construida en 1984). El autor evalúa sus efectos en la eficiencia mediante los datos experimentales que recolecta. Al final desarrolla un modelo a partir de la ecuación de Hottel-Whillier-

Bliss. Ahora bien, aprovechando el hecho de que los colectores solares es un tipo de intercambiador de calor también se pueden encontrar estudios en arreglos serie-paralelo en otros tipo de intercambiadores de calor, es el caso de Picon et al [35] donde realizan un estudio del efecto de las configuraciones serie-paralelo para determinar el área de transferencia de calor en intercambiadores de calor tipo coraza.

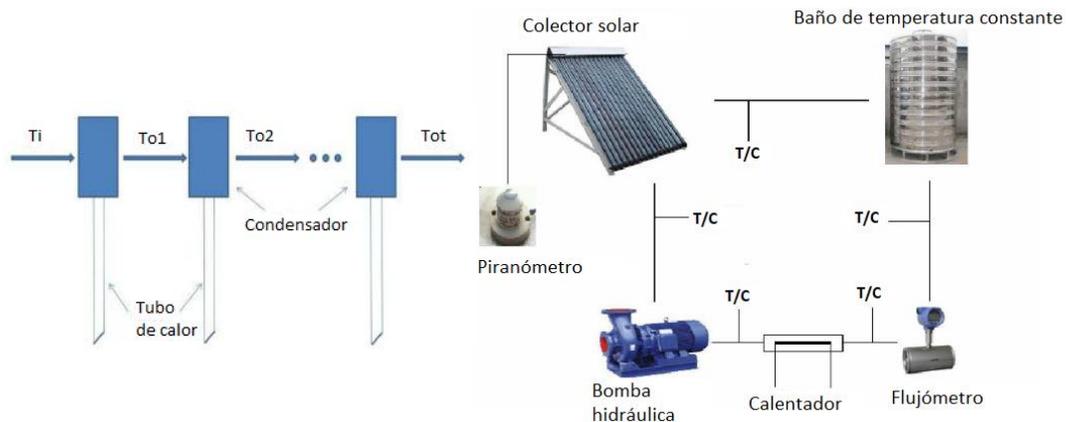


Figura 1-10. Evaluación de tubos heat-pipe en serie

Hasta ahora, los estudios relacionados con los colectores solares de tubo de vacío consisten más bien en la disposición de los tubos de vacío en los paneles, cambios en su geometría y la transferencia de calor, por ejemplo, la utilización de nanofluidos, materiales con cambio de fase, microcanales. Por lo general se hace el análisis a un solo colector. En los arreglos serie-paralelo se pueden encontrar metodologías en las que la validación experimental aún no es realizada. También, aunque el análisis se hace para un arreglo en serie de tubos evacuados del tipo heat-pipe y en U, al final solo se realiza el estudio en un solo colector. Así mismo, se encontró que hay un estudio que tiene en cuenta distintas variables al tener arreglos serie-paralelo, no obstante, el procedimiento fue realizado para un colector de placa plana. En consecuencia, la información hasta ahora abarcada, da pie para realizar investigaciones en arreglos serie-paralelo

en colectores de tubos evacuados utilizando una metodología para determinar la distribución de flujo y como ésta puede ser aprovechada para los cambios de estaciones que se presentan en algunos países, pues normalmente el diseño preliminar siempre se basa para abastecer el calor suficiente para la época más fría del año, condición que puede llegar a ser aprovechada en tiempos de verano, donde se presenta una mayor radiación, y porque no, utilizar la energía excedente en aplicaciones alternas a la del calentamiento de un fluido, en otras palabras, realizar sistemas híbridos o de poligeneración. Esta vez, utilizando la información ya suministrada por el proveedor del colector y la respectiva certificación del producto ante las normas que rodean este ámbito, básicamente beneficiarse del modelo simple que allí se plantea y teniendo en cuenta las variables de las condiciones ambientales, así como la radiación difusa y directa en superficies inclinadas.

1.4 Hipótesis

Mediante un estudio térmico e hidráulico de un sistema de colectores solares de tubos evacuados tipo heat-pipe, se pueden desarrollar estrategias para mantener un nivel de temperatura requerido en el suministro de agua caliente de acuerdo a la demanda durante el transcurso del día, así como la variación en las condiciones climáticas. A través de la manipulación del flujo de agua en cada uno de los módulos y los arreglos entre los colectores, es posible adecuar el nivel de temperatura cuando así se requiera.

1.5 Objetivos

1.5.1 Objetivo general

Evaluar el comportamiento termohidráulico de un sistema de 7 módulos de colectores solares conectados en paralelo, bajo condiciones ambientales en época de alta incidencia solar. Cada módulo está compuesto por 5 colectores conectados en serie y cada colector por 22 tubos evacuados tipo heat-pipe. El acomodo serie-paralelo permite ajustar flujo o temperatura según la demanda particular.

1.5.2 Objetivos específicos

- Caracterizar un colector solar de tubos evacuados tipo heat-pipe en forma térmica e hidráulica.
- Revisar el estado del arte en la evaluación de colectores solares.
- Puesta a punto de la instalación experimental, limpieza e instalación de equipos de medición.
- Desarrollar un procedimiento para el análisis térmico e hidráulico de colectores solares de tubos evacuados tipo heat-pipe en un arreglo serie-paralelo.
- Validar experimentalmente los resultados con los datos obtenidos de un colector solar.
- Desarrollar una metodología para el tratamiento de datos experimentales.
- Analizar un caso de estudio de un sistema compuesto por 7 módulos de colectores en arreglo serie-paralelo.

CAPÍTULO 2

MARCO REFERENCIAL

2.1 Marco teórico

2.1.1 Colectores solares

Los colectores de energía solar son un tipo especial de intercambiadores de calor que transforman la energía de la radiación solar en energía interna del medio de transporte [36]. El componente principal de cualquier calentador solar es el colector solar. Este es un dispositivo que absorbe la radiación solar entrante, la convierte en calor y transfiere este calor a un fluido (generalmente aire, agua o aceite) que fluye a través del colector. La energía solar así recolectada se lleva a cabo desde el fluido circulante directamente al equipo de agua caliente o acondicionamiento del espacio, o a un tanque de almacenamiento de energía térmica desde el cual se puede extraer para su uso por la noche y / o días nublados. Hay dos tipos de colectores solares: no concentradores o estacionarios y concentradores de seguimiento, Figura 2-1. Un colector no concentrador tiene la misma área para interceptar y para absorber la radiación solar, mientras que un colector solar concentrador de rastreo solar usualmente tiene superficies reflectantes cóncavas para interceptar y enfocar la radiación del haz del sol a un área de recepción más pequeña, aumentando así el flujo de radiación.

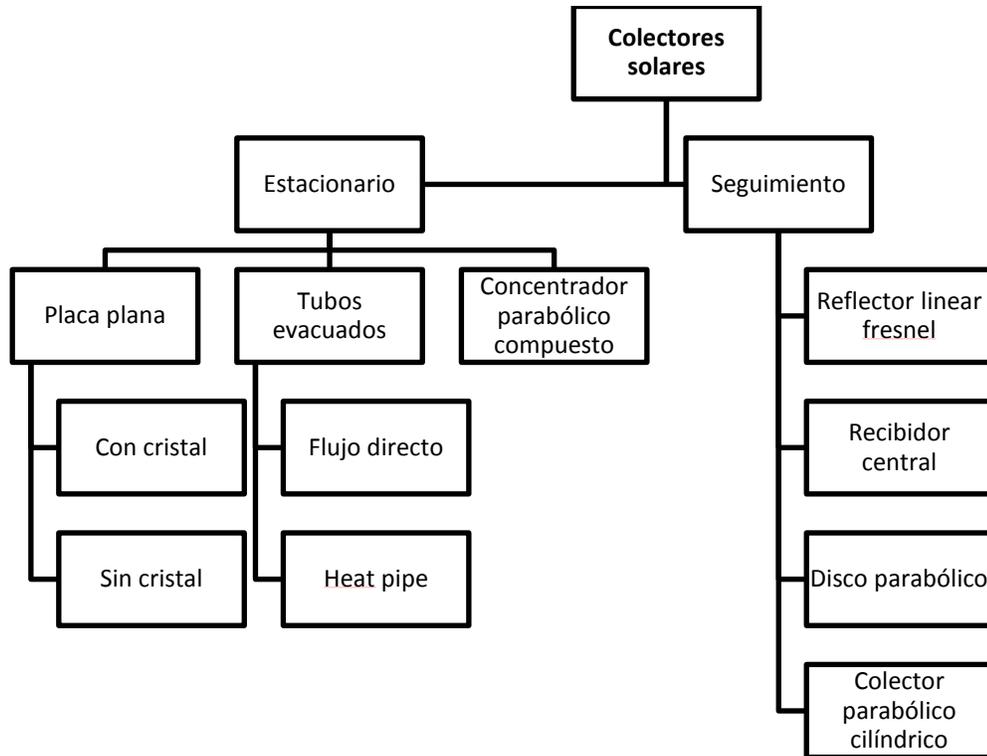


Figura 2-1. Clasificación de colectores solares [37]

2.1.2 Calentamiento solar de agua

Uno de los primeros casos documentados de energía solar involucró a pioneros que se desplazaron hacia el oeste después de la Guerra Civil [1]. Colocaban agua fría en una olla para calentarla todo el día al sol y tenerla disponible en la noche. El primer calentador de agua solar, todavía en uso, era un tanque de metal. Estaba pintado de negro e instalado en el techo donde estaba inclinado hacia el sol. El concepto funcionó, sin embargo, tomaba mucho tiempo calentar el líquido, además, en el momento de alejarlo de la fuente de calor, se enfriaba rápidamente, pues el recipiente no estaba aislado.

Los sistemas solares para calentar agua se pueden clasificar en dos categorías principales; sistema activo y sistema pasivo como se muestra en la Figura 2-2. El sistema activo se puede dividir en dos, que son el sistema de ciclo abierto y de ciclo cerrado (Figura 2-3), mientras que el sistema pasivo utiliza el sistema de termosifón y almacenamiento de colector integral (Figura 2-4).

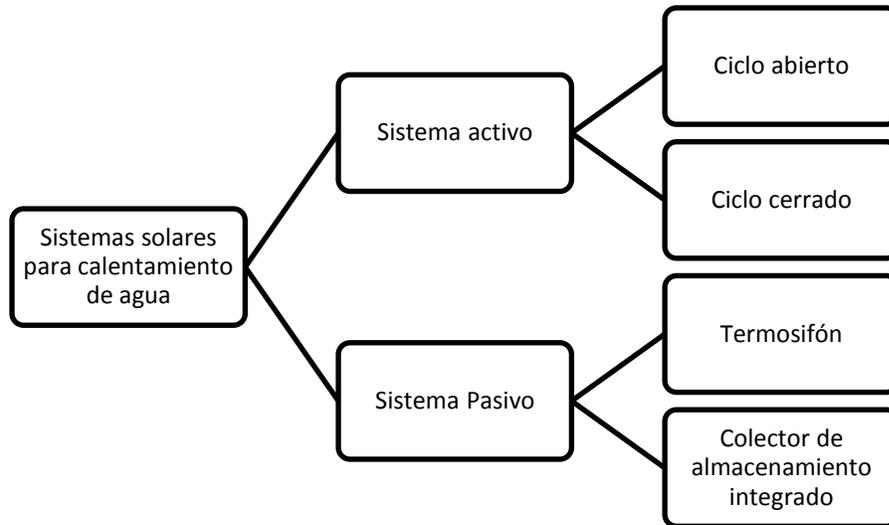


Figura 2-2. Clasificación más común de los sistemas para calentamiento de agua con colector solar [1]

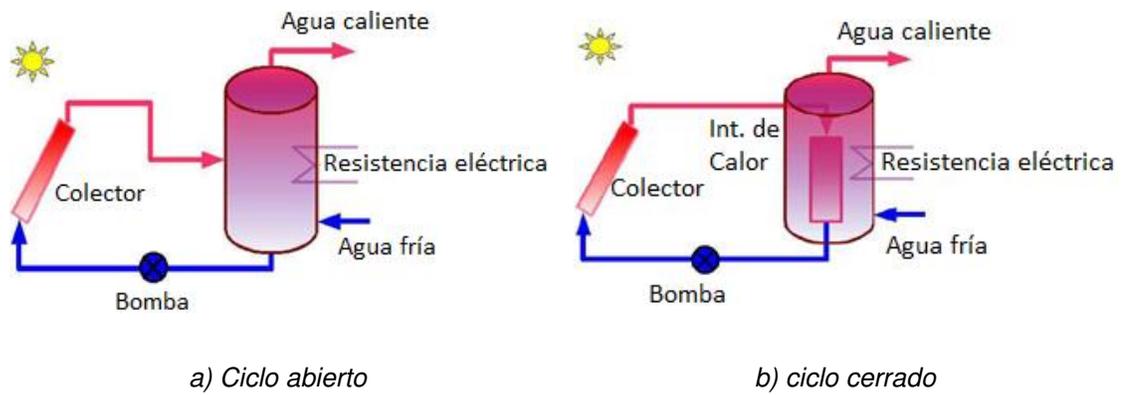
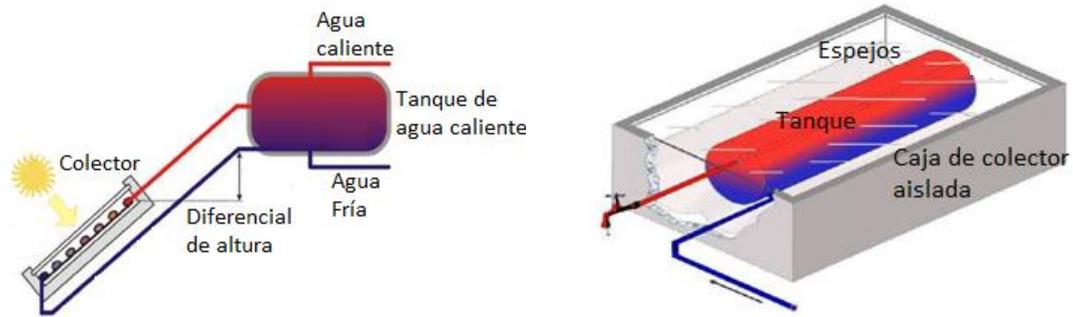


Figura 2-3. Ejemplo de circuitos activos para calentamiento de agua con colector solar [23]



a) Sistema termosifón

b) colector de almacenamiento integrado

Figura 2-4. Ejemplo de circuitos pasivos para calentamiento de agua con colector solar [23]

2.1.3 Tubos evacuados tipo heat-pipe

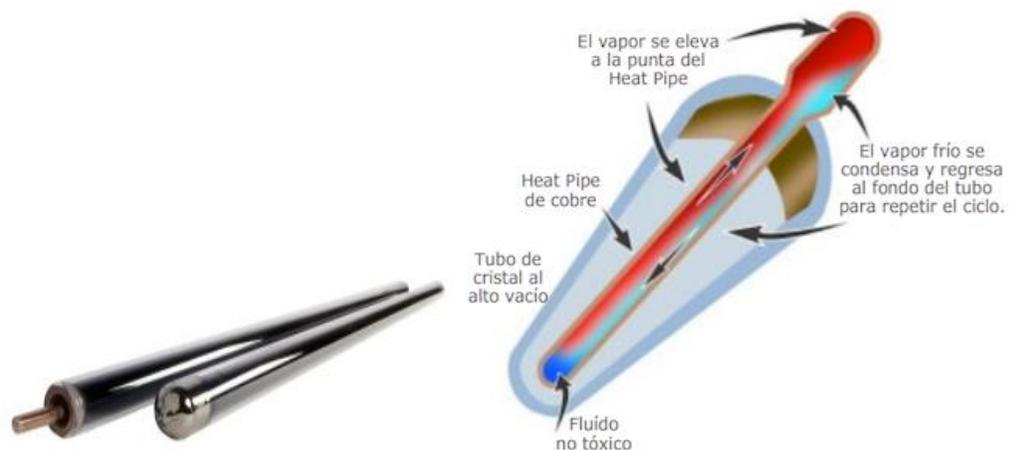


Figura 2-5. Tubo evacuado heat-pipe [38]

Esta tecnología de colectores solares emplea un mecanismo denominado heat-pipe (tubo de calor, Figura 2-5) [1]. Este mecanismo consiste en un tubo cerrado en el cual se introduce un fluido de propiedades específicas. Cuando el Sol incide sobre el absorbedor adosado al tubo, el fluido se evapora y absorbe calor (calor latente). Como gas asciende sobre el líquido hasta lo alto del tubo donde se sitúa el foco frío. Allí se licua (condensa) y cede su calor latente al fluido que nos interesa calentar volviendo a caer al fondo del tubo por gravedad. Este proceso se repite mientras dure la radiación del Sol o hasta que el colector ha alcanzado una temperatura muy alta (de entorno los 130 grados Celsius o más). El heat-

pipe o tubo de calor es considerado como un superconductor térmico por lo eficaz de su funcionamiento.

Los colectores de tubo de vacío con tecnología heat-pipe tienen la ventaja de no sufrir pérdidas por la noche ya que el proceso de transferencia de calor no es reversible (es decir el fluido caliente o el calor no puede pasar del acumulador al tubo y por lo tanto perderse). Además, cada tubo es independiente pudiéndose cambiar en pleno funcionamiento del sistema. Es altamente resistente a las heladas. Dado que también pueden girar sobre su eje los tubos, existe la posibilidad de que adopten posiciones verticales y horizontales al igual que ocurre en los sistemas de flujo directo, aunque en este caso habrá que respetar una inclinación mínima del largo del tubo para permitir que el fluido una vez licuado pueda descender por gravedad. Debido a que la superficie absorbente es de 360°, los tubos evacuados tienen un sistema de rastreo pasivo del Sol durante todo el día, por lo tanto, puede aprovechar la radiación existente (ver Figura 2-6). Esta es una ventaja clave sobre los colectores de placa plana que solo tienen una exposición solar máxima (factor de ángulo = 1) al mediodía.

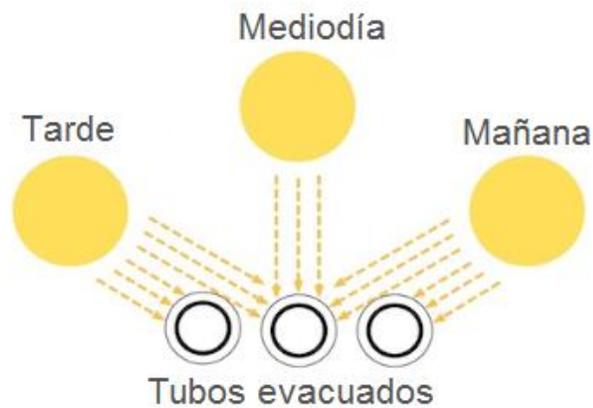


Figura 2-6. Rastreo pasivo del colector [39]

2.1.4 Colectores de tubo de vacío vs colectores de placa plana

Existe un debate abierto entre los profesionales sobre cuál de las dos tecnologías de colectores es la más adecuada [40]. Los que abogan por los de tubo de vacío los consideran más avanzados y sostienen que en el futuro esta tecnología terminará por desplazar a los colectores de placa plana debido a su mejor rendimiento. En cuanto al mayor costo de los colectores de tubo de vacío con respecto a los de placa plana, los partidarios de los primeros consideran que optar por ellos se compensa ya que al ofrecer un mayor rendimiento por metros cuadrados será necesario adquirir menos colectores. También alegan sus partidarios su facilidad para integrarlo en edificios ya que se pueden colocar en vertical cubriendo una fachada como se ha visto con alguna de las tecnologías. Los que prefieren los colectores de placa plana sostienen que no se justifican estos colectores en países donde la temperatura media es bastante marcada, ya que unos más económicos paneles de placa plana pueden cumplir con los objetivos normalmente deseados sin problemas. Esto también sería aplicable a países cálidos como México y de clima variable en países grandes con una importante diversidad climática como son Argentina o Chile. Otro aspecto a tener en cuenta se da en áreas con marcada diferencia de radiación y temperatura entre el invierno y el verano dónde un número de paneles necesario para satisfacer las necesidades en invierno pueden suponer un problema de sobrecalentamiento en verano.

En estos casos, los partidarios de los colectores de placa plana sostienen que en una instalación con colectores de tubo de vacío se alcanzan en verano temperaturas de más de 130 grados lo que puede ser difícil (o costoso) de controlar mientras que en instalaciones de placa plana la temperatura que se alcanza es menor. En áreas de climas tropicales y subtropicales los problemas de sobrecalentamiento en verano se reducirán conforme nos acerquemos al ecuador ya que la temperatura y la radiación tenderán a hacerse más uniforme a lo largo del año y el número de colectores será más ajustado en todos los meses.

2.1.5 Conexiones serie-paralelo para colectores solares

Los colectores solares pueden conectarse en serie, en paralelo o en combinaciones [12]. El rendimiento de los colectores en los arreglos depende de cómo están dispuestos, es decir, del caudal a través de los colectores y de las temperaturas de entrada a los módulos individuales. La elección de la disposición en serie o paralela depende de la temperatura requerida del sistema. Conectar los colectores en paralelo significa que todos los colectores tienen como entrada la misma temperatura, mientras que cuando se utiliza una conexión en serie, la temperatura de salida de un colector (o fila de colectores) es la entrada al siguiente colector (o fila de colectores). El flujo paralelo se utiliza con mayor frecuencia porque es inherentemente equilibrado, tiene una baja caída de presión y puede drenarse fácilmente.

CAPÍTULO 3

INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

3.1 Planta termosolar

La Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica cuenta con un calentador de agua solar encargado de suministrar agua caliente a las regaderas del polideportivo de la facultad. El dispositivo está compuesto por 35 colectores solares, cada uno de ellos tiene un área de 3.2 m^2 y 22 tubos evacuados tipo heat-pipe. Los colectores se encuentran instalados en la parte alta del edificio con una orientación hacia el sur y una inclinación de 37° , a su vez, están distribuidos en 7 módulos conectados en paralelo, módulos que para este caso se definen como 5 colectores acoplados en serie (Figura 3-1). La instalación está integrada de un sistema de almacenamiento de agua caliente con 2 tanques, un sistema de control y monitoreo, un circuito hidráulico, un sistema de calentamiento auxiliar y un sistema de captación solar.

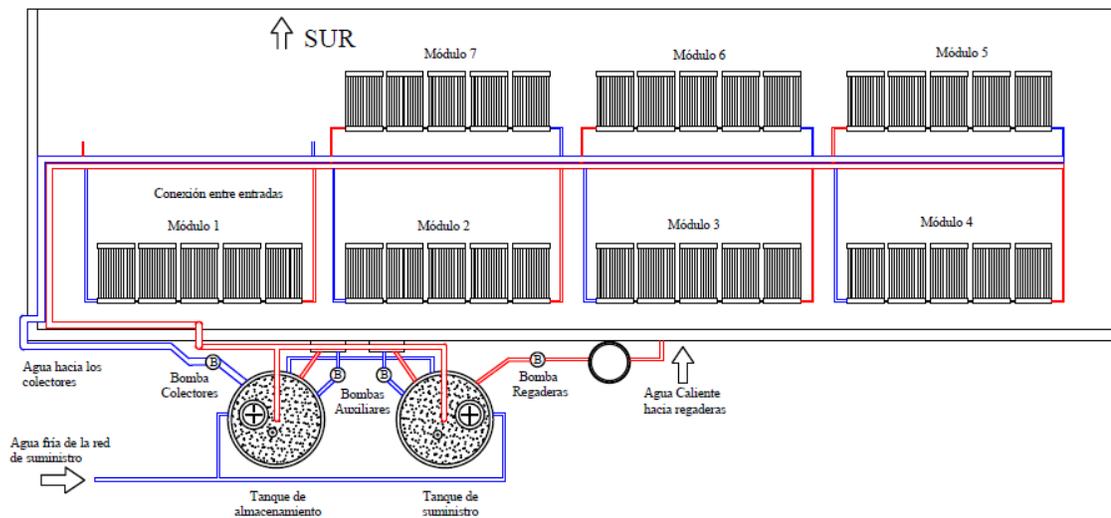


Figura 3-1. Diagrama planta termosolar de FIME.

3.1.1 Sistema de almacenamiento

El sistema de almacenamiento térmico consiste de dos tanques de 5 m³ (Figura 3-2), los cuales se encuentran instalados en el exterior, una condición que obliga al aislamiento térmico, en este caso, para la planta termosolar se tiene una capa de espuma de poliuretano de 14 cm.



Figura 3-2. Tanque de almacenamiento del calentador de agua solar

Uno de los tanques se utiliza para la circulación de agua hacia los colectores solares y el otro es para el suministro de agua caliente hacia las regaderas. Los tanques cuentan con instrumentación para la medición del nivel de agua y de temperaturas con termopares separados cada 30 cm desde el fondo.

3.1.2 Circuito hidráulico

Para hacer circular el agua por los colectores y hacia las regaderas se utiliza una bomba Altamira TXE de 1HP (Figura 3-3a) que extrae el agua de la parte inferior del tanque de almacenamiento para distribuir el flujo a todos los módulos. Su encendido y apagado está en función de la temperatura al interior del tanque de suministro y de la disponibilidad del recurso solar. Para dirigir agua hacia las regaderas, se utiliza una bomba similar a la anterior, extrayendo el agua del tanque de la parte inferior del tanque de suministro. Para mantener la presión de las regaderas constante se cuenta con un tanque presurizado a la salida del

sistema. Al no haber suficiente radiación, debe habilitarse el calentador auxiliar, el cual utiliza una bomba Munich de ½ HP (Figura 3-3b).



a) Bomba hidráulica utilizada en sistema principal



b) Bomba hidráulica en auxiliares

Figura 3-3. Bombas hidráulicas instaladas en la planta termosolar.

3.1.3 Sistemas de calentamiento auxiliar

La instalación cuenta con dos sistemas de calentamiento auxiliar, uno para cada tanque. Estos recirculan el agua en cada uno de los tanques; por medio de dos bombas extraen el agua de la parte inferior de ambos tanques y la regresan por la parte superior. En el tanque de almacenamiento se utiliza un calentador eléctrico de paso de 18 kWth y para el tanque de suministro un calentador a gas de 24.4 kWth. Al igual que para la bomba de los colectores, el funcionamiento de las bombas está en función de la temperatura interior del tanque de suministro y de la radiación solar.

3.1.4 Instrumentos de medición

La planta se encuentra instrumentada para la medición de temperatura, presión, radiación global, nivel de agua y flujos volumétricos, los cuales se pueden observar en el diagrama simplificado de la Figura 3-4. En la medición de temperatura se utilizan termopares con bayoneta tipo J (Figura 1-1) ubicados a la entrada y salida de cada módulo, así como en diferentes niveles del tanque.

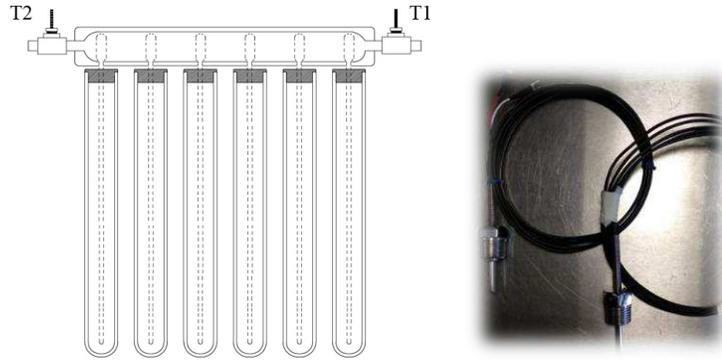


Figura 3-4. Termopares tipo J de bayoneta

Para medir la presión se caracteriza la caída de presión en los módulos a partir del cambio del flujo volumétrico, el cual sirve como base para la primera suposición hecha en el estudio donde se asume que la caída de presión se da aproximadamente igual para todos los módulos. Con base a lo anterior, se instala un transductor de presión a la entrada de cada módulo, utilizándose el modelo de la marca IFM PT5494 (Figura 3-5).

Los medidores de flujo volumétrico están ubicados a la entrada de cada módulo, así como en el ingreso de agua fría al sistema y en la salida de agua de los tanques a los colectores y regaderas. Los modelos de los flujómetros utilizados son el SM 6000 y el SV4610, los cuales se muestran en la Figura 3-6 respectivamente. Las especificaciones técnicas de los diferentes transductores utilizados se resumen en la Tabla 3-1.



Figura 3-5. Transductores de presión.



c) SM-6000



d) SV-4610

Figura 3-6. Flujómetros

Tabla 3-1. Especificaciones técnicas de los diferentes instrumentos de medida

Equipo	Modelo	Rango	Exactitud
Piranómetro	LP-pyra03 AV	0-2000 W/m ²	± 2.5 %
Flujómetro	SV4610	0.26-5.28 gpm	± 2 %
	SM6000	0.1-25 l/min	± 0.8 %
Termopar tipo J	Bayoneta	0-750 °C	± 2.2 °C
sensor de nivel	LR3000	100-1600 mm	± 10 %
Sensor de presión	PT5494	-14.5-145 psi	± 0.5 %

3.1.5 Mantenimiento a calentador solar de agua

El calentador de agua solar del polideportivo se encuentra instalado desde el año 2013; al iniciar la investigación, se observó que el dispositivo no estaba presentando una temperatura adecuada en las regaderas, por lo que se realizó una inspección en la que se observó taponamiento en 3 módulos de la instalación y diferentes sectores (Figura 3-7).



Figura 3-7. Taponamiento con incrustaciones de la instalación

Ante tal situación, se investigó diferentes estrategias de mantenimiento en las que se podrían utilizar químicos que reaccionaran con las incrustaciones de la tubería, sin embargo, son fluidos altamente ácidos por lo que el manejo se hace bajo estrictas medidas de seguridad, además, existía el riesgo de que el agua utilizada en las regaderas se contaminara y pudiera causar daños a los usuarios finales. Después de una extensa investigación a diferentes empresas se tuvo la oportunidad de conocer los beneficios del uso del vinagre para la limpieza de la tubería interna de este tipo de instalaciones, objetivo que se logra a partir de la recirculación del vinagre en los diferentes colectores. Una característica que se encontró en el proceso de limpieza es que se debe tener una alta temperatura para que el vinagre reaccione adecuadamente con las incrustaciones, finalmente el cambio fue notorio, ver Figura 3-8.



Figura 3-8. Tubería interna del calentador después del proceso de limpieza

3.1.6 Instalación de tubería EMT para comunicación de señales de transductores

Debido a que la planta termosolar en el momento de iniciar la investigación sólo contaba con termopares ya deteriorados, se optó por realizar la instalación de los termopares bayoneta junto con los transductores que se nombró en la sección 3.1.4, importantes para la toma de datos experimentales. Frente a las condiciones ambientales y adversas de la radiación, se optó por instalar la tubería eléctrica metálica (E.M.T.) de la forma en la que se observa en la Figura 3-9. Estos tubos están diseñados especialmente para la conducción de cables

eléctricos en zonas industriales, comerciales y residenciales, manteniendo el cableado aislado, protegiéndolo contra todo tipo de amenazas que pudieran dañarlo.

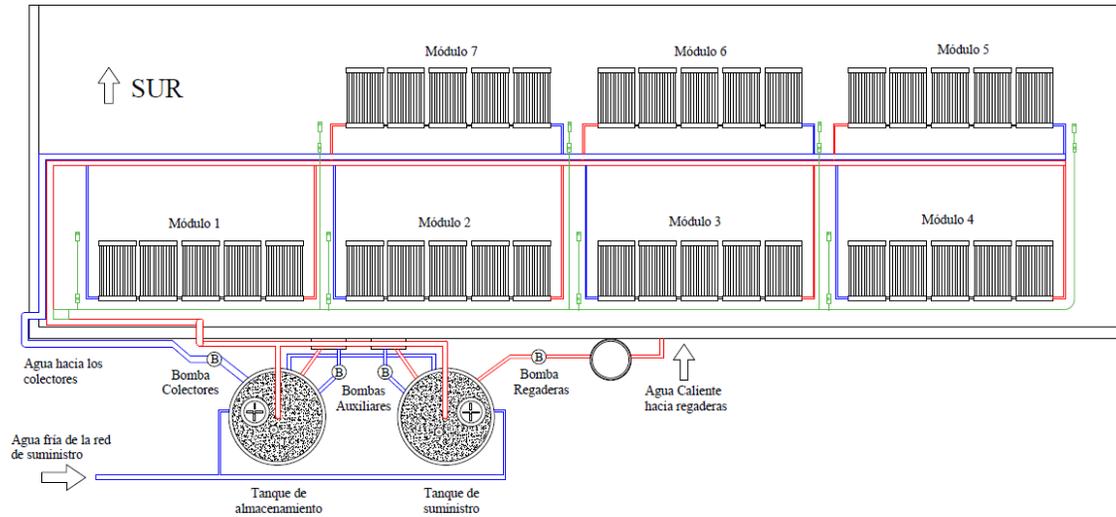
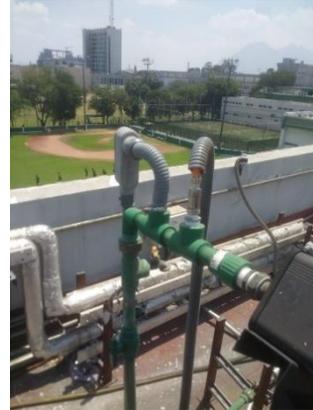


Figura 3-9. Plano de tubería EMT instalado

La tubería se extiende por la parte trasera de los primeros cuatro módulos (Figura 3-10a), de este modo en los intermedios se pueden encontrar derivaciones para comunicar a los módulos restantes (Figura 3-10c), la tubería principal tiene un diámetro de 1¼” y las derivaciones de ½”, dimensiones que se seleccionan ya que por dentro se instalan los cables de comunicación de 8 flujómetros y 8 transductores de presión. En la llegada a los elementos de medición, se utiliza tubería licuatite con protección de PVC (Figura 3-10b).



a) Tubería EMT por Módulos



b) Conexión transductores



c) Derivación a diferentes módulos

Figura 3-10. Instalación elementos eléctricos

CAPÍTULO 4

METODOLOGÍA

La realización de este estudio se elaboró mediante el método de investigación documental y aplicada, debido a que el trabajo recolectó información en fuentes de carácter documental, libros, artículos y revistas ligados al tema de análisis arreglos serie-paralelo en calentadores solares de agua. Finalmente, se creó la metodología que se muestra en la Figura 4-1.

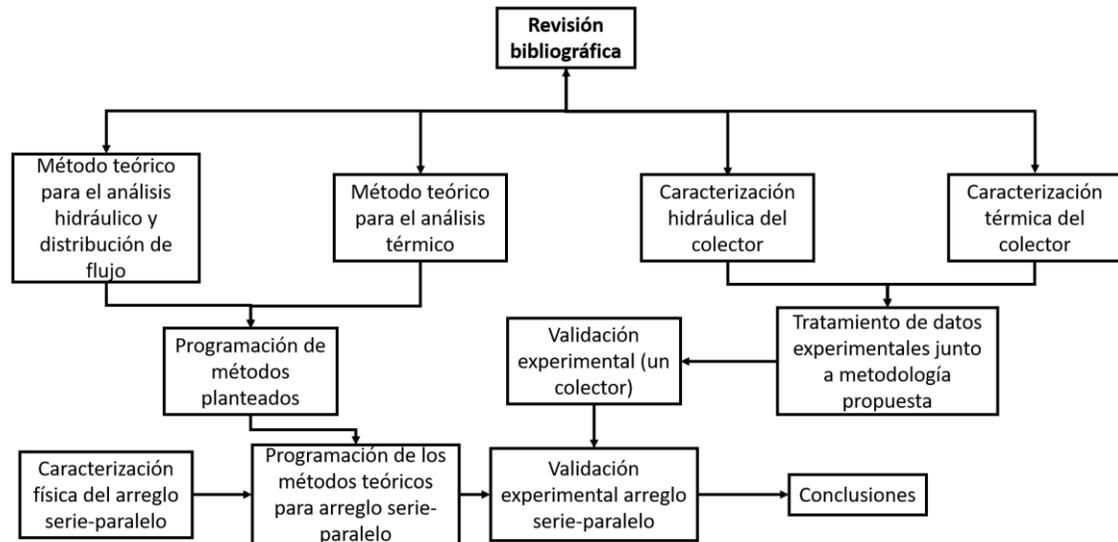


Figura 4-1. Metodología general de la tesis

Luego de una debida revisión bibliográfica, se puede observar 4 caminos que establecen la estructura de la metodología general utilizada. El primero de ellos que se observa en la parte izquierda, es el planteamiento del método teórico para el análisis hidráulico y distribución de flujos en el arreglo serie-paralelo de la planta solar ubicada en el polideportivo de la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica de la Universidad Autónoma de Nuevo León, procedimiento que se ampliara en la Sección 4.1.1. Luego, se establece el método teórico para el

análisis térmico el cual se discute en la sección 4.1.2. Los últimos dos se basan en la caracterización hidráulica y térmica de un solo colector, el cual es de tubos evacuados modelo sunpower SPA-58/11800-20, labor que se realiza para poder validar experimentalmente lo que se planteó teóricamente.

4.1.1 Determinación de distribución de flujo en el arreglo serie-paralelo

Como se ha visto hasta ahora, el análisis de un arreglo serie-paralelo de colectores solares implica diferentes parámetros de los cuales se destaca el flujo másico, el componente que transfiere la energía térmica de un lugar a otro. Conocer la cantidad en la que se distribuye en el arreglo serie-paralelo de los colectores implica conocer las caídas de presión (ΔP) presentes en él. Esta perspectiva conlleva al uso de la ecuación de Bernoulli entre dos puntos (Figura 4-2), ubicándose el primero en la tubería de entrada al arreglo, y el segundo, en la tubería de salida.

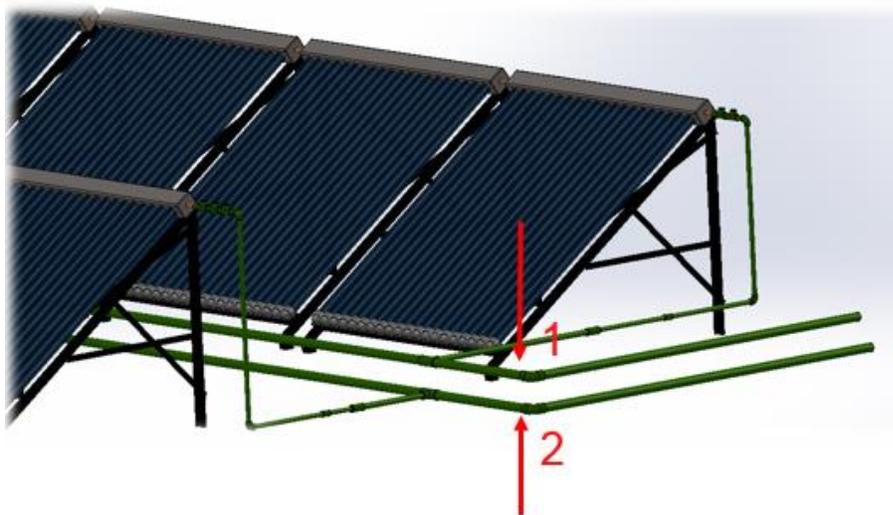


Figura 4-2. Puntos de aplicación de ecuación de Bernoulli, 1 entrada, 2 salida.

Finalmente se expresa la ecuación (4-1), el cual está en función del flux másico (G), que básicamente es el flujo másico (m) por unidad de área (A), lo anterior, se hace para mitigar la dificultad a la hora de realizar el algoritmo teórico para

determinar el flujo másico por cada ramal debido a que el arreglo que se tiene como objeto de estudio involucra diversos cambios de sección.

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \frac{G_i^2}{2\rho} - \frac{G_o^2}{2\rho} - z_1 \cdot \gamma_f + \sum_n f_n \cdot \frac{L_n \cdot G_n^2}{2 \cdot D_n \cdot \rho} + \sum_j K_{L,j} \cdot \frac{G_j^2}{2 \cdot \rho} \quad (4-1)$$

Donde:

$$G = \frac{\dot{m}}{A}$$

La ecuación (4-1) también incluye la diferencia de altura que se tiene entre los puntos seleccionados, representado por z_1 , ya que z_2 es el punto de referencia igual a 0. Las pérdidas por fricción están representadas por el primer término de sumatoria, en el que también se encuentra la longitud (L_i), el diámetro de la sección evaluada (D_i) y la densidad (ρ) del fluido de trabajo. El factor de fricción f_i depende directamente del diámetro hidráulico (D_h), rugosidad (ε) y número de Reynolds (Re), este último, determina la ecuación que se debe utilizar, pues existen diferentes relaciones empíricas que dependen del tipo de flujo hidráulico que se presenta. En este caso, frente a los primeros cálculos que se logró hacer, se observa que el flujo en el arreglo se encuentra dentro de los rangos de flujo turbulento, por lo que se decide trabajar con la ecuación (4-2), planteada por Haaland [29].

$$f = \left(-1.8 \cdot \log_{10} \left\{ \left[\frac{\varepsilon}{(3.7 \cdot D_h)^{1.11}} + \frac{6.9}{Re} \right] \right\} \right)^{-2} \quad (4-2)$$

La segunda sumatoria de la ecuación (4-1), representa las pérdidas en los accesorios de conexión de la tubería, siendo estos, las tees, codos, coples entre otros. Dichos componentes interrumpen el suave flujo del fluido y provocan pérdidas adicionales debido al fenómeno de separación y mezcla del flujo que producen. Cada elemento tiene su respectivo coeficiente de pérdidas K_L , valor

que viene dado en el ANEXO A. Finalmente junto a un balance de masa como lo muestra la ecuación (4-3), se procede a plantear un algoritmo basado en el método de gradiente reducido que consiste en tener más variables desconocidas que las que se conocen, por lo que se deben asumir ciertos valores para poder determinar el valor real, en este caso, se habla de conocer el flujo total que llega al arreglo y generar la formulación suficiente para conocer la distribución de flujo en el arreglo. Como condiciones de restricción, se debe cumplir que la caída de presión debe ser la misma en cada ramal, ya que todas las tuberías convergen al mismo punto 2, tal como se observa en la Figura 4-2.

$$\dot{m}_{total} = \sum_{i=1}^n \dot{m}_i \quad (4-3)$$

Ahora bien, es pertinente observar nuevamente la estructura del arreglo, tal como se puede hacer en el diagrama simplificado de la Figura 4-3, ya que la caída de presión que se presenta en los diferentes módulos está ligado a la forma en la que se mezcla el fluido por la tubería de salida de agua caliente antes de llegar al punto 2 de referencia, establecido en el planteamiento de la ecuación (4-1).

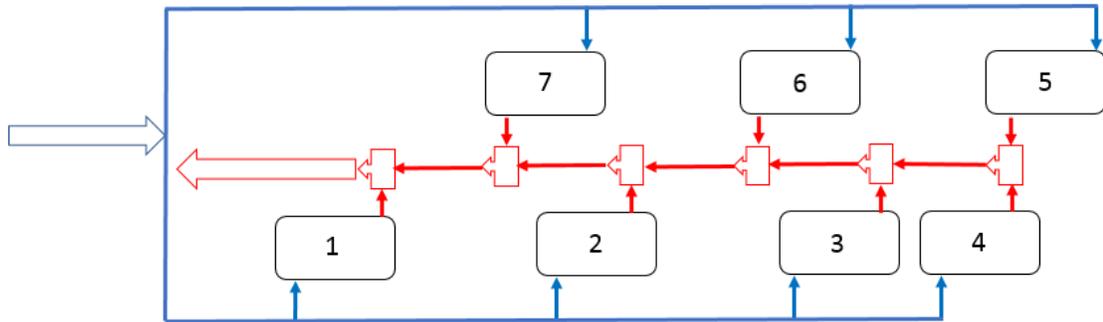


Figura 4-3. Diagrama simplificado del arreglo serie-paralelo

Hechas las últimas consideraciones, si se observa la Figura 4-3 y Figura 4-4, los primeros fluidos en mezclarse son los que provienen del módulo 4 y 5, la caída de presión total en este ejemplo será influenciada por la caída de presión que se encuentre más adelante, esto quiere decir, que se le deben sumar la caída de

presión de la cámara de mezclado 1 (C.M 1) y los siguientes hasta llegar al final de las cámaras de mezclado, la cual corresponde la número 6 (C.M 6). Mientras tanto, si se evalúa la caída de presión del módulo 1, el cual es el último en mezclarse en la tubería de salida de agua caliente, este sólo se verá afectado por la caída de presión de la cámara de mezclado 6. En tal sentido, la formulación para establecer la caída de presión será distinta. Programación que puede observarse en el Anexo.

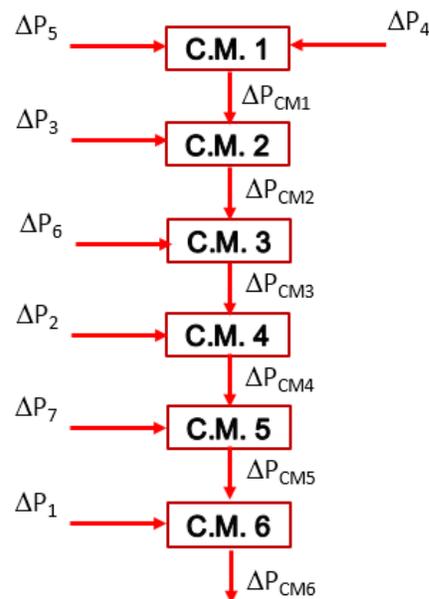


Figura 4-4. Determinación de la caída de presión en la salida de agua caliente

4.1.2 Método teórico para el análisis térmico

El método teórico se basa en el método simple de la eficiencia instantánea que se utiliza hoy en día en programas de simulación como TRNSYS, formulación que se habló un poco en la sección de *Antecedentes* y que se detalla en la ecuación (4-4), donde $F_R \cdot (\tau\alpha)_n$ y $F_R \cdot U_L$ son parámetros que describen la forma en que el colector trabaja, el primero indica la proporcionalidad en que la energía es absorbida y el segundo muestra cómo se pierde. No obstante, a diferencia de la ecuación (1-1) aparece un tercer término, el cual es $F_R \cdot U_{L/T}$, que toma por nombre como factor cuadrático.

$$\eta = F_R \cdot (\tau\alpha)_n - F_R \cdot U_L \cdot \frac{(T_i - T_a)}{I_T} - F_R \cdot U_{L/T} \cdot \frac{(T_i - T_a)^2}{I_T} \quad (4-4)$$

El factor cuadrático, de acuerdo con Morse [41], es un término que se establece en la ecuación, debido a que las pérdidas térmicas no son exactamente proporcionales a la diferencia de temperatura operativa ($T_i - T_a$), razón por la que el factor cuadrático aparece para hacer más preciso la curva de eficiencia. En resumen, la ecuación (4-4) se convierte en la ecuación (4-5), el cual toma esta forma en los diferentes certificados con los que son proporcionados los colectores (Figura 4-5). En este estudio se toma el certificado de pruebas del colector sunpower SPA-58/11800-20 realizado por la entidad solar rating and certification corporation (SRCC). De este modo, la ecuación se representa por la eficiencia máxima del colector (a_0), factor de pérdidas lineal (a_1) y factor de pérdidas cuadrático (a_2).

$$\eta = a_0 - a_1 \cdot \frac{(T_i - T_a)}{I_T} - a_2 \cdot \frac{(T_i - T_a)^2}{I_T} \quad (4-5)$$

SOLAR RATING & CERTIFICATION CORPORATION		CERTIFIED SOLAR COLLECTOR									
		SUPPLIER: Jiangsu Sunpower Solar Technology Co., Ltd #2 Yetang Road, Luoxi Changzhou, JIANGSU 213136 China www.sunpower-solar.com In Accordance with: SRCC Standard 100-2013-01	BRAND: Sunpower MODEL: SPA-58/1800-20 COLLECTOR TYPE: Tubular CERTIFICATION #: 10001794 Original Certification: February 14, 2013 Expiration Date: January 25, 2025								
The solar collector listed below has been evaluated by the Solar Rating & Certification Corporation™ (SRCC™), an ISO/IEC 17065 accredited and EPA recognized Certification Body, in accordance with SRCC OG-100, Operating Guidelines and Minimum Standards for Certifying Solar Collectors, and has been certified by the SRCC. This award of certification is subject to all terms and conditions of the Program Agreement and the documents incorporated therein by reference. This document must be reproduced in its entirety.											
COLLECTOR SPECIFICATIONS											
Gross Area:	3,188 m ²	34.32 ft ²	Dry Weight:	78.0 kg	167.6 lb						
Net Aperture Area:	1,896 m ²	20.41 ft ²	Fluid Capacity:	1.7 liter	0.4 gal						
Absorber Area:	1,626 m ²	17.50 ft ²	Test Pressure:	900 kPa	131 psi						
TECHNICAL INFORMATION											
ISO Efficiency Equation [NOTE: Based on gross area and (P)=Ti-Ta]		Tested in accordance with: ISO 9806:1994									
SI UNITS:	$\eta = 0.381 - 1.83040(P/G) - 0.00300(P^2/G)$	Y Intercept:	0.383	Slope:	-2.037 W/m ² ·°C						
IP UNITS:	$\eta = 0.381 - 0.32259(P/G) - 0.00029(P^2/G)$	Y Intercept:	0.383	Slope:	-0.359 Btu/hr·ft ² ·°F						
Transverse Incident Angle Modifier											
θ	10	20	30	40	50	60	70	Longitudinal Incident Angle Modifier at 50°:		0.92	
K _{tr}	1.00	1.00	1.00	0.99	0.99	0.98	0.96	Test Fluid:	Water		
								Test Mass Flow Rate:	0.0102 kg/(s·m ²)		7.55 lb/(hr·ft ²)

Figura 4-5. Certificación solar del colector sunpower SPA-58/11800-20

De acuerdo con Duffie [12], la eficiencia instantánea también puede calcularse a partir de la ecuación (4-6), el cual relaciona la ganancia útil del colector (Q_u) y la radiación que llega a él, lo que a su vez es un factor que se obtiene al multiplicar el área (A) y la radiación incidente (I_t). De este modo, junto a la ecuación (4-7) puede despejarse la temperatura de salida para ser calculada a partir de los datos de entrada como la temperatura ambiente (T_a), temperatura de entrada del fluido (T_i), calor específico del fluido (C_p), radiación total (I_T) y flujo másico (\dot{m}).

$$\eta = \frac{Q_u}{A \cdot I_T} \quad (4-6)$$

$$Q_u = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_o - T_i) \quad (4-7)$$

No obstante, es importante volver a retomar las bases que vienen con la certificación brindada por la SRCC, pues consisten en pruebas que son realizadas con un flujo másico que normalmente es muy diferente a los flujos másicos con los que se trabajan en la vida real, por lo que se debe realizar una corrección por flujo másico, representada por r_1 , el cual se describe en la sección 4.1.3. Adicionalmente es de saber que el certificado es para un solo colector, por lo que también se debe sumar un factor de corrección adicional al utilizarse en conexiones en serie, llamado r_2 , componente que se detalla en la Sección 4.1.4. Por último, los absorbedores cilíndricos tienen propiedades ópticas asimétricas por lo que, en el estudio de este tipo de colectores, los ángulos modificadores ($K_{\theta T}(\theta)$) deben ser usados, concepto que se extiende en la sección 4.1.5. Es evidente entonces que la ecuación (4-5), se convierte en otra expresión al utilizarla en el presente estudio, la cual tiene la forma de la ecuación (4-8).

$$\eta = r_1 \cdot r_2 \cdot \left(a_0 * K_T(\theta) - a_1 \cdot \frac{(T_i - T_a)}{I_T} - a_2 \cdot \frac{(T_i - T_a)^2}{I_T} \right) \quad (4-8)$$

4.1.3 Corrección por flujo másico

Los datos de prueba experimentales están correlacionados para dar valores de $F_R \cdot (\tau\alpha)_n$ y $F_R \cdot U_L$ para un particular flujo de masa, observando la Figura 4-5, el certificado de la SRCC trabajó con un valor de $0.0102 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2$ (\dot{m}_{test}). Si la tasa de flujo del colector es diferente al valor de prueba durante su operatividad ($\dot{m}_{empleado}$), de acuerdo con Kalogirou [36] es posible calcular un factor que corrija lo antes nombrado para evaluar el rendimiento del colector usando la ecuación (4-9).

$$r_1 = \frac{F_R \cdot (\tau\alpha)_n|_{empleado}}{F_R \cdot (\tau\alpha)_n|_{test}} = \frac{\frac{\dot{m} \cdot C_p}{A \cdot F'U_L} \cdot \left(1 - e^{-\frac{A \cdot F'U_L}{\dot{m} \cdot C_p}}\right) \Big|_{empleado}}{\frac{\dot{m} \cdot C_p}{A \cdot F'U_L} \cdot \left(1 - e^{-\frac{A \cdot F'U_L}{\dot{m} \cdot C_p}}\right) \Big|_{test}} \quad (4-9)$$

Donde

$$F_r U_L = a_1 + a_2 \cdot \frac{(T_i - T_a)}{I_T}$$

$$F'U_L = -\frac{\dot{m}_{test} \cdot C_p}{A} \cdot \ln \left(1 - \frac{A \cdot F_r U_L}{\dot{m}_{test} \cdot C_p}\right)$$

4.1.4 Corrección por colectores conectados en serie.

Como bien se sabe, no se puede aplicar directamente la ecuación de un solo colector cuando se tiene más de dos colectores conectados en serie, se tendría que multiplicar el flujo másico utilizado por la SRCC por N veces que sería igual a la cantidad de colectores que se conecten, posteriormente los coeficientes de la ecuación de la eficiencia instantánea pueden llegar a ser utilizados. Sin embargo, Kalogirou [36] propone la ecuación (4-10) para modificar la ecuación (4-4).

$$r_2 = \frac{1 - \left(1 - \frac{A \cdot F_r U_L}{\dot{m} \cdot C_p}\right)^N}{N \cdot \frac{A \cdot F_r U_L}{\dot{m} \cdot C_p}} \quad (4-10)$$

4.1.5 Ángulos modificadores

Las mediciones de rendimiento son tomadas habitualmente de acuerdo con el nivel de insolación medido perpendicularmente a una superficie plana. Cuando el sol incide con otro ángulo, el rendimiento cambia [42], y es lo que el valor del IAM nos aporta, un factor angular de rendimiento, dividiéndose entonces en ángulos longitudinales (θ_l) y transversales (θ_t) tal como lo describe la Figura 4-7. El valor 1 se alcanza cuando el captador está perpendicular a los rayos solares, y por tanto recibe la máxima irradiación. Para los captadores planos el valor 1 es el máximo posible, bajando este valor por las mañanas y por las tardes. El tubo de vacío no obstante alcanza frecuentemente valores que superan el 1 durante estos periodos. Para la mayor parte de los captadores del mercado el IAM no tiene una gran importancia al efectuar comparativas de rendimiento entre ellos. Esto en cuanto nos referimos a captadores planos o aquellos tubos de vacío que utilizan placa reflectante, generalmente se obtienen unos valores de IAM transversal y longitudinal bastante parecidos. El dato que más afecta a la posición fija de los colectores es el IAM transversal ($K_{\theta_t}(\theta_t)$), ya que refleja el cambio de rendimiento a lo largo del día. El IAM longitudinal ($K_{\theta_l}(\theta_l)$) se tiene en cuenta al contemplar el ángulo de inclinación de la instalación, ya que afecta al rendimiento contemplado a lo largo del año y las diferencias entre invierno y verano. Los ángulos modificadores transversales y longitudinales son medidos por la SRCC y se obtienen del certificado, para el colector Sunpower se resumen en la Tabla 4-1. Finalmente de acuerdo con Duffie [12] el ángulo modificador que modifica la eficiencia instantánea de la ecuación (4-4), se calcula a partir de la ecuación (4-11).

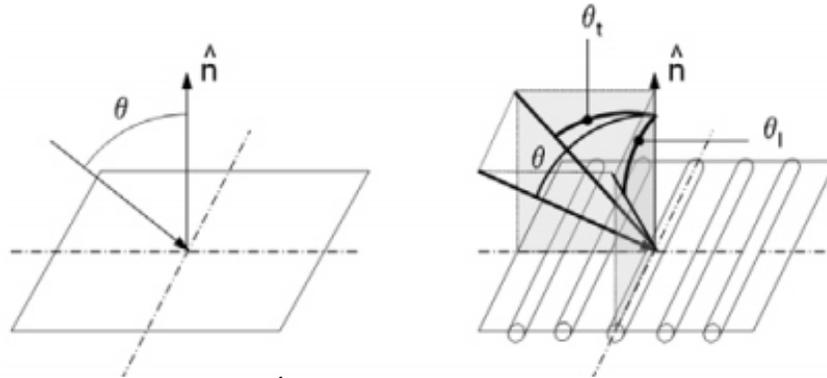


Figura 4-6. Ángulos transversales y longitudinales

Tabla 4-1. Ángulos modificadores

Ángulo, θ	0°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	90°
Transversal, $K_t(\theta_t)$	1	1	1	1	0.99	0.99	0.98	0.96	0
Longitudinal, $K_l(\theta_l)$	1	0.9978	0.9908	0.9777	0.956	0.92	0.856	0.8	0

$$K_{\theta T}(\theta) = K_{\theta t}(\theta_t) \cdot K_{\theta l}(\theta_l) \quad (4-11)$$

Retomando lo que se observa en la Tabla 4-1, el ángulo dado es un valor fijo en intervalos de 10 hasta 90 grados, por lo que para poder trabajar con esos datos es necesario plantear ecuaciones que determinen el ángulo exacto para poder realizar el método teórico del análisis térmico del colector y validarlo experimentalmente. Por tal razón se enuncian las ecuaciones (4-12) y (4-13), dadas por Ryan [43]. Los que a su vez dependen de los ángulos zenith (θ_z), azimuth solar (γ_z), azimuth del colector (γ), ángulo de inclinación del colector (β) y ángulo de incidencia (θ), factores que se muestran en la Figura 4-7.

$$\theta_t = \tan^{-1} \left(\frac{\text{sen } \theta_z \cdot \text{sen}(|\gamma - \gamma_z|)}{\cos \theta} \right) \quad (4-12)$$

$$\theta_l = |\beta - \tan^{-1}(\tan \theta_z \cdot \cos(\gamma - \gamma_z))| \quad (4-13)$$

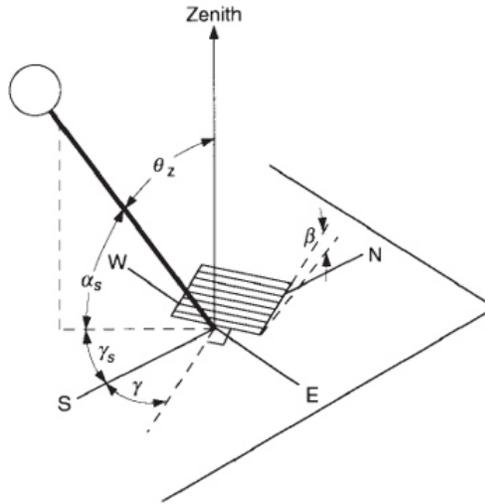


Figura 4-7. Dependencia de diferentes ángulos para los modificadores

Según Duffie [12], cuando se predice el rendimiento de un colector es necesario considerar separadamente la radiación directa (I_b) y difusa (I_d) tal como se muestra en la ecuación (4-13). Básicamente los ángulos modificadores que están dados en la Tabla 4-1 pueden ser directamente utilizados con la radiación directa, sin embargo, en la radiación difusa es un proceso diferente, el cual se describe en la sección 4.1.6.

$$K_{\theta T} = \frac{K_{\theta b} \cdot I_b + K_{\theta d} \cdot I_d}{I_T} \quad (4-14)$$

4.1.6 Ángulos modificadores para la radiación difusa

Las pruebas realizadas a los colectores se pueden realizar tanto en exteriores como en interiores. Las pruebas en interiores se realizan utilizando un simulador solar, es decir, una fuente que produce energía radiante que tiene una distribución espectral, intensidad, uniformidad en la intensidad y una dirección muy parecida a la de la radiación solar [12]. En exteriores, las pruebas de colector se realizan en condiciones de cielo despejado cuando la fracción de radiación directa es alta, dejando por fuera los índices de radiación difusa en los dos

contextos [12]. Dadas las condiciones reales en las que se hace el estudio, es necesario realizar el cálculo de la radiación difusa en el colector para ejecutar la investigación. De acuerdo con Ryan [43] la radiación difusa se puede calcular a partir del flujo de radiación isotrópico, dada la naturaleza distribuida de la radiación difusa y reflejada, los ángulos modificadores que afectan a estos componentes de radiación no se calcula para un ángulo de incidencia instantáneo, sino para una sección hemisférica, centrada en el plano de apertura del colector, desde donde el componente de radiación puede alcanzar el heat-pipe, contribuyendo a toda la potencia disponible para el colector [44]. Por tal razón, presenta la ecuación (4-15) en donde se relaciona el cambio de los ángulos modificadores de la radiación directa ($K_{\theta b}$), azimuth del colector (γ) y ángulo de incidencia (θ). La integración de la ecuación se resuelve numéricamente a través de la aproximación por la regla del trapecio que se muestra en la ecuación (4-16).

$$K_{\theta d} = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \int_0^{\frac{\pi}{2}} K_{\theta b}(\theta, \gamma) \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta \cdot d\theta \cdot d\gamma \quad (4-15)$$

$$\int_a^b f(x) \cdot dx = \sum_{i=1}^n \left(\frac{f(x_i) + f(x_i + \Delta x)}{2} \right) \cdot \Delta x \quad (4-16)$$

Al igual que en la radiación directa se debe calcular el ángulo exacto para poder realizar el método teórico del análisis térmico del colector, por lo que se plantean las ecuaciones (4-17) y (4-18), enunciadas por Ryan [43], que dependen principalmente del azimuth del colector (γ) y ángulo de incidencia (θ).

$$\theta_t = \tan^{-1}(\tan \theta \cdot \cos(\gamma)) \quad (4-17)$$

$$\theta_l = \tan^{-1}(\tan \theta \cdot \sin(\gamma)) \quad (4-18)$$

4.1.7 Caracterización térmica e hidráulica del colector solar

Cada colector conectado ya sea en serie o en paralelo representa una caída de presión importante a la hora de evaluar diferentes arreglos. Este comportamiento se muestra en la ficha técnica del colector, el cual se puede observar en la Figura 4-8. Sin embargo, al detallar esta gráfica se contempla que la información viene dada para flujos máscicos en el intervalo de 0 a 0.08 kg/s, valores que se encuentran por debajo del flujo máscico con el que trabaja normalmente la planta termosolar el cual es mayor o igual a 1 kg/s. Dadas las condiciones que anteceden, es necesario determinar el comportamiento de la caída de presión más allá de lo que muestra la información suministrada por el proveedor del colector, ya que no se sabe si el comportamiento de la caída de presión será exponencial o puede tener un punto de inflexión.

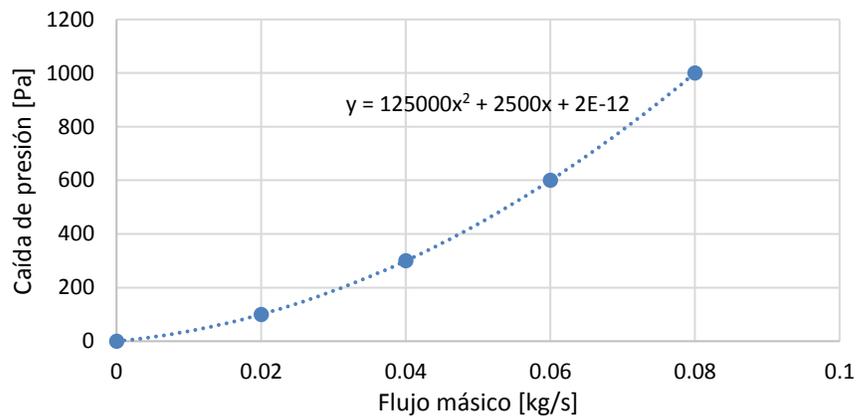


Figura 4-8. Caída de presión en el colector sunpower SPA-58/11800-20

En ese mismo sentido, se optó por realizar la caracterización de un colector, en donde se toman mediciones de temperaturas, presión y flujo máscico, con sus correspondientes transductores, tal como lo muestra la Figura 4-9. Con ello, también se muestran dos válvulas que se utilizan para controlar el flujo máscico, procedimiento que se extenderá en la caracterización hidráulica del colector en la sección 5.1.

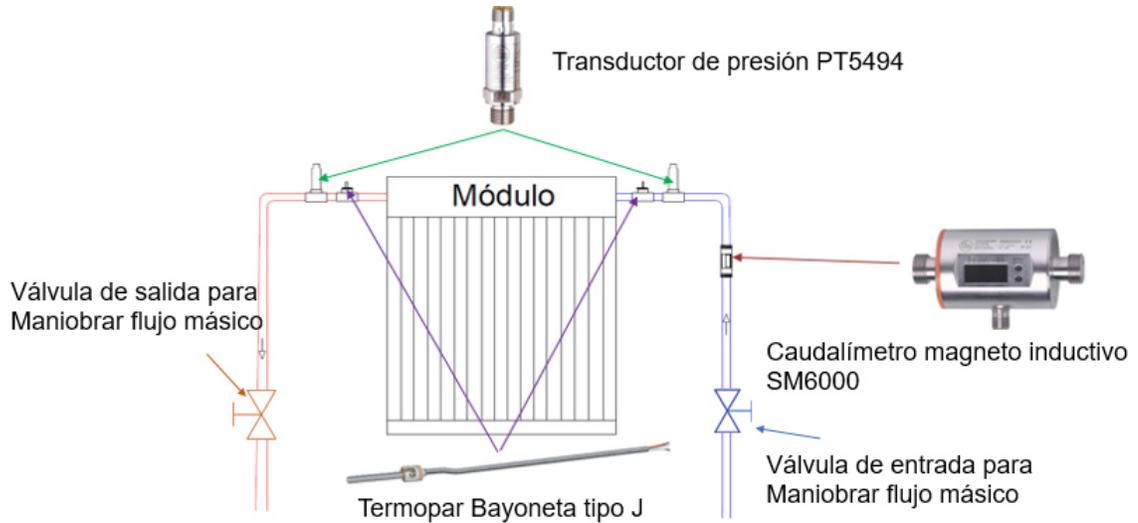


Figura 4-9. Instalación para la caracterización de la caída de presión en un colector

La instalación para la evaluación hidráulica del colector también es aprovechada para realizar la caracterización térmica que será el respaldo experimental para validar el planteamiento teórico. La metodología que se usa en esta sección se basa en lo que describe la Figura 4-10, en donde se relaciona el diferencial de las temperaturas de entrada y salida del fluido en el colector, multiplicado por el calor específico del agua (4.19 kJ/kg-K), término que llamaremos ganancia térmica (CP) y que se ubica sobre el eje y de la gráfica, complementándose entonces con el cambio de radiación en el eje x, para diferentes flujos másicos m_1 , m_2 y m_3 , los cuales se detallan en el capítulo de *RESULTADOS*.

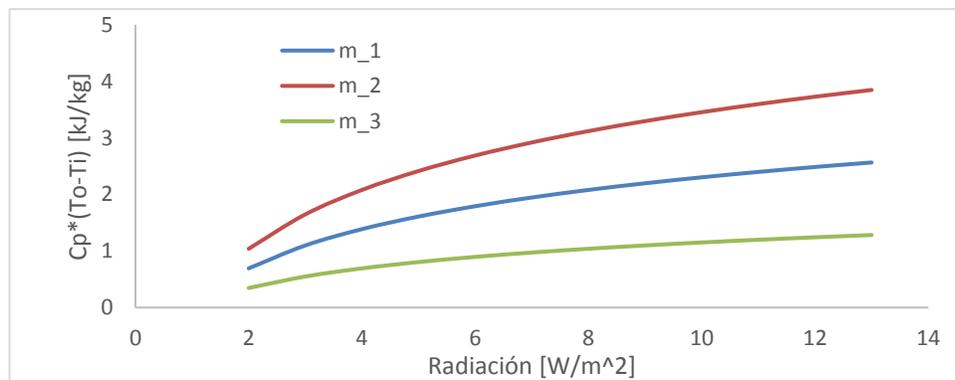


Figura 4-10. Muestra de la relación de las variables de estudio

4.1.8 Caracterización física del arreglo serie-paralelo

Al trabajar con aspectos hidráulicos es ineludible conocer los diferentes accesorios con los que cuenta los elementos de análisis, tal como se comentó en la Sección 4.1.1, como resultado, la caracterización física del arreglo serie-paralelo de la planta termosolar es obligatoria. En el proceso se toma datos de cantidad, longitud y diámetros de los accesorios. En la entrada como a la salida de los módulos se puede observar diferentes tees roscadas, codos, reducciones, coples y expansiones tal como se muestra en la Figura 4-11. La instalación en su mayoría se encuentra construida del material polipropileno copolímero Random (PP-R), gracias a que soporta altas temperaturas, altas presiones y son unidas por medio de termofusión, proceso que supera los problemas convencionales de unión de las tuberías como el PVC y de corrosión del tubo galvanizado, además, presenta un nivel alto de resistencia en condiciones ambientales. Finalmente, el proceso es documentado en la forma como se ejemplifica en la Figura 4-12 por medio de visual basic de Excel.

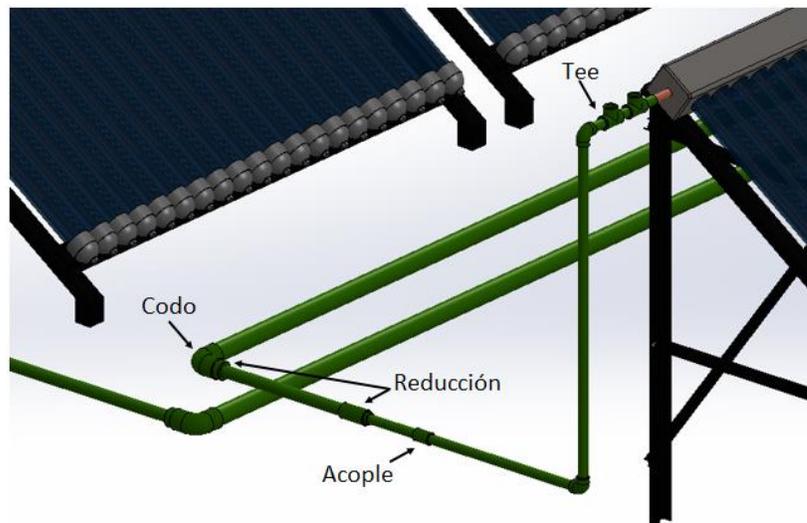


Figura 4-11. Muestra de accesorios a la entrada del módulo

Accesorios entrada colector M1				
Elemento	Cantidad	Diámetro [cm]	Valor K	subtotal
Tee entrada	1	50	1.8	1.8
			Total	1.8
Reducción	1	50-32	0.55	0.55
Con. macho	2	32	0.4	0.8
V. compuert	1	1"	0.2	0.2
			Total	1.55
Reducción	1	32-25	0.55	0.55
Tuerc. unión	4	25	0.08	0.32
Con. macho	5	25	0.4	2
Cople	2	25	0.25	0.5
Codo 90°	2	25	2	4
Válv. esfera	1	25	0.05	0.05
Tee	3	25	0.8	2.4
			Total	9.82

Accesorios salida colector				
Elemento	Cantidad	Diámetro [cm]	Valor K	subtotal
Tee salida	1	50	1.3	1.3
			Total	1.3
Reducción	1	50-32	0.55	0.55
Cople	1	32	0.25	0.25
			Total	0.8
Reducción	1	32-25	0.55	0.55
Tuerc. unión	2	25	0.08	0.16
Codo 90°	2	25	2	4
Válv. esfera	1	25	0.05	0.05
Tee	4	25	0.8	3.2
Con. macho	5	25	0.4	2
			Total	9.96

Figura 4-12. Relación de accesorios de los módulos

4.1.9 Metodología para la validación experimental

En la investigación desarrollada se utilizó los softwares: Labview, Matlab, TRNSYS y Visual basic de Excel, tal como se nota en la Figura 4-13; las mediciones del arreglo serie-paralelo así como del colector individual, son organizados y separados en Labview con el objetivo de tomar los datos necesarios para el estudio, ya que el sistema de colección de datos de la planta termosolar entrega información de puntos distintos al arreglo.

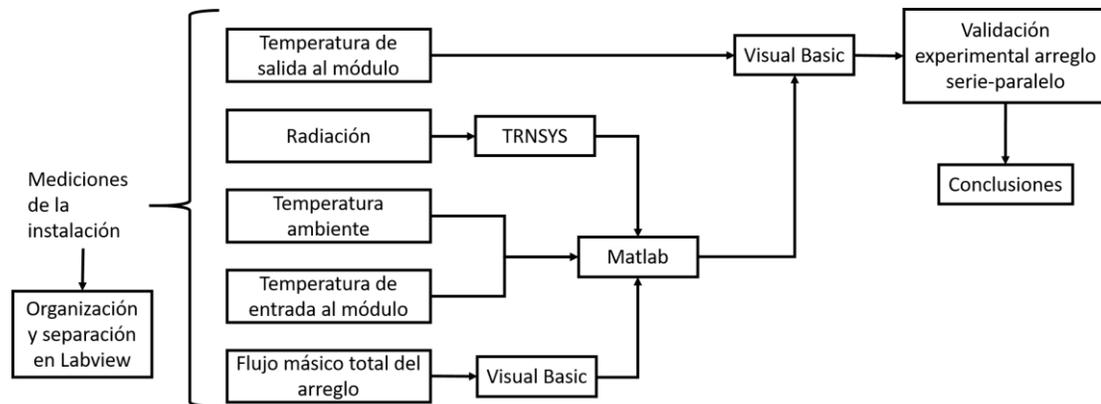


Figura 4-13. Diagrama de flujo para la validación experimental

TRNSYS es utilizado para realizar el procesamiento de la radiación, proceso que es consecuencia de que se debe corregir la medición realizada por el piranómetro, el cual mide la radiación global del lugar de pruebas, así como también, mide la radiación en una superficie horizontal. Estas consideraciones fuerzan a que se haga un tratamiento adicional para obtener la radiación en una superficie inclinada de 37° , posición actual de los colectores. Sumado a esto, se debe descomponer la radiación global en radiación directa y difusa, indispensables como datos de entrada en el método de evaluación teórica de la parte térmica del colector tal como lo muestra la Figura 4-14. TRNSYS es una herramienta que trabajar con el tiempo de muestreo utilizado en las pruebas experimentales y se debe tener cuidado al establecer el lugar en el que las pruebas fueron realizadas pues este software trabaja a partir del tiempo universal coordinado con sus siglas en inglés UTC.

Por otro lado, se utilizó Visual basic de Excel para adjuntar la información de la caracterización física y el cálculo de la distribución de flujo del arreglo serie-paralelo de la planta termosolar, todo con el propósito de realizar una interfaz visible de los diferentes accesorios de la planta así como de las diferentes ecuaciones planteadas en la sección 4.1.1 (Figura 4-15).

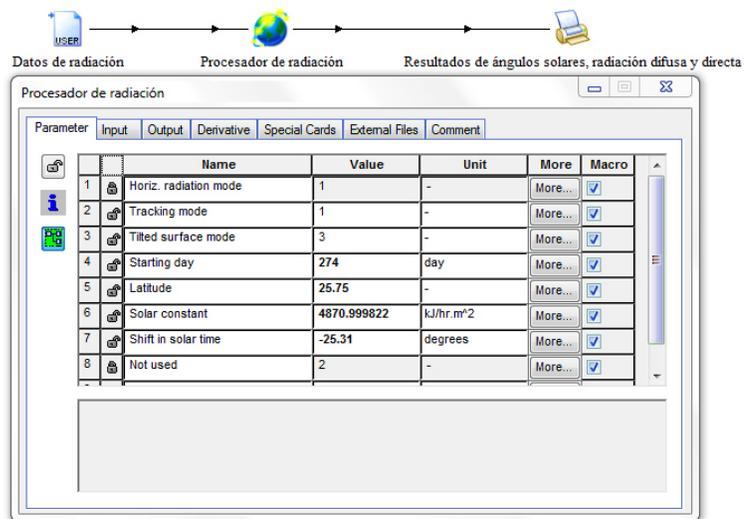


Figura 4-14. Pantalla de parámetros en TRNSYS

	d [m]	L [m]	Área [m ²]	m [Kg/s]	G [Kg/m ² -s]	Re	factor fricc.	hf [Pa]	K-Accesorios	hkac [Pa]	Caida presión [Pa]
1	0.018	14.67	0.000254	0.167517834	658.3035	15579.91853	0.027442	4870.33	19.78	239296.07	253778.5081
	0.0232	1.335	0.000423		396.2737	12087.86783	0.029338	133.214	2.35	7992.8146	
	0.0362	9.9	0.001029		162.7624	7746.320817	0.033173	120.766	3.1	1193.9627	
2	0.018	14.175	0.000254	0.176413615	693.2617	16407.26653	0.027078	5149.84	17.77	238417.87	253778.5081
	0.0232	1.795	0.000423		417.3172	12729.77576	0.028936	195.92	2.1	7921.2419	
	0.0362	27.5	0.001029		171.4056	8158.309326	0.032689	366.613	3.1	1264.2494	
3	0.018	14.205	0.000254	0.181888887	714.7782	16916.49162	0.026867	5443.18	16.47	234905.46	253778.5081
	0.0232	1.775	0.000423		430.2693	13124.86419	0.028702	204.286	2.65	10625.955	
	0.0362	45.6	0.001029		176.7255	8411.51517	0.032409	640.685	3.1	1343.9431	
4	0.018	14.24	0.000254	0.18053646	709.4635	16790.70976	0.026918	5386.04	16.72	234938.01	253778.5081
	0.0232	1.76	0.000423		427.07	13027.27482	0.028759	199.954	2.65	10468.525	
	0.0362	63.8	0.001029		175.4114	8348.971706	0.032477	884.974	3.1	1324.0317	
5	0.0144	0.92	0.000163	0.15874813	974.7511	18455.37035	0.026277	801.539	1.85	61337.519	253778.5081
	0.018	12.435	0.000254		623.8407	14764.29628	0.027828	3759.57	16.42	178392.9	
	0.0232	0.5	0.000423		375.5284	11455.05746	0.029765	45.458	1.6	4887.0524	
6	0.0144	0.855	0.000163	0.165914284	1018.753	19288.47638	0.025986	804.652	1.43	51789.395	253778.5081
	0.018	12.24	0.000254		652.0019	15430.78111	0.027511	3996.11	15.74	186792.51	
	0.0232	1.33	0.000423		392.4804	11972.15775	0.029414	130.523	1.6	5338.2304	
7	0.0144	0.79	0.000163	0.168980789	1037.582	19644.97492	0.025866	767.67	1.43	53721.477	253778.5081
	0.018	12.49	0.000254		664.0525	15715.97994	0.027381	4209.85	14.99	184528.51	
	0.0232	0.55	0.000423		399.7344	12193.43271	0.02927	55.7152	1.6	5537.3813	
7	0.0362	27.5	0.001029		164.1838	7814.575659	0.033091	340.502	3.1	1153.9605	

Figura 4-15. Muestra de programación en visual basic

Una vez realizado la organización de datos experimentales y el tratamiento de la radiación, se continúa con el uso del software Matlab, espacio en el que se programó las diferentes ecuaciones para la evaluación térmica, allí se ingresan los datos restantes de la medición, tales como la temperatura de entrada al módulo y la temperatura ambiente. Finalmente se obtiene una temperatura de salida del colector o del módulo del arreglo para compararse junto con la programación realizada en Visual Basic de Excel en donde se valida experimentalmente lo que se planteó teóricamente, aprovechando lo que se hace en primera instancia en este último software.

4.1.10 Validación experimental mediante el cálculo de errores

Para cuantificar las variaciones entre los valores calculados y medidos, se utiliza el porcentaje de error medio (PME) y el porcentaje de error medio absoluto (PMAE). El PME evalúa el porcentaje medio de la suma de los errores de las observaciones individuales. Un valor negativo de PME indica una subestimación neta mientras que un valor positivo indica una sobreestimación neta de los valores modelados. El PMAE evalúa el porcentaje de la media de la suma de las desviaciones absolutas que surgen debido tanto a la sobreestimación como a la

subestimación de las observaciones individuales. El PMAE y PME están dados por las Ecuaciones (4-19) y (4-20), donde n es el número de mediciones, mientras que C_i es el valor calculado y finalmente M_i el valor medido.

$$PME = \frac{100}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{C_i - M_i}{M_i} \quad (4-19)$$

$$PMAE = \frac{100}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{|C_i - M_i|}{M_i} \quad (4-20)$$

CAPÍTULO 5

RESULTADOS

En este capítulo se presentan los resultados de las caracterizaciones planteadas para la investigación, así como la validación experimental del planteamiento teórico del capítulo 4. Para la toma de datos experimentales se estableció un intervalo de 30 segundos, en los que se miden la temperatura ambiente, radiación, temperatura de entrada y salida del fluido en los colectores, así como el flujo másico total del arreglo. Es importante recalcar que en la investigación no se toma en cuenta otras variables como la velocidad del viento, por lo que el desarrollo del presente trabajo sirve como un punto de partida para trabajos futuros.

5.1 Caracterización hidráulica del colector solar

Esta sección se basa principalmente en la variación del flujo másico que circula por el colector. Para este procedimiento se tienen tres opciones para poder realizar la operación requerida, la primera, se basa en la variación del flujo a partir de un variador de frecuencia con el que cuenta la bomba hidráulica que suministra el flujo de agua al arreglo serie-paralelo, sin embargo, en el momento de realizar las pruebas se encontró que la variación del flujo sólo fue de un 10% con respecto al flujo total inicial. Por tal razón, se optó por maniobrar el cambio de flujo con dos opciones más, las cuales dependen de una válvula de compuerta, una instalada a la entrada y la otra a la salida de la tubería del colector individual tal como se muestra en la Figura 4-9. La causa por la que se maniobra de manera independiente cada válvula es debido a que se debe buscar el comportamiento hidráulico más adecuado, el cual se visualiza a través del que presente menos porcentaje de error medio (PME) y absoluto (PMAE), con respecto a la curva de operación dada por el fabricante del colector.

Dadas las condiciones que anteceden, se realizó una primera prueba con flujos máscicos de 18, 12, 8 y 4 litros por minuto, de modo que se obtienen los comportamientos que se presentan en la Figura 5-1, con la ayuda de curvas de regresión que tienen un coeficiente de determinación mayor a 0.99.

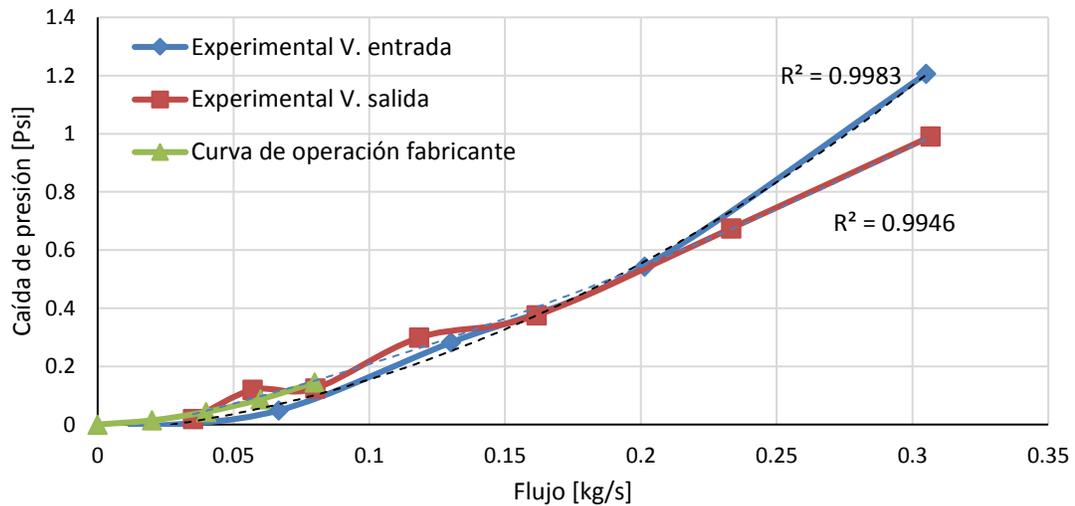


Figura 5-1. Caracterización hidráulica con maniobra de válvula de salida y entrada

El paso a seguir, fue el cálculo de los errores PME y PMAE por medio de las Ecuaciones (4-19) y (4-20), donde los valores calculados C_i , son los datos suministrados por la curva de operación del fabricante. Finalmente, el procedimiento se hizo con base en las 3 ecuaciones que se obtienen de las curvas de regresión, siendo una de ellas las que se muestra en la Figura 4-8. De lo anterior, se estima que la variación de flujo máscico al maniobrar la válvula de salida presenta el menor error, resultados que se evidencian en la Tabla 5-1.

Tabla 5-1. PME y PMAE entre curvas de regresión experimental y la curva de operación del fabricante del colector solar

Prueba	PME	PMAE
Con V. Entrada	166.5	47.5
Con V. Salida	-4.3	10.0

Una vez identificada la válvula que se debe maniobrar para continuar con la caracterización hidráulica del colector, se procede a realizar pruebas adicionales para observar si se presenta repetibilidad en los datos obtenidos, procedimiento que resultó ser favorable, de acuerdo con lo que se contempla en la Figura 5-2. En ella se observan dos coeficientes de determinación, el primero es de 0.9586, el cual corresponde a la curva experimental realizada en la Figura 5-1, junto con los demás puntos de las pruebas adicionales. De este modo, el coeficiente de determinación presentó un valor más bajo, lo cual era de esperarse porque en los procesos reales las pruebas nunca deben ser iguales. El segundo coeficiente de determinación (Figura 5-2), que se resalta de color rojo, se define al tomar únicamente el intervalo en el que viene dado la curva de operación del fabricante, encontrando que este valor es 0.8675, por lo que es una validación distinta a los errores PME y PMAE, concluyendo que el procedimiento para la caracterización hidráulica del colector solar sunpower SPA-58/11800-20 que se estipula en este trabajo, ha sido el adecuado. Hecho que también aduce que, para estudios posteriores, se podría hacer la regresión de la curva de operación dada por el fabricante para así poder trabajar con flujos máscicos mayores a los que vienen dados normalmente.

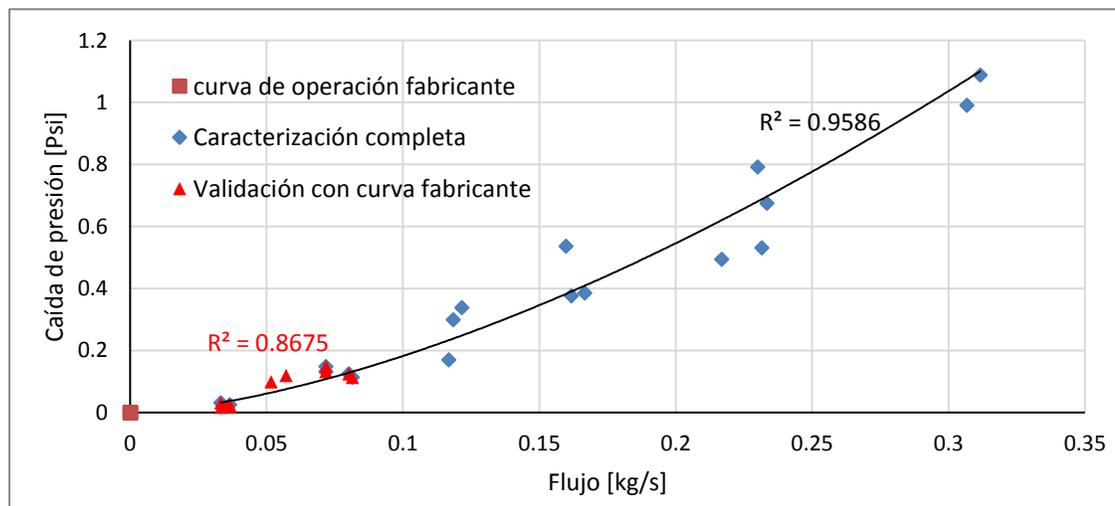


Figura 5-2. Caracterización hidráulica final

5.2 Validación experimental del método teórico para el análisis térmico

La presente sección se divide en dos segmentos. En la primera parte se detalla la validación del método teórico para el análisis térmico de la sección 4.1.2. En la segunda parte de la presente sección, se utilizó la instalación experimental que describe la Figura 4-9, en donde se tomaron datos de flujo másico en el rango desde 0.5 l/min hasta 10 l/min, los cuales, todos los días de la prueba se fueron variando de manera aleatoria, durante un espacio de tres horas. Esta variación de flujo se realizó para radiaciones mayores a 150 W/m². El procedimiento hasta ahora descrito, se planteó debido a que no se controlan las condiciones climáticas y básicamente se busca que los flujos seleccionados para la validación experimental, tomen datos en un amplio rango de radiación. Las pruebas fueron realizadas desde el mes de septiembre hasta mediados de noviembre del 2018. Es importante aclarar que hay otras variables que existen en el proceso, tales como la velocidad del aire, pérdidas de transferencia de calor por tubería, estructura del colector solar, entre otros. Son variables que no se toman en cuenta para este estudio ya que no se miden y no se evalúan, por lo que esta investigación sirve como punto de partida para futuros trabajos.

5.2.1 Validación método teórico del análisis térmico

Para la realización de la validación se tomó un día aleatorio de la base de datos con las que cuenta la planta termosolar. Datos en los que se tiene la medición de la temperatura del agua a la entrada y de salida de todos los módulos (Figura 3-1). Lo que se busca, es comparar la medición de temperatura de salida de un módulo aleatorio con la temperatura de salida calculada en los tiempos de encendido de la bomba, tal como se observa en la Figura 5-3. En ello, se observa que hay picos muy pronunciados cercanos a 100°C, esto podría deberse por los tiempos de adquisición de datos, el cual alcanzaría a tomar temperaturas de estancamiento que, por definición son aquellas en las que no hay flujo de agua

para la absorción de calor proveniente del sol, por lo que la energía se concentra y alcanza temperaturas bastante altas. Adicionalmente, también podría haber influencia por la cantidad de datos, pues entre menos haya, significa que la planta termosolar fácilmente ha alcanzado en poco tiempo los límites ya establecidos por el polideportivo, por lo que la bomba hidráulica variará los momentos de encendido, de este modo las temperaturas de los colectores alcanzarán los picos que muestra la Figura 5-3. No obstante, dentro de la totalidad del estudio, las temperaturas tuvieron un buen acercamiento, hipótesis que se valida al calcular los errores PME y PMAE, valores que se detallan en la Tabla 5-2, mostrando un resultado de error menor al 10% que establece la literatura para dar validez al método teórico planteado.

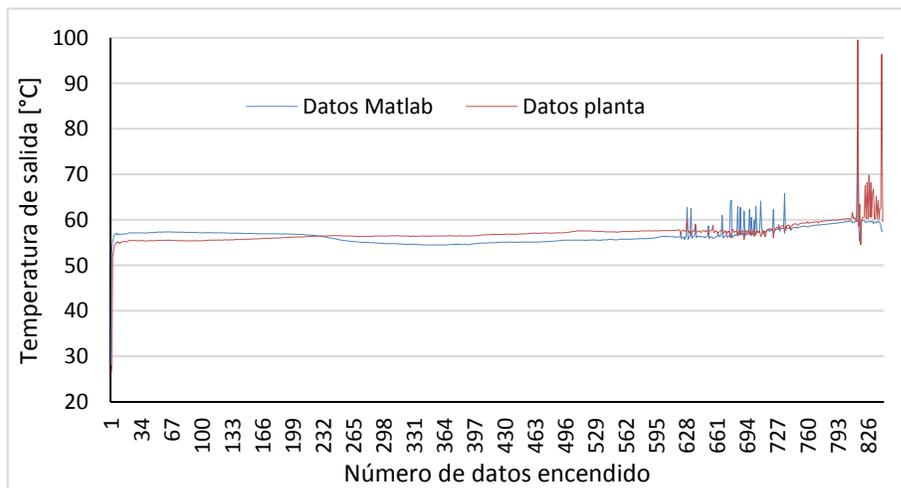


Figura 5-3. Validación del modelo teórico en un módulo.

Tabla 5-2. Errores de validación del modelo térmico teórico

PME [%]	PMAE [%]
-0.84922161	2.86153264

5.2.2 Recolección de datos inicial

Debido a que en la adquisición de información se tienen más de 50000 datos experimentales de dos meses y medio, es necesario realizar un tratamiento de la investigación de acuerdo con las condiciones que se tomaron. En primera instancia, se deben eliminar los datos donde la radiación es menor a la establecida para el estudio, 150 W/m^2 . Ahora, el paso a seguir es eliminar los datos donde la bomba hidráulica que suministra agua al colector se encuentre apagada. Por último, se debe realizar una separación de los datos de flujo másico. Proceso que se basa en tomar el mínimo flujo másico con un paso de 0.1 l/min y una tolerancia de $\pm 0.05 \text{ l/min}$, hasta un flujo máximo de 10 l/min . Cada flujo másico irá emparejado con todo el intervalo de radiación que se logró medir. En la radiación, el procedimiento varió debido a que se tuvo un paso de 10 W/m^2 y una tolerancia $\pm 5 \text{ W/m}^2$, hasta un máximo valor, el cual fue registrado de 800 W/m^2 . De este modo, el procedimiento de separación de flujo se resume en la Figura 5-4.

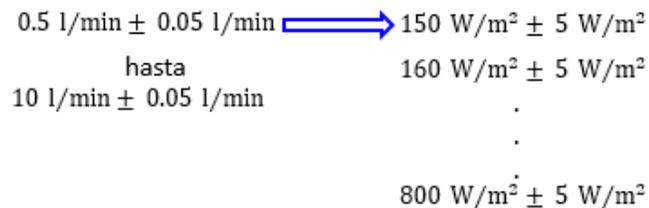


Figura 5-4. Síntesis para tratamiento de datos experimentales

En consecuencia, para tener una idea más clara de lo que representó el procedimiento de separación de flujos con la radiación, se muestra la Figura 5-5, en el cual no se logra vislumbrar un comportamiento adecuado en el análisis térmico del colector, por la dispersión de datos que presenta. Sin embargo, al graficar solamente las curvas de regresión de los respectivos flujos, tal como se realiza en la Figura 5-6, se observa que a medida que el flujo másico aumenta, la ganancia térmica del colector solar disminuye, por lo que se concluye que hay

un flujo másico que se debe restringir para no llegar al punto de no darle utilidad al colector solar.

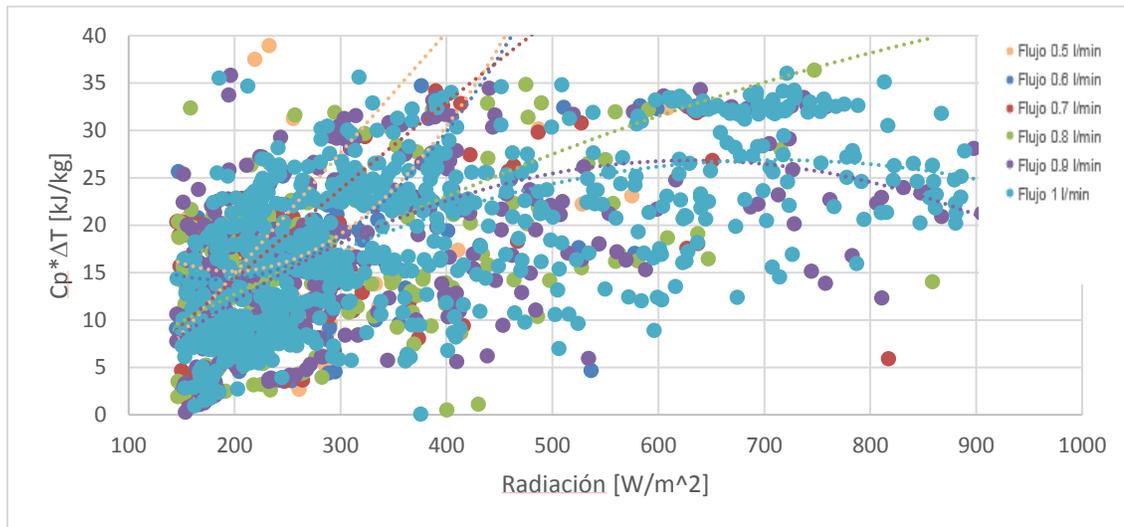


Figura 5-5. Muestra de los datos experimentales en bruto

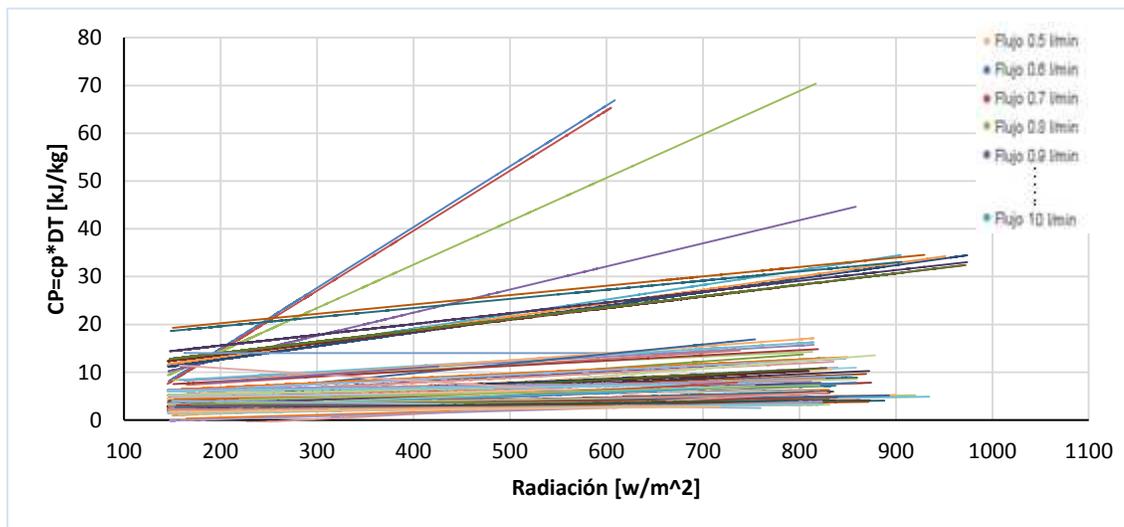


Figura 5-6. Muestra de graficas de regresión del rango de flujos másicos evaluados

Ahora bien, surge la necesidad de responder el porqué de la dispersión en los resultados experimentales. En realidad, como se comentó inicialmente, las

pruebas se realizan solamente controlando el flujo sin incidir en las condiciones ambientales del lugar, es el caso de la radiación. Como bien se sabe, este factor es bastante variable, ya sea por la posición que el sol toma en las alturas durante el transcurso del día y por la nubosidad que se pueda presentar en el lugar, tal como se ve en la Figura 5-8, por lo que un cambio repentino en esta variable no suministrará la información suficiente para observar el comportamiento térmico del colector solar, tomando un ejemplo, si se está evaluando un flujo másico de 5 l/min, teniendo como punto de interés lo que sucede con el flujo másico en una radiación de 400 W/m², no obstante, de repente la radiación paso de 700 W/m² a 100 W/m², los datos recolectados serán reales pero no válidos para el objetivo que se está buscando, pues no hubo el tiempo suficiente para que se establezca el proceso térmico. En efecto, este comportamiento es la base para desarrollar la metodología que se detalla en la siguiente sección.

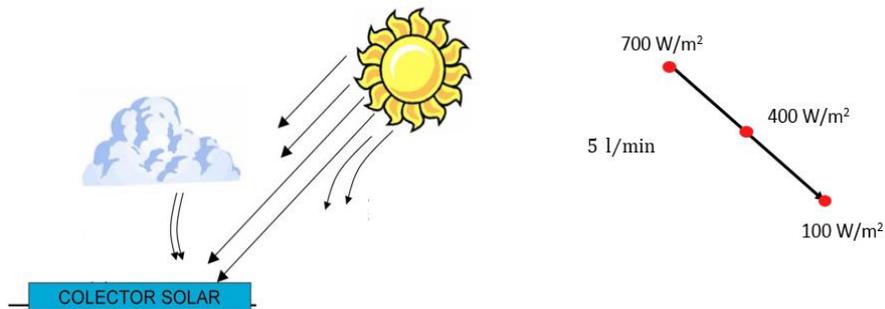


Figura 5-7. Variabilidad de la radiación

5.2.3 Metodología para el tratamiento de datos del análisis térmico

Dadas las condiciones que anteceden la presente sección, se debe buscar el procedimiento que permita descartar la información que no sea útil para caracterizar el comportamiento térmico de un colector solar, por lo que se necesita una filtración de datos adicional a la que ya se ha hecho hasta el momento. De acuerdo con la literatura, la filtración de datos experimentales consta de calcular el promedio para luego aplicar una banda que agrupe los datos

a tener en cuenta. Normalmente, el proceso lo constituye el promedio ($\bar{\mu}$) con un rango de más o menos 3 veces la desviación estándar ($\pm 3 \cdot \sigma$). Sin embargo, debido a la dispersión de los datos recolectados (Figura 5-5), la banda planteada hasta el momento con la desviación estándar establecida por la literatura, no funcionó para el presente trabajo. Razón principal por la que se opta utilizar el coeficiente de determinación R^2 de las curvas de regresión de los datos, y así poder plantear una nueva metodología a través del coeficiente que determina la calidad de la regresión para replicar los resultados.

La metodología propuesta, consiste en observar el comportamiento de una gran cantidad de datos experimentales con el objetivo de que a pesar de la dispersión que tengan, los datos puedan mostrar un comportamiento inicial, tal como se describió en la Figura 5-6. Luego, se realizan graficas con los valores de los coeficientes de determinación de las regresiones, junto con la cantidad de datos obtenidos experimentalmente del rango de flujos máscicos evaluados, tal como se muestra en la Figura 5-9. El Objetivo principal de realizar el presente procedimiento, es para encontrar un coeficiente de determinación lo más alto posible, y a su vez, esté respaldado por la mayor cantidad de datos experimentales. Motivo para que inicialmente se hagan diversos filtros de banda menores a 3 veces la desviación estándar, tales como 2.5, 2, 1.5, 1, 0.5, 0.2, 0.15 y 0.1, síntesis que se muestra en la Figura 5-8. Posteriormente, se elige el filtro de banda adecuado para la investigación, el cual resulto ser la banda de 2, ya que, en un filtro menor a este valor se obtendría información del comportamiento térmico para un solo flujo máscico y no de tres, como se logró hasta ahora en la Figura 5-10. Entre la selección, se tiene una tasa de flujo de 8.3, 6.4 y 2.3 l/min, donde cada uno presenta un coeficiente de determinación mayor a 0.8, lo cual permite darle credibilidad a lo que se obtuvo, pues son más de 30 datos continuos de 30 segundos cada uno, siendo esto aproximadamente 15 minutos del comportamiento térmico del colector evaluado en un entorno aleatorio de las condiciones ambientales, entre ellas la radiación.

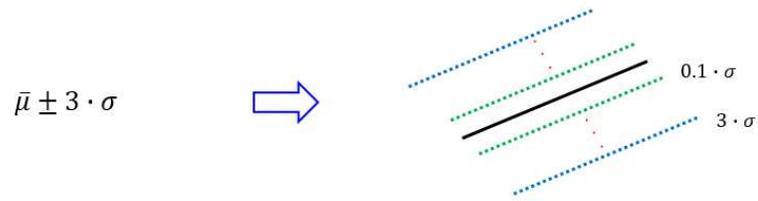


Figura 5-8. Síntesis para filtración de datos

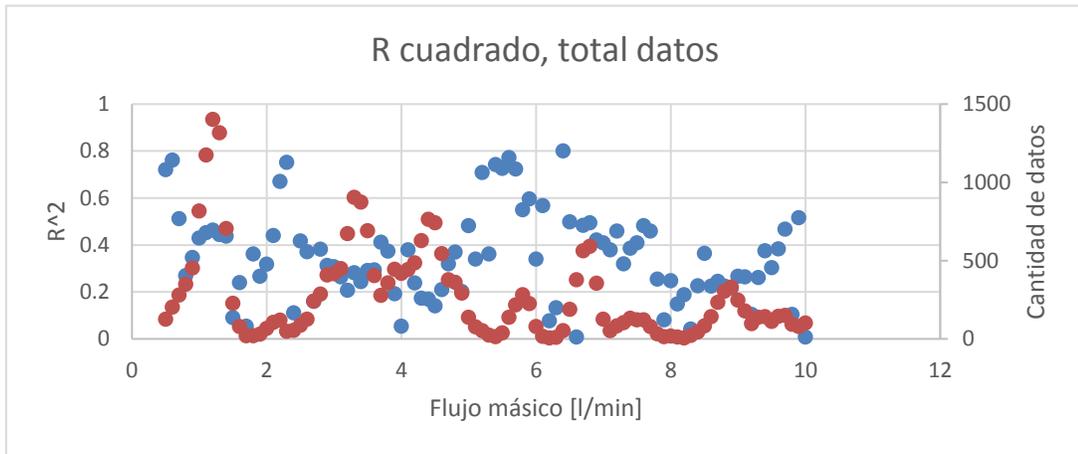


Figura 5-9. Muestra de filtración de datos a partir del coeficiente de determinación

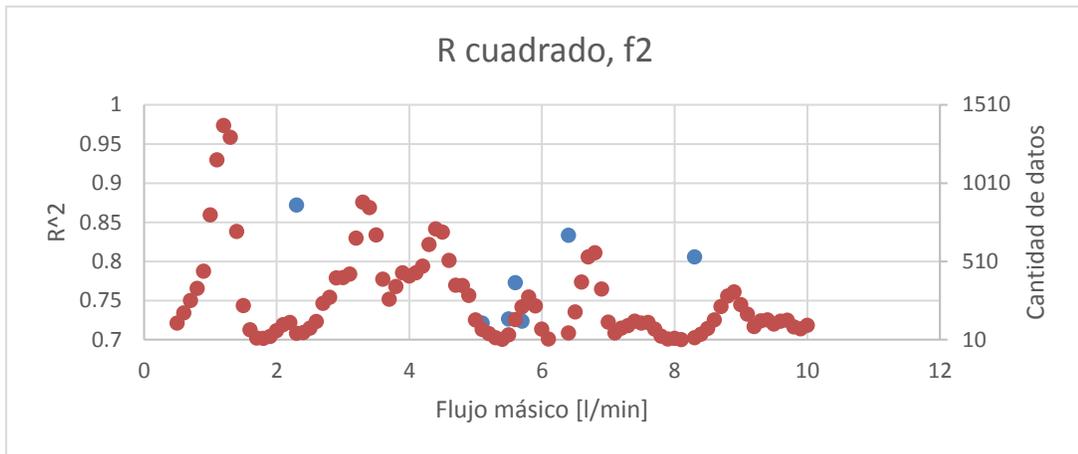


Figura 5-10. Muestra de filtración de datos con 2 veces la desviación estándar.

De este modo, se logró realizar la Figura 5-11, en el que se eliminan los datos afectados por el cambio de radiación repentino y otras variables que no se tienen en cuenta en el estudio, tales como la velocidad del viento. Finalmente, se establece una metodología frente a las condiciones climáticas. Una imagen que respalda el comportamiento descrito por los datos iniciales en la Figura 5-6, donde a mayor flujo másico la ganancia térmica será menor. En caso contrario, la proporcionalidad inversa se mantiene. Comportamiento que también se logra observar a través de la disminución de la pendiente cuando el flujo másico pasa de 2.3 l/min a 8.3 l/min en la Figura 5-11, en el cual se muestran nuevamente los coeficientes de determinación mayores a 0.8 que se obtuvieron en el procedimiento realizado con la Figura 5-10.

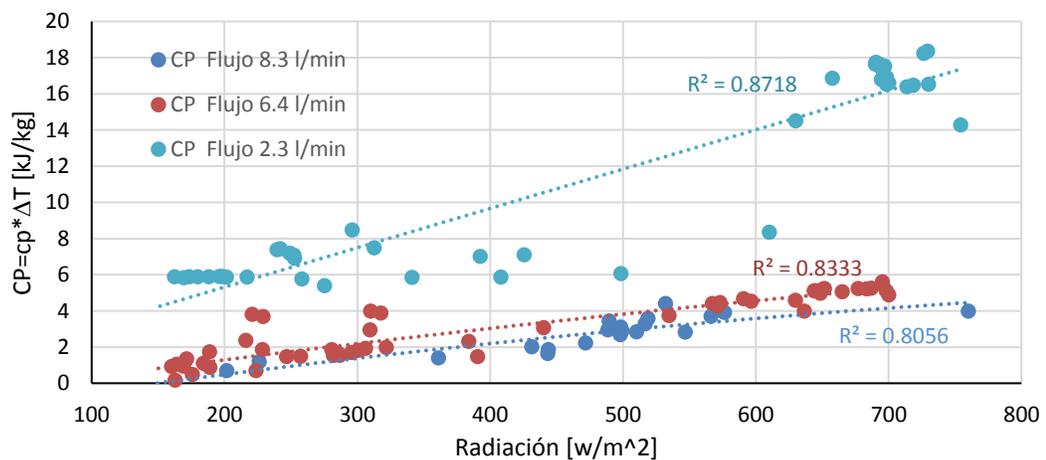


Figura 5-11. Resultados filtrados

5.2.4 Validación térmica inicial

Realizada las primeras pruebas para la caracterización térmica se procedió a realizar otras experimentaciones, como un modo para validar y buscar la repetibilidad de lo que se obtuvo en la sección anterior. Esta vez, se eligieron los días 6, 7 y 8 de noviembre con flujos másicos de 2, 4, 6 y 8 l/min, distribuyendo de manera aleatoria las tasas seleccionadas durante los tres días y en diferentes horas para abarcar un adecuado rango de radiación, en una prueba mucho más

corta que los dos meses y medio en el que se hizo la prueba inicial (Sección 5.2.2).

El menor flujo se detalla en la Figura 5-12, el cual corresponde a 2.1 l/min, con una ganancia de energía térmica dentro de un margen de 3 a 20 kJ/kg, datos que a su vez se encuentran entre un intervalo de radiación de 100-550 W/m². Lo cual representa un margen apropiado, junto con un coeficiente de determinación de 0.9664. Por otro lado, se muestra los datos que se calcularon con base en las fórmulas planteadas en la sección 4.1.2, que de acuerdo con la Figura 5-12 presenta el mismo comportamiento en aumento con la radiación de los datos experimentales.

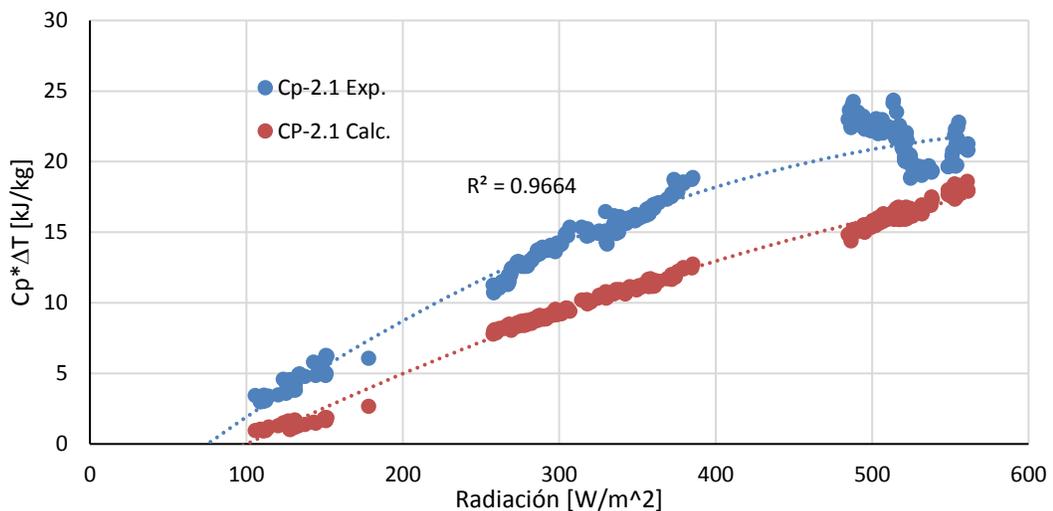


Figura 5-12. Validación experimental para un flujo másico de 2.1 l/min

En la Figura 5-13 se obtuvo datos válidos en el rango de 390-550 W/m², sólo que ahora se tiene un flujo másico de 4.2 l/min. Con ello, la ganancia térmica estuvo por debajo de 12 kJ/kg, 8 puntos por debajo del comportamiento obtenido al compararlo con el flujo a la mitad de 2.1 l/min que representa la Figura 5-12, manteniendo entonces un coeficiente de determinación por encima de 0.9 y una trayectoria conveniente para los datos calculados.

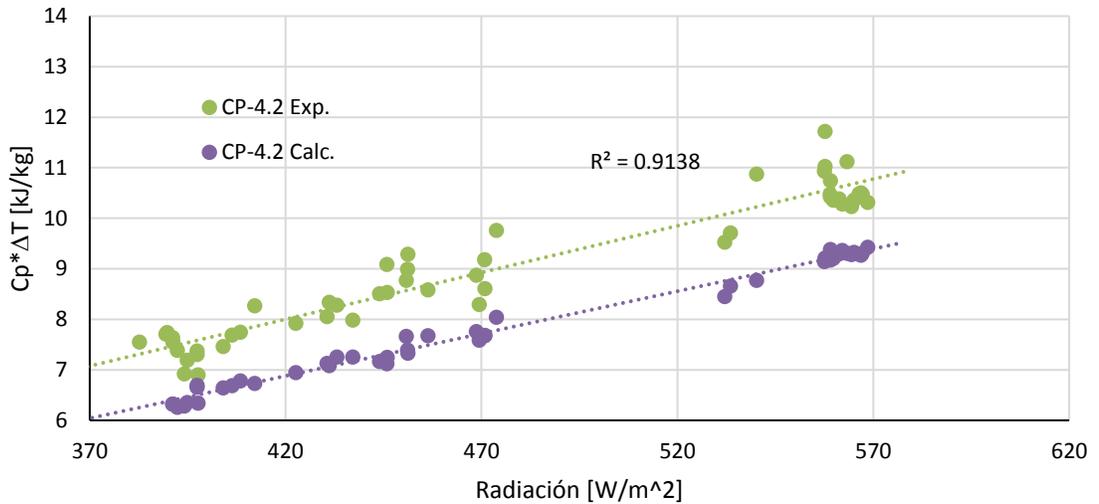


Figura 5-13. Validación experimental para un flujo másico de 4.2 l/min

Seguidamente, se tiene el comportamiento térmico del flujo másico de 6.1 l/min en la Figura 5-14, en donde nuevamente se observa que la ganancia térmica al aumentar el flujo másico se ve más reducido. En este tercer flujo evaluado, la ganancia térmica disminuyó en 2 puntos con respecto al anterior, en un rango de 6 a 8 kJ/kg. Un cambio que no es tan drástico como sucedió en la variación de flujo de 2.1 a 4.1 l/min.

Por último, se discute el flujo másico más alto que se tuvo en la evaluación realizada, el cual es de 8 l/min en la Figura 5-15. En ella se aprecia un coeficiente de determinación mayor a 0.9 con un margen de ganancia térmica pequeño de 1 a 6 kJ/kg dentro de dos rangos de radiación, los cuales no fueron continuos como en los flujos anteriores, siendo entonces de 200-350 W/m² y de 520- 550 W/m². No obstante, los valores calculados teóricamente siguen respetando la dirección trazada por los datos experimentales. La aleatoriedad de los rangos de radiación que se discutieron hasta ahora es producto de que no se controla las condiciones climáticas de la prueba.

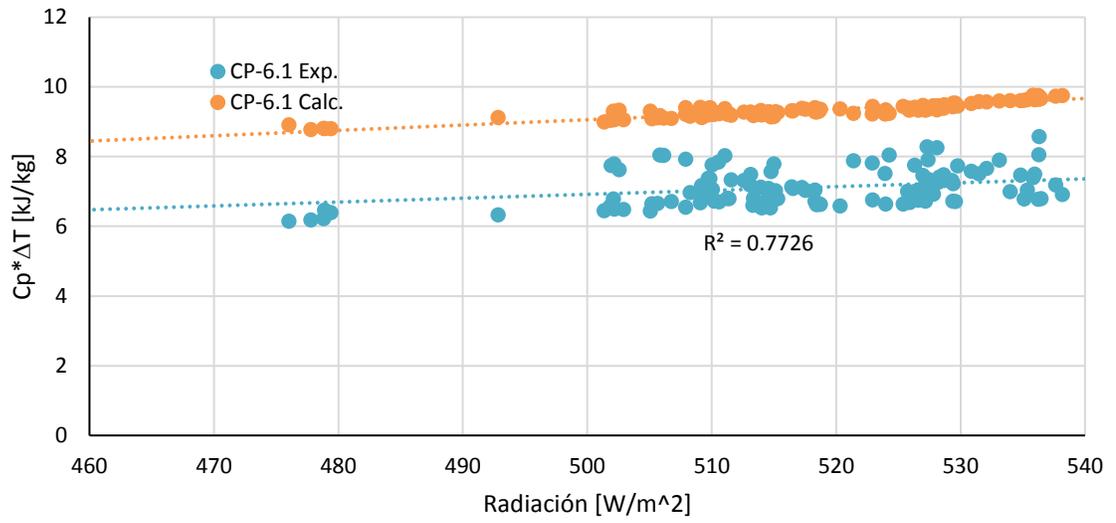


Figura 5-14. Validación experimental para un flujo másico de 6.1 l/min

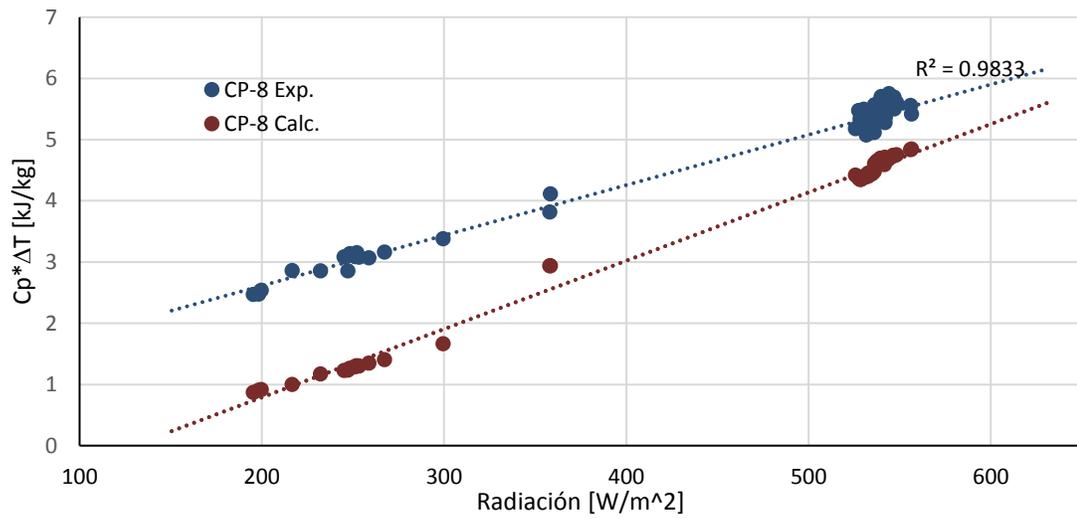


Figura 5-15. Validación experimental para un flujo másico de 8 l/min

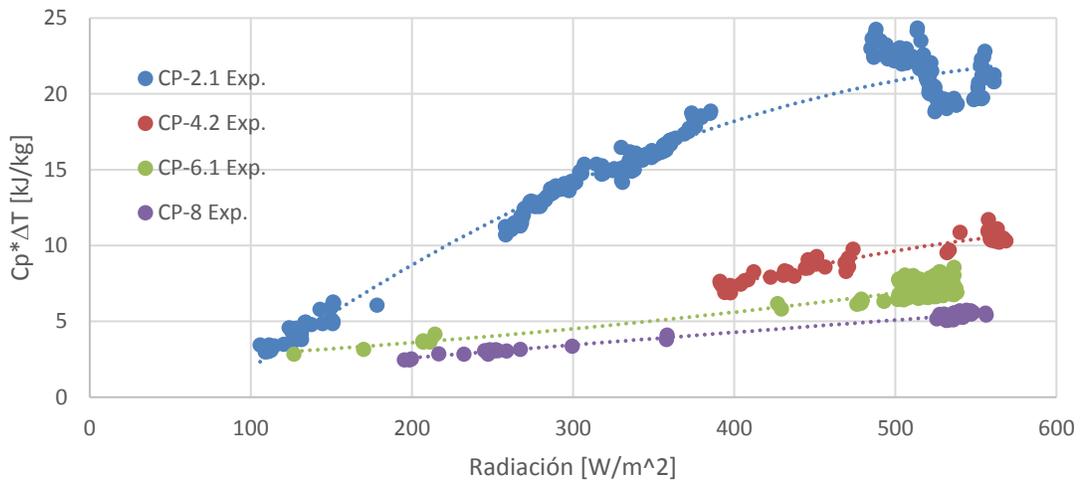


Figura 5-16. Datos experimentales agrupados de los flujos másicos evaluados el 6, 7 y 8 de noviembre.

Dadas las evaluaciones individuales de los flujos másicos planteados, finalmente se agrupan en la Figura 5-16, la cual refuerza la hipótesis en el que podría pensarse que hay un flujo másico que no es conveniente para trabajar con el colector que se encuentra evaluando, pues la ganancia térmica será mínima, es el caso del flujo de 8 l/min, pues su rango se estableció en 1 a 6 kJ/kg. Valores que al dividirse por el calor específico del agua (4.186 kJ/kg-K), se obtiene un diferencial de temperatura entre la temperatura de entrada y salida del flujo del colector entre 0.23 °C y 1.43 °C. Sólo en el caso que querer obtener el valor más alto, se obtendría si se tiene una radiación mayor a 400 W/m², por lo que su operación se vería limitada frente a otros flujos másicos de trabajo. Adicional a lo que se tiene en la Figura 5-16, es válido asegurar que se obtuvo una repetibilidad en los resultados gracias a la similitud de ganancia de energía térmica que se observa con la Figura 5-11, a medida que se varía la tasa de flujo.

Hasta ahora, sólo se ha analizado lo bien que los datos calculados siguen la trayectoria de los datos experimentales, y no de la proximidad del modelo teórico a lo real. Es por esto que se muestra la Tabla 5-3, el cual agrupa los porcentajes de errores medios absolutos (PMAE) de los flujos evaluados en la presente

sección. De acuerdo con la tabla, el modelo teórico se encuentra validado para calcular la temperatura de salida del flujo de agua que se calienta por el colector, al tener errores menores al 10%. Por su parte, la ganancia térmica CP, cuenta con valores mucho más altos, que en primera instancia no muestran justificación alguna. A raíz de lo anterior, se busca una respuesta a través de un análisis de sensibilidad que se realiza en la siguiente sección.

Tabla 5-3. Errores iniciales de la validación del modelo teórico

	Temperaturas	CP
Flujos máxicos	PMA	PMA
2.1 l/min	2.10948662	33.74241317
4.2 l/min	2.757645399	13.17268267
6.1 l/min	1.499454921	31.23749675
8 l/min	1.264092073	26.57889835

5.2.5 Análisis de sensibilidad

Hasta ahora se ha analizado ampliamente los comportamientos de los resultados experimentales a través de las secciones, dejando como conclusión la inversa proporcionalidad del flujo másico y la ganancia térmica. Por otra parte, no se ha tenido en cuenta la interpretación de las variables que intervienen en el modelo teórico para el análisis térmico (ecuación (4-8)), tales como la temperatura de entrada del flujo al colector, la temperatura ambiente y nuevamente el flujo másico, sólo que esta vez, es teórico. A su vez, la presente sección se elige para dar respuesta al margen de error tan amplio que se tuvo en el modelo cuando se quiso evaluar la ganancia térmica (CP) en la sección 5.2.4.

5.2.5.1 Efecto de la temperatura de entrada

Para el análisis se proponen 3 casos que utiliza los parámetros iniciales que se muestran en la Tabla 5-4. Los cuales tienen valores iguales para el flujo másico y la temperatura de entrada, a diferencia de la temperatura ambiente, las cuales se planteó con un diferencial de 10 grados centígrados, teniendo como punto de partida el caso 1, con una temperatura de 15 °C. El procedimiento se plantea

para observar el comportamiento de las variables planteadas con respecto a una capacidad térmica ($C_p \cdot \Delta T$) en función de la radiación (ver Figura 5-17).

Tabla 5-4. Parámetros en la ecuación de captación solar durante análisis de sensibilidad.

	Flujo másico [kg/s]	Temperatura de entrada del fluido [°C]	Temperatura ambiente [°C]
Caso 1	0.05	20	15
Caso 2	0.05	20	25
Caso 3	0.05	20	35

En el escenario anteriormente planteado e interpretando la Figura 5-17, se tiene una separación aproximadamente de ± 1.16 kJ/kg en la capacidad térmica para los casos 1 y 3, tomando como referencia el caso 2. Este comportamiento hace que los tres casos sean paralelos. Adicional, se debe recalcar que una temperatura ambiente mayor a la temperatura de entrada del fluido, caso 2 y 3, va a permitir que haya una capacidad térmica superior. De otro modo, la ganancia térmica será menor.

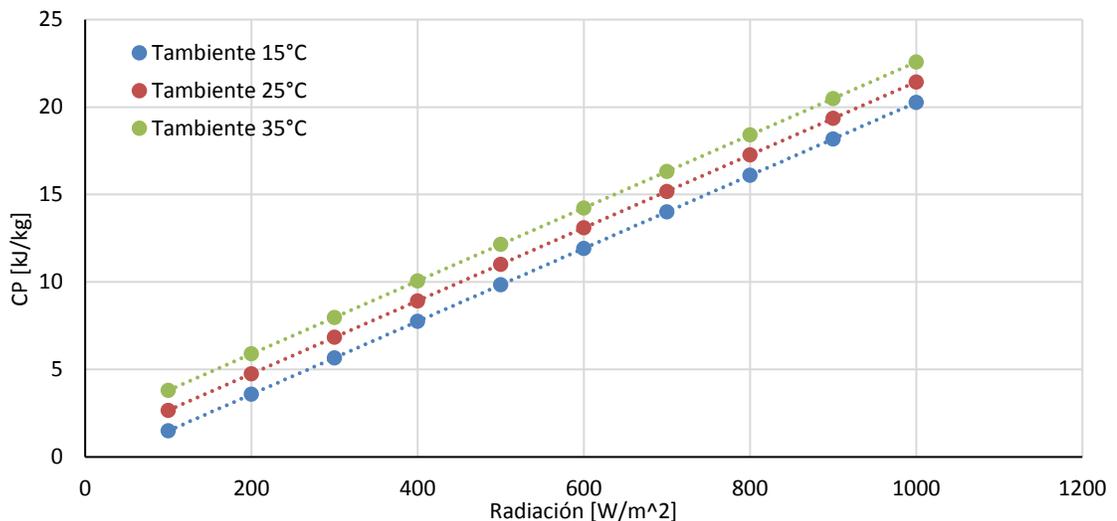


Figura 5-17. Efecto de la Temperatura ambiente en la capacidad térmica bajo un flujo másico constante de 0.05 kg/s.

5.2.5.2 Efecto de la temperatura de entrada del fluido al colector

Ahora bien, se toma los casos 4, 5 y 6 de la Tabla 5-5 en donde se tienen condiciones similares a los tres primeros casos, solo que esta vez se varia la temperatura de entrada del fluido al colector y se mantiene constante la temperatura ambiente. De este modo, se obtuvo la Figura 5-18. el cual muestra que tener en valores bajos la temperatura de entrada del fluido, implica obtener una capacidad térmica más grande. Al igual que los primeros casos, también se tuvo un comportamiento paralelo con una separación igual de ± 1.16 kJ/kg, tomando esta vez como referencia el caso 5. Cabe agregar que, al tener una temperatura de entrada alta, se debe tener cuidado para evitar que la carga térmica resulte negativa en radiaciones bajas como lo es el caso 6, por lo que es importante observar los límites de radiación en los que se tenga ganancia de energía para un adecuado encendido de la bomba hidráulica que impulse el paso de agua por el colector cuando el control está función de la radiación, tal como se tiene en el calentador de agua por energía solar de FIME.

Tabla 5-5. Parámetros en la ecuación de captación solar durante el cambio de temperatura de entrada del fluido al colector.

	Flujo másico [kg/s]	Temperatura de entrada del fluido [°C]	Temperatura ambiente [°C]
Caso 4	0.05	15	20
Caso 5	0.05	25	20
Caso 6	0.05	35	20

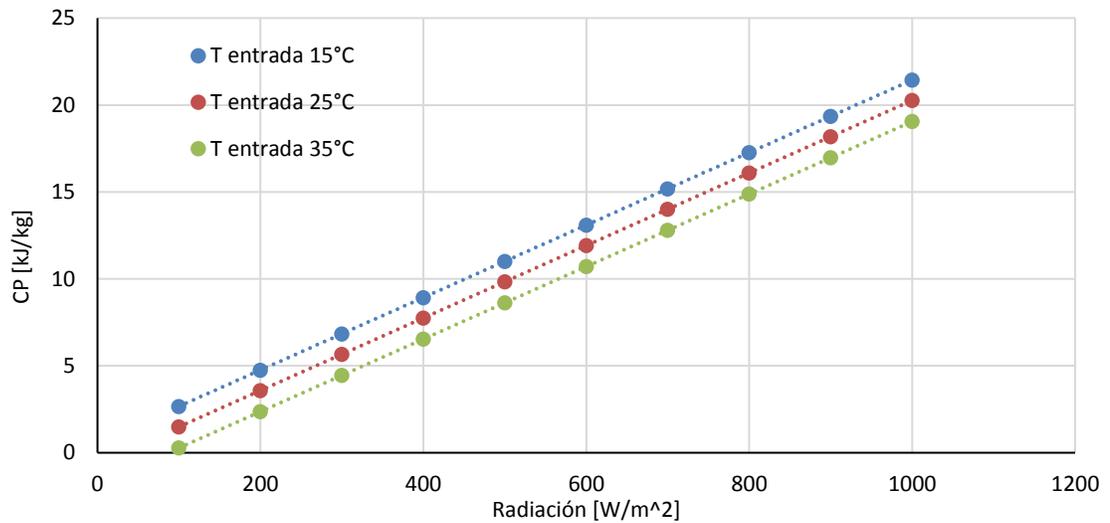


Figura 5-18. Efecto de la Temperatura de entrada al colector.

5.2.5.3 Efecto del flujo másico

En la presente sección se tiene los casos de la Tabla 5-6 en donde la temperatura de entrada y de ambiente se toman constantes, con valores de 20 °C y 25 °C respectivamente. Lo que se busca, es observar el comportamiento de la energía térmica con respecto a la radiación al verse afectado por un cambio de la tasa de flujo másico que circula por el colector. Por lo anterior, se toma un flujo másico de referencia con un valor de 0.05 kg/s, con una temperatura de salida del flujo de 20.66°C, valor que se obtiene al usar la ecuación (4-8) para una radiación de 100 W/m² (caso 7 en la Tabla 5-6).

A diferencia de los primeros dos análisis de sensibilidad en el que se graficó el cambio térmico por variar ya sea la temperatura ambiente o la temperatura de entrada del fluido al colector. Para el flujo másico se toma un diferencial de 0.03 °C en la temperatura de salida; en donde el caso 8, se calculará la temperatura de salida menor y por consiguiente el caso 9, la mayor (Tabla 5-6). Finalmente, utilizando la función objetivo de Visual Basic, se obtiene que, para alcanzar una temperatura mayor, el flujo másico debe ser menor, siendo este de 0.0343 kg/s. Ya en el caso contrario, el flujo másico debe ser mayor, con un valor de 0.0929

kg/s. Ahora bien, al observar la Figura 5-19, se tiene que un flujo másico menor tendrá la mayor pendiente comparada con los otros dos. Hecho que sirve como estrategia para mantener un nivel de temperatura requerido en el suministro de agua caliente de acuerdo con la demanda que es variable en el transcurso del día en el polideportivo, así como la variación en las condiciones climáticas del cualquier lugar.

Tabla 5-6. Parámetros en la ecuación de captación solar durante el cambio de flujo másico en el colector.

	Flujo másico [kg/s]	Temperatura de salida del fluido [°C]	Radiación [W/m ²]
Caso 7	0.0929	20.36	100
Caso 8	0.05	20.66	100
Caso 9	0.0343	20.96	100

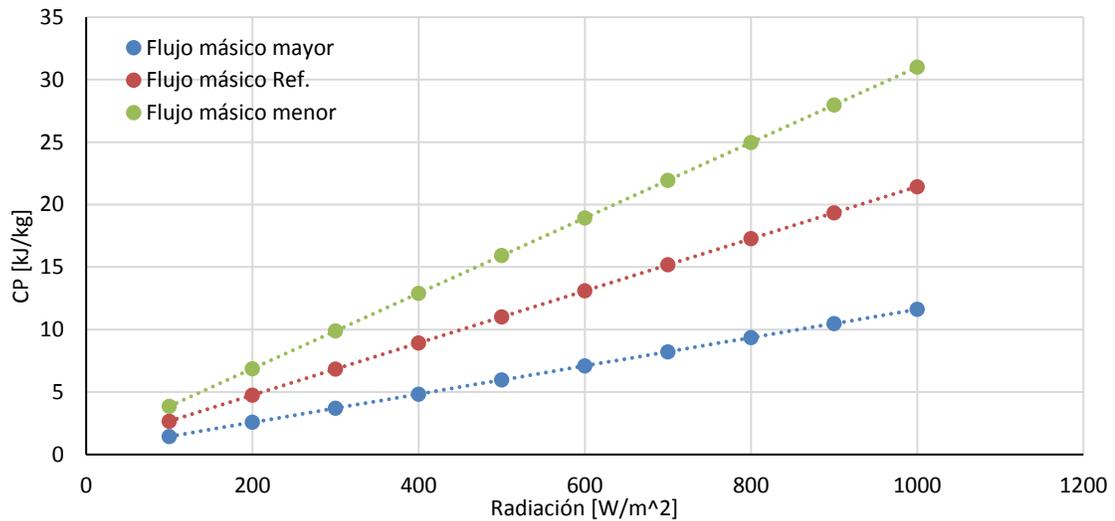


Figura 5-19. Igualación de ganancia térmica con variación del flujo másico

5.2.6 Validación experimental ajustada

Bajo la representación de los altos errores obtenidos para el cálculo de la ganancia térmica teórica con respecto a los datos reales en la Tabla 5-3, junto

con el análisis de sensibilidad que se realizó, en donde el flujo másico y la temperatura de entrada resultan ser de mayor impacto en los resultados, se abre la posibilidad de hacer un ajuste a los cálculos obtenidos inicialmente en las Figuras 5-12 a 5-15. Una variación que tiene como objetivo, dar un mayor acercamiento a los resultados de los datos calculados. Este procedimiento se hizo con base en los márgenes de error de los instrumentos que se utilizaron en la experimentación.

Para los termopares tipo bayoneta se tienen una exactitud de $\pm 2.2^{\circ}\text{C}$ (ver Tabla 3-1). Por lo que es un margen que se puede utilizar para hacer una corrección por los 3 termopares utilizados. Además, se le debe sumar el cambio que se tendría en la temperatura al tener en cuenta las pérdidas de calor por la tubería, ya que no se contó con un aislamiento adecuado. Finalmente, realizando una sumatoria de los diferentes factores comentados, se realizó un ajuste aproximado de 10°C en las temperaturas. Ya en el caso del flujo másico, la exactitud que presenta el fabricante es de $\pm 0.8\%$ del valor medido. En el marco de las distintas observaciones, resulta oportuno observar lo que sucede a los datos calculados con estos nuevos valores ajustados, por lo que se muestran la Figura 5-20 con una menor discrepancia de los datos calculados con respecto a lo experimental. Hecho que también se corrobora mediante el cálculo de errores de la Tabla 5-7, ya que se cumple con valores cercanos al 10% del modelo real.

Tabla 5-7. Errores con la ecuación del modelo térmico teórico ajustado

	Temperaturas	CP
Flujos másicos	PMA	PMA
2.1 l/min	0.763444362	9.892376718
4.2 l/min	0.430884958	8.93431584
6.1 l/min	0.258088612	7.751492792
8 l/min	0.261188644	12.10817931

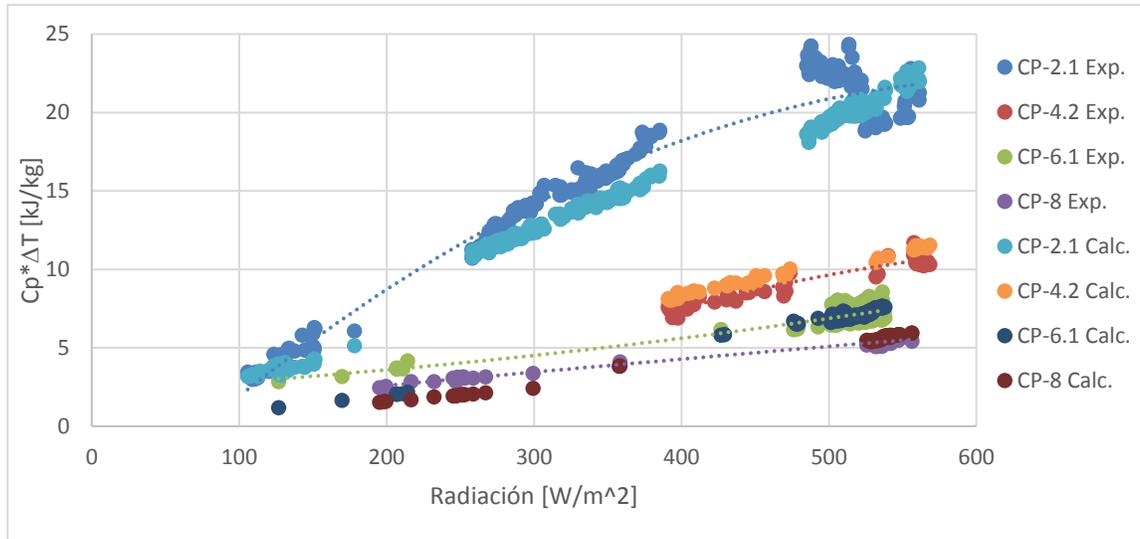


Figura 5-20. Ajuste cálculo teórico para un flujo másico de 2.1 l/min

5.3 Validación experimental de la distribución de flujo y comportamiento térmico en el arreglo serie-paralelo

Una vez finalizado la caracterización hidráulica y la validación del modelo teórico para el análisis térmico de un colector solar de tubos evacuados tipo heat-pipe, se procede a dar continuidad a la investigación termo-hidráulica, esta vez en una proporción mayor junto con el algoritmo de distribución de flujo en un arreglo serie-paralelo.

5.3.1 Flujo másico en el arreglo serie-paralelo

Como ya se ha comentado, son 35 colectores de tubos evacuados tipo heat-pipe que se encuentran conectados en un arreglo serie-paralelo. La presente sección busca dar validación experimental al planteamiento realizado en la sección 4.1.1. Para lograrlo, se tomaron 5 días aleatorios en los que se observa una variabilidad de la radiación (Figura 5-21), ya que no pudo lograrse una curva de radiación constante durante el tiempo de adquisición de datos en los que los instrumentos se encontraban en 100% de su operatividad. En este proceso, nuevamente se realizó las mediciones de las variables que se tomaron cuando se hizo el estudio

al colector individual, sólo que esta vez se hace para cada módulo que comprende 5 colectores solares en serie. Tales medidas fueron para la temperatura de entrada y salida del fluido por cada módulo junto con la radiación horizontal que reciben. Esta vez, se agrega la medición del flujo total que llega al arreglo, para que finalmente, se realice la validación experimental del planteamiento teórico que combina lo térmico junto a lo hidráulico, mediante la comparación entre las temperaturas de salida que cada módulo logró obtener.

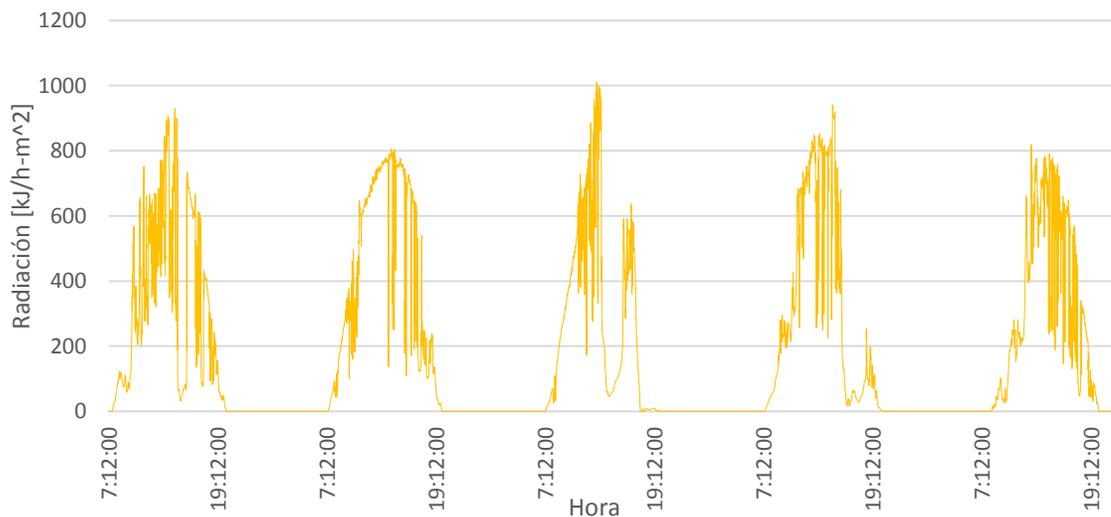


Figura 5-21. Días 5,6,7,8 y 9 de Julio de 2018 para validación experimental en arreglo serie-paralelo.

El tiempo de recolección de datos fue de 30 segundos durante los 5 días seleccionados. En este punto, es importante comentar que el algoritmo desarrollado es válido para cuando la bomba hidráulica se encuentra en funcionamiento, por lo que para el tratamiento de datos se ignora los puntos en los que se encuentra apagada, de los cuales se pueden presentar por tres casos. El primero, es porque la bomba hidráulica no está programada para funcionar durante las noches, aun así, el sistema de adquisición de datos guarda esa información. En segundo lugar, puede apagarse gracias a que la planta termosolar ha alcanzado los límites de temperatura para suministro de agua caliente, 60 °C en el tanque de almacenamiento. Por último, puede deberse a

que no hay una radiación mayor a 150 W/m^2 . En efecto, se obtuvo los resultados experimentales que se observan en la Figura 5-22, en el cual se relaciona la radiación de los días evaluados, presentando diversos picos durante el día y que recaen dentro de un rango de $300\text{-}900 \text{ W/m}^2$. También, se puede percibir las temperaturas de salida para cada módulo, los cuales tuvieron una tendencia en aumento durante el transcurso del día, dentro de un intervalo de 52 a $63 \text{ }^\circ\text{C}$. Son entonces los módulos 1 y 5 los que presentan el menor aumento de temperatura durante su operación, de hecho, no se alcanza a distinguir la diferencia entre estos módulos por la proximidad que presentan en la gráfica. Asimismo, hay un comportamiento similar para los módulos 6 y 2. No obstante, los módulos 7, 3 y 6 presentan una separación más visible. De este modo se puede hablar de una secuencia en función de la temperatura alcanzada en sentido de menor a mayor flujo másico, clasificándose de la siguiente manera, módulo 7, 6, 2, 3, 4, 1 y 5. Ahora bien, se procede a realizar el cálculo de distribución de flujo en el arreglo, el cual será discutida en las siguientes dos secciones.

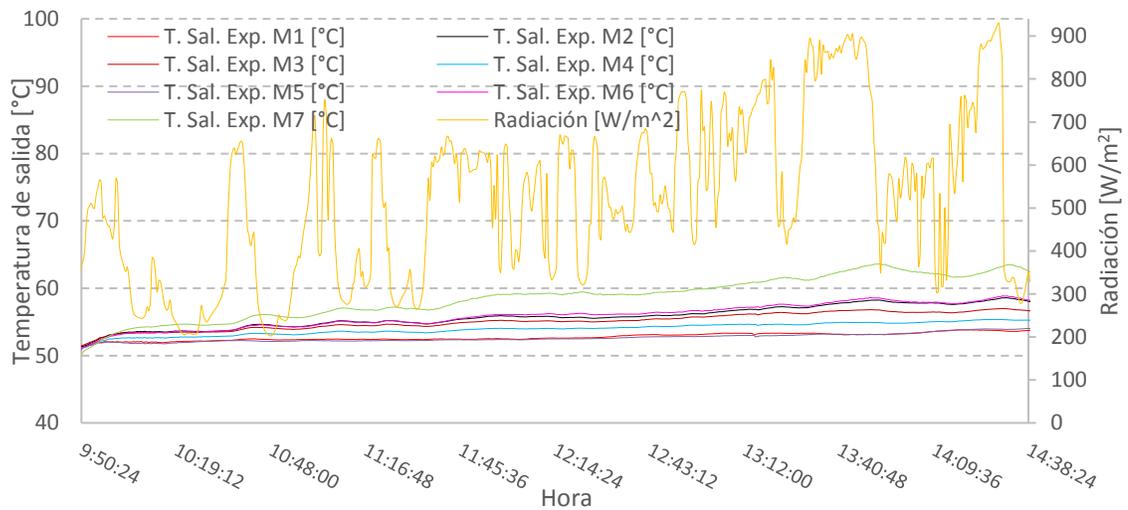


Figura 5-22. Datos Experimentales día 1.

5.3.2 Validación experimental de un módulo en distintos días

Hasta ahora, sólo se ha discutido lo que se ha obtenido experimentalmente en todos los módulos de colectores solares, por lo que esta sección comprende la primera parte de la validación del modelo teórico en el arreglo serie-paralelo, el cual consiste en tomar un solo módulo, que en este caso será el número cuatro y que hace parte de la cuarta línea en paralelo que se observa en la Figura 5-23, para observar la temperatura de salida real y la que se calcula durante 3 de los 5 días evaluados. La Figura 5-24 muestra los resultados para el día 1, junto con la radiación que se presenta. Al Inicio del día, así como al final, se observa una cercanía que sólo se diferencia por los picos de temperatura que se presentaron durante la prueba. Sólo en el intervalo de horas, entre las 12 del mediodía hasta las 14 de la tarde, hay una separación bastante visible. No obstante, los resultados estuvieron muy cercanos durante todo el transcurso del día a pesar de la gran transitoriedad que se tuvo con la radiación.

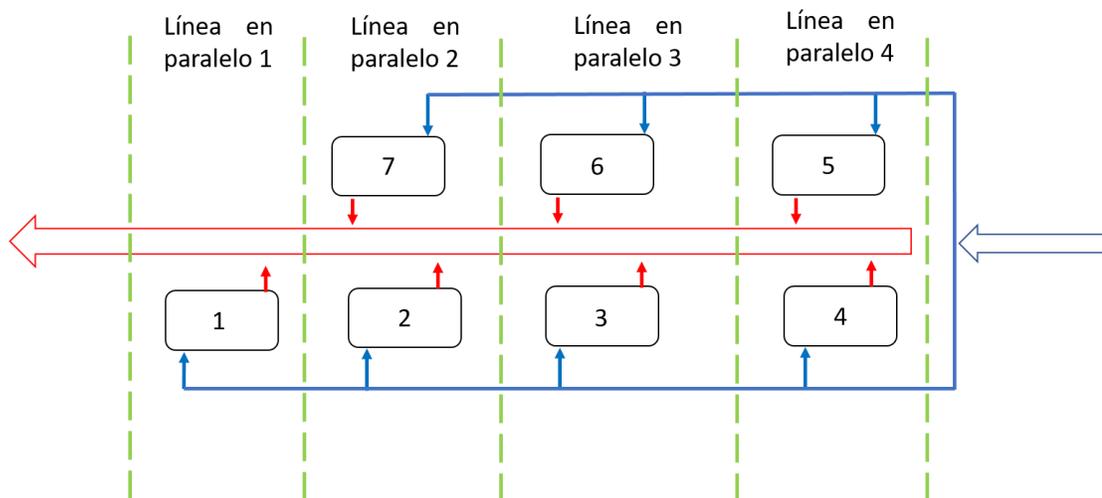


Figura 5-23. Líneas en paralelo del arreglo.



Figura 5-24. Datos Experimentales Módulo 4, día 1.

En el día 3, el cual se muestra en la Figura 5-25, el tiempo de recolección de datos fue menor que la anterior, sólo se logró obtener información hasta las tres de la tarde, el resto, fue un tiempo en el que la bomba hidráulica que suministra agua al arreglo de colectores se mantuvo apagada, esta vez no fue por un horario nocturno, ni porque hubo poca radiación, sólo fue que la temperatura de agua caliente en el tanque de almacenamiento fue alcanzada, por lo que hay un horario en el que hubo energía solar que fue desaprovechada. Se observa también diferentes picos en la temperatura de salida experimental para este módulo, los cuales muestran que hubo mucha alternancia entre el encendido y apagado, por lo que se puede tomar como otra prueba para demostrar el exceso de energía que se presenta con el actual arreglo. Ahora bien, se muestra los datos recolectados para el día 5 en la Figura 5-26. En ella se puede observar que los picos mínimos de radiación muestran picos máximos en las temperaturas reales del módulo, que a su vez describen temperaturas de estancamiento. Ahora bien, cuando se habla de porcentajes de errores medios, se tiene que para los 3 días evaluados para el mismo módulo tiene valores pequeños entre lo que se mide,

frente a lo que se calcula. Porcentajes que en promedio tiene 3.1%, y que se resumen en la Tabla 5-8.

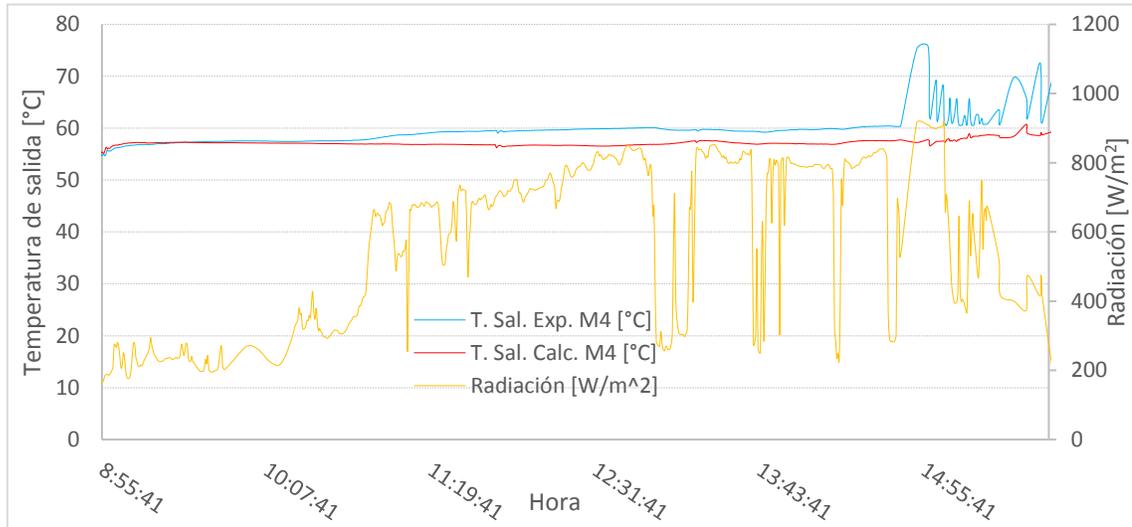


Figura 5-25. Datos Experimentales Módulo 4, día 3.

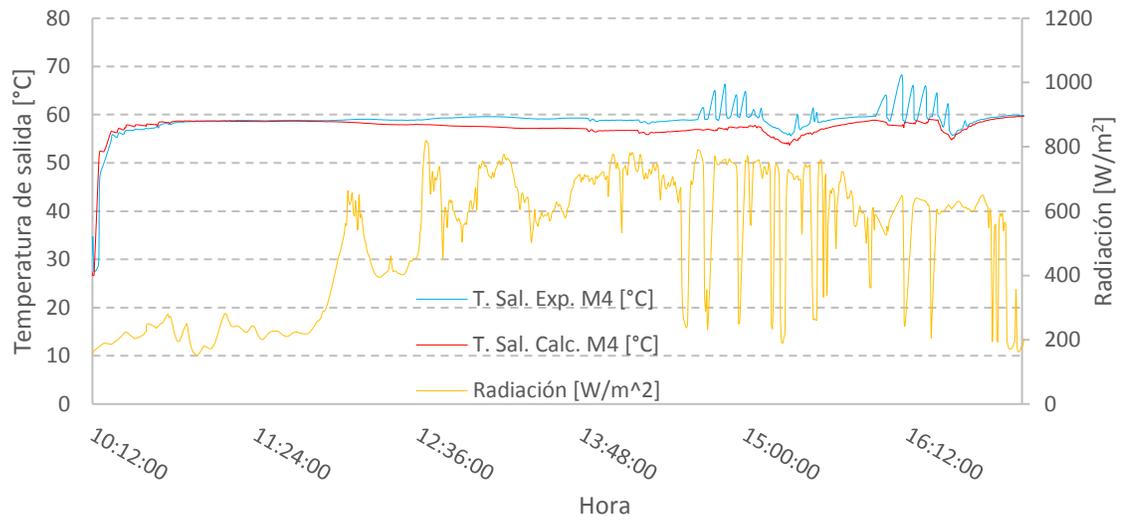


Figura 5-26. Datos Experimentales Módulo 4, día 5.

Tabla 5-8. Errores encontrados para el módulo 4 en 3 días de los 5 que se evaluaron.

Módulo 4	Día 1	Día 2	Día 3
	PMAE	PMAE	PMAE
	2.370532202	3.834683556	3.086161504

5.3.3 Validación experimental de distintos módulos en un solo día

Gracias a que hay 4 líneas en paralelo, en donde el módulo 4 hace parte de la última línea (Figura 3-1), el cual fue evaluado en la anterior sección; se procede a seleccionar 3 módulos diferentes para observar desde otro punto de vista la validez del modelo teórico general durante un solo día. Por lo que se decide seleccionar el módulo 1, 7 y 3, retomando de este modo todas las líneas en paralelo restantes. Para empezar, se muestra lo que sucede con el módulo 1 en la Figura 5-27, en el cual hay una gran concordancia en los resultados calculados y medidos. Para el módulo 3 y 7, que se muestran en la Figura 5-28 y Figura 5-29 respectivamente, se presenta una separación mucho más visible durante el transcurso de la prueba con diversos picos de temperatura.

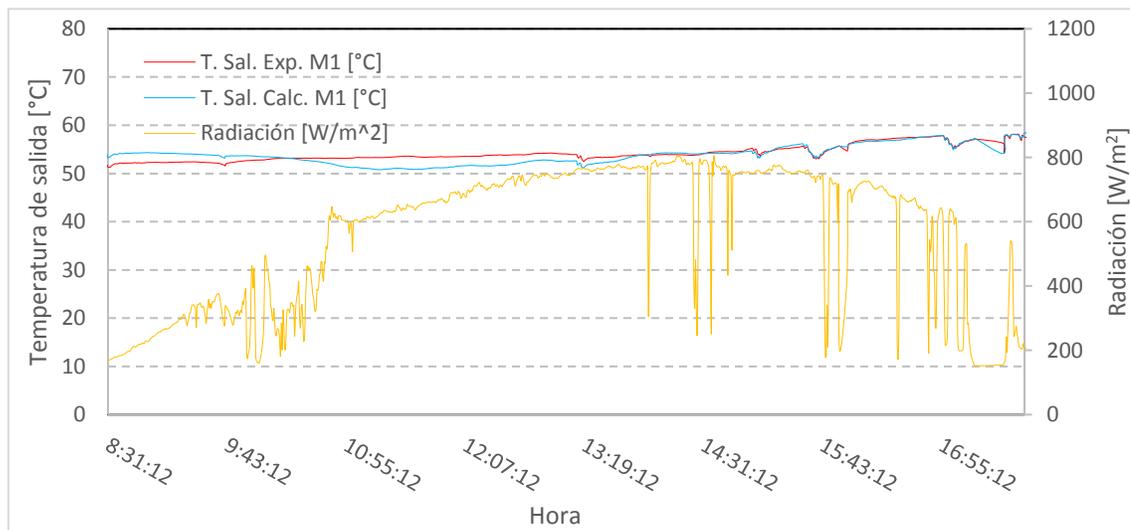


Figura 5-27. Datos Experimentales Módulo 1, día 2.

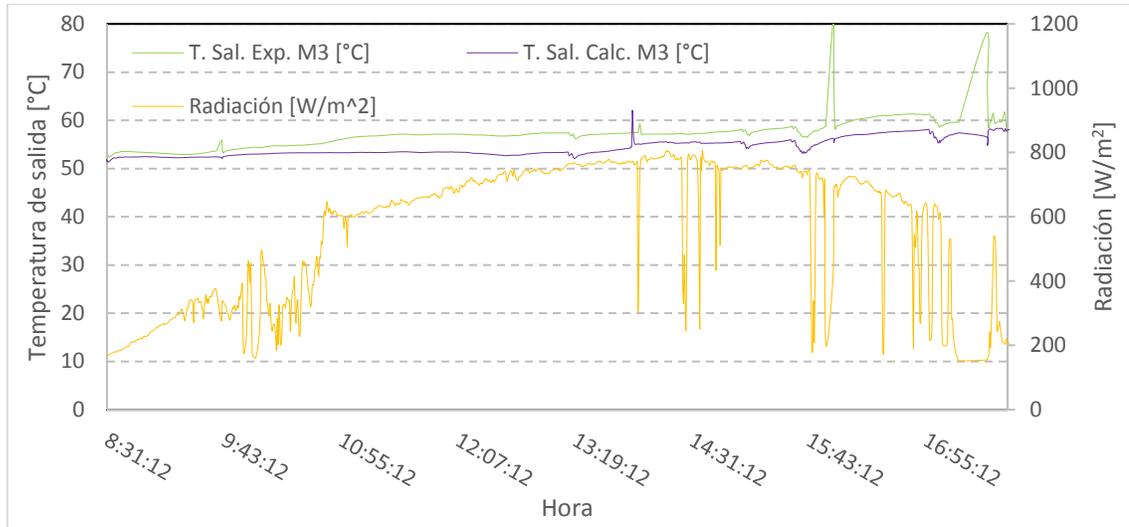


Figura 5-28. Datos Experimentales Módulo 3, día 2.

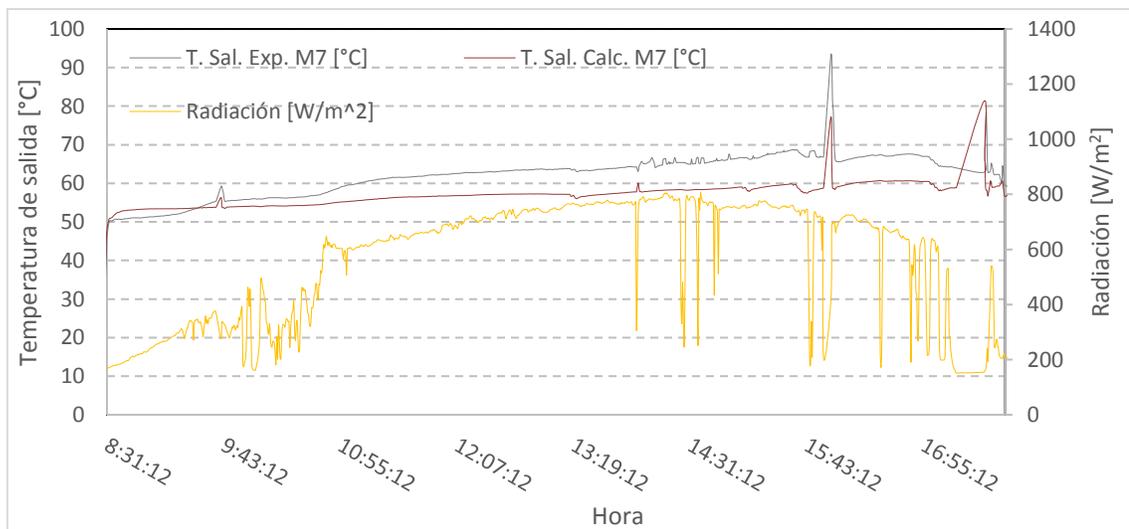


Figura 5-29. Datos Experimentales Módulo 7, día 2.

En definitiva, los errores de los datos calculados están por debajo del 10% tal como se puede corroborar en la Tabla 5-9. De acuerdo con el signo negativo que presenta en su totalidad los porcentajes de errores medios (PME), muestra que el modelo teórico aquí planteado está subestimando los valores de la medición. En la tabla también se observa como algunos módulos tienen errores mucho más altos, por lo que podría deberse a que hay más restricción de flujo en unos ramales que otros. Teoría que se comprueba a partir de que en algunas partes

de la tubería del arreglo se presenta un exceso de termofusión en la construcción de la configuración tal como lo muestra la Figura 5-30, sin embargo, es un proceso difícil de estudiar con precisión ya que lleva tiempo validarlo, además de que requeriría de mucho más equipo de medición para poder calcularlo. También podría agregarse otra hipótesis, ya que antes de iniciar las pruebas experimentales se tuvo que hacer limpieza de la tubería interna del arreglo, por lo que no se está exento de que en algunos módulos hayan quedado incrustaciones. No obstante, al observar los resultados en los errores encontrados, se tiene que el modelo ha sido validado en su totalidad.

Tabla 5-9. Errores individuales de cada módulo de colectores solares

Módulo	Día 1		Día 2		Día 3		Día 4		Día 5	
	PME	PMAE								
M1	-1.9	2.1	-0.9	2.5	-1.3	3.2	-1.5	1.9	-1.1	1.4
M2	-3.0	3.3	-3.7	4.1	-3.1	3.7	-3.1	3.7	-3.5	3.8
M3	-4.4	4.6	-4.9	5.2	-5.0	5.2	-4.5	4.8	-3.8	4.3
M4	-2.0	2.4	-3.2	3.8	-3.0	3.8	-3.3	3.7	-2.7	3.1
M5	-1.4	1.5	-1.5	1.6	-1.8	2.0	-0.8	0.9	-1.4	1.5
M6	-2.9	2.9	-2.8	3.2	-2.8	3.2	-2.6	2.8	-3.3	3.4
M7	-7.0	7.0	-8.0	8.8	-6.1	6.6	-7.4	7.9	-7.1	7.6



Figura 5-30. Termofusión en tubería del arreglo.

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

6.1 Conclusiones

El presente trabajo se ha enfocado en realizar una evaluación termohidráulica de un colector solar de tubos evacuados tipo heat-pipe como un modo de desarrollar nuevas técnicas que permitan analizar sistemas en el que se involucren este tipo de dispositivos. De esta manera, se caracterizó el colector solar sunpower SPA-58/11800-20 y se planteó diversos modelos teóricos.

La diferencia principal de este documento con respecto a otros estudios en las diferentes bibliografías consultadas consiste en utilizar la información del certificado de operación del colector solar de tubos evacuados tipo heat-pipe que normalmente es suministrado por el fabricante, documentos que tienen resultados de pruebas experimentales realizadas en condiciones estables. Seguidamente, se propone un modelo simple con la eficiencia instantánea para poder predecir la ganancia térmica del colector en aplicaciones transitorias y en ambientes complejos como la variabilidad de las condiciones ambientales a través de diferentes factores de corrección. Eventos como lo son las estructuras en arreglo serie-paralelo con una cantidad considerable de elementos en donde se suma la importancia de conocer la distribución de flujo. En este caso, fue realizada la validación experimental de lo teórico con 35 colectores solares que llevan más de 3 años en funcionamiento, no sin antes, haber hecho este proceso en el colector que fue caracterizado de manera individual.

Durante la labor se tuvo que realizar la puesta a punto de los colectores solares debido a que en algunos de ellos no había un flujo de agua adecuado, o, simplemente no se podía utilizar por el taponamiento total que presentaba la tubería interna. En consecuencia, se tuvo que realizar una investigación previa de los métodos de limpieza de este tipo de dispositivos a través de químicos. Se

encontró que para la aplicación de suministro de agua caliente que entrará en contacto directo con las personas, es viable utilizar un componente natural como el vinagre, el cual reacciona con las diferentes incrustaciones en altas temperaturas, condición que no es difícil de conseguir gracias a la ganancia térmica que se presenta en los colectores solares. Por otro lado, se realizó la adecuación de tuberías eléctricas metálicas exteriores para el cableado de las señales de medición de los diferentes transductores utilizados.

En el proceso de caracterización hidráulica del colector, la curva de operación con respecto a la caída de presión y la variación del flujo másico que normalmente suministra el proveedor del colector de tubos evacuados tipo heat-pipe, puede ser utilizada para el diseño de arreglos serie-paralelo, esto a pesar de que se da en un margen de flujo másico menor al que normalmente se utiliza en estructuras de mayor tamaño para aplicaciones industriales y comerciales. La mejor forma de utilizarlo se basa en realizar una regresión a la gráfica entregada por el fabricante, ya que se demostró que converge de manera similar sin puntos de inflexión. Lo anterior se comprueba con la ayuda de los altos coeficientes de determinación que se obtuvieron, siendo entonces de 0.9586 para el mayor rango de flujo másico, y de 0.8675 si se compara solamente los intervalos que vienen dados en los datos del fabricante y los diferentes resultados experimentales medidos. Ahora bien, el análisis hidráulico inicial también dejó contemplado que, para obtener un bajo porcentaje de error medio en las pruebas experimentales, se tuvo que maniobrar el cambio de flujo másico con la válvula de salida instalada en el sistema evaluado y no, con la válvula de entrada. Esto podría deberse a que la diferencia de altura que hay entre el arreglo de colectores y los tanques de almacenamiento, genera una energía potencial alta y hace que los cambios de presión sean muy diferentes a los que suministra el fabricante, por lo que maniobrar la válvula de salida para el cambio de flujo másico, resulta ser adecuada para posteriores estudios en la planta termosolar del polideportivo de FIME.

La validación experimental del método teórico para el análisis térmico forzó a que se propusiera una metodología para el tratamiento de datos experimentales debido a la variabilidad de las condiciones ambientales. A pesar de las condiciones adversas, la metodología quedó finalmente validada gracias a la repetibilidad que existe entre las pruebas experimentales realizadas en cuanto se hacía la variación del flujo másico, además, en todos los resultados siempre se obtuvo la inversa proporcionalidad entre la ganancia térmica y la tasa de flujo en el colector. Seguidamente, para un solo colector solar, el modelo teórico para el análisis térmico funcionó para determinar la temperatura de salida en diferentes condiciones de radiación con un porcentaje de error medio absoluto (PMAE) de 1.9%. Con condiciones de ajustes, teniendo en cuenta los errores de los diferentes transductores y pérdidas térmicas por tuberías, se puede alcanzar un PMAE con un valor de 0.42%. Resultados que finalmente permiten ser el punto de partida para evaluar configuraciones de serie-paralelo de este tipo de colectores. Finalmente, también se observó que, si se requiere trabajar con un colector solar individual, es preferible no trabajar con un flujo mayor a 8 l/min ya que la ganancia de energía térmica se verá muy disminuida, con una temperatura de salida entre 0.23 °C y 1.43 °C.

Por otro lado, gracias al análisis de sensibilidad realizado, se encontró que el tener temperaturas ambiente mayores a la temperatura del fluido a la entrada del colector, hará que la ganancia térmica sea adecuada, por lo que, si hay sucesos con efectos contrarios, se corre el riesgo que no exista una ganancia de energía, sino más bien pérdidas en intervalos de radiación baja. Asimismo, se debe tener cuidado con la programación de encendido de la bomba que suministra agua al arreglo de colectores para que varíe el límite de encendido de radiación y no tener escenarios en los que la energía solar no sea aprovechada, conclusiones que tienen similitudes con los resultados de Tong et al [33].

En el caso de estudio del arreglo serie-paralelo la validación experimental tuvo una discrepancia menor al 10%. Demostrándose la validez de los modelos teóricos desde el punto de vista de un solo módulo durante 3 de los 5 días

evaluados. Por lo que se obtuvo un promedio del porcentaje de error absoluto de 3.46%. No obstante, se hizo un segundo análisis, esta vez en diferentes módulos al primero que se seleccionó, de tal modo que se observara lo que pasaba en las 4 líneas en paralelo que se tiene en la configuración evaluada. Así, hubo unos módulos que tuvieron más disconformidad que otros, es el caso de los módulos 7 y 3, con PMAE de 7.1% y 4.5%. Sucesos que podrían tener justificación por las incrustaciones que aún hayan quedado en los módulos, así como de un exceso en la termofusión en diferentes partes de la tubería de conexión de los colectores, tal como se mostró durante el desarrollo del trabajo. Por lo anterior, el modelo teórico que mezcla la predicción de la energía térmica captada, junto con el cálculo de la distribución del flujo en un arreglo serie-paralelo ha sido validado.

Durante los resultados, se observó que hay intervalos de radiación en los que la planta termosolar se mantiene apagada o hay mucha alternancia con el encendido, sucesos que pueden llegar a temperaturas bastante altas por haber flujo estancado y podría haber daño en las conexiones de las tuberías, tal como alguna vez sucedió durante el procedimiento. Comprobándose de este modo el sobredimensionamiento que tiene el sistema, observación que hace que se genere la posibilidad para que el equipo con el que cuenta la facultad de ingeniería mecánica y eléctrica sea usado para otras aplicaciones tales como la refrigeración con amoníaco por ciclo de absorción, o, la generación de energía eléctrica por energía térmica. Además, de que este tipo de aplicaciones aumentará aún más la captación de la energía solar el cual se comprobó en el presente estudio, ya que se podrá maniobrar la temperatura de entrada del fluido a los colectores.

Asimismo, gracias a la obtención de la distribución de temperaturas que hay en los diferentes módulos y de acuerdo con los resultados obtenidos por Bava et al. [29], se concluye que hay una mala distribución del flujo en el arreglo serie-paralelo, debido a las diferentes temperaturas de salida que se obtuvieron, producto de una mala distribución de flujo másico, lo cual tiene como consecuencia que la eficiencia térmica caiga. Aunque la diferencia de

temperaturas entre módulos no es tan notoria, esta distribución de flujo podría llegar a mejorarse.

Finalmente, haber realizado este estudio, permite observar lo importante que es maniobrar el flujo másico para la obtención de energía térmica requerida. Por ejemplo, el hecho de que la planta termosolar tenga como objetivo suministrar agua caliente para las regaderas del polideportivo, habrá espacios en los que la demanda no exista o sea pequeña, por lo que son estos momentos en los que se pueden establecerse diferentes estrategias. La primera, si hay poca radiación y no se ha alcanzado la temperatura establecida en los tanques de almacenamiento, el flujo másico de agua que hay por los colectores podrá ser reducido para que en los sistemas de provisión de agua llegue mayor energía térmica, de este modo, se aprovechará aún más la energía solar captada y habrá menos espacio para que los sistemas auxiliares no se enciendan. No obstante, es importante que en la programación de encendido haya otra restricción, que la temperatura de entrada del fluido al colector sea mucho menor que la temperatura ambiente, de lo contrario se corre el riesgo que haya pérdidas de energía. En segunda instancia, si ya los tanques de almacenamiento tienen la temperatura máxima establecida y la radiación es alta o baja, la energía excesiva podrá aprovecharse en otras aplicaciones, realizando de este modo, sistemas híbridos. Por último, si la radiación es alta y la temperatura en los tanques es baja, gracias al sobredimensionamiento que hay en la planta termosolar, hará que las condiciones establecidas se alcancen rápidamente.

6.2 Trabajos futuros

Teniendo en cuenta la aplicación de los diferentes modelos teóricos planteados, junto con las conclusiones encontradas se podría pensar que hay varios temas que se pueden abordar posteriormente.

El primero de ellos es buscar estrategias para lograr obtener una temperatura de salida similar en todos los módulos para que la eficiencia térmica no caiga al mejorar la distribución de flujo en el arreglo.

En segundo lugar, evaluar si existen otro tipo de configuraciones serie-paralelo en el cual se pueda obtener mayor energía de la que se obtiene actualmente. Esta idea se complementa ya que al observarse un sobredimensionamiento en la planta termosolar, podría realizarse estudios para aplicaciones alternas al calentamiento de agua, tales como sistemas de refrigeración u otros.

En tercer lugar, sería realizar una investigación con el caso de estudio en donde haya variación del flujo másico para ver el comportamiento de los costos económicos al usar una planta termosolar como la que se estudió, de tal modo que haya menos uso de los sistemas auxiliares.

En cuarto lugar, se podría establecer un estudio adicional a la distribución de flujo másico en el que se involucre el tema de incrustaciones en los colectores a pesar de que se sometan a un proceso de limpieza, así como del exceso de termofusión que se presentan en las tuberías.

ANEXO A

No.	Tipo de conexión (resistencia simple)	Símbolo gráfico	Coefficiente Resistencia (R)
1	Cople		0.25
2 2a	Reducción de diámetros inmediatos Reducción de diámetros inmediatos		0.55 0.85
3	Codo a 90°		2.00
4	Codo a 45°		0.60
5 5a	Tee normal Tee reducida		1.80 3.60
6 6a	Tee normal Tee reducida		1.30 3.60
7 7a	Tee normal Tee reducida		4.20 9.00
8 8a	Tee normal Tee reducida		2.20 5.00
9	Tee con rosca central metálica		0.80
10	Conector macho o conector hembra		0.40
11	Codo con rosca metálica		2.20

REFERENCIAS

- [1] A. Jamar, Z. A. A. Majid, W. H. Azmi, M. Norhafana, and A. A. Razak, "A review of water heating system for solar energy applications," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 76, pp. 178–187, 2016.
- [2] European Climate Foundation (ECF), World Energy Council (WEC), Cambridge Judge Business School (CJBS), and Cambridge Institute for Sustainability Leadership (CISL), "Cambio Climático : Implicaciones para el Sector Energético. Hallazgos claves del Quinto Informe de Evaluación (AR5) del Grupo Intergubernamental de Expertos sobre el Cambio Climático.," p. 16, 2014.
- [3] "WHO | Climate change and health," *WHO*, 2017. [Online]. Available: <http://www.who.int/mediacentre/factsheets/fs266/en/>. [Accessed: 29-Mar-2018].
- [4] "AIG" Agencia Internacional de la Energía, "Consumo de energía procedente de combustibles fósiles (% del total)," *Estadísticas de la AIE @ OCDE/AIE*. p. <https://datos.bancomundial.org>, 2014.
- [5] Secretaría de Energía (SENER); Agencia Internacional de Energía (AIE), "Indicadores de Eficiencia Energética en México: 5 sectores, 5 retos," p. 168, 2011.
- [6] P. Sánchez Cuevas, "La energía térmica, un tema rezagado en México Mundo HVAC&R." 2016.
- [7] C. V. J. R. Arizpe Islas J. L., "SUSTENTABILIDAD EN EL HOGAR UNA REVISIÓN ENERGÉTICA," 2016.
- [8] Gas Natural Fenosa, "Informe de huella de Carbono 2010," p. 76, 2012.
- [9] Greenpeace México, "Calentadores solares: energía renovable en tu hogar," *Campaña Energía y Cambio Climático*, pp. 1–19, 2006.
- [10] "Antecedentes -Calentamiento Solar de Agua- | Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía | Gobierno | gob.mx." [Online]. Available: <https://www.gob.mx/conuee/acciones-y-programas/antecedentes-calentamiento-solar-de-agua>. [Accessed: 21-Mar-2018].
- [11] REN21, *Renewables 2017: global status report*, vol. 72, no. October 2016. 2017.
- [12] J. A. Duffie, W. A. Beckman, and W. M. Worek, *Solar Engineering of Thermal Processes, 2nd ed.*, vol. 116, no. 1. John Wiley & Sons Ltd., 1994.

- [13] S. Kumar, A. Dubey, and G. N. Tiwari, "A solar still augmented with an evacuated tube collector in forced mode," *Desalination*, vol. 347, pp. 15–24, 2014.
- [14] C. Acar and I. Dincer, "Exergetic performance assessment of an integrated solar energy system," *Int. J. Exergy*, vol. 19, no. 2, pp. 161–172, 2016.
- [15] E. Kaçan and K. Ulgen, "Energy and exergy analysis of solar combisystems," *Int. J. Exergy*, vol. 14, no. 3, pp. 364–387, 2014.
- [16] T. Sultana, G. L. Morrison, and G. Rosengarten, "Thermal performance of a novel rooftop solar micro-concentrating collector," *Sol. Energy*, vol. 86, no. 7, pp. 1992–2000, Jul. 2012.
- [17] R. Daghigh and A. Shafieian, "An experimental study of a heat pipe evacuated tube solar dryer with heat recovery system," *Renew. Energy*, vol. 96, pp. 872–880, 2016.
- [18] R. Daghigh and A. Shafieian, "Energy-exergy analysis of a multipurpose evacuated tube heat pipe solar water heating-drying system," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 78, pp. 266–277, 2016.
- [19] S. Ataee and M. Ameri, "Energy and exergy analysis of all-glass evacuated solar collector tubes with coaxial fluid conduit," *Sol. Energy*, vol. 118, pp. 575–591, 2015.
- [20] J. Ribot, R. D. McDonnell, and P. Italiana, "Testing and Analysis of a Heat-," vol. 105, no. November 1983, pp. 440–445, 2013.
- [21] J. R. Hull, "Analysis of heat transfer factors for a heat pipe absorber array connected to a common manifold," *J. Sol. Energy Eng. Trans. ASME*, vol. 108, no. 1, pp. 11–16, 1986.
- [22] K. C. Ng, C. Yap, and T. H. Khor, "Outdoor testing of evacuated-tube heat-pipe solar collectors," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part E J. Process Mech. Eng.*, vol. 214, no. 1, pp. 23–30, 2000.
- [23] F. Jafarkazemi, E. Ahmadifard, and H. Abdi, "Energy and exergy efficiency of heat pipe evacuated tube solar collectors," *Therm. Sci.*, vol. 20, no. 1, pp. 327–335, 2016.
- [24] D. N. Nkwetta, M. Smyth, F. Haghghat, A. Zacharopoulos, and T. Hyde, "Experimental performance evaluation and comparative analyses of heat pipe and direct flow augmented solar collectors," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 60, no. 1–2, pp. 225–233, 2013.
- [25] T. Zhu, Y. Diao, Y. Zhao, and Y. Deng, "Experimental study on the thermal performance and pressure drop of a solar air collector based on flat micro-

- heat pipe arrays,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 94, pp. 447–457, Apr. 2015.
- [26] T. T. Zhu, Y. H. Diao, Y. H. Zhao, and F. F. Li, “Thermal performance of a new CPC solar air collector with flat micro-heat pipe arrays,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 98, pp. 1201–1213, 2016.
- [27] Z.-H. Liu, R.-L. Hu, L. Lu, F. Zhao, and H. Xiao, “Thermal performance of an open thermosyphon using nanofluid for evacuated tubular high temperature air solar collector,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 73, pp. 135–143, Sep. 2013.
- [28] E. Analysis, “Exergy Analysis of a Vacuum Tube Solar Collector System.”
- [29] F. Bava, J. Dragsted, and S. Furbo, “A numerical model to evaluate the flow distribution in a large solar collector field,” *Sol. Energy*, vol. 143, pp. 31–42, 2017.
- [30] R. K. Mishra, V. Garg, and G. N. Tiwari, “Thermal modeling and development of characteristic equations of evacuated tubular collector (ETC),” *Sol. Energy*, vol. 116, pp. 165–176, Jun. 2015.
- [31] M. Picón-Nuñez, G. Martínez-Rodríguez, and A. L. Fuentes-Silva, “Thermo-hydraulic design of solar collector networks for industrial applications,” *Chem. Eng. Trans.*, vol. 35, no. 2012, pp. 457–462, 2013.
- [32] G. Martínez-Rodríguez, A. L. Fuentes-Silva, and M. Picón-Núñez, “Solar thermal networks operating with evacuated-tube collectors,” *Energy*, vol. 146, pp. 26–33, Mar. 2018.
- [33] Y. Tong, H. M. Kim, and H. H. Cho, “Theoretical investigation of the thermal performance of evacuated heat pipe solar collector with optimum tilt angle under various operating conditions,” *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 30, no. 2, pp. 903–913, 2016.
- [34] A. M. El-Nashar, “Heat loss through the piping of a large solar collector field,” *Energy*, vol. 31, no. 12, pp. 1684–1699, 2006.
- [35] M. Picón-Núñez, A. Morales-Fuentes, and E. E. Vázquez-Ramírez, “Effect of network arrangement on the heat transfer area of cooling networks,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 27, no. 16 SPEC. ISS., pp. 2650–2656, 2007.
- [36] S. A. Kalogirou, “Solar thermal collectors and applications,” *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 30, no. 3, pp. 231–295, Jan. 2004.
- [37] G. Saxena and M. K. Gaur, “Exergy analysis of evacuated tube solar collectors: A review,” *Int. J. Exergy*, vol. 25, no. 1, pp. 54–74, 2018.

- [38] “SUNNERGY ENERGÍAS RENOVABLES.” [Online]. Available: https://www.sunnergy.com.mx/calentadores_tipos.php. [Accessed: 16-Jan-2018].
- [39] “Solar Collector Efficiency - Apricus Solar Water Heater.” [Online]. Available: http://www.apricus.com/html/solar_collector_efficiency.htm. [Accessed: 16-Jan-2018].
- [40] “Los colectores solares de tubo de vacío | sitiosolar.” [Online]. Available: <http://www.sitiosolar.com/los-colectores-solares-de-tubo-de-vacio/>. [Accessed: 16-Jan-2018].
- [41] R. N. Morse, J. A. Duffie, C. N. Hodges, A. J. Drummond, J. A. Duffie, and G. T. Ward, *Solar energy*, vol. 13, no. April. 1970.
- [42] S. Kalogirou, *Solar Energy Engineering Processes and Systems*. 2009.
- [43] J. P. Ryan and F. Collins, “Incidence Angle Modifiers in Cylindrical Solar Collector Design,” no. June 1996, 1997.
- [44] M. J. Carvalho, P. Horta, J. F. Mendes, M. C. Pereira, and W. M. Carbajal, “Incidence Angle Modifiers: A General Approach for Energy Calculations,” *Proc. ISES World Congr. 2007 (Vol. I – Vol. V)*, vol. 1–5, pp. 608–612, 2008.