

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MORELOS
INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN CIENCIAS BÁSICAS Y APLICADAS
CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS

**“SISTEMA DE CONCENTRADORES SOLARES DE CANAL
PARABÓLICO PARA LA GENERACIÓN DE CALOR DE
PROCESO: DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y MODELADO
MATEMÁTICO”**

**TESIS PARA OBTENER EL GRADO DE:
MAESTRÍA EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS**

PRESENTA:

WASSILA AJBAR

DIRECTORES:

DR. JOSÉ ALFREDO HERNÁNDEZ PÉREZ – CIICAp

DR. BASSAM ALI - FIUADY

SINODALES: DR. ALBERTO ALVAREZ GALLEOS

DR. ARMANDO HUICOCHEA RODRIGUEZ

DR. OUTMANE OUBRAM

CUERNAVACA, MORELOS

Junio, 2018



INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN CIENCIAS BÁSICAS Y APLICADAS

Jefatura de Posgrado en Ingeniería y Ciencias Aplicadas



ASUNTO: APROBACIÓN DE TESIS
Cuernavaca, Morelos., 22 de marzo de 2018.

**Wassila Ajbar
PRESENTE**

Por este conducto le notifico que su tesis de Maestría titulada,

**"SISTEMA DE CONCENTRADORES SOLARES DE CANAL PARABÓLICO PARA LA
GENERACIÓN DE CALOR DE PROCESO: DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y MODELADO
MATEMÁTICO"**

Fue aprobada en su totalidad por el jurado revisor y examinador integrado por los ciudadanos

NOMBRE	FIRMA
Dr. Alberto Armando Álvarez Gallegos	
Dr. Armando Huicochea Rodríguez	
Dr. Bassam Ali	
Dr. Outmane Oubram	
Dr. José Alfredo Hernández Pérez	

Por consiguiente, se autoriza a editar la presentación definitiva de su trabajo de Investigación para culminar en la defensa oral del mismo.

Sin otro particular aprovecho la ocasión para enviarle un cordial saludo.

**ATENTAMENTE
"POR UNA HUMANIDAD CULTA"**

Dra. Elsa Carmina Menchaca Campos
Directora Interina del CIICAp

RESUMEN

El presente trabajo tiene como propósito presentar el diseño, construcción y modelado matemático de un sistema de transformación de calor de proceso basado en Concentradores Solares de Canal Parabólico (CCPs) empleando los tres puntos siguientes: a) los softwares de SolidWorks y AutoCAD para realizar el diseño, b) el análisis de trazados de rayos en el software Tonatiuh para corroborar que el diseño del CCP este correcto y garantizar que la irradiancia reflejada incida en el tubo receptor propuesto, finalmente, c) se desarrolló un modelo matemático en MATLAB con base en las ecuaciones gobernantes que intervienen en los procesos de transferencia de calor para estimar la eficiencia térmica del CCP, así como predecir la temperatura de salida del fluido de trabajo y encontrar la manipulación óptima del sistema variando las variables del modelo. También, este trabajo de investigación se enfoca en buscar las condiciones adecuadas para el mejoramiento de la eficiencia térmica de los CCPs. Esto, a partir del diseño de un colector solar de canal parabólico inclinado con un ángulo de 21° , un ángulo de apertura de 90° y la incorporación de un sistema de seguimiento automático de Este-Oeste con orientación Norte-Sur del sistema con el fin de aumentar la captación de la radiación solar directa así como obtener una temperatura media del fluido de trabajo para sustituir este tipo de energía térmica en el calentamiento de agua del proceso industrial. De acuerdo a los resultados obtenidos con el análisis de trazados de rayos y con la posición de la colocación del tubo absorbedor en la simulación, es la posición en la cual se tiene en el Diseño Asistido por Computadoras (CAD), se logrará que todos los rayos incidan en él. Esto garantiza que se tendrá una correcta intercepción de toda la radiación reflejada por el concentrador. El comportamiento de la temperatura real del agua a la salida del tubo absorbedor para los diferentes flujos analizados en este estudio teórico muestra que el aumento del caudal, genera temperaturas menores del fluido. Esto se debe a que la razón del flujo de calor entregado al CCP respecto al flujo másico es mucho menor conforme el flujo másico aumenta. Igualmente, se observó que el aumento del caudal comporta a un aumento en la eficiencia térmica pero la variación del caudal no tiene ningún efecto sobre la eficiencia óptica. Los valores de eficiencia térmica obtenidos para los flujos 1 y 2 l/min fueron casi similares; después se observa que la eficiencia se aumenta por el incremento del flujo en estado transitorio, en este caso de 3 l/min. Finalmente, se observó que la eficiencia térmica para los flujos 6 y 7 l/min es constante respecto a los

dos flujos anteriores. La eficiencia térmica máxima que puede lograr el sistema en las condiciones propuestas es de 72 %. El modelo muestra también que al aumento de la temperatura inicial del fluido produce una menor temperatura de salida por la maximización de las pérdidas térmicas al haber un gradiente mayor entre la temperatura inicial y la temperatura ambiente, con el fin de un decremento muy significativo en la eficiencia térmica. Se evaluó la influencia de la variación de la velocidad del viento y se observa que conforme aumenta la velocidad del viento, la temperatura del fluido cada vez es menor. Debido a esto es recomendable la implementación de la cubierta de vidrio evacuado ya que minimiza las pérdidas convectivas volviéndolas casi nulas entre sí. El diseño del CCP en SolidWorks ayuda a la optimización del tiempo y del costo también. La simulación de los rayos en Tonatiuh le ayuda a colocar el tubo absorbedor y encontrar la inclinación óptima de la instalación del colector.

ABSTRACT

The purpose of this work is to present the design, construction and modeling of a process heat generation system based on Parabolic Trough Solar Concentrators (PTCs) using three points: a) the SolidWorks and AutoCAD Softwares to carry out the design, b) the analysis of ray traces in Tonatiuh software to corroborate that the design of the PTC is correct and guarantee that the reflected irradiance affects the proposed receiver tube, finally, c) a mathematical model was developed in MATLAB based on the governing equations that intervene in heat transfer processes to estimate the thermal efficiency of the PTC, as well as to predict the output temperature of the working fluid and find the optimal handling of the system varying the variables of the model. This research work focuses on finding the right conditions for the improvement of the thermal efficiency of the PTC. This, from the design of a new parabolic trough solar collector inclined at an angle of 21° , an opening angle of 90° and the incorporation of a solar tracking system in order to increase the uptake of direct solar radiation and obtain an average temperature of the working fluid to replace this type of thermal energy in the water heating of the industrial process.

According to the results obtained with the analysis of ray traces and with the position of the placement of the absorber tube in the simulation, it is the position in which we have in the Computer Aided Design (CAD) it will be achieved that all the rays affect him. This guarantees that there will be a correct interception of all the radiation reflected by the concentrator. The behavior of the actual water temperature at the outlet of the absorber tube for the different flows analyzed in this theoretical study shows that the increase in flow generates lower temperatures of the fluid. This is because the ratio of the heat flow delivered to the CCP to the mass flow is much lower as the mass flow increases. Likewise, it was observed that the increase of the flow rate leads to an increase in the thermal efficiency but the variation of the flow has no effect on the optical efficiency. The thermal efficiency values obtained for flows 1 and 2 l / min were almost similar; later it is observed that the efficiency is increased by the increase of the flow in a transitory state, in this case of 3 l / min.

Finally, it was observed that the thermal efficiency for flows 6 and 7 l / min is constant with respect to the two previous flows. The maximum thermal efficiency that the system can achieve under the proposed conditions is 72%. The model also shows that the increase in the initial temperature of the fluid produces a lower exit temperature due to

the maximization of thermal losses due to a greater gradient between the initial temperature and the ambient temperature and with the end a very significant decrease in the efficiency thermal. The influence of the variation of the wind speed was evaluated and it is observed that according to the increase of the wind speed, the temperature of the fluid is getting smaller. Because of this, it is advisable to implement the evacuated glass cover as it minimizes convective losses, making them almost nil among themselves. The design of the CCP in SolidWorks helps optimize both time and cost. Likewise, the simulation of the rays in Tonatiuh helps you to place the absorber tube and find the optimum inclination of the collector installation.

AGRADECIMIENTOS

Es honorable para mí expresar mi agradecimiento y gratitud a todas aquellas personas que han dejado su huella, amor y conocimiento. Ya que han sido parte de este camino emprendido y que con sus virtuosos consejos, amistad y apoyo hicieron posible alcanzar una de mis metas más queridas en la vida.

- Al Dr. José Alfredo Hernández Pérez por su noble esfuerzo, dedicación, compromiso y por su gran calidez humana que lo caracteriza y a sus grandes enseñanzas tanto personales como profesionales me enseñaron a ser una mejor persona.
- Al Dr. Bassam Ali por guiarme y brindarme su apoyo para concretar este trabajo durante toda esta aventura, sobre todo por tenerme tanta paciencia.
- A los Doctores: Alberto Armando Alvarez Galleos, Armando Huicochea Rodriguez Y Outmane Oubram. Gracias por sus valiosos comentarios y aportaciones durante el desarrollo de esta Tesis.
- Agradezco a la SRE por la beca otorgada durante el tiempo de mi posgrado y la realización de mi tesis.
- Al Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas por ser parte de esta majestuosa casa de estudios que me ha abierto sus puertas para realizar y finalizar mis estudios de posgrado.
- A la Facultad de Ingeniería de la Universidad Autónoma de Yucatán (UADY) por permitirme realizar mi proyecto de maestría en sus instalaciones.
- A todos los amigos que me acompañaron en ésta etapa, en especial a mis compañeros de la carrera en el CIICAp y a todas las personas de la carrera de energías renovables de la facultad de ingeniería de la UADY, que me ofrecieron su mano y que de alguna u otra manera me hicieron saber que no estaba sola.
- A mis amigos de toda la vida en especial a Ikram Ziti, Lilia Barrita y Armando Jesús Cetina Quiñones por sus ayudas y sus apoyos.

DEDICATORIAS

***A Dios** por darme la fortaleza e iluminación para superar y continuar en la prueba de la vida.*

***A mis padres** por enseñarme a luchar hacia delante, por su gran corazón y capacidad de entrega, pero sobre todo por enseñarme a ser responsable, gracias a ustedes he llegado a esta meta.*

***A mis hermanos.** Asmae, Rajae Mohamed Arbi, Hicham y Idris por sus cariños, apoyo y sus motivaciones.*

A toda mi familia.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT.....	III
AGRADECIMIENTOS	V
DEDICATORIAS	VI
ÍNDICE GENERAL.....	VII
ÍNDICE DE TABLAS.....	X
ÍNDICE DE FIGURAS	X
NOMENCLATURA.....	XIV
SÍMBOLOS GRIEGOS.....	XV
CAPÍTULO 1. ANTECEDENTES	1
1. Introducción.....	1
1.1. Preguntas de Investigación.....	2
1.2. Hipótesis	2
1.3. Justificación	3
1.4. Objetivo General.....	4
1.5. Objetivos específicos	4
CAPÍTULO 2. SISTEMAS FOTOTÉRMICOS	5
2.1. Introducción.....	5
2.2. La energía solar	6
2.3. Historia de la energía termo-solar	7
2.4. Clasificación de diferentes dispositivos y tecnologías térmicas solares.	9
2.4.1. Sistemas de baja temperatura.	9
2.4.2. Sistemas de media temperatura.	10
2.4.3. Sistemas de alta temperatura.	11
2.5. Concentradores solares móviles	12
2.6. Trayectoria solar	13

2.7. Primeros colectores comerciales	15
2.8. Panorama mundial	16
2.8.1. Colectores Luz	17
2.8.2. Colector EuroTrough.....	18
2.8.3. Colector SENERTROUGH.....	19
2.9. Panorama Nacional.....	20
2.9.1. Colector del Instituto Nacional de Electricidad y Energías Limpias (INEEL).....	20
2.9.2. Colector de la Universidad Politécnica del Estado de Morelos (UPEMOR).....	21
CAPÍTULO 3. DIMENSIONAMIENTO, CONSTRUCCIÓN Y BEG DEL COLECTOR DE CANAL PARABÓLICA	26
3.1. Componentes del CCP.....	26
3.1.1. El reflector cilindro parabólico o superficie reflectora	26
3.1.2. El absorbedor o tubo receptor.....	27
3.1.3. Sistema del seguimiento solar.....	27
3.1.4. La estructura o soporte metálico.....	28
3.2. Parámetros de diseño y del dimensionamiento del CCP	28
3.3. Eficiencia óptica	33
3.4. Eficiencia térmica.....	37
CAPÍTULO 4. PROPUESTA PARA EL DISEÑO, LA CONSTRUCCIÓN Y MODELACIÓN DE BEG.	42
4.1. Descripción del diseño y la construcción del CCP	42
4.1.1. Módulo de colectores solares.....	42
4.1.2. El tubo absorbedor	47
4.1.3. El sistema del seguimiento de los CCPs	48
4.1.4. Sistema de almacenamiento térmico	50
4.1.5. Sistema hidráulico	52
4.1.6. Sistema de control y adquisición de datos	56

4.1.7. Orientación del CCP	61
4.2. Trazado de rayos	61
4.3. Modelación térmica del CCP mediante el balance energético global (BEG)	64
4.4. Validación de la modelación térmica del CCP empleando SolidWorks	78
CONCLUSIONES.....	81
ANEXO 1	83
ANEXO 2.....	85
ANEXO 3.....	89
ANEXO 4.....	93
REFERENCIA BIBLIOGRÁFICA.....	97

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 : Comparación de diversos sistemas fototérmicos y sus características (Pillatowsky, 2009).	12
Tabla 2.2 : CCPs comerciales y sus principales características	16
Tabla 2.3 : Principales características de los colectores Luz (Fernández-García, Zarza, Valenzuela y Pérez, 2010).....	17
Tabla 2.4 : Intervalo de temperatura para diferentes procesos industriales, tomado de (Kalogirou, 2003)	25
Tabla 3.1 : Parámetros geométricos del CCP	32
Tabla 3.2 : Parámetros ópticos para el cálculo del factor de intercepción del CCP con ángulo de borde de 90° y diámetro nominal de 1 in.	36
Tabla 3.3 : Parámetros ópticos para el cálculo de la eficiencia óptica del CCP	36
Tabla 4.1 : Dispositivos presentes en el sistema de instrumentación y adquisición de datos.....	50
Tabla 4.2 : Equipos que componen el sistema de automatización y de lectura de datos.	57
Tabla 4.3 : Parámetros establecidos para la modelación térmica del CCP	66
Tabla 4.4 : Comparación de los resultados obtenidos por la modelación y la simulación en SolidWorks para cada variación del caudal del tubo receptor.	80

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 : Turbina alimentada por energía solar de Mouchot.	8
Figura 2.2 : Primera patente de colector solar parabólico por Maier y Remshard (Cohen, 1994).....	8
Figura 2.3 : Colector solar de placa plana (Hernández Martínez Ivan, 2013).....	10
Figura 2.4 : a) Colector lineal tipo Fresnel (CLF) (Fuente: Solar trough), b) Concentrador cilindro parabólico (Hernández Martínez Iván, 2013), c) Diagrama esquemático de un colector parabólico compuesto (Kalogirou, 2013)	11
Figura 2.5 : Concentrador con un campo de helióstatos (Richter, 2009).....	11
Figura 2.6 : Colector de Disco Parabólico (Richter, 2009).....	12
Figura 2.7 : Ángulo cenital θ_z , ángulo de inclinación β , ángulo acimutal de la superficie γ , ángulo acimutal solar γ_s , y ángulo de incidencia de los rayos solares θ (Fundamentals of Solar energy conversion for heating and cooling applications. Solar energy resource and availability. C. Cruickshank and S. Harrison.2008)	14

Figura 2.8 : Representación gráfica del ángulo cenital del sol, altura solar y azimut. (Cursolar. Radiación Solar. Posición del Sol. Coordenadas Polares. Universidad de Jaén. España)	14
Figura 2.9 : Parte frontal (izquierda) y posterior (derecha) del colector LS-3 (Fernández-García, Zarza, Valenzuela y Pérez, 2010).....	18
Figura 2.10 : Estructura de soporte del Eurotrough. (Esteban y al, 2001)	18
Figura 2.11 : Vista posterior del colector SENERTROUGH (Fernández-García, Zarza, Valenzuela y Pérez, 2010).....	20
Figura 2.12 : En la figura a) se observa el CCP de la INEEL, en la figura b) el CCP instalado en una lavandería industrial en Torreón, Coahuila y en la figura c) el CCP instalado en la planta NISSAN de Cuernavaca, Morelos para el calentamiento de agua sanitaria (Ramos, Beltran y Ramirez, 2014).	21
Figura 2.13 : a) Estructura del CCP y b) simulación por medio de un Análisis de Elementos Finitos (Ramos, Beltran y Ramirez, 2014).	22
Figura 2.14 : Arreglo de colectores, del lado izquierdo se aprecian los CCP- 45 y del lado derecho los CCP-90 (Venegas, 2013)	22
Figura 2.15 : Análisis de Elementos Finitos aplicado a cada colector (Venegas, 2013)	23
Figura 3.1 : Superficie reflectora de un CCP, figura modificada (2017).....	27
Figura 3.2 : Absorbedor o tubo receptor de un CCP, figura modificada (2017)	27
Figura 3.3 : Sección transversal del concentrador de canal parabólico y receptor circular (Kalogirou, 2009).....	29
Figura 4.1 : La estructura básica del colector con ángulo de borde de 90° a) Vista superior del CCP, b) Vista inferior del CCP y c) Vista real de la estructura básica de los colectores.	43
Figura 4.2 : Diseño final de la costilla.	44
Figura 4.3 : Componentes del sistema. a) Componentes del CCP diseñado en SolidWorks y b) Vista real del CCP	45
Figura 4.4 : Construcción final del sistema de los CCPs.	46
Figura 4.5 : Diseño final de la estructura de soporte con los CCP.	46
Figura 4.6 : Estimación del diámetro para el tubo receptor, incluyendo el ángulo de dispersión.	48
Figura 4.7 : El sistema de seguimiento a) El motor para la rotación axial del sistema de los colectores acoplado a los reductores de velocidad y b) Caja de transmisión	49

Figura 4.8 : Sistema de almacenamiento. a) Diseño en SolidWorks b) La construcción final de los tanques de almacenamiento	51
Figura 4.9 : Vista de una de las salidas para el circuito hidráulico.	52
Figura 4.10 : El absorbedor cubierto con un material aislante.....	53
Figura 4.11 : Sistema hidráulica en paralelo.....	54
Figura 4.12 : Flujo en serie	55
Figura 4.13 : Flujo en un CCP	56
Figura 4.14 : Etapas del sistema instrumental y sus características más relevantes. .	58
Figura 4.15 : Código de encendido y apagado de led (NIDAQ6008).....	59
Figura 4.16 : Panel de configuración DAQ.	59
Figura 4.17 : Código de configuración para el cálculo del caudal.....	60
Figura 4.18 : Tipos de señal del NIDAQ6008	61
Figura 4.19 : Del lado izquierdo se aprecia la simulación con 10 rayos, del lado derecho la simulación con 20 rayos.	63
Figura 4.20 : Del lado izquierdo se aprecia la simulación con 50 rayos, del lado derecho la simulación con 100 rayos.	63
Figura 4.21 : Distribución plana de un flujo de 106 de nombre de rayos de radiación impactan la superficie del tubo receptor.	64
Figura 4.22 : Temperatura real del agua a la salida del absorbedor para diferentes flujos.	66
Figura 4.23 : Variación de la temperatura de salida y real en la salida del tubo absorbedor	67
Figura 4.24 : Variación del número de Nu y el número de Re en función del caudal ...	67
Figura 4.25 : Variación del factor de fricción en función del caudal.....	68
Figura 4.26 : La variación de la eficiencia térmica y óptica respecto al caudal.....	69
Figura 4.27 : a) Efecto de la velocidad del viento sobre la eficiencia térmica. b) Comportamiento de la temperatura de salida del absorbedor con el efecto de la velocidad del viento.	70
Figura 4.28 : Efecto de la variación de la temperatura inicial sobre la temperatura del fluido.....	71
Figura 4.29 : Efecto de la variación del diámetro nominal sobre la eficiencia térmica..	72
Figura 4.30 : Gráfica del efecto de la variación del ángulo de borde sobre la eficiencia térmica.....	72
Figura 4.31 : La variación de la eficiencia térmica de cuatro días con respecto al ángulo de inclinación del CCP a) La eficiencia térmica del día 18 de Septiembre de 2017 b) La	

eficiencia térmica del día 18 de Octubre de 2017 c) La eficiencia térmica del día 18 de Noviembre de 2017 d) La eficiencia térmica del día 18 de Diciembre de 2017.....	75
Figura 4.32 : Irradiancia solar directa durante el día a) Día 18-Sept-2017 b) Día 18-Oct- 2017 c) Día 18-Nov-2017 d) Día 18-Dic-2017.....	77
Figura 4.33 : Modelo del tubo diseñado en SolidWorks	78
Figura 4. 34 : Gráfica de corte de la distribución térmica de la temperatura del fluido a lo largo del tubo receptor.....	79

NOMENCLATURA

A_a	: Área de la lámina reflectora [m ²]
A_r	: Área del tubo receptor [m ²]
A_f	: Factor geométrico del colector [-]
B	: Base del cilindro [m]
C	: Factor de concentración A_a/A_r [-]
C_p	: Calor específico del fluido [J/kg K]
D	: Diámetro del tubo receptor [m]
D_{ext}	: Diámetro externo del tubo receptor [m]
D_i	: Diámetro interno del tubo receptor [m]
D_l	: Diferencia entre la longitud estándar y la local [°]
d^*	: El parámetro de error universal no aleatorio debido a la mal colocación del receptor y errores de perfil del reflector ($d^* = d_r / D_e$) [-]
d_r	: El desplazamiento del receptor del foco [m]
erf	: La función error [-]
e_v	: El parámetro de horario de verano [h]
f	: Distancia focal de la parábola [m]
f_f	: El factor de fricción del fluido [-]
F_R	: Factor de remoción [-]
F'	: Factor de eficiencia del colector [-]
G_b	: Irradiancia solar directa [W/m ²]
G_n	: Irradiancia medida sobre un plano normal a la dirección de propagación de la radiación [W/m ²]
G_T	: Irradiancia sobre un plano con cualquier inclinación [W/m ²]
h_p	: Altura de la parábola [m]
h_v	: Coeficiente de transferencia de calor por convección del aire [W/m ² K]
h_r	: Coeficiente de transferencia de calor por radiación [W/m ² K]
h_w	: Coeficiente de transferencia de calor por convección del agua [W/m ² K]
k_c	: Conductividad térmica del material del tubo receptor [W/m K]
k_v	: Conductividad térmica del aire [W/m K]
k_w	: Conductividad térmica del agua [W/m K]
L	: Altura del tanque [m]
L_t	: Longitud de la lámina reflectora del colector [m]
\dot{m}	: Flujo másico [kg/s]

n	: Día juliano [-]
Nu_v	: Número de Nusselt del aire [-]
Nu_w	: Número de Nusselt del agua [-]
Pr_w	: Número de Prandtl del agua [-]
Pr_v	: Número de Prandtl del aire [-]
\dot{Q}_u	: Flujo de calor ganado por el colector [J]
r	: Radio de la parábola [m]
r'	: Radio de la base del tanque [m]
r_r	: Rugosidad del cobre [-]
Re_w	: Número de Reynolds del agua $\left(\frac{\rho V D_i}{\mu_w}\right)$ [-]
Re_v	: Número de Reynolds del aire $\left(\frac{V D_{ext}}{\nu}\right)$ [-]
T_a	: Temperatura del medio ambiente [°C]
T_f	: Temperatura de película del aire [°C]
T_i	: Temperatura interna del fluido [°C]
T_l	: Tiempo local [h]
$T_{out,m}$: Temperatura máxima del fluido en la salida del tubo absorbedor [°C]
T_{pro}	: Temperatura media del fluido [°C]
T_{real}	: Temperatura real del fluido en la salida del tubo absorbedor [°C]
T_r	: Temperatura de la superficie del tubo receptor [°C]
T_{sv}	: Tiempo solar verdadero [h]
V	: Velocidad del viento [m/s]
W_a	: Apertura de la parábola [m]
Z	: Ángulo acimutal de la superficie [°]

SÍMBOLOS GRIEGOS

α	: Absortividad del tubo receptor [-]
α_s	: Ángulo de altitud solar [°]
β	: Error de ángulo por desalineación [°]
β^*	: Parámetro de error universal no aleatorio debido a errores angulares ($\beta^* = \beta C$) [°]
β'	: Ángulo de inclinación [°]
γ	: Factor de intercepción [-]

γ_s	: Ángulo acimutal solar [°]
δ	: Ángulo de dispersión [°]
δ'	: Declinación solar [°]
ε_r	: Emisividad del tubo receptor [-]
η_o	: Eficiencia óptica del CCP [-]
η_T	: Eficiencia térmica del CCP [-]
θ	: Ángulo de incidencia de los rayos solares [°]
θ_m	: Ángulo medio de aceptación [°]
θ_z	: Ángulo cenital [°]
μ_w	: Viscosidad dinámica del agua [kg/m s]
ν	: Viscosidad cinemática del aire [kg/m s]
ρ	: Reflectividad de la superficie parabólica [-]
σ	: Constante de Stefan-Boltzmann [W/m ² K ⁴]
σ_a	: Error aleatorio [rad]
σ^*	: Parámetro de error aleatorio ($\sigma^* = \sigma_a C$) [rad]
τ	: Transmisividad de la cubierta de vidrio [-]
φ	: Ángulo entre el eje del colector y un rayo reflejado hacia el foco [°]
φ_r	: Ángulo de borde [°]
ψ	: Latitud del lugar [°]
ω_s	: Ángulo horario [°]

CAPÍTULO 1. ANTECEDENTES

1. Introducción

En la actualidad, por razones de supervivencia, económicas, ambientales y políticas, es necesaria la búsqueda de fuentes alternativas de energía que sean a la vez económicas, abundantes, limpias y que preserven el equilibrio ecológico. Las energías provenientes del Sol, Viento y de la Tierra (geotérmica) son las alternativas existentes, sin embargo, la energía del Sol presenta ventaja con respecto a las otras dos fuentes. A partir de ésta, se pueden construir dispositivos solares de diversos tamaños y capacidades energéticas (hasta 0.5 W y de 0.25 m²); además, por ser de tipo modular tienen la posibilidad de ampliar la cantidad de energía constante. Esto brinda la posibilidad de llevar energía a las casas en locaciones remotas, áreas protegidas y otros lugares donde no es posible instalar proyectos convencionales. Lo que da la posibilidad de electrificar un mayor porcentaje del país.

Actualmente, la demanda energética mundial aumenta cada año y el petróleo como principal fuente energética no es un recurso inagotable, por lo tanto llegará acabarse, al igual que el resto de combustibles fósiles. Además, las emisiones de CO₂ aumentan cada año debido al incremento de la demanda energética. Las energías renovables, en consecuencia, toman fuerza en el sector energético, como alternativa en una etapa energética diferente y haciendo ver que un cambio es posible. El origen de toda energía en la Tierra proviene de la energía que llega del Sol, y por tal motivo, la energía solar está consiguiendo grandes éxitos entre las energías renovables, aunque aún queda mucho para innovar y mejorar. En este contexto, se ha llevado a cabo una gran cantidad de investigaciones sobre la inclusión de sistemas energéticos basados en fuentes de energías alternativas para emplearse en la generación de calor de procesos a nivel industrial (Fernández-García y al., 2010; Mekhilef y al., 2011). Los Concentradores de Canal Parabólico (CCPs) son una alternativa tecnológica de bajo impacto ambiental, bajo costo de operación comparado con otras tecnologías de concentración solar y versatilidad en la disponibilidad térmica que permite atender los requerimientos energéticos de calor de procesos industriales así como generación de potencia eléctrica.

Los CCPs son una tecnología que usa un reflector con forma parabólica que corre a lo largo de un canal, el cual cuenta con un tubo receptor que se encuentra en el eje focal

de la parábola. Tienen razones de concentración que van de 15 a 45 y pueden producir calor a temperaturas entre 50 a 400 °C (Duffie, and Beckman, 1991; S.A. Kalogirou, 2009).

En este proyecto de tesis se propone llevar a cabo una investigación aplicada y de desarrollo tecnológico en el área de la tecnología de CCPs de baja entalpía. Respecto a la construcción y la evaluación experimental del arreglo de concentradores solares de canal parabólico se plantea el cálculo de sus eficiencias térmicas bajo diferentes condiciones climatológicas. La evaluación se realizará en la Facultad de Ingeniería de la Universidad Autónoma de Yucatán (UADY), misma que cuenta con un laboratorio de energía equipado con las herramientas necesarias para el montaje y la calibración de los sensores; asimismo un espacio amplio para la instalación y puesta en marcha del sistema de colectores solares de canal parabólico propuesto en este proyecto. La fase de construcción del prototipo experimental se encuentra financiada por parte del proyecto de investigación PRODEP 2015 103.5/15/10486 nombrado ‘Sistema de Concentradores Solares de Canal Parabólico para la Generación de Calor de Proceso: Diseño, Construcción y Evaluación’.

Este trabajo de investigación fue realizado con una beca de excelencia otorgada por el Gobierno de México, a través de la Secretaría de Relaciones Exteriores.

1.1. Preguntas de Investigación

- ¿Un diseño de arreglo de CCPs inclinado con un ángulo de 21° según latitud de Mérida puede mejorar la eficiencia térmica de este tipo de sistema?
- ¿La temperatura del fluido de entrada en el absorbedor tiene impacto sobre la eficiencia de la ganancia de la temperatura de salida de los CCPs?
- ¿Un concentrador de canal parabólico puede generar calor con la calidad necesaria para sustituir las fuentes convencionales de energía en el sector industrial que requiera energía de temperatura media?
- ¿Cómo afectan los factores ambientales y de operación del sistema en la eficiencia térmica?
- ¿Cómo afectan los parámetros del diseño a la eficiencia térmica?

1.2. Hipótesis

La implementación de un arreglo de los CCPs inclinado con un ángulo de 21° y acoplado con un sistema de seguimiento automático del Sol Este-Oeste con orientación

Norte-Sur de los CCPs permitirá mejorar la eficiencia térmica producida en el sistema de los CCPs.

1.3. Justificación

La tecnología de los Captadores Solares de Mediana Temperatura (CSMT) puede facilitar en gran medida los requerimientos de calor de procesos de la industria química, papelera, textil, de alimentos, etc., en procesos como los de secado, esterilizado, limpieza, evaporación, producción de vapor, así como el acondicionamiento (calefacción y refrigeración) de naves industriales evitando el uso de fuentes convencionales de energía y por tanto disminuyendo el impacto ambiental adverso de las actividades antropogénicas. Son claramente inidentificables aquellos numerosos procesos que requieren energía térmica con un nivel de temperatura entre 80 y 250°C (Kalogirou, 2009).

En los últimos años, las investigaciones con respecto a este tipo de sistemas se han dirigido al desarrollo de nuevas aplicaciones, procesos de operación, análisis termodinámico y técnico-económico, así como en el desarrollo de componentes como estructuras de soporte, reflector y receptor. Este trabajo de investigación se enfoca en el desarrollo y el mejoramiento de la eficiencia térmica de los CCPs a partir del diseño de un colector solar de canal parabólico inclinado con un ángulo de 21° y la incorporación un sistema de seguimiento solar con el fin de mejorar la captación de la radiación solar directa y obtener una alta temperatura media del fluido de trabajo para sustituir este tipo de energía térmica en el calentamiento de agua del proceso industrial.

Las acciones sistemáticas que se están llevando a cabo en instituciones y centros de investigación son justamente mitigar el impacto por el consumo excesivo de los combustibles fósiles. En instituciones tales como el IER, UNAM, IIE, CIICAp, UADY por mencionar algunas, han desarrollado bajo sus esquemas de educación, programas que van enfocados a la investigación - desarrollo de nuevas tecnologías sustentables para la producción y aprovechamiento de la energía renovable en sus diferentes formas.

En particular en el laboratorio de energías renovables de la UADY de Mérida se están desarrollando planes académicos enfocados a la sustentabilidad energética. Uno de los resultados es el presente trabajo de investigación, específicamente sobre los colectores solares de canal parabólico (CCP).

Con el objeto de crear nuevas alternativas de producción de energía, este proyecto va orientado al aprovechamiento de la radiación solar, desarrollando nuevos modelos de colección de energía térmica aplicada.

1.4. Objetivo General

- Diseñar, construir y modelar térmicamente un sistema de concentradores solares de canal parabólico (CCPs) empleando el método de Balance Energético Global (BEG) para en primer lugar, mejorar la captación de radiación directa del Sol; en segundo lugar para mejorar la eficiencia térmica del sistema, bajo distintas condiciones ambientales y de operación.

1.5. Objetivos específicos

Para llevar a buen término el objetivo general mencionado anteriormente, se plantean los siguientes objetivos particulares:

- Diseñar y construir un arreglo de colectores solares de canal parabólico para generar calor de proceso.
- Determinar los parámetros de diseño de concentradores de canal parabólico con ángulos de borde de 90° .
- Validar el dimensionamiento del tubo receptor y la geometría del colector mediante el método de trazado de rayos.
- Diseñar la instrumentación para adquisición de datos ambientales y de operación según la Norma ANSI/ASHRAE 93-1986 (RA 91) (ANSI/ASHRAE 92-1986).
- Diseñar un modelo matemático que incluya el sistema de seguimiento automático del Sol.
- Evaluar el desempeño del arreglo de colectores empleando un BEG.
- Validar los resultados de la modelación con la simulación del comportamiento del flujo empleando el software SolidWorks.

CAPÍTULO 2. SISTEMAS FOTOTÉRMICOS

2.1. Introducción

El uso de la energía solar se remonta varios siglos atrás donde ya era utilizada para diferentes funciones, sin embargo, con la llegada de la revolución industrial fue sustituida por el carbón y los derivados del petróleo. En la actualidad, se ha retomado el interés por el aprovechamiento de la energía solar debido a diversos beneficios sobre el impacto ambiental y al aumento progresivo en los costos del petróleo.

Las tecnologías solares pueden entregar calor, enfriamiento, iluminación natural, electricidad, y combustibles para una múltiple cantidad de aplicaciones. La conversión de energía solar en calor es un proceso relativamente simple, debido a que algunos cuerpos pueden absorber la energía radiante y transformarla en energía térmica para su posterior aprovechamiento. Sin embargo, maximizar esa energía absorbida y evitar pérdidas térmicas a los alrededores puede necesitar técnicas especializadas y dispositivos tales como espacios evacuados, recubrimientos ópticos y espejos. Cada técnica es usada dependiendo de la aplicación y la temperatura deseada para el proceso.

Actualmente, los diferentes dispositivos colectores de energía solar son empleados para dos usos finales: la generación de energía eléctrica, donde el calor obtenido de un campo de captación es acoplado a un ciclo termodinámico de generación de potencia, el cual comúnmente se utiliza en la generación directa de vapor de alta entalpía; o bien son diseñados con estructuras más ligeras, de menor escala y costo bajo, donde su aplicación más común es la producción de calor de proceso y comúnmente uso doméstico (Kalogirou, 2009). Cabe indicar que los captadores diseñados para calor de proceso presentan menor eficiencia y rendimiento en comparación con los sistemas destinados a la generación eléctrica, esto se debe principalmente a las temperaturas de operación y la calidad óptica de los concentradores.

Las centrales de concentración solar tienen la ventaja de poder almacenar la energía en forma de calor, con lo que es posible generar electricidad aun cuando no hay radiación solar, ya sea en días nublados o en la noche. Los dos tipos de conversión de

energía solar, la energía solar fotovoltaica y la de energía solar térmica de concentración, se han desarrollado rápidamente en los últimos años, obteniendo eficiencias de más de 15% para sistema fotovoltaicos y hasta 60 % para los colectores solares parabólicos.

Entre las diferentes tecnologías para la generación de electricidad a partir de la radiación solar, la energía solar térmica de concentración tiene los menores costos de inversión, con aproximadamente US\$ 2,200/kW (SENER; GTZ, BMZ, 2009). En el año 2012 se contaba con una capacidad instalada de energía de concentración solar de 2.5 GW de capacidad (RENER; GTZ, 2014) a nivel mundial. En la tecnología de concentración solar, existen planes para la construcción de una instalación en Agua Prieta, Sonora. Esta instalación funcionará junto con una central de ciclo combinado de gas natural. La irradiación solar global en México es en promedio de 5 kWh/día/m² (SENER; GTZ, 2009), pero en algunas regiones del país se alcanzan valores de 6 kWh/día/m². Con una eficiencia del 15%, se alcanzaría a cubrir una sección cuadrada de 25 km de lado en el desierto de Sonora y Chihuahua para producir toda la energía eléctrica que requiere hoy el país. (Ricardo Huerta Carrera, 2015)

2.2. La energía solar

El Sol es una estrella con un diámetro medio de 1.39×10^9 m y una masa de 2×10^{30} kg, constituida por diversos elementos químicos en estado gaseoso, principalmente hidrógeno y helio (Martín y Ramírez, 1997). Cada segundo el Sol irradia en todas las direcciones del espacio una energía de 4×10^{20} Joules, esto significa que genera una potencia de 4×10^{23} kW. Para tener una aproximación de la enorme magnitud que representan estas cifras, basta considerar la potencia generada por todas las plantas industriales del mundo trabajando juntas, esto sería unos trescientos billones de veces más pequeño.

La energía solar que llega al planeta demora sólo 8 min y 20 s después de haber salido del Sol. Entre el Sol y la Tierra hay una distancia de 1.5×10^{11} m, una temperatura efectiva del cuerpo negro de 5,762 K y una potencia total de 3.8×10^{20} MW. Está energía irradia hacia fuera en todas las direcciones y sólo una pequeña fracción (1.7×10^{14} kW), de la radiación total emitida es interceptada por la Tierra (Kreith y Kreider, 1978). Por otra parte, la distancia mínima (en el perihelio) entre el Sol y la Tierra, se alcanza alrededor del 15 de enero mientras que la máxima (en el afelio) se tiene a fines de junio. Esto significa que la órbita elíptica que describe la Tierra alrededor del Sol es prácticamente circular.

La **Figura 2.1** presenta un esquema de la órbita terrestre respecto al Sol y su posición a lo largo del año.

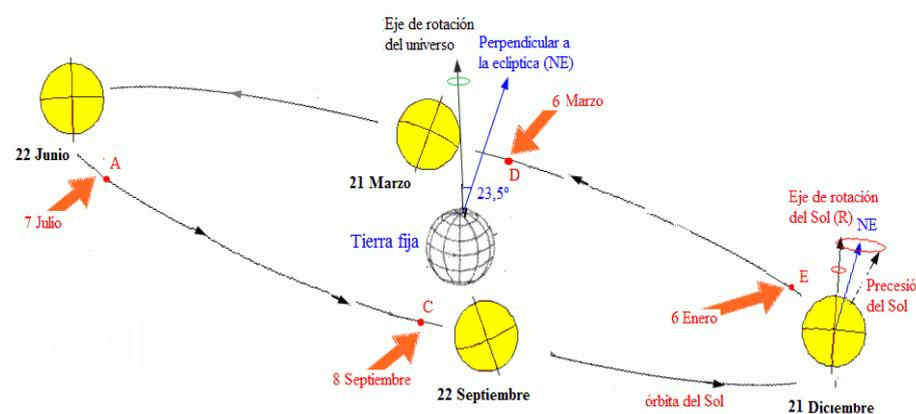


Figura 2.1: Órbita de la Tierra alrededor del Sol, con su eje N-S inclinado un ángulo de 23.5°

2.3. Historia de la energía termo-solar

El uso de la energía solar se remonta varios siglos atrás donde ya era utilizada para diferentes funciones, no obstante, debido a la llegada de la revolución industrial fue sustituida por el petróleo. En China y en la antigua Grecia, la gente utilizaba los rayos solares con espejos o vidrios para encender fuego. Durante épocas de guerra, esa misma técnica era utilizada para incendiar a los barcos enemigos. A principios del siglo XX ya se habían inventado máquinas simples que podían funcionar a partir de la concentración del calor del Sol.

En 1878 Mouchot (César Antonio, 2011) fue comisionado por el gobierno francés para la creación de una gran turbina alimentada por energía solar para la exposición internacional de París. Con ella obtuvo una medalla de oro, debido a que mostró algo tan sorprendente como la obtención de hielo a partir del calor concentrado del Sol. En la **Figura 2.2** se muestra el captador solar utilizado por Mouchot, que consiste en un gran receptor parabólico recubierto de espejos que concentran la radiación del Sol en un solo punto. El calor regenerado activaba un motor de vapor.

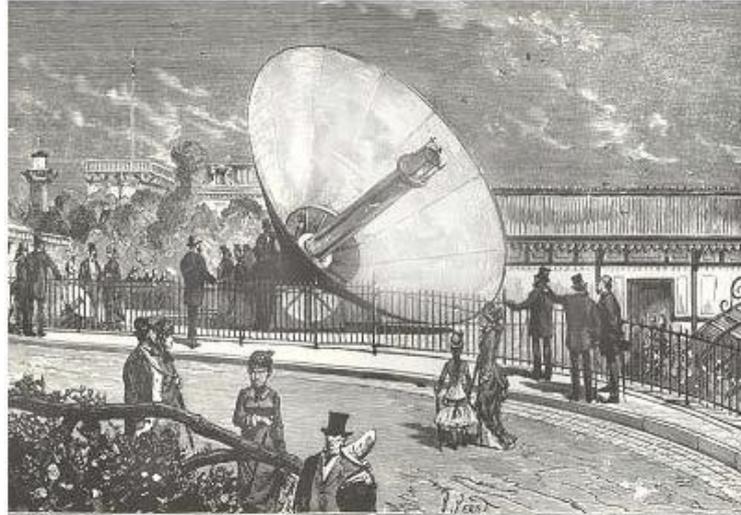


Figura 2. 1 : Turbina alimentada por energía solar de Mouchot.

En 1907 se patentó por primera vez en Alemania un diseño sobre colectores parabólicos (Parabolic Trough Collector, PTC), por Dr. Wilhelm Maier (en Aalen) y Adolf Remshard (en 4 Stuttgart). La **Figura 2.3** muestra parte de la patente obtenida por Maier y Remshard (Cohen, 1994).

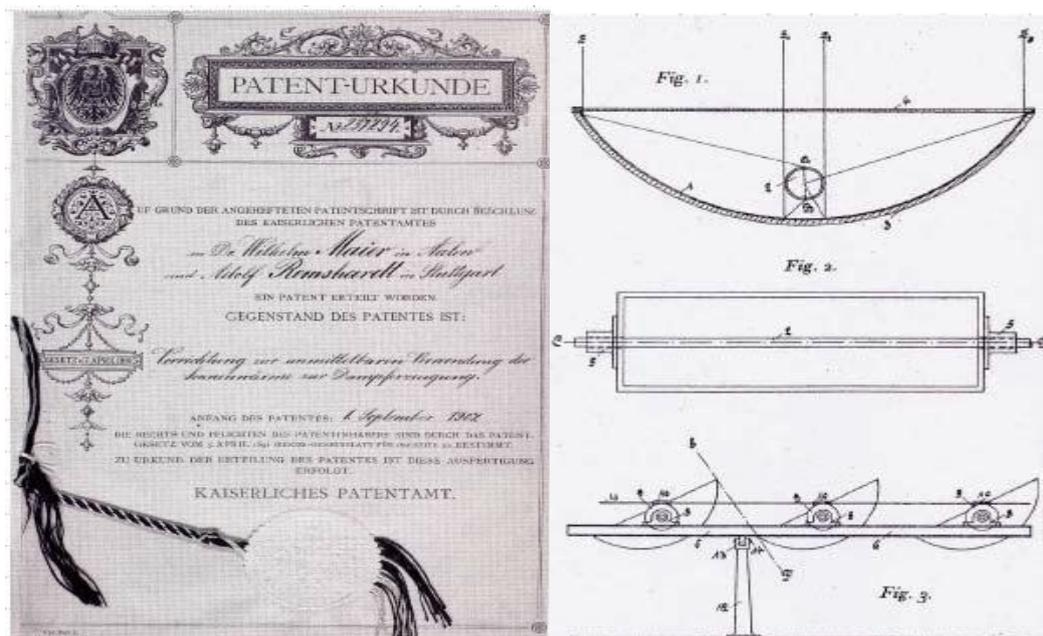


Figura 2.2: Primera patente de colector solar parabólico por Maier y Remshard (Cohen, 1994).

En esa misma época, en los comienzos del siglo XX, el ingeniero americano Frank Shumann, observó que, en los sistemas de captación solar, las altas temperaturas favorecían las pérdidas por conducción y convección, además se tenía un elevado costo asociado a los espejos que eran revestidos de plata. Por tal razón, retomó los estudios con las cajas calientes, afirmando la idea de Saussure y Langley principalmente, de que con estas cajas se podían conseguir temperaturas lo

suficientemente altas como para hervir agua (Kalogirou, 2004). Tras algunos éxitos conseguidos, Shumann fundó la compañía Sun Power Company, teniendo un importante objetivo a largo plazo: la construcción de una planta solar a gran escala en Egipto. Allí la mano de obra era barata, y el potencial solar enorme. Antes de dar este gran paso, se construyó una planta piloto. Dicha planta se emplazó sobre 2,700 m² en un terreno cercano a su casa en Tacony, Pennsylvania. Para incrementar la cantidad de calor producido en los colectores, se sumaron a los colectores una serie de reflectores (espejos de vidrio), y se añadió un mecanismo para ajustar el ángulo de los colectores a su posición óptima. Conectado a una bomba, el dispositivo podía elevar 12,000 litros de agua por minuto a 10 metros de altura, y podía producir una potencia máxima de 32 caballos de fuerza.

La historia moderna de la energía termo-solar inició con la crisis del petróleo de los años 70. Jimmy Carter, en ese entonces presidente de los EEUU, impulsó las plantas de energía solar concentrada, llamadas SEGS, (SEGS: Solar Energy Generating System) y decidió instalar colectores solares térmicos en el tejado de la Casa Blanca para calentar el agua. En 1984 en California, se construyó la primera planta SEGS-1. Este tipo de plantas funcionan con un sistema de captador cilindro parabólico. Las SEGS se componen de un campo solar formado por filas paralelas de colectores cilindros parabólicos conectados en serie para convertir la energía solar en energía térmica, calentando aceite; se da por hecho que pasa en los tubos. El aceite caliente se envía a un intercambiador de calor donde se genera el vapor sobrecalentado, requerido para accionar un turbo-alternador, produciendo energía eléctrica. Actualmente, varios países apuestan por la tecnología termo-solar utilizando como dispositivos captadores de radiación a los colectores cilindro-parabólicos.

2.4. Clasificación de diferentes dispositivos y tecnologías térmicas solares.

Dentro de las tecnologías térmicas es importante aclarar la diferencia entre los colectores y los concentradores que se clasifican dependiendo del intervalo de la temperatura en la que operan; las cuales son baja, media y alta temperatura; así como el uso que se les puede dar.

2.4.1. Sistemas de baja temperatura.

Proveen calor a temperaturas menores de 65°C mediante absorbedores metálicos o no metálicos para aplicaciones tales como calentamiento de piscinas, calentamiento doméstico de agua de consumo sanitaria y de manera general para todo tipo de

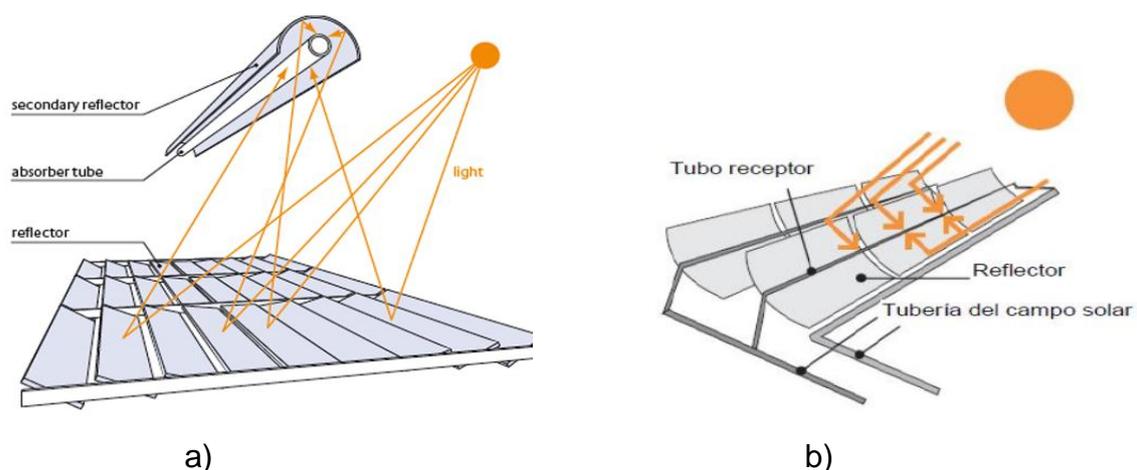
aplicaciones en las que no se requiere temperaturas mayores de 65°C. Para estas aplicaciones se utilizan los colectores solares planos (**Figura 2.4**).

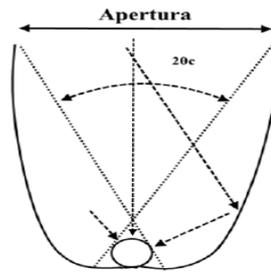


Figura 2.3: Colector solar de placa plana (Hernández Martínez Ivan, 2013)

2.4.2. Sistemas de media temperatura.

Involucra dispositivos que concentran la radiación solar para entregar calor a mayor temperatura, en un intervalo entre los 100 y 300°C. Dentro de los sistemas de mediana temperatura se encuentran los CCP, los Colectores Parabólicos Compuestos (CPC) y los Colectores Lineales tipo Fresnel (CLF). Los CPC son una de las tecnologías fototérmicas más implementadas hoy en día. El CPC es un tipo de colector solar hecho combinando dos parábolas, ya sea simétrica o asimétrica con el fin de obtener una mayor captación de los rayos reflejados hacia la línea focal de la parábola, para aumentar la concentración y el rendimiento térmico por análisis óptico. Sin embargo, es necesario contar con el sistema de seguimiento solar para no reducir su eficiencia (Antonelli et al., 2014) (**Figura 2.5**).





c)

Figura 2.4 : a) Colector lineal tipo Fresnel (CLF) (Fuente: Solar trough), b) Concentrador cilindro parabólico (Hernández Martínez Iván, 2013), c) Diagrama esquemático de un colector parabólico compuesto (Kalogirou, 2013)

2.4.3. Sistemas de alta temperatura.

Operan a temperaturas mayores a los 300°C y su uso más común es la generación de electricidad. Utilizan una mayor cantidad de espejos con mayor tamaño para conseguir concentrar aún más la radiación. Estos enormes espejos, llamados helióstatos, son orientables para seguir la posición del Sol a lo largo del día para poder reflejar el flujo incidente de radiación solar en el receptor donde se calienta un fluido de trabajo como puede ser aire, agua-vapor, sales fundidas y sodio líquido. (Losada, 2014). La **Figura 2.6** muestra un receptor de torre con su campo de helióstatos.

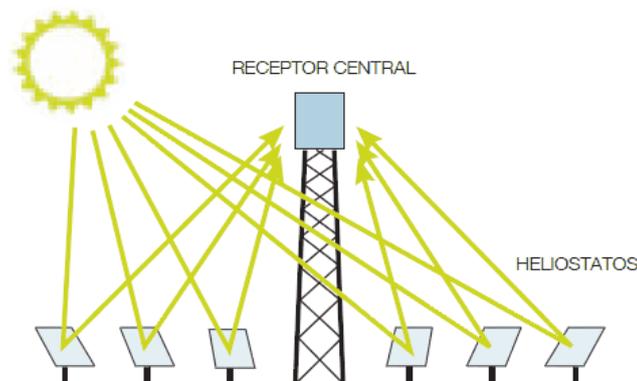


Figura 2.5: Concentrador con un campo de helióstatos (Richter, 2009)

Otro tipo de los sistemas de generación térmica solar de alta temperatura son los Colectores de Disco Parabólico (CDP), que al interrelacionarlo con un motor de ciclo Stirling y mediante un generador en su salida mecánica, se obtiene la transformación de la energía térmica en mecánica y ésta en energía eléctrica. Los sistemas de disco parabólico son estructuras individuales que tienen anexo el receptor de la radiación solar concentrada, como se observa en la **Figura 2.7**. Se componen de un soporte en el que se instala el elemento reflectante en forma de disco parabólico que conforma el concentrador de la energía solar. La estructura también incluye un sistema de

orientación de manera que se aprovecha al máximo la energía del Sol y además se proyecta hacia el receptor.

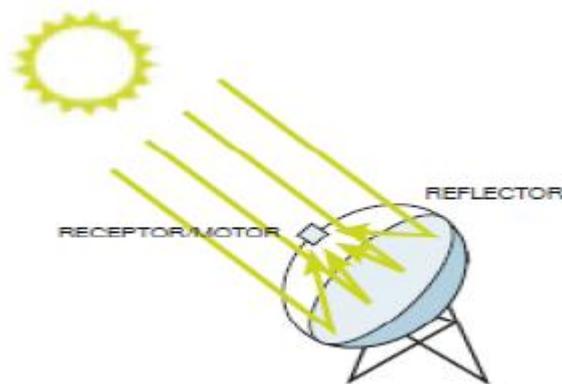


Figura 2. 6 : Colector de Disco Parabólico (Richter, 2009)

2.5. Concentradores solares móviles

Si a los concentradores presentados se les agrega un sistema de seguimiento solar, la efectividad en la captación solar por día será mucho mayor, el movimiento puede ser sobre uno o dos ejes (Pillatowsky, 2009). La **Tabla 2.1** presenta un cuadro comparativo que incluye los Concentradores fijos y móviles.

Tabla 2.1: Comparación de diversos sistemas fototérmicos y sus características (Pillatowsky, 2009).

Movimiento	Tipo de colector/concentrador solar	Forma del absorbedor	Relación de concentración	Rango de temperaturas de operación (°C)
Estacionario	Colector Plano (CP)	Plano	1	30-80
	Colector de Tubo Evacuado (CTE)	Plano	1	50-200
	Concentrador Parabólico Compuesto (CPC)	Tubular	1-5	60-200
Tubular		5-15	80-300	
Un solo eje de seguimiento	Concentrador Lineal tipo Fresnel (CLF)	Tubular	10-40	80-250
	Concentrador de Canal Parabólico (CCP)	Tubular	15-45	80-300
Dos ejes de seguimiento	Concentrado de Disco Parabólico (CDP)	Puntual	100-1000	100-500
	Concentrador con Campo de Heliostatos (CCH)	Puntual	100-1500	150-2000

2.6. Trayectoria solar

La trayectoria solar es un concepto dependiente de la variabilidad del ángulo que forma el eje de rotación de la tierra, y no siempre es perpendicular con el plano de su trayectoria de traslación con respecto al Sol. La inclinación de este eje es lo que produce las estaciones del año, las variaciones en horas solares y el ángulo de la radiación solar.

El flujo de energía sobre una superficie determinada depende no sólo de la irradiancia que exista, sino también de la orientación que tenga la superficie en cuestión, respecto de la dirección de propagación de la radiación. La irradiancia será máxima sobre un plano que esté en posición normal a la dirección de propagación de la radiación (es decir, “de frente” o “de cara”). No obstante, será mínima si el plano es paralelo a la radiación. La intensidad de radiación sobre la superficie dependerá del ángulo que forme la normal de la superficie, respecto de la dirección de propagación de la radiación. Este ángulo se conoce con el nombre de ángulo de incidencia “ θ ”. Por lo tanto, la irradiancia extraterrestre incidente sobre la superficie será (Duffie and Beckman, 1991; Hsieh, 1986) :

$$G_T = G_n \cos \theta \quad (\text{Ec. 2. 1})$$

en donde “ G_T ” se refiere a la irradiancia sobre un plano con cualquier inclinación y “ G_n ” se refiere a la irradiancia medida sobre un plano normal a la dirección de propagación de la radiación. Debido a que el Sol describe un movimiento aparente a lo largo del día (de oriente a poniente), y otro a lo largo del año (de sur a norte y viceversa), el valor del ángulo θ varía con la fecha y la hora, además de hacerlo con la orientación del plano, su inclinación respecto a la horizontal y la latitud geográfica del lugar donde se encuentre el plano en cuestión.

El sistema más apropiado para definir cada una de estas posiciones es en coordenadas polares. En este sistema el origen está situado en la posición del receptor. El plano fundamental es el horizontal, tangente a la superficie terrestre. La perpendicular a este plano en dirección a la semiesfera celeste superior define la posición del Zenit del lugar o Zenit local. En la dirección opuesta, a través de la Tierra, se sitúa el Nadir. Las direcciones principales sobre el plano horizontal son la Norte-Sur, intersección con el plano meridiano del lugar, y la perpendicular a ella Este-Oeste, intersección con el plano denominado primer vertical. Respecto al sistema anteriormente descrito, la

posición del sol se define mediante los siguientes parámetros mostrados en las Figuras: 2.8 y 2.9.¹

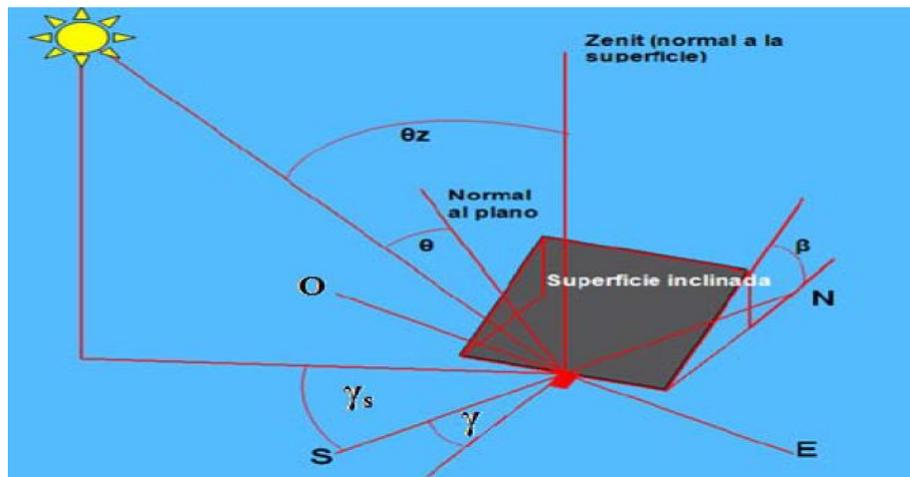


Figura 2.7: Ángulo cenital θ_z , ángulo de inclinación β , ángulo acimutal de la superficie γ , ángulo acimutal solar γ_s , y ángulo de incidencia de los rayos solares θ (Fundamentals of Solar energy conversion for heating and cooling applications. Solar energy resource and availability. C. Cruickshank and S. Harrison.2008)

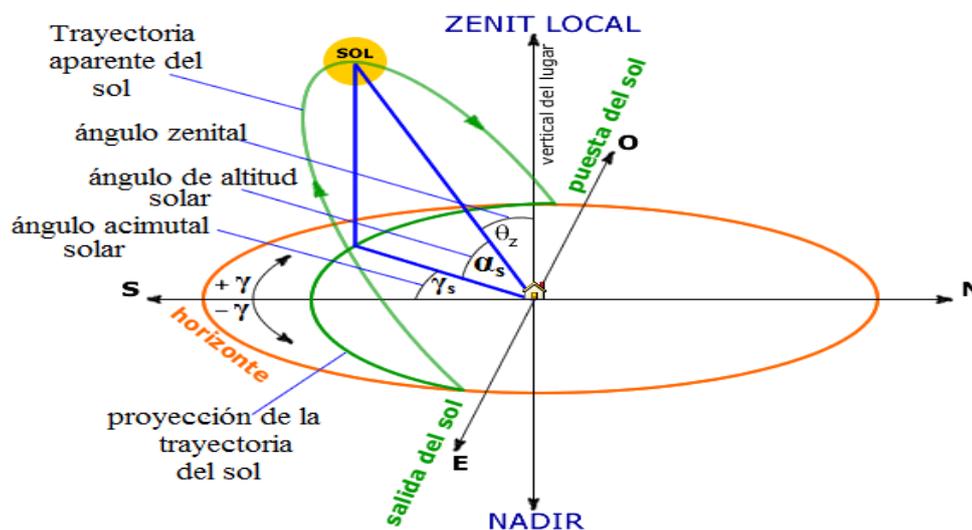


Figura 2.8: Representación gráfica del ángulo cenital del sol, altura solar y azimut. (Cursolar. Radiación Solar. Posición del Sol. Coordenadas Polares. Universidad de Jaén. España)

¹ (http://www.ujaen.es/investiga/solar/07cursosolar/home_main_frame/02_radiacion/01_basico/2_radiacion_07.htm)

Donde

θ_z : Ángulo cenital, es el ángulo entre la vertical y la línea solar, el cual equivale al ángulo de incidencia de los rayos solares sobre la superficie horizontal. $0^\circ \leq \theta_z \leq 90^\circ$.

$\alpha_s \leq 90^\circ$: Ángulo de altitud solar, es el ángulo entre la horizontal y la línea solar, el cual es el complemento del ángulo cenital.

γ_s : Ángulo acimutal solar, es el desplazamiento angular desde el sur de la proyección de los rayos solares en un plano horizontal, el cual se entiende como la desviación de la proyección de la radiación directa del meridiano local. Los desplazamientos al este del sur son negativos y al oeste del sur son positivos. De este modo varía entre 0° y $\pm 180^\circ$.

2.7. Primeros colectores comerciales

El interés en la tecnología de concentración solar fue insignificante por casi 60 años. Sin embargo, como reacción a la crisis del petróleo de los años setenta, se llamó la atención internacional a las fuentes de energías alternativas para complementar los combustibles fósiles, y al desarrollo de un número de sistemas parabólicos.

En el año 1870 un inmigrante Sueco en los Estados Unidos, John Ericsson, un ingeniero exitoso, diseñó y construyó un colector con 3.25 m^2 de apertura para la producción de vapor dentro del mismo CCP. De 1872 a 1875 construyó 7 dispositivos similares, pero usando aire como fluido de trabajo. En 1883, Ericsson construyó un "motor solar" que tenía 3.35 metros de largo, 4.88 metros de apertura y dirigía la irradiación hacia un tubo receptor de 15.88 cm de diámetro. Lo fabricó con costillas de acero, usando palos de madera rectos para unirlos; usó espejos planos para reflejar la radiación solar (Ericsson, 1884).

En los años 80 se introdujeron los primeros sistemas CCP al mercado de los Estados Unidos de Norteamérica, algunas compañías que los desarrollaron fueron Acurex solar Corp, Solar Kinetics Inc, y Suntec Systems Corp, General Electric Co., Honeywell Inc. y Jacobs Del. Corp; La **Tabla 2.2** muestra las características principales de algunos de estos colectores y también de un CCP que fue desarrollado en los años 90 por una empresa israelí.

Tabla 2.2 : CCPs comerciales y sus principales características

Empresa o institución	Acurex Corp.		Solar Kinetics Inc.		Suntec Systems Inc.	Solel Solar Systems
Modelo	3001	3011	T-700	T-800	IV	IND-300
País	EUA	EUA	EUA	EUA	EUA	Israel
Temp. de operación máx. [°C]	320	320	350	320	320	300
Área de apertura [m ²]	72.29	78.09	77.96	85.95	108.52	7.8
Ancho de apertura [m]	1.83	2.13	2.13	2.36	3.05	1.3
Longitud [m]	39.5	36.66	36.6	36.42	35.58	6
Longitud focal [m]	0.457	0.533	0.559	0.483	0.838	0.272
Diámetro del tubo absorbente [mm]	31.8	31.8	41.3 ^{a(1)} , 31.8 ⁽²⁾	41.3	38.1	0.022
Diámetro del tubo de la cubierta [mm]	50.8	54	63.5 ⁽¹⁾ , 52.1 ⁽²⁾	60	76	^b
Espesor del vidrio reflector [mm]	0.8	0.8	^b	^b	4.8	4.0
Ángulo de inclinación (°)	90.0	90.0	90.0	90.0	90	100
Ángulo de aceptación (°)	1.99	1.71	2.22 ⁽¹⁾ , 1.71 ⁽²⁾	1.97	1.43	1.962
Relación de concentración geométrica	18.32	21.32	16.42 ⁽¹⁾ , 21.32 ⁽²⁾	18.19	25.48	18.64
Rendimiento óptico máximo	0.708 ^c	0.827 ^c	0.736 ⁽¹⁾ , 0.676 ⁽²⁾	0.737	0.743	0.733
Reflectividad	0.94	0.94	0.84	0.87	0.91	^b
Transmisividad	0.91	0.95	0.95	0.95	0.95	0.965
Absortancia	0.94	0.94	0.94	0.94	0.94	0.96
Emisividad (a temp. [°C])	0.20(300)	0.20(300)	0.20(300)	0.20(300)	0.20(300)	0.07(200)
Referencias	I,II	I,III	IV	V	VI	VII,VIII

I: Acurex Corporation Solar Energy Collectors. Patent No. 1568007. The Patent Office of London; 21 May 1980.

II: Kesselring P, Selvaie CS. The IEA/SSPS solar thermal power plants. vol. 2: Distributed collector system (DCS), 1st ed., Berlin: Springer-Verlag; 1986.

III: Cameron CP, Dudley VE. Acurex Solar Corporation Modular Industrial Solar Retrofit Qualification Test Results. Tech. Rep. No. SAND85-2316. Albuquerque: SANDIA; 1987.

IV: Dudley VE, Workhoven RM. Performance testing of the Solar Kinetics T-700A Solar Collector. Tech. Rep. No. SAND81-0984. Albuquerque: SANDIA; 1982

V: Cameron CP, Dudley VE. Solar kinetics incorporated modular industrial solar retrofit qualification test results. Tech. Rep. No. SAND85-2320. Albuquerque: SANDIA; 1986.

VI: Cameron CP, Dudley VE, Lewandowski AA. Foster Wheeler Solar Development Corporation Modular Industrial Solar Retrofit Qualification Test Results. Tech. Rep. No. SAND85-2319. Albuquerque: SANDIA; 1986.

VII: Rotemi. <http://www.rotemi.co.il/text/upload/pdf2/cleantech/SolarDesal.pdf>; 2009.

VIII : Solel. <http://www.solel.com>; 2009.

a) Se probaron dos diámetros exteriores de tubo absorbedor diferentes: (1) 41,3 mm y (2) 31,8 mm.

b) Dato no disponible.

c) Los autores no mencionan razones fundadas para esta gran disimilitud.

2.8. Panorama mundial

En este apartado se presenta la tecnología usada y características de las plantas Concentradoras de Energía Solar. Este tipo de plantas tienen diferentes aplicaciones dependiendo del intervalo de la temperatura a la que operen, que a su vez depende de las especificaciones de diseño. Las principales plantas de colectores en un orden cronológico son los siguientes: Colectores Luz, Colector EuroTrough, Colector SGX y Colector SENERTROUGH.

2.8.1. Colectores Luz

La compañía Americana-Israelí Luz International Ltd., perteneciente actualmente a la compañía Solel Solar Systems Ltd., diseñó tres generaciones de sistemas CCP llamados: LS-1, LS-2 y LS-3, los cuales fueron instalados en plantas con Sistemas Solares de Generación de Electricidad (SEGS plants, por sus siglas en inglés). La **Tabla 2.3** muestra las características de estos colectores.

Tabla 2.3: Principales características de los colectores Luz (Fernández-García, Zarza, Valenzuela y Pérez, 2010).

Compañía o Institución	LS-1	LS-2	LS-3
Año	1984	1985	1989
Temp. de operación máx. [°C]	307	349	390
Área de apertura [m ²]	128	235.5	570.2
Ancho de apertura [m]	2.55	5	5.76
Longitud [m]	50.2	47.1	99
Longitud focal [m]	0.68	1.4	1.71
Diámetro de tubo receptor [mm]	40	70	70
Ángulo de borde [°]	85	80	80
Ángulo de aceptación [°]	1.918	1.59	1.37
Proporción de concentración	18.95	22.74	26.2
Mayor eficiencia óptica	0.734	0.74	0.77
Reflectividad	0.94	0.94	0.94
Factor de intercepción	0.87	0.89	0.93
Transmisividad	0.94	0.95	0.96
Absortividad	0.94	0.94	0.96
Emisividad (a temp. [°C])	0.30 (300)	0.24(300)	0.15(350)

Las dos primeras generaciones de colectores, LS-1 y LS-2, constaban de conjuntos similares, montados sobre una estructura de longitud similar, siendo el ancho de apertura del colector LS-2 el doble que el del LS-1. La estructura se basa en un tubo de soporte estructural rígido, denominado tubo de torsión, que soporta los perfiles de acero en donde los espejos parabólicos se adjuntan. Éstos fueron fabricados por la empresa Flabeg Solar Int., tenían un bajo contenido en hierro, una cubierta plateada de 4 mm de espesor con cinco capas (1 de cobre y 4 de barniz) (Dudley y otros, 1994). En el LS-3 (**Figura 2.10**), el tubo de torsión es reemplazado por una estructura de celosía metálica, el ancho de apertura es 14% más ancho que el LS-2 y la longitud del colector es el doble.



Figura 2.9: Parte frontal (izquierda) y posterior (derecha) del colector LS-3 (Fernández-García, Zarza, Valenzuela y Pérez, 2010).

2.8.2. Colector EuroTrough.

En 1998, un consorcio de compañías europeas y laboratorios de investigación fue creado para desarrollar una nueva generación de CCP para plantas Concentradoras de Energía Solar, debido a que el modelo LS-3 ya no era competitivo (Geyer et al., 2002). Éste colector fue el resultado del análisis de diferentes estructuras para colectores, **Figura 2.11**, con características geométricas similares al LS-3, pero con la diferencia de que se combina el sistema de torque del LS-2 y el LS-3 (Fernández-García, Zarza, Valenzuela y Pérez, 2010). La primera versión de estos sistemas fue el ET-100, el cual tenía 8 módulos (**Figura 2.11**) por cada 100 metros de longitud del colector y un área de apertura aproximada de 545 m². La combinación de los sistemas de torque mencionados permitió que la longitud original pudiera ser extendida, dando como resultado la segunda versión, ET-150. La longitud aumentó a 150 metros, en los cuales había 12 módulos con un área de apertura aproximada de 820 m² y los concentradores usados en estos modelos eran los mismos que en el LS-3 (Geyer y al, 2002).



Figura 2.10 : Estructura de soporte del Eurotrough. (Esteban y al, 2001)

Por otro lado, el modelo de tubo receptor usado fue el UVAC 2003, que corresponde a la tercera generación de los tubos de vacío desarrollados por la empresa israelí Solel

Solar Systems Ltd. Este receptor, mejora la eficiencia térmica anual de un 12% a un 20%, particularmente en el invierno (el 20% al 30%) (Price, Forristall, Wendelin, Lewandowski, Moss y Gummo, 2006). Este tipo de colector usaba un fluido sintético de Transferencia de Calor (HTF por sus siglas en inglés) que le permitían operar a temperaturas cercanas a los 400 °C (Geyer et al., 2002).

El colector EuroTrough tiene las siguientes ventajas en comparación con los CCP antecesores (Price, Geyer y otros, 2002):

1. Menor deformación en la estructura del colector bajo cargas gravitacionales y de viento, por lo que se reduce la torsión y flexión durante la operación del colector, lo que conlleva al mejoramiento del desempeño óptico.
2. Al extender la longitud de 100 metros (ET-100) a 150 metros (ET-150), se redujeron las unidades de control de los colectores, así como las tuberías de conexión, lo cual redujo las pérdidas térmicas y el costo total del sistema.
3. Se tienen menos efectos de sombreado debido a la mejora en la estructura de soporte para el tubo receptor.
4. La estructura de soporte del colector es 14% más ligera que la del LS-3.
5. Al tener menos componentes, se incrementa la capacidad de producción a gran escala.
6. Menores requerimientos de operación y mantenimiento.
7. La manufactura es simple, lo cual reduce los costos de armarlo en el sitio de operación.
8. Reducción del 10% del costo total.

2.8.3. Colector SENERTROUGH

La empresa española, SENER, desarrolló el colector SENERTROUGH-I (**Figura 2.12**), el cual tiene el mismo tamaño que el LS-3. Sin embargo, la estructura del tubo de torque retoma el diseño que tenía el LS-2. Este tubo con gran torque está hecho de acero y varía en espesor dependiendo de la carga de viento. Las costillas de acero están conectadas al tubo de torque (**Figura 2.12**) lo que reduce los costos de fabricación y el peso en un 30% (Fernández-García, Zarza, Valenzuela y Pérez, 2010).



Figura 2.11 : Vista posterior del colector SENERTROUGH (Fernández-García, Zarza, Valenzuela y Pérez, 2010).

2.9. Panorama Nacional.

En la República Mexicana, la energía solar fototérmica es un tema de investigación de una gran diversidad en instituciones y centros de investigación. Por esta razón, se ha generado un gran avance en su desarrollo. Existen una gran cantidad de proyectos desarrollados y en desarrollo, con aplicaciones hacia la investigación y el sector industrial. La Secretaría de Energía (SENER) a través del Balance Nacional de Energía 2015 informó, que, debido al incremento acelerado en el consumo energético de los sectores residencial, comercial y público, México decidió emprender una reforma energética. Con esta reforma potenciaron las acciones que se derivaron en el aprovechamiento óptimo de la energía e incrementaron la participación de fuentes renovables.

A continuación, se presentan algunos colectores que se han desarrollados por diversas instituciones nacionales.

2.9.1. Colector del Instituto Nacional de Electricidad y Energías Limpias (INEEL).

El INEEL de Cuernavaca Morelos desarrolló un prototipo de CCP para la producción de calor de proceso en el 2001 (**Figura 2.13**). El desarrollo está realizando grandes avances hacia su objetivo de validar la tecnología cilindro parabólico a escala industrial. El soporte estructural constó de un tubo de acero, el concentrador tenía una superficie reflectante de aluminio anodizado con un espesor de 5 mm y el elemento receptor era un tubo metálico pintado de negro, cubierto por un tubo de vidrio sin vacío.

Un segundo prototipo fue desarrollado con una estructura mucho más ligera (Ramos, Beltran y Ramirez, 2014); constaba con un sistema de seguimiento solar de un eje y un subsistema que ayudaba a balancear la tensión en el colector. Respecto al tubo receptor, su soporte fue cambiado por un material más ligero y resistente, el teflón. Este prototipo fue instalado en una lavandería industrial en Torreón, Coahuila en el año de 2003. Para finales del año 2004, la empresa automovilística Nissan, con sede en

Cuernavaca, Morelos, solicitó al Instituto de Investigaciones Eléctricas la construcción e instalación de dos Colectores de Canal Parabólico, para el calentamiento de agua sanitaria (Ramos, Beltran y Ramirez, 2014).

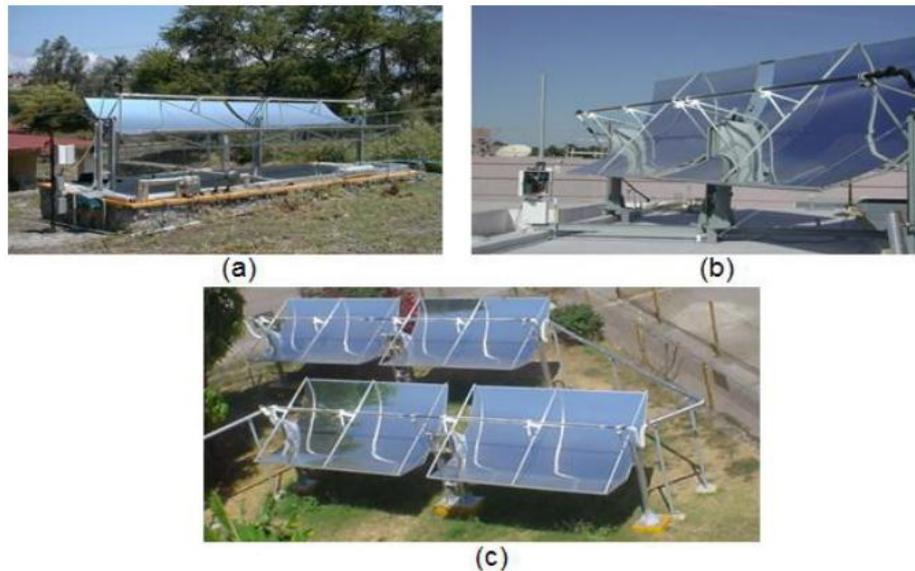


Figura 2.12 : En la figura a) se observa el CCP de la INEEL, en la figura b) el CCP instalado en una lavandería industrial en Torreón, Coahuila y en la figura c) el CCP instalado en la planta NISSAN de Cuernavaca, Morelos para el calentamiento de agua sanitaria (Ramos, Beltran y Ramirez, 2014).

El desarrollo de estos prototipos a lo largo de estas generaciones ha dado como resultado un producto viable para su uso en la generación de calor para procesos industriales.

2.9.2. Colector de la Universidad Politécnica del Estado de Morelos (UPEMOR).

En este diseño se implementó un sistema de seguimiento solar y la superficie reflectante consistía de una lámina de aluminio anodizado. Durante su diseño se presentaron dudas de la resistencia a las cargas de viento, por lo que se realizaron simulaciones en análisis de elementos finitos sobre la estructura de la parábola para validar este comportamiento, obteniéndose una deformación mínima en el centro de la estructura (**Figura 2.14**), además se empleó un tubo de acero recubierto para obtener una superficie selectiva y cubierto de un tubo de vidrio como receptor (Ramos, Beltran y Ramirez, 2014).

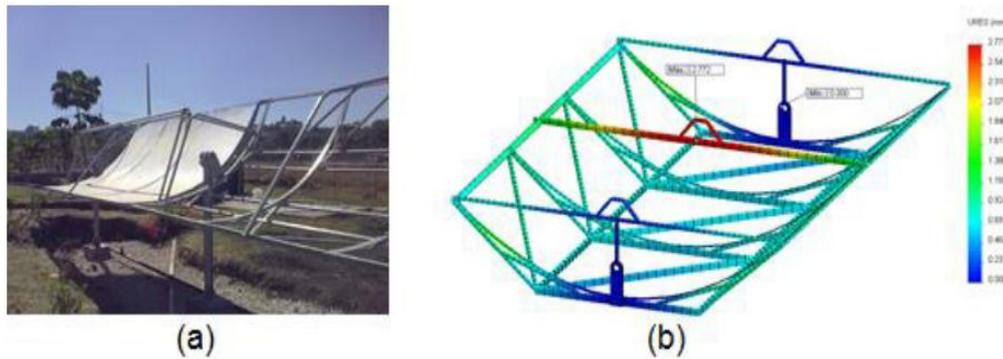


Figura 2.13: a) Estructura del CCP y b) simulación por medio de un Análisis de Elementos Finitos (Ramos, Beltran y Ramirez, 2014).

2.9.3. Colectores de la Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM).

En el 2013, se reportó un trabajo donde se realizó el diseño, construcción y evaluación experimental de dos tipos de CCP para conformar una planta de generación de vapor de baja entalpía. Del primer tipo se construyeron 3 prototipos, los cuales tuvieron un ángulo de borde de 90° (CCP-90). Del segundo tipo fueron 2 colectores con un ángulo de borde de 45° (CCP-45); sin embargo, este último presentó un bajo desempeño óptico, por lo que fue necesario reconstruirlo haciéndolo más largo, para que presentara una mayor eficiencia que su antecesor. Las costillas y tubos de unión que conformaron el colector fueron fabricados en aluminio (**Figura: 2.15**) mientras que los Perfiles Tubulares Rectangulares (PTR) y la estructura del soporte para el colector se construyeron de acero. Estos colectores también fueron evaluados por un Análisis de Elementos Finitos (**Figura: 2.16**) para determinar los efectos de las cargas de viento. El sistema de seguimiento estaba constituido por un servomotor de corriente directa acoplado a la flecha del colector mediante un sistema de banda y poleas (Venegas, 2013).



Figura 2.14: Arreglo de colectores, del lado izquierdo se aprecian los CCP- 45 y del lado derecho los CCP-90 (Venegas, 2013)

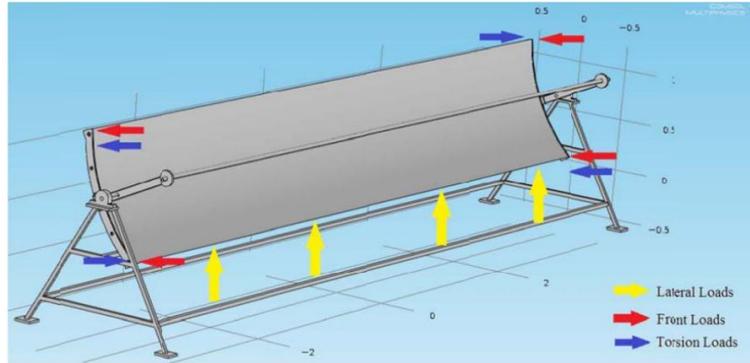


Figura 2.15 : Análisis de Elementos Finitos aplicado a cada colector (Venegas, 2013)

El trabajo reportó que para el CCP-90 se tuvo un valor máximo de eficiencia de 66% y en el CCP-45 de 35%. Esta diferencia fue debido a la baja eficiencia óptica del CCP-45, ya que parte de la radiación no era interceptada por el receptor para ángulos de incidencia alejados de la normal del CCP. Para el arreglo mixto de estos colectores se registró una eficiencia máxima de 55% para un flujo de 4 litros por minuto (Venegas, 2013).

2.9.4. Panorama en el Estado de Yucatán.

El Estado de Yucatán, cuenta con el recurso solar suficiente (promedio anual de 5500 Wh/m²) para que la energía solar fototérmica pueda ser aprovechada. Una de las principales formas de aprovechamiento es la generación de calor de proceso. En la actualidad en el estado existen proyectos de industrias privadas que buscan implementar esta tecnología por lo menos mediante prototipos.

Una de las principales formas de aprovechamiento es través de la generación de calor de proceso, ya que existen diferentes industrias instaladas en la región.

2.9.4.1. Colector de la Universidad Autónoma de Yucatán (UADY).

En la Facultad de Ingeniería de la UADY se construyó un Colector de Canal Parabólico en el año 2010. El concentrador era una lámina de acero inoxidable con acabado pulido, con 3 soportes de acero inoxidable, dos en los extremos y uno en el centro para sostener al tubo receptor. El colector tenía un ángulo de borde igual a 65.56° y un tubo receptor de cobre de ¾", al cual se le aplicó una pintura negra especial para altas temperaturas. Contaba con una longitud de 2.40 metros y una apertura de 2.325 metros. A este colector se decidió darle una orientación Norte-Sur para el seguimiento solar. La eficiencia del colector, a un flujo másico de 0.022 kg/s y una temperatura cercana al ambiente, fue de 5.43 % (Rosado, 2010).

2.10. Aplicaciones de los colectores

Hay varias maneras de clasificar a los colectores en los sistemas solares térmicos: de acuerdo al tipo de colector solar empleado, de acuerdo a la temperatura de operación que puede alcanzar el colector o de acuerdo a la aplicación final de la energía térmica obtenida.

En cuanto a las aplicaciones de los colectores, existen 3 sistemas térmicos más desarrollados:

- Generación termosolar de potencia
- Calor solar para procesos industriales
- Calentamiento de agua y acondicionamiento de espacios

A continuación, se presentan algunas descripciones de estas aplicaciones (Fernández-García, Zarza, Valenzuela y Pérez, 2010):

1. Plantas Concentradoras de Energía Solar: Estas plantas normalmente se localizan en zonas parcialmente áridas donde el recurso solar es muy alto, entre 1700 kWh/m² año y 2000 kWh/m² año. Las áreas con mayor potencial en el mundo son el desierto de África del Norte, la Península Arábiga, India, centro y este de Australia, noreste de Brasil, norte de México, sur de Estados Unidos, sur de España y las islas Mediterráneas. Estas plantas se instalan con una orientación norte-sur, maximizando la cantidad de energía producida a lo largo del año. Sus temperaturas de operación oscilan entre los 250 °C y los 400 °C. Su principal uso es para la producción de electricidad.

2. Calor de Proceso Industrial: De la energía total demandada por las industrias, entre el 45 y el 65% es usado directamente para la aplicación de calor de proceso en la producción y tratamiento de los diversos productos. Las temperaturas típicas de estos procesos oscilan entre los 60 °C y los 400 °C (**Tabla 2.4**); siendo las industrias de alimentos y bebidas las que entran dentro de esta clasificación. Aunque también se tiene un gran potencial en el área de la industria textil, metal, tratamiento de plásticos, químicos, limpieza, secado, evaporación, destilación, blanqueo, pasteurización, esterilización y pinturas.

3. Calentamiento de agua y espacios domésticos: Para estas aplicaciones las temperaturas requeridas son menores a 100 °C, principalmente para la cocina, baños, lavandería e inclusive para el calentamiento del agua de las piscinas.

4. Refrigeración y aire acondicionado: Esta tecnología sigue desarrollándose debido a la gran competencia que existe con los sistemas de refrigeración convencionales. Sin

embargo, se pueden emplear los CCPs para estos procesos. Las temperaturas requeridas oscilan entre los 140 °C y los 160 °C.

Otras aplicaciones pueden contemplar su uso en el bombeo y riego, desalinización y química solar, sin embargo, solo la segunda de éstas ha presentado buenos resultados.

Tabla 2.4: Intervalo de temperatura para diferentes procesos industriales, tomado de (Kalogirou, 2003)

Industria	Proceso	Temperatura °C
Lechera	Pasteurización	60-80
	Esterilización	100-120
	Secado	120-180
	Concentrados	60-80
	Agua de alimentación de caldera	60-80
Comida enlatada	Esterilización	110-120
	Pasteurización	60-80
	Cocimiento	60-90
	Blanqueo	60-90
Textil	Blanqueo, teñido	60-90
	Secado, desengrasado	100-130
	Teñido	70-90
	Fijación	160-180
	Estampado	80-100
Papel	Cocción, secado	60-80
	Agua de alimentación de caldera	60-90
	Blanqueo	130-150
Química	Jabones	200-260
	Hule sintético	150-200
	Tratamiento térmico	120-180
	Pre calentamiento de agua	60-90
Carne	Lavado, esterilización	60-90
	Cocción	90-100
Bebidas	Lavado, esterilización	60-80
	Pasteurización	60-70
Harinas y subproductos	Esterilización	60-80
Subproductos de la madera	Termoformado de vigas	80-100
	Secado	60-100
	Pre calentado de agua	60-90
	Preparación de pulpa	120-170
Ladrillos y bloques	Curado	60-140
Plásticos	Preparación	120-140
	Destilación	140-150
	Separación	200-220
	Extensión	140-160
	Secado	180-200
	Mezclado	120-140

CAPÍTULO 3. DIMENSIONAMIENTO, CONSTRUCCIÓN Y BEG DEL COLECTOR DE CANAL PARABÓLICA

En este capítulo se presenta una breve introducción de los componentes del CCP, así como los parámetros que se toman en cuenta para el diseño del CCP. En primer lugar se definen los parámetros geométricos del CCP, tales como el ángulo de apertura, la distancia focal, la apertura y el perímetro de la parábola. Estos parámetros van estrechamente ligados con el desempeño óptico del CCP. Posteriormente se hace el diseño mecánico. En este capítulo también se presenta el análisis térmico donde se determinan de manera teórica los parámetros como la eficiencia óptica y eficiencia térmica del CCP.

3.1. Componentes del CCP

Los colectores de canal parabólico están compuestos de los siguientes elementos:

- Reflector cilindro parabólico o superficie reflectora
- Absorbedor o tubo receptor
- Sistema de seguimiento solar
- Estructura metálica de soporte

3.1.1. El reflector cilindro parabólico o superficie reflectora

El reflector es un espejo curvado en una de sus dimensiones con forma de parábola, que concentra sobre su línea focal toda la radiación solar que atraviesa su plano. La superficie especular se consigue a base de películas de plata o aluminio depositadas sobre un soporte que le da rigidez. Entre los materiales empleados se encuentran plásticos recubiertos con películas de plata o aluminio, chapas metálicas como acero inoxidable, o el más usado: vidrio. Los materiales reflectores solares, deben tener alta reflectividad, larga durabilidad, resistencia mecánica y bajo costo.

Nostell et al., 1998 y Syed Mohd et al., 2015 explicaron que el acero inoxidable es un material que puede usarse como material reflector solar, por ser resistente al envejecimiento y mecánicamente más fuerte que la plata y el aluminio. Sin embargo, por tener un costo elevado se utiliza más el aluminio anodizado.

La **Figura 3.1** muestra la superficie reflectora que se usa en los CCPs comerciales.



Figura 3.1 : Superficie reflectora de un CCP, figura modificada (2017)

3.1.2. El absorbedor o tubo receptor

El absorbedor es otro de los componentes que conforman un CCP y en el cual recae el rendimiento global del colector. Puede constar de uno o de dos tubos concéntricos. En el caso de tubos concéntricos, el tubo interior es de material metálico y el tubo exterior es de cristal. El tubo metálico lleva un recubrimiento selectivo que posee una elevada absorptividad (mayor al 90%) y una baja emisividad. El tubo de cristal suele llevar también, un tratamiento antirreflexivo en sus dos caras para aumentar su transmisividad a la radiación solar y, por consiguiente, el rendimiento óptico del colector. La **Figura 3.2** presenta el tubo receptor que es usado en los CCPs comerciales.

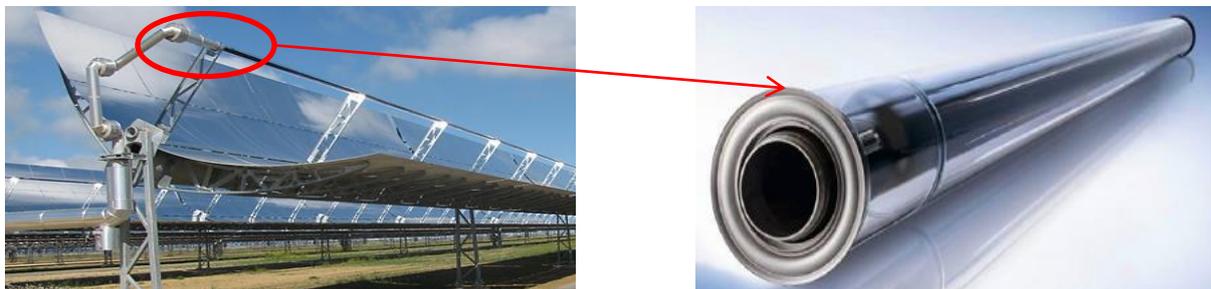


Figura 3.2 : Absorbedor o tubo receptor de un CCP, figura modificada (2017)

Los colectores solares, deben seguir ciertos parámetros para obtener una máxima eficiencia, uno de ellos es la cubierta de vidrio. La cubierta debe estar hecha de una simple hoja o varias capas de vidrio. El vidrio debe tener bajas cantidades de hierro para que tenga una alta transmisividad de radiación solar.

3.1.3. Sistema del seguimiento solar

Con el fin de maximizar la energía solar que llega al receptor, un sistema de seguimiento solar debe ser desarrollado. En un colector parabólico es de gran importancia debido a que los rayos que inciden de manera paralela a la línea focal inciden en el foco y por lo tanto es necesario dirigirlos al Sol en todo momento.

Un sistema de seguimiento debe ser confiable, capaz de seguir al Sol con un cierto nivel de certeza (la certeza depende de la aplicación que se requiera), capaz de regresar al colector de su posición en el ocaso a su posición de espera del sol en el amanecer y también capaz de seguir al Sol aun cuando haya existencia de nubes en forma intermitente.

Adicionalmente, el sistema de seguimiento también puede ser usado para proteger al colector ante la presencia de condiciones adversas de trabajo, como ráfagas de viento intensas, sobrecalentamiento del motor o falla en el flujo del fluido de enfriamiento. (Hession, 1984.)

Las velocidades medias de desplazamiento del Sol promedian los 15°/hora. La velocidad de giro en azimut puede tener un máximo de 80°/hora en el medio día del solsticio de verano, pero esta velocidad solo dura algunos minutos. Debido a esta baja velocidad de desplazamiento, los sistemas de seguimiento no requieren de motores con alta potencia, sino con alto torque; los cuales sean capaces de retirar al sistema de la inercia y hacer giros del sistema en torno a los 5° (Lucifredi et al., 1979)

3.1.4. La estructura o soporte metálico

El soporte metálico es el encargado de dar rigidez al conjunto de elementos que lo componen. Además de ejercer como interface entre los reflectores y las cimentaciones de hormigón que la soportan. Estas estructuras son normalmente metálicas, aunque pueden ser construidos de hormigón como una sola pieza junto con las cimentaciones.

3.2. Parámetros de diseño y del dimensionamiento del CCP

Para determinar el diseño óptico del CCP se considera la sección transversal de un concentrador de canal parabólico como se muestra en la **Figura 3.3**, donde se muestran varios factores importantes. La radiación incidente en el borde del reflector del colector, denominado el radio máximo del concentrador parabólico r_r , forma un ángulo con la línea central del colector φ_r , y se llama el ángulo de apertura. En un concentrador ideal, la imagen formada del Sol en el receptor depende sólo de estos dos parámetros y del tamaño del ángulo que sustenta el Sol visto desde la Tierra.

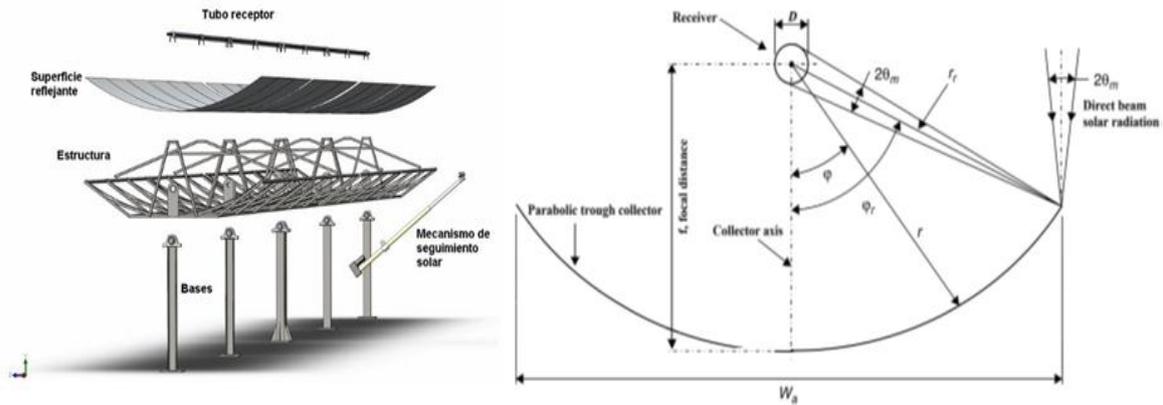


Figura 3.3: Sección transversal del concentrador de canal parabólico y receptor circular (Kalogirou, 2009).

La ecuación de la parábola en términos del sistema de coordenadas de la **Figura 3.3** se expresa como:

$$y = \frac{1}{4f} x^2 \quad (\text{Ec. 3.1})$$

Donde, f es la distancia focal de la parábola.

Para un concentrador parabólico especular perfectamente alineado, el tamaño del diámetro del receptor D que intercepta toda la imagen solar formada en el foco del concentrador se obtiene de la relación trigonométrica:

$$D = 2 r_r \text{sen}(\theta_m) \quad (\text{Ec. 3.2})$$

Donde, θ_m es el ángulo medio de aceptación que es definido por las propiedades de superficie del reflector, la alineación en el seguimiento del CCP y la curvatura de la parábola, como se explica posteriormente.

Para un reflector parabólico, el radio r mostrado en la **Figura 3.3** está dado por:

$$r = \frac{2f}{1 + \cos(\varphi)} \quad (\text{Ec. 3.3})$$

donde φ es el ángulo entre el eje del colector y un rayo reflejado hacia el foco como se muestra en la **Figura 3.3**.

Conforme varía φ desde 0 hasta φ_r , se incrementa r desde f hasta r_r , el tamaño de la imagen teórica se incrementa desde $2f \sin(\theta_m)$ hasta $2r_r \sin(\theta_m) / \cos(\varphi_r + \theta_m)$. Por lo tanto, hay una imagen esparcida en el plano perpendicular al eje de la parábola.

Cuando se considera el ángulo de borde φ_r , la **Ec. 3.3** se convierte en:

$$r_r = \frac{2f}{1 + \cos(\varphi_r)} \quad (\text{Ec. 3.4})$$

Otro parámetro importante relacionado con el ángulo de borde φ_r es la apertura de la parábola W_a . Con base en la **Figura 3.3** y simple trigonometría, se puede encontrar que:

$$W_a = 2 r_r \sin(\varphi_r) \quad (\text{Ec. 3.5})$$

Sustituyendo la **Ec. 3.4** en la **Ec. 3.5** se obtiene que:

$$W_a = \frac{4f \sin(\varphi_r)}{1 + \cos(\varphi_r)} \quad (\text{Ec. 3.6})$$

La cual se puede simplificar como:

$$W_a = 4f \tan\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) \quad (\text{Ec. 3.7})$$

Por otro lado, para un receptor tubular la razón de concentración C está dada por:

$$C = \frac{W_a}{\pi D} \quad (\text{Ec. 3.8})$$

Al reemplazar D y W_a en las **Ecs. (3.2 y 3.5)**, respectivamente, obtenemos que:

$$C = \frac{\sin(\varphi_r)}{\pi \sin(\theta_m)} \quad (\text{Ec. 3.9})$$

La máxima razón de concentración ocurre cuando $\varphi_r = 90^\circ$ y $\sin(\varphi_r) = 1$. Por lo tanto al remplazar el valor $\sin(\varphi_r) = 1$ en la **Ec.3.9**, se obtiene el máximo valor de la concentración tal que:

$$C_{max} = \frac{1}{\pi \sin(\theta_m)} \quad (\text{Ec. 3.10})$$

La magnitud del ángulo de borde φ_r determina el material requerido para la construcción de la superficie de la parábola del CCP. La longitud de la curva o arco S de material reflectivo para colectores con ángulos de borde de 90° está dado por (Kalogirou, 2004):

$$H_p = \frac{2S}{\left(\sec\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) \tan\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) + \ln\left(\sec\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) \tan\left(\frac{\varphi_r}{2}\right)\right)\right)} \quad (\text{Ec. 3.11})$$

Donde H_p es el lado recto de la parábola (la apertura de la parábola hacia el punto focal), y la distancia focal f está definida por la relación:

$$f = \frac{H_p}{4} \quad (\text{Ec. 3.12})$$

Por lo tanto, si se establece el ancho del material empleado para la construcción del CCP (longitud de la curva o arco S de material reflectivo) y el ángulo de borde φ_r , la distancia focal f (Ec. 3.12) y la abertura W_a de la parábola (Ec. 3.7) quedan definidos. De esta manera se puede escribir la siguiente relación entre la apertura de la parábola W_a y la longitud de la curva o arco S de material reflectivo:

$$W_a = \frac{2S \tan\left(\frac{\varphi_r}{2}\right)}{\left(\sec\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) \tan\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) + \ln\left(\sec\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) \tan\left(\frac{\varphi_r}{2}\right)\right)\right)} \quad (\text{Ec. 3.13})$$

Otra expresión de la ecuación anterior del diámetro del tubo absorbedor es:

$$D = 2 r_r \sin\left(\theta_m + \frac{\delta}{2}\right) \quad (\text{Ec. 3.14})$$

Donde, δ es el ángulo de dispersión, debido a las imperfecciones en la superficie reflectante y el sistema de seguimiento. Aquí δ es una medida del error que se tiene de la radiación reflejada por dicha superficie (Duffie y Beckman, 2006). Con la inclusión de este ángulo, se puede contemplar la ampliación de la imagen resultante en el tubo receptor; por lo tanto la Ec. 3.2 se modifica para obtener la siguiente expresión:

$$D = 2 W_a \frac{\text{sen}\left(\left(\theta_m + \frac{\delta}{2}\right)\right)}{\text{sen}(\varphi_r)} \quad (\text{Ec. 3.15})$$

Para definir el área de la lámina reflectora (A_a), se multiplica el ancho de apertura (W_a) de la parábola por su longitud (L_t) :

$$A_a = W_a L_t \quad (\text{Ec. 3.16})$$

El área superficial del tubo receptor equivale a su diámetro exterior multiplicado por π y por su longitud.

$$A_r = \pi D_{ext} L_t \quad (\text{Ec. 3.17})$$

donde D_{ext} es el diámetro externo del tubo receptor y L_t la longitud de la lámina reflectora del colector. Conociendo estos dos parámetros se puede calcular el factor de concentración, el cual es la razón del área de apertura de la parábola respecto al área superficial del tubo receptor.

$$C = \frac{A_a}{A_r} = \frac{W_a}{\pi D_{ext}} \quad (\text{Ec. 3.18})$$

La **Tabla 3.1** presenta los valores involucrados en el diseño del CCP del presente trabajo:

Tabla 3.1 : Parámetros geométricos del CCP

Parámetro	Simbología	Valor
Ancho de apertura de la parábola [m]	W_a	1.04
Longitud del tubo receptor [m]	L_t	2
Distancia focal [m]	f	0.26
Longitud de la curva de la parábola [m]	S_a	1.19
Diámetro externo del tubo [m]	D_{ext}	0.028575
Diámetro interno del tubo [m]	D_i	0.026035
Área de apertura de la lámina [m ²]	A_a	2.08
Área del tubo receptor [m ²]	A_r	0.1795
Factor de concentración [-]	C	11.585

3.3. Eficiencia óptica

La eficiencia óptica está definida como la razón entre la energía absorbida por el receptor y la energía incidente en el área de apertura del colector. Ésta depende de las propiedades ópticas de los materiales involucrados, la geometría del colector y las imperfecciones resultantes de la construcción del mismo. La eficiencia óptica se define como (Duffie y Beckman, 2013):

$$\eta_o = \rho\tau\alpha\gamma [1 - A_f \tan(\theta)] \cos(\theta) \quad (\text{Ec 3.19})$$

donde ρ es la reflectividad de la superficie parabólica, τ la transmisividad de la cubierta de vidrio (en el caso de que el tubo esté expuesto al ambiente, la envolvente es el aire mismo), α es la absorptividad del tubo receptor, γ es el factor de intercepción, A_f es el factor geométrico del colector que depende de la geometría de éste y θ es el ángulo de incidencia de los rayos solares. El ángulo de incidencia es de gran importancia en este tipo de colectores puesto que es un factor multiplicativo de la radiación directa. Este factor depende del tipo de seguimiento implementado en el colector (Velasco, 2012). En este trabajo se empleó un CCP con seguimiento Este-Oeste direccionado hacia al sur con un solo eje, y su ángulo de incidencia se calcula como (Kreith and Kreider, 1978; Duffie and Beckman, 1991):

$$\begin{aligned} \theta = & \arccos(\text{sen}(\psi)\text{sen}(\delta') \cos(\beta') - \cos(\psi) \text{sen}(\delta')\text{sen}(\beta') \cos(Z) \\ & + \cos(\psi) \cos(\delta') \cos(\omega_s) \cos(\beta') + \text{sen}(\psi) \cos(\delta') \cos(\omega_s) \text{sen}(\beta') \cos(Z) \\ & + \cos(\delta') \text{sen}(\omega_s)\text{sen}(\beta')\text{sen}(Z)) \end{aligned} \quad (\text{Ec. 3.20})$$

donde

ψ : Latitud local, definida como el ángulo entre una línea desde el centro de la tierra hasta el interés del sitio y el plano ecuatorial. Los valores al norte del ecuador son positivos y los del sur son negativos.

β' : Ángulo de inclinación de la superficie desde la horizontal.

Z : Ángulo acimutal de superficie, el ángulo entre la normal a la superficie desde el sur verdadero, hacia el oeste se designa como positivo.

δ' : La declinación solar y ω_s es el ángulo horario. Para calcular la declinación solar se emplea la ecuación de Cooper (El Mghouchi et al., 2016):

$$\delta' = 23.45 \operatorname{sen} \left(\frac{360}{365} (n + 284) \right) \quad (\text{Ec. 3.21})$$

siendo n el día juliano.

De igual manera, se necesita conocer el ángulo horario ω_s ($^\circ$), el cuál es el ángulo entre el plano meridiano que pasa por el centro del Sol y el plano vertical. Éste define el tiempo solar verdadero T_{sv} (h). El ángulo horario se calcula como:

$$\omega_s = 15(T_{sv} - 12) \quad (\text{Ec. 3.22})$$

Donde T_{sv} se define como el tiempo dado por el movimiento diario del Sol en el firmamento, también denominado el tiempo solar verdadero y se obtiene mediante la siguiente relación:

$$T_{sv} = T_l - e_v + \frac{E_T}{60} + \frac{1}{15} (D_l) \quad (\text{Ec. 3.23})$$

donde: E_T se calcula por la ecuación de Spencer (El Mghouchi et al., 2016):

$$E_T = 229.2(0.000075 + 0.001868 \cos(\Gamma) - 0.032077 \operatorname{sen}(\Gamma) - 0.014615 \cos(2\Gamma) - 0.04089 \operatorname{sen}(2\Gamma)) \quad (\text{Ec.24})$$

siendo $\Gamma = \frac{360}{365} (n - 1)$.

Para calcular la eficiencia óptica se deben definir dos parámetros importantes: el factor geométrico (A_f) y el factor de intercepción (γ). El primero es una medida de la reducción efectiva del área de apertura debido a efectos anormales en la incidencia, mientras que el segundo describe la cantidad de energía que es interceptada por el colector (Vidriales, 2007).

El factor geométrico es una medida de la reducción efectiva del área de apertura debido a los efectos de incidencia anormal de la radiación solar, incluye a su vez, efectos de sombreado y pérdida de radiación reflejada de la superficie reflectora hacia el receptor. Para este cálculo se toma en cuenta la longitud de apertura de la parábola, su altura, la distancia focal y el área de la superficie reflectante, tal y como sigue:

$$A_f = \frac{\frac{2}{3} W_a h_p + f W_a \left[1 + \frac{W_a^2}{48 f^2} \right]}{A_a} \quad (\text{Ec. 3.25})$$

donde h_p es la altura de la parábola.

El factor de intercepción se puede calcular de manera analítica considerando la ecuación dada por Güven y Bannerot (Güven y Banerot, 1986):

$$\gamma = \frac{1 + \cos(\varphi_r)}{2\text{sen}(\varphi_r)} \int_0^{\varphi_r} \frac{\text{erf}(A) - \text{erf}(B)}{1 + \cos(\varphi)} d\varphi \quad (\text{Ec. 3.26})$$

donde:

$$A = \frac{\text{sen}(\varphi_r)[1 + \cos(\varphi)][1 - 2d^* \text{sen}(\varphi)] - \pi \beta^*[1 + \cos(\varphi_r)]}{\sqrt{2} \pi \sigma^* [1 + \cos(\varphi_r)]}$$

$$B = - \frac{\text{sen}(\varphi_r)[1 + \cos(\varphi)][1 + 2d^* \text{sen}(\varphi)] + \pi \beta^*[1 + \cos(\varphi_r)]}{\sqrt{2} \pi \sigma^* [1 + \cos(\varphi_r)]}$$

erf : es la función error,

d^* : es el parámetro de error universal no aleatorio debido a la mal colocación del receptor y errores de perfil del reflector ($d^* = d_r / D_e$),

β^* : es el parámetro de error universal no aleatorio debido a errores angulares ($\beta^* = \beta C$),

σ^* : es el parámetro de error aleatorio ($\sigma^* = \sigma_a C$),

d_r : es el desplazamiento del receptor del foco (m) y

β : es el error de ángulo por desalineación ($^\circ$).

El valor del factor de intercepción depende del tamaño del receptor, los errores de la superficie parabólica y la dispersión de la radiación solar. Los errores relacionados con la superficie son aleatorios (pueden ser representados por distribuciones normales de probabilidad) y no aleatorios (relacionados con la construcción y operación del colector). Los errores aleatorios se identifican por cambios aparentes en el tamaño del Sol, errores de dispersión causados por errores aleatorios de inclinación (por ejemplo, distorsión de la parábola debido a cargas de viento) y efectos de dispersión asociados con superficies reflectivas. Los errores no aleatorios pueden ser identificados en forma de imperfecciones del perfil del reflector, errores por desalineación y errores de ubicación del receptor. Los errores aleatorios son modelados estadísticamente, determinando la desviación estándar de la distribución de energía reflejada total en una incidencia normal (Vidriales, 2007). El error aleatorio σ_a se calcula de acuerdo a (Güven y Bannerot, 1986) como:

$$\sigma_a = \sqrt{\sigma_{sol}^2 + 4\sigma_{pend}^2 + \sigma_{ref}^2 + \sigma_{desp}^2 + \sigma_{seg}^2} \quad (\text{Ec. 3.27})$$

Para un colector fabricado cuidadosamente, $\sigma_{ref} = 0.002 \text{ rad}$ y $\sigma_{pend} = 0.004 \text{ rad}$, el ángulo del cono solar $\sigma_{sol} = 0.004 \text{ rad}$, si el colector cuenta con un sistema de seguimiento, $\sigma_{desp} = 0.002 \text{ rad}$ y $\sigma_{seg} = 0.002 \text{ rad}$. Para este trabajo se consideraron estos cinco parámetros. Por lo tanto, $\sigma_a = 0.01$. La **Tabla 3.2** presenta los valores utilizados para el cálculo de γ (Jaramillo et al., 2013).

Tabla 3.2: Parámetros ópticos para el cálculo del factor de intercepción del CCP con ángulo de borde de 90° y diámetro nominal de 1 in.

Parámetro	Valor	Unidades
d_r	0.0075	<i>m</i>
β	0.50	$^\circ$
σ_a	0.01	<i>rad</i>
d^*	0.2625	<i>m</i>
β^*	5.7025	$^\circ$
σ^*	0.11585	<i>rad</i>
γ	0.9012	—

Finalmente, en la **Tabla 3.3** se muestra el valor de algunos de los parámetros involucrados para el cálculo de la eficiencia óptica del CCP para el caso del tubo receptor sin y con cubierta de vidrio evacuado.

Tabla 3.3: Parámetros ópticos para el cálculo de la eficiencia óptica del CCP

Parámetro	No evacuado	Referencia
ρ	0.95	Alanod, 2017
τ	1	Jaramillo et al., 2016
α	0.96	Jaramillo et al., 2016

Cabe aclarar que tanto el factor de intercepción, el factor geométrico y el ángulo de incidencia son parámetros que toman diversos valores para cada simulación, dependiendo si el tubo receptor cuenta con cubierta de vidrio o no.

3.4. Eficiencia térmica

Para el análisis térmico del CCP se consideran despreciables las pérdidas por conducción ya que se suponen los soportes del tubo receptor aislados. Por lo tanto, el coeficiente de pérdidas por transferencia de calor se puede escribir como:

$$U_L = h_v + h_r \quad (\text{Ec. 3.28})$$

donde h_v el coeficiente de transferencia de calor por convección y h_r es el coeficiente de transferencia de calor por radiación.

El coeficiente de transferencia de calor por radiación se puede estimar como (Kalogirou, 2013):

$$h_r = 4 \sigma \varepsilon_r T_r^3 \quad (\text{Ec. 3.29})$$

en el cual σ es la constante de Stefan-Boltzmann, ε_r es la emisividad del tubo receptor y T_r la temperatura en su superficie. El coeficiente por pérdidas convectivas se calcula como:

$$h_v = \frac{k_v}{D_{ext}} Nu_v \quad (\text{Ec. 3.30})$$

donde k_v es la conductividad térmica del aire y Nu_v es el número de Nusselt, el cual se puede estimar mediante la ecuación de Churchill y Bernstein (Cengel y Ghajar, 2011):

$$Nu_v = 0.3 + \frac{0.62 Re_v^{1/2} Pr_v^{1/3}}{[1 + (0.4/Pr_v)^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_v}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (\text{Ec. 3.31})$$

Siendo Re_v y Pr_v los números de Reynolds y Prandtl para el aire respectivamente. Cabe aclarar que la Ec. 3.29 se emplea para $Re_v Pr_v > 0.2$ (Cengel y Ghajar, 2011).

El número de Reynolds se calcula como:

$$Re_v = \frac{V D_{ext}}{\nu} \quad (\text{Ec. 3.32})$$

siendo V la velocidad del viento y ν la viscosidad cinemática del aire. El número de Prandtl se encuentra en las tablas de transferencia de calor por convección. Cabe recalcar que los parámetros involucrados en los cálculos como la conductividad

térmica, el número de Prandtl, entre otros, se evalúan de acuerdo a la temperatura de película del fluido. Para el aire, la temperatura de película es el promedio entre la temperatura ambiente y la temperatura de la superficie del tubo receptor como se presenta en la *Ec. 3.27* (Cengel y Ghajar, 2011).

$$T_f = \frac{T_a + T_r}{2} \quad (\text{Ec. 3.33})$$

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor por radiación (h_r) es necesario estimar la temperatura superficial del tubo receptor. Una primera aproximación para calcular esta temperatura es a través de un balance de energía en el receptor despreciando las pérdidas de calor con el fin de estimar un valor máximo de T_r .

Se considera que el tubo receptor tiene una alta difusividad térmica y paredes delgadas (el tubo receptor está hecho de cobre con una difusividad térmica de 117×10^6 [m²/s], es decir, la misma temperatura en la superficie interna es la misma en la superficie externa (Jaramillo et al., 2016). De manera que:

$$\eta_o G_b A_a = A_r h_w (T_r - T_{out,m}) \quad (\text{Ec. 3.34})$$

despejando T_r de la *Ec. 3.34* queda como:

$$T_r = T_{out,m} + \frac{\eta_o G_b C}{h_w} \quad (\text{Ec. 3.35})$$

donde $T_{out,m}$ es la temperatura máxima del fluido en la salida del tubo, G_b es la irradiancia solar directa y h_w es el coeficiente de transferencia de calor por convección en el interior del tubo receptor, el cual se calcula como:

$$h_w = \frac{k_w}{D_i} Nu_w \quad (\text{Ec. 3.36})$$

siendo k_w la conductividad térmica del agua y Nu_w el número de Nusselt para el flujo interno.

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección en el interior del tubo receptor se necesita conocer el número de Nusselt, el cual dependerá si el flujo es laminar, turbulento o está en estado transitorio. Para estos tres casos se emplean las

ecuaciones de Gnielinski (Gnielinski, 2013). Para la región laminar ($Re_w < 2300$), con flujo de calor constante:

$$Nu_w = 4.36 \quad (\text{Ec. 3.37})$$

Para la región turbulenta con $Re_w > 4000$, el número de Nusselt es:

$$Nu_w = \frac{(f_f / 8)(Re_w - 1000)(1 + d^{2/3})Pr_w}{1 + 12.7 \sqrt{(f_f / 8)(Pr_w^{2/3} - 1)}} \left(\frac{Pr_w}{Pr_v} \right)^{0.11} \quad (\text{Ec. 3.38})$$

donde Pr_w es el número de Prandtl del agua, Pr_v es el número de Prandtl evaluado a la temperatura del aire, $d = D_i/L_t$ y f_f es el factor de fricción del fluido, el cual para tubos lisos o rugosos se puede estimar mediante la fórmula de Chen (Fernández-García et al., 2014):

$$f_f = \frac{1}{\left[-2 \log \left(\frac{1}{3.7065} \left(\frac{r_r}{D_i} \right) - \frac{5.0452}{Re_w} \log \left[\frac{1}{2.8257} \left(\frac{r_r}{D_i} \right)^{1.1098} + \frac{5.8506}{Re_w^{0.8981}} \right] \right) \right]^2} \quad (\text{Ec. 3.39})$$

siendo r_r la rugosidad del cobre, la cual tiene un valor de $1.5 \mu m$ (Çengel et al., 2006). Finalmente, para la región transitoria, Gnielinski propuso la siguiente ecuación (Gnielinski, 2013):

$$Nu_w = (1 - \xi) Nu_{lam,2300} + \xi Nu_{turb,4000} \quad (\text{Ec. 3.40})$$

donde:

$$\xi = \frac{Re_w - 2300}{4000 - 2300} \quad (\text{Ec. 3.41})$$

En la Ec.3.38, $Nu_{lam,2300} = 4.36$ y $Nu_{turb,4000}$ se calcula con la Ec.3.32, tomando $Re_w = 4000$, $Pr_w = 0.7$, $d = 0.0001$ y $\frac{Pr_w}{Pr_v} = 1$.

El número de Reynolds del agua se calcula con la siguiente ecuación:

$$Re_w = \frac{\rho V D_i}{\mu_w} \quad (\text{Ec. 3.42})$$

donde ρ es la densidad del agua en kg/m^3 , V es la velocidad del fluido en nuestro caso es el agua en m/s y μ_w es la viscosidad dinámica en $kg/m s$ que se calcula como:

$$\mu_w = \frac{(-4.28265 * 10^{-10} * T_{pro}^3 + (1.88979 * 10^{-7} * T_{pro}^2) - (2.77774 * 10^{-5} * T_{pro}) + (15.6 * 10^{-4}))}{(15.6 * 10^{-4})} \quad (Ec. 3.43)$$

La temperatura de salida del fluido $T_{out,m}$ de la Ec. 3.35 es la temperatura máxima que se obtendría al no tomar en cuenta las pérdidas de calor del fluido, la cual se calcula como (Jaramillo et al., 2016):

$$T_{out,m} = T_i + \frac{\eta_o G_b A_a}{\dot{m} C_p} \quad (Ec. 3.44)$$

Donde C_p es el calor específico del fluido, el cual está en función de la temperatura del mismo.

De la misma manera que sucede con la temperatura de película del aire, los parámetros involucrados en el cálculo de $T_{out,m}$ se evalúan a la temperatura media del fluido, mediante la siguiente relación (Cengel y Ghajar, 2011):

$$T_{pro} = \frac{T_i + T_{out,m}}{2} \quad (Ec. 3.45)$$

Continuando con el análisis térmico, se calcula el factor de remoción F_R , el cual relaciona la ganancia de energía útil real de un colector con la ganancia útil si toda la superficie del colector estuviera a la temperatura de entrada del fluido (Kalogirou, 2013):

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p}{A_r U_L} \left[1 - \text{Exp} \left[- \frac{U_L F' A_r}{\dot{m} C_p} \right] \right] \quad (Ec. 3.46)$$

donde F' es el factor de eficiencia del colector calculado como (Kalogirou, 2013):

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{\frac{1}{U_L} + \frac{D_{ext}}{h_w D_i} + \left(\frac{D_{ext}}{2k_c} \ln \frac{D_{ext}}{D_i} \right)} \quad (Ec. 3.47)$$

siendo k_c es la conductividad térmica del material del tubo receptor, que en este caso es cobre.

Una vez conocidos estos parámetros, se puede calcular el calor ganado por el colector en función de la energía recibida y las pérdidas por transferencia de calor como:

$$\dot{Q}_u = (\eta_o G_b A_a - A_r U_L (T_r - T_a)) \quad (Ec. 3.48)$$

Reemplazando estos valores por la temperatura interna del fluido T_i , la Ec. 3.48 queda finalmente como:

$$\dot{Q}_u = F_R (\eta_o G_b A_a - A_r U_L (T_i - T_a)) \quad (\text{Ec. 3.49})$$

Una vez hallado el calor ganado por el fluido, se realiza un balance de energía tomando en cuenta la energía de entrada y las pérdidas por transferencia de calor como (Kalogirou, 2013):

$$\dot{m} C_p (T_{real} - T_i) = F_R (\eta_o G_b A_a - A_r U_L (T_i - T_a)) \quad (\text{Ec. 3.50})$$

Despejando la temperatura de salida del fluido de la Ec. 3.42, queda como:

$$T_{real} = T_i + \frac{F_R (\eta_o G_b A_a - A_r U_L (T_i - T_a))}{\dot{m} C_p} \quad (\text{Ec. 3.51})$$

Finalmente, la eficiencia del CCP se halla mediante la primera ley de la termodinámica:

$$\eta_T = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{Q}_s} = \frac{F_R (\eta_o G_b A_a - A_r U_L (T_i - T_a))}{A_a G_b} \quad (\text{Ec. 3.52})$$

Donde \dot{Q}_s es la exergía entrante por parte del Sol. Simplificando, la ecuación para calcular la eficiencia térmica del CCP queda como (May et al., 2017):

$$\eta_T = F_R \left[\eta_o - \frac{U_L}{C} \left(\frac{T_i - T_a}{G_b} \right) \right] \quad (\text{Ec. 3.53})$$

CAPÍTULO 4. PROPUESTA PARA EL DISEÑO, LA CONSTRUCCIÓN Y MODELACIÓN DE BEG.

En este capítulo se presenta el diseño propuesto para el CCP con base del dimensionamiento realizado en el capítulo anterior. Los aspectos importantes del colector son la longitud de la curvatura, que está definida por el ancho de la lámina, y el tubo receptor adecuado para garantizar la intercepción de la radiación reflejada por el concentrador. Así mismo, se presenta el sistema de seguimiento del sol de los CCPs. También se presentan las simulaciones del trazado de rayos. Finalmente se presentan los resultados obtenidos de la modelación térmica del CCP mediante el BEG y los resultados obtenidos de la simulación del fluido empleando el software SolidWorks.

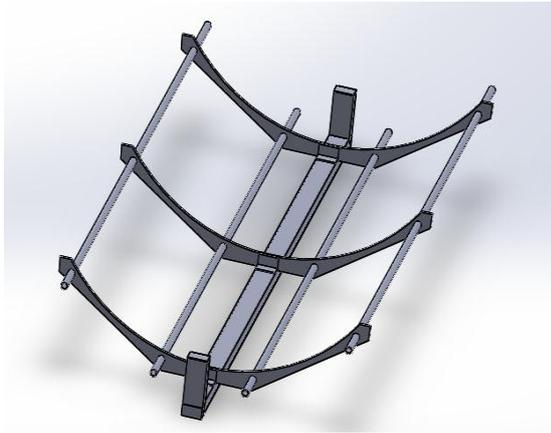
4.1. Descripción del diseño y la construcción del CCP

El sistema de concentradores solares de canal parabólico para la generación de calor de proceso propuesto en el presente proyecto está conformado por cinco elementos esenciales, los cuales son: el módulo de colectores solares, el sistema de almacenamiento térmico, el sistema de seguimiento del Sol, el sistema hidráulico y el sistema de control y adquisición de datos.

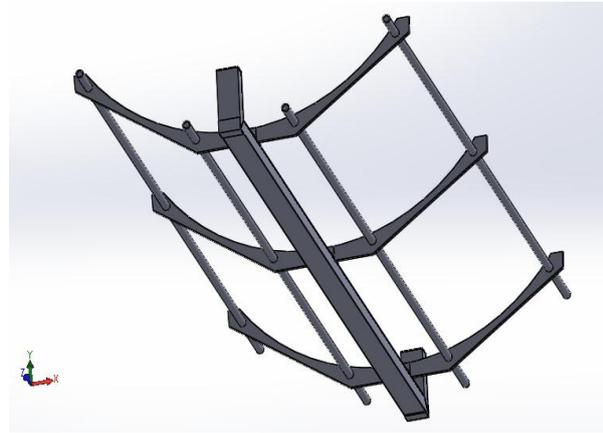
4.1.1. Módulo de colectores solares

El módulo de colectores solares está integrado por una estructura diseñada a base de costillas y perfiles de aluminio, capaces de soportar la parábola en las condiciones climáticas de la región. Dicha estructura funge como soporte para la montura de un armazón móvil, el cual permite la orientación del captador hacia la posición del Sol, con perfil parabólico.

Como se mencionó, en el diseño de los CCPs se consideró como criterios que los CCPs sean ligeros, estructuralmente rígidos, de fácil ensamble y de bajo costo. El diseño mecánico se hizo en un programa CAD (Computer Aided Design) de acuerdo al diseño teórico propuesto. Los CCPs están compuestos de tres costillas de aluminio cortadas mediante Control Numérico por Computadora (CNC) para asegurar que tengan forma parabólica y los CCPs tengan buena eficiencia óptica. Las costillas están unidas por cuatro tubos también de aluminio y la sujeción de los elementos se lleva a cabo mediante remaches. La **Figura.4.1** muestra la estructura del colector de 90° y los elementos que lo componen.



a) Vista superior del CCP



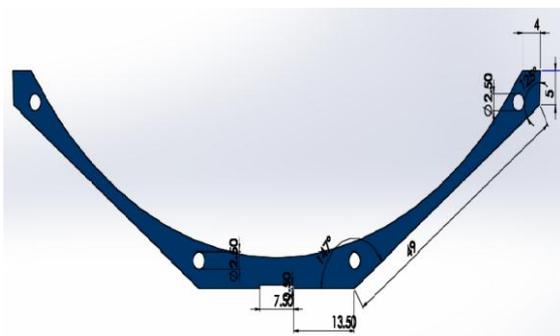
b) Vista inferior del CCP



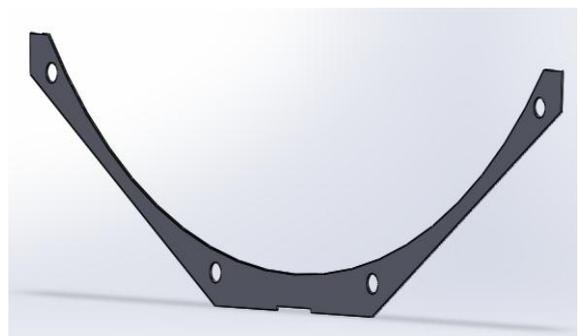
c) Vista real de la estructura básica de los colectores

Figura 4.1 : La estructura básica del colector con ángulo de borde de 90° a) Vista superior del CCP, b) Vista inferior del CCP y c) Vista real de la estructura básica de los colectores.

La **Figura 4.2** muestra el diseño final de la costilla, con las dimensiones especificadas para cada región de ésta. Esta costilla fue el resultado de diversos prototipos, en los cuales se analizaba la cantidad de material necesario para crear la costilla y las dimensiones de los materiales que serán usados para armar el colector.



a) Las dimensiones de la costilla



b) Vista frontal de la costilla

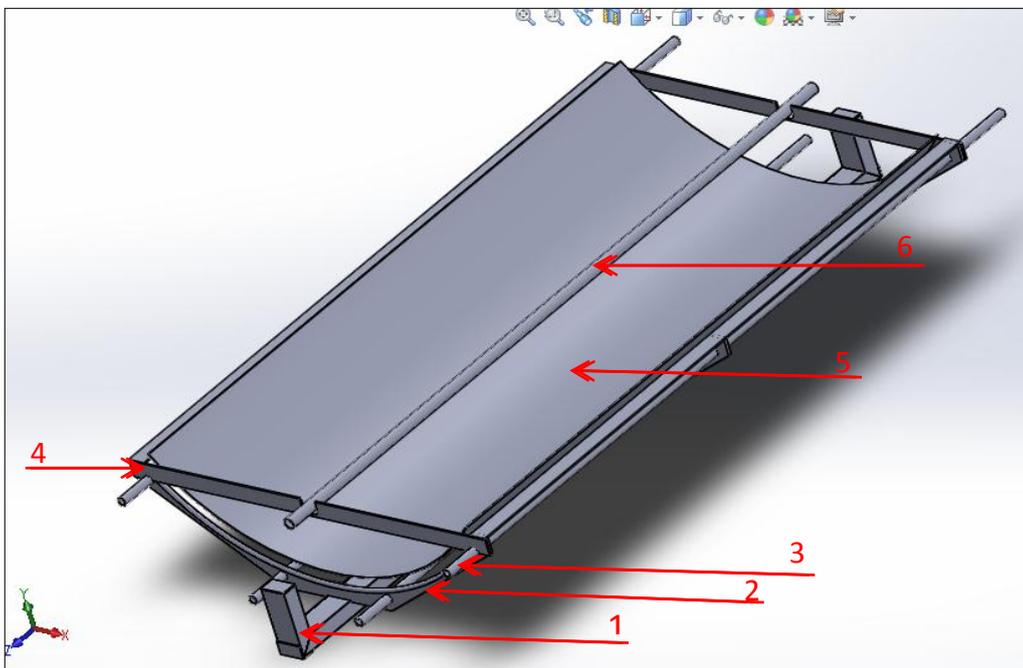


c) La construcción final de las costillas del CCP

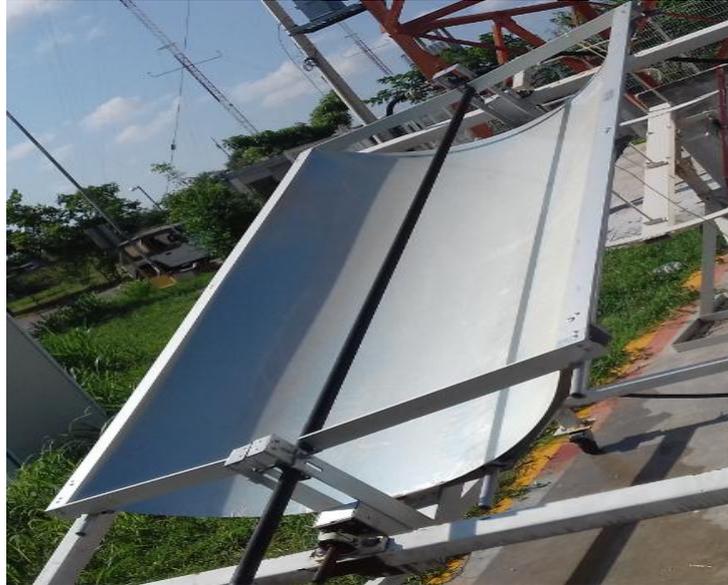
Figura 4.2: Diseño final de la costilla.

La **Figura 4.3** aprecia los componentes del colector, los cuales serán de aluminio, para reducir el peso total del CCP y alargar su vida útil. A continuación se listarán cada uno de los componentes:

1. PTR de 3" x 1 3/4" Calibre 16.
2. Costilla.
3. Tubería de unión cédula 40 de 1/2".
4. Marco de soporte para tubo receptor hecho de solera de 2" x 3/16".
5. Lámina con reflectividad del 95%.
6. Tubo absorbente



a)



b)

Figura 4.3. Componentes del sistema. a) Componentes del CCP diseñado en SolidWorks y b) Vista real del CCP

El colector tiene una longitud de 2.31 metros lineales, tomando como referencia los extremos de los PTR. La separación de las costillas y la posición del marco para soporte del tubo receptor están diseñadas de manera que las distancias sean equitativas para balancear su peso.

Con el fin de reducir los gastos de construcción se utilizan láminas de aluminio comercial con dimensiones de 1.07 m de ancho y por 2 m de largo. Se escogieron las láminas reflectivas de Alanod 4270AG 21, ya que reflejan el 95% de la luz solar (Alanod, 2012). Como parte del diseño del CCP, las hojas de aluminio no se cortan, doblan o se deforman: las láminas de aluminio se instalan en la estructura sin modificación, el perfil parabólico está dado simplemente por la forma de las costillas y el propio peso de las láminas que descansa sobre las costillas. Es importante señalar que cuando una lámina se corta, éste se deforma en la mayoría de los casos, ocasionando errores ópticos.

La **Figura 4.4** muestra la construcción final del sistema de los CCPs, para el cual ya se contemplan todas las uniones de costillas al PTR, marco y tuberías de unión; dichas uniones se realizaron con remaches. El marco de soporte entra 5 mm tanto del lado izquierdo como del derecho del área de apertura para funcionar también como tope para la lámina y así evitar que se mueva así como sufra algún daño posterior.

Los ejes de movimiento contemplan la colocación de una base para sujetarse a la estructura que se muestra a continuación. Dicha base le proveerá la inclinación necesaria a cada colector.

Cada colector pesa un aproximado de 25 kilogramos.



Figura 4.4: Construcción final del sistema de los CCPs.

- **Propuesta de diseño para la estructura del CCP.**

Sobre la estructura del CCP se coloca la lámina reflejante de aluminio. Se construyeron cuatro concentradores de canal parabólico en una superficie de 14.807 m^2 como se muestra en la **Figura 4.5** Para poder orientar los CCPs es necesario el uso de soportes o bases.



Figura 4.5: Diseño final de la estructura de soporte con los CCP.

La estructura tiene un largo de 6.70 metros, un ancho de 2.21 metros, la altura menor es de 0.68 metros y la mayor es de 1.53 metros; con estas medidas se conseguiría tener la inclinación de 21° . La separación entre cada colector es de 56 cm, con lo cual se garantiza que no se sombrearán entre ellos.

Toda la estructura se propone que sea de PTR de 2" x 2" calibre 14, para que sea lo suficientemente robusta para soportar el peso del arreglo de colectores. Debido a las características el material se fabricaría la estructura con soldadura a base de electrodo revestido.

La ventaja de tener este diseño es que se propone la inclinación a la latitud de Mérida, con lo cual se pretende optimizar la captación de la componente de radiación solar directa y con esto, una mayor concentración.

4.1.2. El tubo absorbedor

El absorbedor es un elemento más importante en un CCP; como se mostró en el capítulo 3, su dimensionamiento debe tener en cuenta los errores que se tengan en la lámina al momento de reflejar la irradiancia.

La *Ec. 3.14* incluye el efecto del ángulo de dispersión (δ) en la imagen reflejada por parte del concentrador hacia el tubo receptor. El ángulo de dispersión se puede medir experimentalmente con un sistema de medición de coordenadas llamado SOLO, desarrollado por la empresa Metronor (SOLO, 2015); el sistema se encarga de comparar la forma del concentrador armado con el CAD para poder determinar errores de pendiente y el ángulo de dispersión, entre otras cosas.

Para estimar un diámetro del tubo receptor, se proponen algunos valores para δ . Se evaluará la *Ec. 3.14* para ángulos de dispersión que van desde 0 a $6\theta_m$, en intervalos de $\theta_m/2$. La **Figura 4.6** muestra los valores estimados para el diámetro del receptor. Para entender mejor como afecta el ángulo de dispersión en la estimación de receptor, se describen los valores mínimo y máximo mostrados en la gráfica.

El valor mínimo es como si se usara la *Ec. 3.2*, debido a que se tiene una $\delta = 0$, y representaría que nuestro concentrador tiene la forma exacta de la parábola que se está proponiendo y que su superficie no tiene imperfección alguna, un caso ideal, por lo que el ángulo reflejado sería igual al ángulo incidente, es decir, el medio ángulo de aceptación; en este caso se necesitaría un receptor con diámetro igual a 5.06 milímetros, por lo tanto, un tubo de 1/8" con espesor de 1 mm sería suficiente para interceptar toda la radiación reflejada por el concentrador. El valor máximo supone que el ángulo de dispersión tiene un valor de 6 veces θ_m , es decir, que el ángulo de la radiación reflejada por el concentrador tuviera un valor de 4 veces el medio ángulo de aceptación; en este caso se necesitaría un receptor de aproximadamente 1.9 centímetros de diámetro, para lo cual un tubo de 3/4" con una pared de 1 mm de espesor es suficiente para que la radiación reflejada sea captada por el receptor.

Para este trabajo se propone un tubo receptor desnudo de 1" con espesor de 1 mm, debido a las conexiones que se tendrán con el sistema de almacenamiento en los tanques térmicos. Sin embargo, como se mostrará más adelante, la tubería escogida puede ser cambiada debido a la facilidad de implementación que el diseño aporta; por

lo tanto, en el mediano plazo, se podría implementar un sistema de tubos receptores evacuados teniendo la certeza de que podrán adecuarse al colector y con la garantía de que cubrirán hasta un ángulo de dispersión igual a 6 veces el medio ángulo de aceptación.

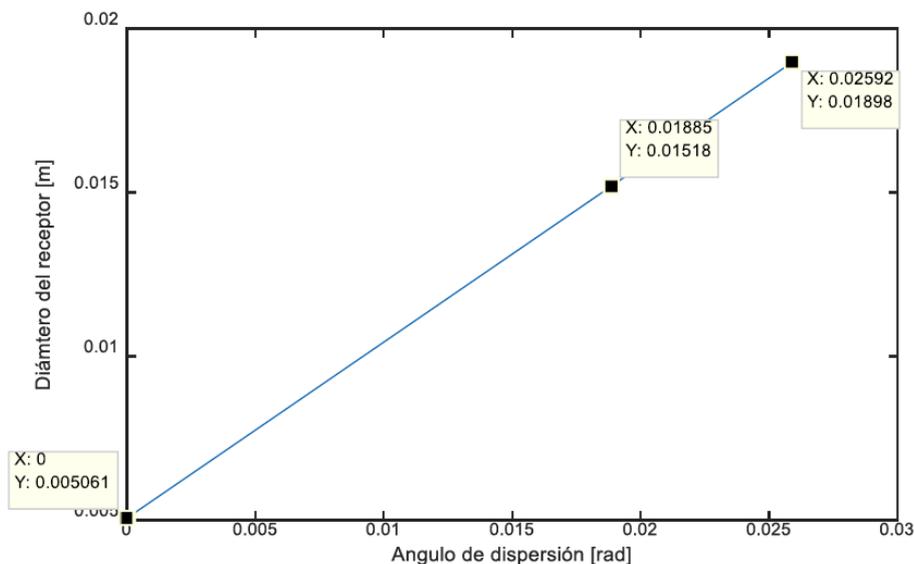


Figura 4.6: Estimación del diámetro para el tubo receptor, incluyendo el ángulo de dispersión.

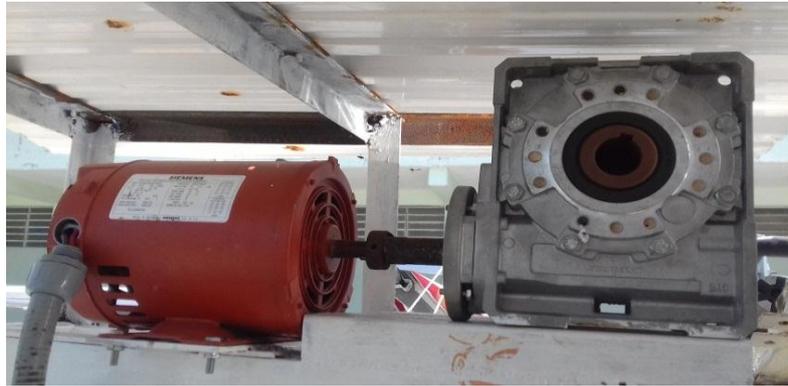
4.1.3. El sistema del seguimiento de los CCPs

El sistema de seguimiento que se propone estaría controlado por un Software de control que reciba señales de sensores que reaccionen a la luz, como fotorresistencias; esto con el objetivo de garantizar un correcto seguimiento al Sol. Este sistema le daría la capacidad de estar perpendicular a la incidencia de la radiación durante 4 horas aprovechando la hora solar, pues se le da un seguimiento de 30 grados hacia el Oeste y 30 grados hacia el Este, ya que el sol se desplaza aproximadamente 15°/hora.

Con esto se podría evaluar el arreglo durante cuatro horas seguidas, con el objetivo de mejorar la ganancia de energía útil.

El motor necesario para la rotación axial de los ejes de movimiento del colector debe proporcionar un gran torque ya que debe ser capaz de mover por lo menos 30 kilogramos para elevación y el doble para acimut. Por otra parte, debido al movimiento paulatino del Sol a lo largo del día, no se requiere una gran potencia. Por lo tanto, dado que se requiere un gran torque a una baja velocidad y una transmisión de movimiento unidireccional del motor hacia la masa del colector, se considera un motor tipo trifásico para asegurar la rotación de los colectores en dos direcciones y también ayuda a

disminuir el consumo de energía por lo cual suele ser muy apetecido en el área industrial, una potencia de $\frac{3}{4}$ HP, una velocidad de 1800 rpm y un voltaje de operación de 220 V; dos reductores de velocidad y cajas de transmisión que conecten entre sí a los CCP. Como se aprecia en la **Figura 4.7** cada CCP tiene una caja de transmisión acoplada a su eje para dar el mismo esfuerzo para cada colector. El CCP del extremo está conectado directamente al sistema del motor con reductores de velocidad.



a)



b)

Figura 4.7: El sistema de seguimiento a) El motor para la rotación axial del sistema de los colectores acoplado a los reductores de velocidad y b) Caja de transmisión

La **Tabla 4.1** muestra los parámetros del sistema de seguimiento del Sol y las características.

Tabla 4.1 Dispositivos presentes en el sistema de instrumentación y adquisición de datos.

Cantidad	Dispositivos
1	Motor de seguimiento de $\frac{3}{4}$ HP
1	Computadora para adquisición de datos
1	Potenciómetro
12	Coples
24	Prisioneros de 3/16"
1	Reductor de velocidad 60:1
1	Reductor de Velocidad 20:1
3	Ejes de Acero Inoxidable
1	Tarjeta de adquisición de datos DAQ NI PCI 6229
1	Módulo de conexiones para DAQ CB68LPR
4	Cajas de Transmisión

4.1.4. Sistema de almacenamiento térmico

El sistema de almacenamiento térmico está constituido por dos termotanques (**Figura 4.8**). Cada termotanque consiste de tres capas de materiales diferentes, el primero es una capa de acero inoxidable y es la que está en contacto directo con el fluido de trabajo, la segunda es una de capa fibra de vidrio cuyo coeficiente de transferencia de calor es cercano al del aire, con la ventaja de que la fibra de vidrio bloquea la transferencia de calor por radiación (para mantener la temperatura del fluido de trabajo en rango de la temperatura del medio ambiente fue necesario adherir un recubrimiento aislante al tanque), y la tercera capa es de acero galvanizado la cual protege la fibra de vidrio de las condiciones de la intemperie.



a)



b)

Figura 4.8: Sistema de almacenamiento. a) Diseño en SolidWorks b) La construcción final de los tanques de almacenamiento

Así mismo, cada termotanque posee una válvula de drenaje y válvula liberadora de aire, además de una resistencia eléctrica en la parte inferior. El fluido de trabajo con el cual opera el almacenamiento térmico será agua, la cual se distribuirá, utilizando un par de bombas hacia el módulo de captación solar mediante un circuito hidráulico recubierto por una pintura altamente absorbente (no selectiva) en el tramo correspondiente a los CCP.

Para el diseño del termotanque se tomó en cuenta la temperatura y la cantidad de fluido de trabajo a utilizar. La cantidad de fluido de trabajo a utilizar está en base al flujo y a la cantidad de tiempo máxima durante la cual se evaluará el Sistema Fototérmico. Para nuestro estudio se pretende evaluar el sistema durante una hora a un flujo de 5 L/min (litros por minutos), lo que da como resultado un volumen de 300 L. Una vez obtenida la capacidad volumétrica máxima del fluido de trabajo que el termotanque deberá almacenar, lo que resta es decidir las dimensiones del tanque, para este caso se tiene la fórmula del volumen de un cilindro:

$$V' = B \cdot L$$

$$\pi r'^2 L = 0.3 \text{ m}^3$$

Donde B es la base del cilindro, r' es el radio de la base del tanque y L es la altura del tanque. Se escogieron $r' = 0.3 \text{ m}$ y $L = 1.1 \text{ m}$ como medidas para el tanque que contendría el fluido de trabajo.

4.1.5. Sistema hidráulico

Se bombea agua del tanque 1 hacia el sistema de los CCPs. El agua pasa a través del tubo receptor de cobre liso. Mediante la radiación solar que se recibe en el colector, el agua adquiere la energía en forma de calor incrementando su temperatura. En todo el circuito se tienen 6 válvulas de esfera para controlar el flujo, 3 manómetros y 7 sensores de temperatura. Los manómetros se colocan en las entradas y salidas del sistema, la misma cantidad de sensores de temperatura se colocan en esos puntos. Los sensores de temperatura restantes se colocan a cada colector con el objetivo de garantizar que haya un correcto flujo y no haya un estancamiento del fluido en alguna tubería.

Finalmente, esta agua entra al tanque 2 que sirve de almacenamiento. Para que no se vaciara el agua en el tanque 1 y el tanque 2 mientras se media, se instala dos bombas sumergibles abajo de los dos tanques que sirven para recircular el agua en el sistema. Por lo tanto, las mediciones se realizaron en un sistema cerrado. Los valores de temperaturas se recopilan mediante el adquisidor de datos ubicado cerca del sistema.

La **Figura 4.9** muestra una de las salidas del circuito, en la cual se aprecian válvulas de esfera para abrir o cerrar el flujo de agua, un manómetro y sensores de temperatura. Este circuito está hecho de tubería de cobre como se muestra en la **Figura 4.9** y está cubierto con un material aislante para evitar pérdidas térmicas.



Figura 4.9: Vista de una de las salidas para el circuito hidráulico.

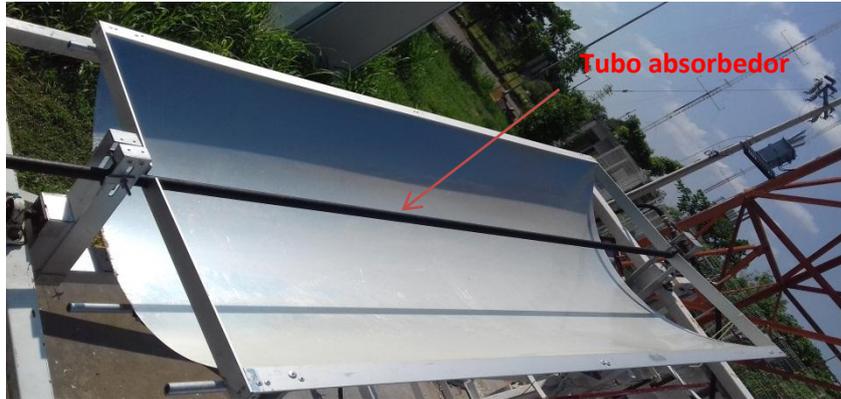


Figura 4.10: El absorbedor cubierto con un material aislante

Como se muestra en las **Figuras 4.10** y **4.4** se colocaron tubos absorbentes de cobre comercial de 2.85 ± 0.0075 centímetros de diámetro y de 2 metros de longitud por cada CCP, en los cuales circula agua que posteriormente será utilizada en el proceso industrial o en una cierta aplicación, ésta debe de alcanzar un nivel de temperatura entre 80 y 250°C , ya que a la postre se almacenará en los tanques de agua caliente. Los tubos de cobre de 2.85 ± 0.0075 centímetros están alimentados con tubos de 1.2 ± 0.07 centímetros por dos codos del mismo tamaño.

Los tubos de 1.2 ± 0.07 centímetros se utilizan para que el agua permanezca más tiempo en los tubos de 2.85 ± 0.0075 centímetros, con esto aumenta la eficiencia del sistema y se utiliza una bomba de agua de menos potencia, para este caso se utilizó una bomba de $\frac{1}{2}$ HP.

4.1.5.1. Propuestas de flujo

Para una posterior evaluación se proponen 3 tipos de circuitos para el flujo del agua. Flujo en paralelo, flujo en serie y flujo normal en un solo colector con lo cual se pueden probar todos los colectores o si se quiere, uno solo. El objetivo de hacer esto es obtener datos que puedan dar un claro panorama de bajo qué condiciones y flujo se obtiene una mayor ganancia de energía útil.

La **Figura 4.11** muestra la configuración en paralelo planteada para el arreglo de colectores. Se aprecia que solo una válvula se debería cerrar para permitir el flujo en toda la tubería restante.

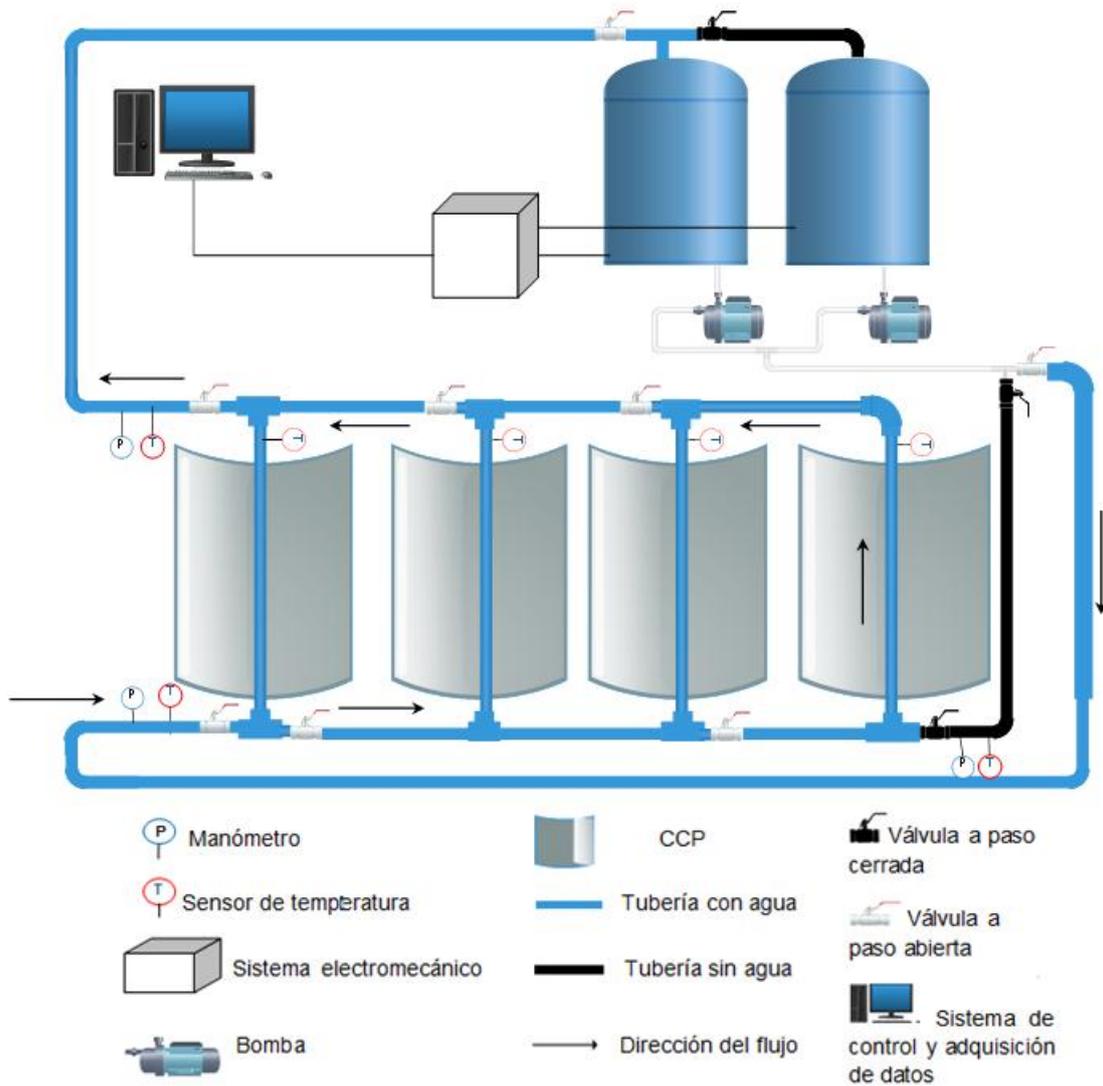


Figura 4.11 : Sistema hidráulica en paralelo

Por otro lado, y para asegurar la configuración del flujo en serie se cierran cuatro de las válvulas de tal manera que el agua pase por cada uno de los tubos receptores y aumente su temperatura como que se muestra en la **Figura 4.12**.

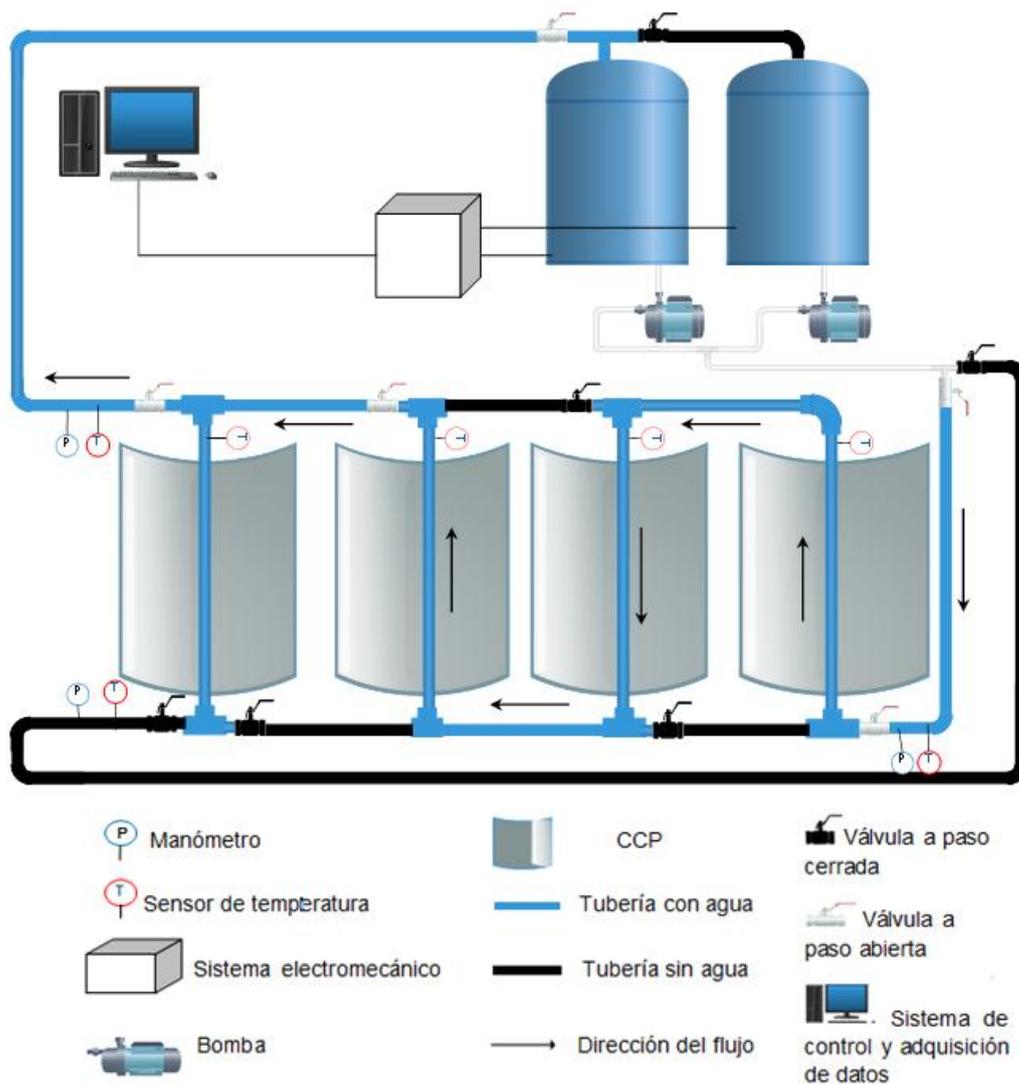


Figura 4.12 : Flujo en serie

Con estas dos configuraciones, en serie y en paralelo, se puede dar una comparación de los resultados obtenidos para concluir en cual se tuvo una ganancia de energía mayor, si la diferencia de temperatura es muy grande, etc.

La **Figura 4.13** muestra la última opción de evaluar solo un concentrador del arreglo y hacer comparaciones entre los resultados obtenidos de las dos configuraciones previas y ésta. De esta manera se podría comprobar si la ganancia de energía para el arreglo es proporcional a la ganancia de energía para un solo CCP y también encontrar la configuración óptima de nuestro sistema hidráulico.



Figura 4.13 : Flujo en un CCP

Realizar una evaluación de este tipo también podría abrir nuevas investigaciones que se enfocan en el estudio de mejorar la transferencia de calor de los colectores solares, como por ejemplo poder variar el diámetro del tubo receptor e inclusive, cambiar el sistema a uno de tubos evacuados o rugosos, ya que el diseño del arreglo permite la variación e implementación de distintos receptores cilíndricos.

4.1.6. Sistema de control y adquisición de datos

Para sistema de control y adquisición de datos se utilizó un software de interfaz gráfica LabVIEW, por medio de las herramientas internas del software se programaron el sistema de control de bombas y el sistema de monitoreo de sensores, como son el termopar tipo K y el flujómetro FTB4800. El software LabVIEW presenta una amplia

gama para el diseño y control de sistemas eléctricos- electrónicos, permitiendo crear en un ordenador unidades básicas de circuitos para la implementación y control de los elementos actuadores y sensores. Para la conexión de los sensores y de las bombas, se utilizó un hardware *NIDAQ6008* con conexión USB de la *National Instruments* que es amigable con el software de control. Por otra parte se hizo el diseño y cálculo de la red eléctrica junto con el diagrama unifilar para el sistema que alimenta los instrumentos eléctricos y electrónicos al igual que los de control y potencia, estos cálculos se rigen conforme a la *NMX INSTALACIONES ELEC. 29112012-VES*. Por otro lado, al ejecutarse dicho programa se plantea controlar el encendido y apagado de las bombas, así como orientar, mediante el empleo de un sistema electromecánico, el concentrador solar. Lo anterior con el propósito de obtener la máxima radiación aprovechable. La **Figura 4.13** presenta un esquema de la ubicación de los sensores utilizados para la medición de la temperatura, flujo de agua y radiación solar.

Para poner en marcha el sistema se utiliza instrumentos que permitan una eficiente automatización y una correcta lectura de variables, para ello se necesitan los siguientes equipos como indica la **Tabla 4.2**.

Tabla 4.2 : Equipos que componen el sistema de automatización y de lectura de datos.

Cantidad	Dispositivos
1	Resistencia sumergible de 15 KW
2	Bomba centrifuga horizontal de ½ HP
1	Motor trifásico de ¾ HP
1	Ordenador PC
1	Sensor de flujo
12	Termopares tipo k
5	Contactador
5	Interruptor termomagnético
5	Relevadores
1	Tarjeta de adquisición de datos
1	Módulo de conexiones

Estos elementos requieren de una alimentación eléctrica adecuada debido a que conforman parte de un banco de pruebas para medir la eficiencia de los colectores, por lo tanto el tablero principal debe de alimentar a todos los instrumentos con el voltaje necesario para evitar fallas por sobrecarga o por falta de voltaje. Estas características son explicadas en los subtemas instalación electrónica y dimensionamiento e instalación eléctrica; considerando esto se establece que el sistema está compuesto por etapas, como se especifica en la **Figura 4.14** en las que cada una de estas describe las características que la conforman. Es muy importante recalcar que cada etapa depende una de la otra debido a que las tres conforman el resultado final de la automatización.

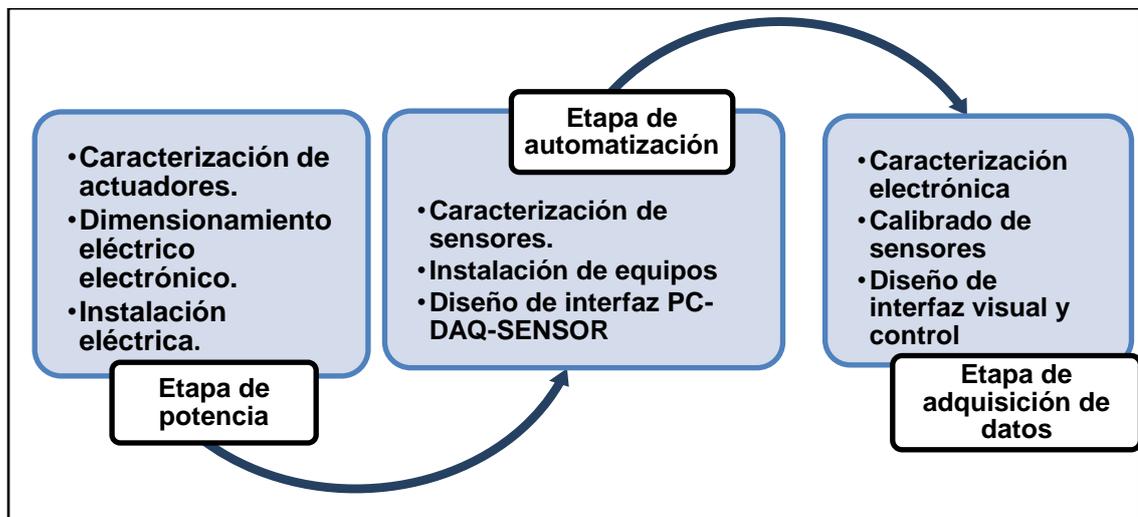


Figura 4.14 : Etapas del sistema instrumental y sus características más relevantes.

Para comenzar a desarrollar el proyecto, la capacitación e inclusión en el software *LabView* estuvo determinado por una serie de tareas y en las cuales destaca el encendido y apagado de un foco, lecturas de voltaje, emisión de pulsos eléctricos mediante un *push botton*, acondicionamiento y lecturas de señales analógicas y digitales por medio de un generador de funciones y un osciloscopio, estas tareas se ejecutaron por medio de un ordenador y la tarjeta de escala laboratorio de *NIDAQ6008*.

El diseño de encendido y apagado de bombas está determinado por el código gráfico que se muestra en la **Figura 4.15**, que determina la condición de encender y apagar un led mediante la generación de una señal digital. Manifestando uno y cero como real y falso para encender y apagar el led.

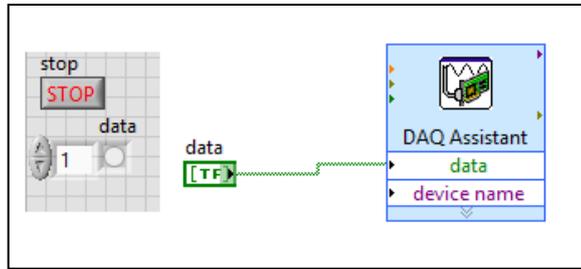


Figura 4.15: Código de encendido y apagado de led (NIDAQ6008).

Una parte fundamental para el sistema experimental del banco de pruebas, es la lectura de temperaturas. Para el desarrollo de esta configuración es indispensable generar un código de lecturas de variación de voltaje, de esta manera se analiza y se comprende el comportamiento de los termopares. Esta función depende solamente de la configuración del DAQ, en la cual se le indica que el dispositivo opera como adquisidor de señal analógica con la función de lecturas de voltaje, en donde la escala del voltaje la cantidad de lecturas y la frecuencia de las lecturas se modifican en el panel principal de configuración, como se ilustra en la **Figura 4.16**.

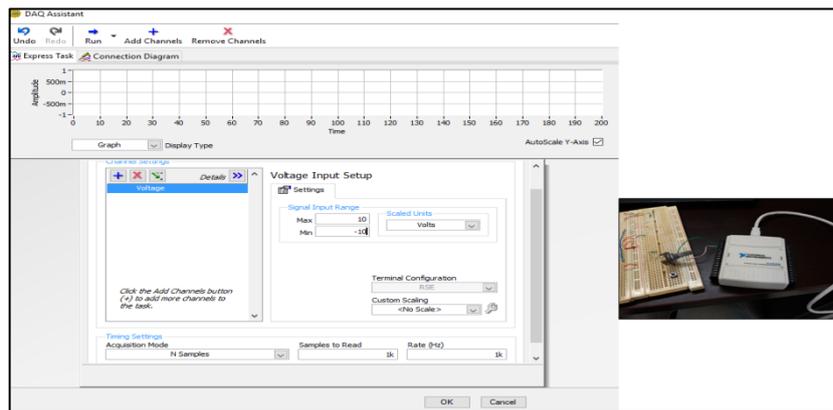


Figura 4.16 : Panel de configuración DAQ.

Para la simulación de caudal se desarrolló un código matemático de lectura de pulsos combinado con un contador y un timer; este código trabaja conjuntamente con un generador de funciones y un osciloscopio, ya que la función principal de este, es la lectura de pulsos, por lo que son muy necesarios estas dos herramientas mencionadas anteriormente para la generación de la frecuencia de la señal y la lectura para una correcta calibración, pudiendo así determinar la simulación del gasto en litros y galones, como se muestra en la **Figura 4.17**.

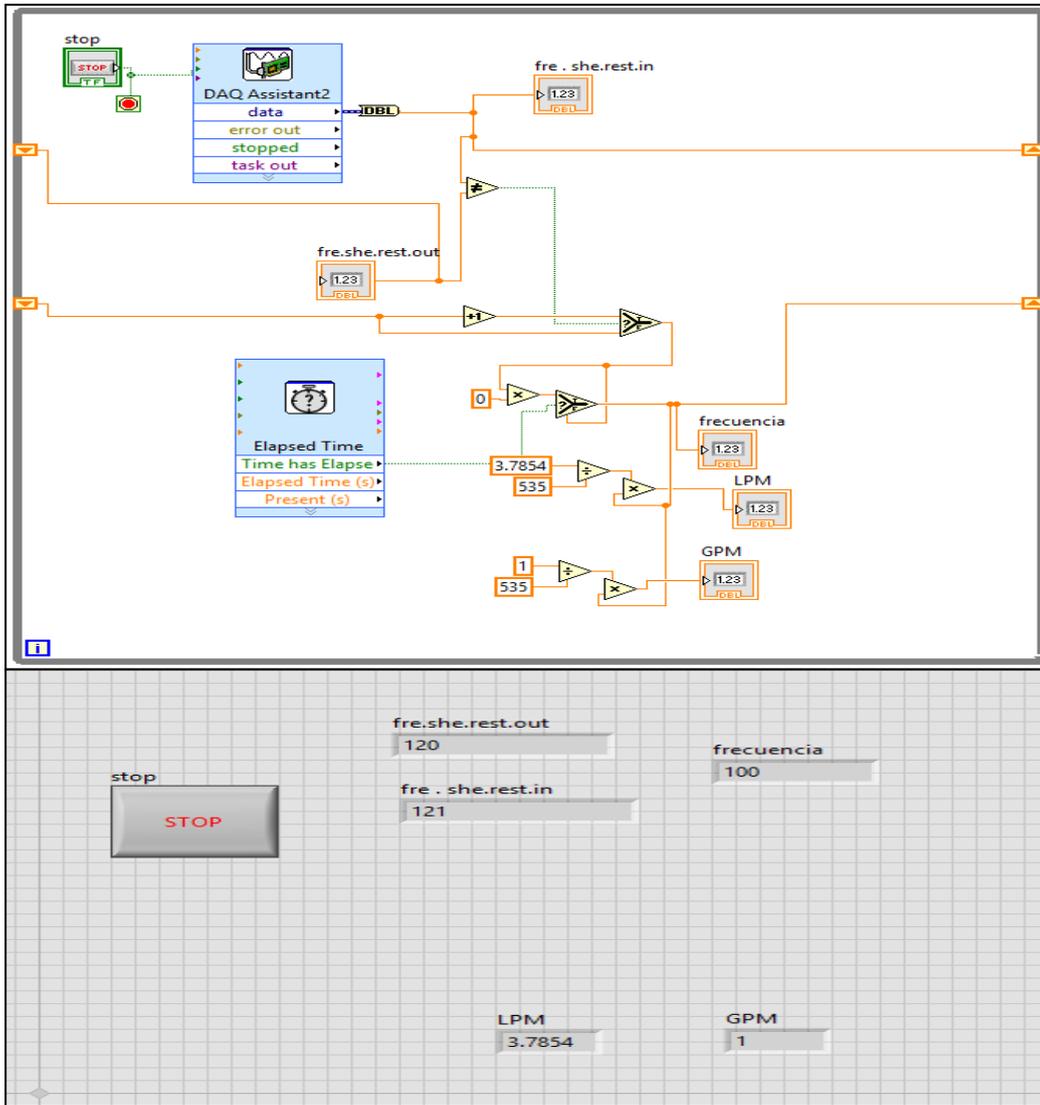


Figura 4.17 : Código de configuración para el cálculo del caudal.

Estas funciones se desarrollan mediante la configuración del *DAQ*, el cual se tiene que instalar y compilar con el *NIMAX* para acceder a todas las funciones analógicas y digitales. Una vez instalado y compilado el software se pueden manipular las funciones que vienen precargadas al *DAQ6008* o se puede configurar el código para ejecutar una o varias tareas simultáneamente. La condición de señal analógica o digital de recepción o emisión está determinada por la manera en el actuador o sensor opera, como se ilustra en la **Figura 4.18**.

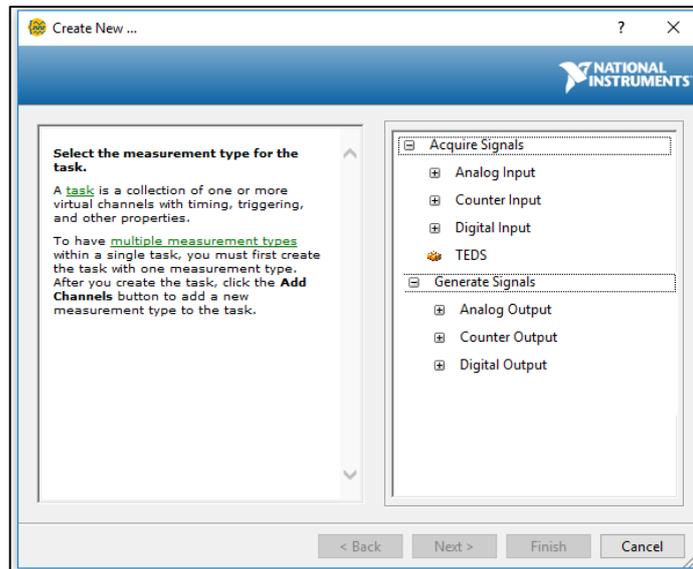


Figura 4.18 : Tipos de señal del NIDAQ6008

4.1.7. Orientación del CCP

En la instalación de los colectores solares se debe tener en cuenta la ubicación y la orientación de los mismos. De **Este a Oeste** siguiendo el Sol de norte a sur, o de **Norte a Sur** siguiendo la trayectoria del Sol de este a oeste. En el primer caso (de *este a oeste*), se requiere un menor ajuste durante el día y la abertura siempre está frente al Sol a mediodía. Sin embargo, el rendimiento del colector durante la mañana y la tarde se ve reducido significativamente debido a los ángulos de incidencia. En el segundo caso (de norte a sur), tiene la desventaja que hay una mayor pérdida al mediodía. Kalogirou (2013) planteó que la orientación Norte-Sur colecta mucha más energía en verano y poca en invierno. La elección de la orientación normalmente dependerá de la aplicación y si se necesita más energía durante el verano o el invierno.

4.2. Trazado de rayos

Para corroborar que el diseño del CCP es correcto y garantizar que la radiación reflejada incida en el tubo receptor propuesto, se procede a realizar la evaluación del colector por medio del método llamado trazado de rayos.

El método de trazado de rayos es el proceso gráfico para seguir la trayectoria de un gran número de rayos de radiación incidente en el sistema óptico de concentración y determinar su distribución en la superficie que los intercepta. Para un colector concentrador, el trazado de rayos inicia con el ensamble de rayos de radiación incidente en la apertura y determina la distribución e intensidad de aquellos rayos en el receptor.

El trazado de rayos se realiza mediante vectores. Para una superficie reflejante, se determinan la dirección y sentido, así como el punto de intersección de un rayo incidente con la superficie reflejante. La normal a la superficie se determina con base en la forma de la superficie reflejante y con base en la ley de reflexión donde el ángulo de reflexión es igual al ángulo de incidencia, se establece la dirección de los rayos reflejados. Dado el tamaño finito del Sol y el ángulo que sustenta visto desde la Tierra es necesario considerar que los rayos solares se encuentran en un cono de 16 minutos de arco, es decir que en lugar de tener sólo puntos que describen una línea focal se tiene una región espacial donde llegan los rayos solares una vez concentrados (Riveros, 1986).

Para hacer el trazado de rayos del CCP, se utilizó el software Tonatiuh porque tiene muchas ventajas en comparado con el software SolTrace, entre ellas encontramos la herramienta de la calculadora de la posición del Sol que contiene las coordenadas de posición. La metodología seguida para el diseño de un sistema del CCP con el código Tonatiuh se basa en la creación de tantos nodos como componentes tenga el sistema. En este caso los nodos principales son: concentrador y el receptor. Para completar el diseño es necesario describir la forma solar usada.

Los principales datos a introducir en Tonatiuh son:

Forma solar o sunshape. Se elige la forma solar de *Buie* por presentar una distribución angular de la radiación solar más cercana a la realidad. A continuación se muestra una captura de pantalla del programa que muestra un ejemplo de una cantidad de radiación 970 W/m^2 en el **Anexo 1**. En cuanto a los parámetros de posición aparente del Sol (los angulares azimut y elevación, así como la distancia al Sol) se les da el valor que marca el programa por defecto.

Concentrador. En el caso del concentrador los parámetros geométricos a introducir son la distancia focal, 0.26 m, la longitud de la parábola, así como el radio máximo y mínimo del concentrador, -0.52 m y 0.52 m, respectivamente. Tonatiuh también solicita indicar la cara activa del componente, en este caso la exterior. El origen del sistema de referencia se sitúa en el centro del concentrador y a partir de ahí se va situando el tubo receptor, variando la distancia en el eje Y. En cuanto a las características ópticas, se fijan la reflectividad del concentrador en el 95% y la distribución Normal, ya que la forma solar definida ha sido la de *Buie*. El resto de parámetros ópticos se mantienen en el valor dado por defecto por el programa.

Receptor. Se configura como un cilindro de diámetro 2.85 cm, con una reflectividad del 0 % y se sitúa en el punto focal.

Tras la definición del sistema se procede al lanzamiento de rayos. La **Figura 4.19**, del lado izquierdo, muestra la simulación realizada con 10 rayos incidentes, mientras que en el lado derecho de la misma figura se aprecia la simulación hecha con 20 rayos de radiación solar incidentes. Para la **Figura 4.20** se tiene por el lado izquierdo la simulación del trazado con 50 rayos incidentes y en el lado izquierdo se observa la simulación realizada con un total de 100 rayos de radiación incidentes en el concentrador. En el software se puede simular hasta un total de 10^7 rayos de radiación solar, sin embargo, no se utilizaron tantos con el objetivo de que sea lo más visible su reflexión hacia el tubo receptor.

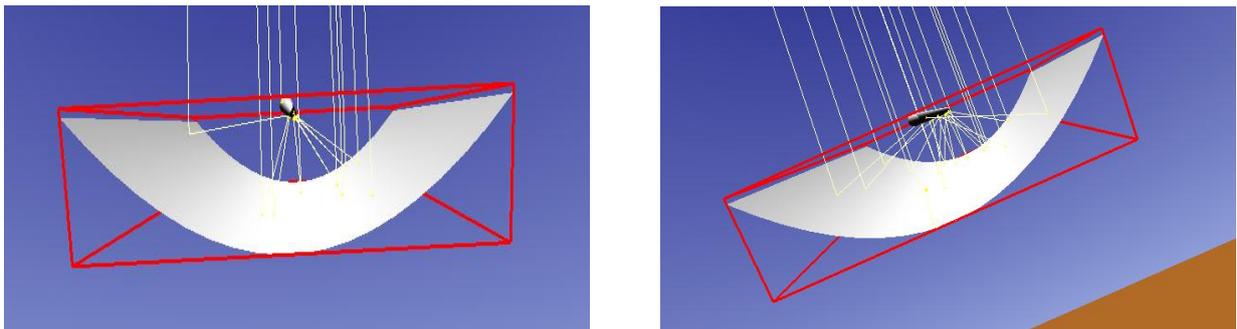


Figura 4.19 : Del lado izquierdo se aprecia la simulación con 10 rayos, del lado derecho la simulación con 20 rayos.

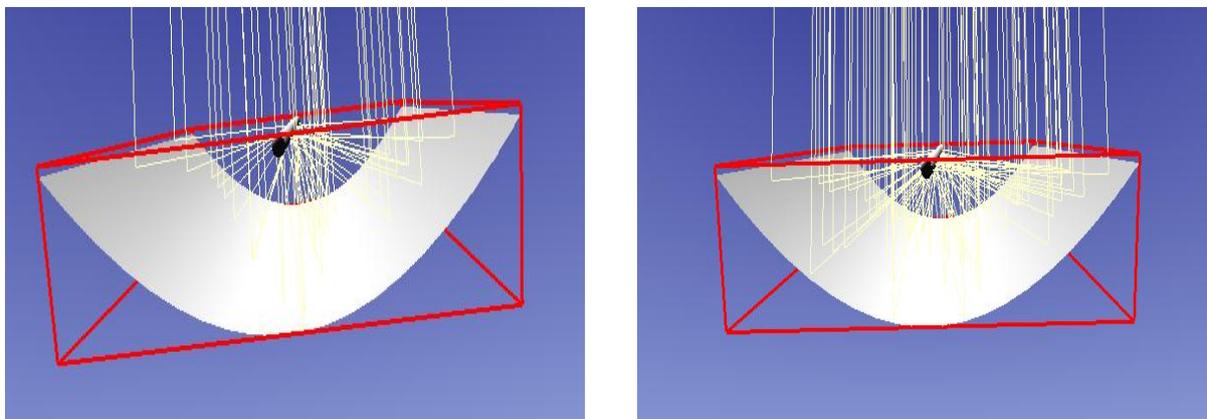


Figura 4.20 : Del lado izquierdo se aprecia la simulación con 50 rayos, del lado derecho la simulación con 100 rayos.

La colocación del tubo receptor en la simulación, como se mencionó anteriormente, es la posición en la cual se tiene en el Diseño Asistido por Computadoras (CAD, por sus siglas en inglés) y como se aprecia en las anteriores figuras, todos 100 los rayos inciden en él. Esto garantiza que se tendrá una correcta interceptación de toda la radiación reflejada por el concentrador.

La **Figura 4.21** muestra la cantidad de veces que los rayos de radiación solar reflejados impactan en la superficie del tubo receptor; esta gráfica muestra una representación

plana del tubo (como si se extendiera el tubo y quedara de una forma rectangular, donde el perímetro del receptor, $2\pi r$, es el ancho de ese rectángulo). El eje de las abscisas representa la circunferencia del receptor, el eje izquierdo de las ordenadas representa su longitud y el eje derecho de las ordenadas representa la intensidad de flujo en W/m^2 (Wendelin, Dobos y Lewandowski, 2013).

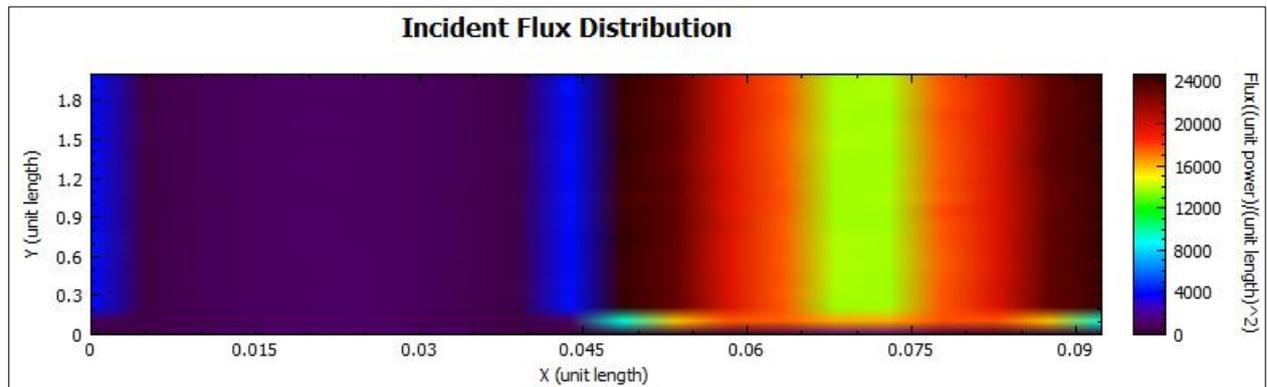


Figura 4.21 : Distribución plana de un flujo de 10^6 de nombre de rayos de radiación impactan la superficie del tubo receptor.

La zona en donde más se concentran los rayos reflejados es en la mitad inferior del tubo receptor, si apreciamos la **Figura 4.21** veremos que las zonas rojas-negras representan la parte inferior del receptor y la zona azul representa la mitad superior del tubo receptor, la cual prácticamente no recibe radiación reflejada por parte del concentrador. La parte verde es la parte de la sombra del concentrador se por eso tiene menos intensidad de los rayos reflejados. Así mismo cabe mencionar que el Software Tonatiuh no tiene la herramienta de selección de la unidad de medidas, por lo que en toda la simulación se considera que dichas medidas del software son del sistema internacional.

En Tonatiuh la precisión en los resultados aumenta conforme lo hace el número de rayos que se procesan. Así mismo, el error relativo que se comete en función del número de rayos lanzados con Tonatiuh disminuye con el aumento del número de los rayos, por tal razón se decidió trabajar con un flujo 10^6 .

4.3. Modelación térmica del CCP mediante el balance energético global (BEG)

En esta parte se presenta los resultados obtenidos con el análisis teórico de la modelación térmica del CCP mediante la programación en MATLAB. La elección de MATLAB para esta simulación es por su versatilidad a la hora de combinar datos, interpolar tablas y facilidad de manejo frente a otras herramientas de cálculo.

Se emplearon diversas variables de entrada las cuales se modificaron para observar el comportamiento de la temperatura del fluido. Estas variables se dividieron en tres grupos. (Consultar **Anexo 2**)

- Variables ambientales: Irradiancia solar, velocidad del viento y temperatura ambiente.
- Variables de operación: Caudal y temperatura de entrada del fluido.
- Variables de diseño: Ángulo de borde del CCP, diámetro nominal del tubo receptor y distancia focal.

En este trabajo se consideraron las siguientes hipótesis para cada modelación y simulación:

- La irradiancia solar es constante, lo que indica que el flujo de calor hacia el CCP es constante.
- La velocidad del viento es constante.
- La variación de la densidad del fluido, la capacidad calorífica, la viscosidad y la conductividad térmica del fluido respecto a la temperatura no son significativas, por lo que se consideran estos parámetros constantes durante cada simulación.
- Debido a que el tubo receptor es de color negro, se considera como cuerpo negro para el análisis térmico.
- El flujo en la entrada está completamente desarrollado.
- Las simulaciones se realizaron para el 18 de septiembre a las 12 pm, debido a que es la fecha para la cual se cuenta con un menor ángulo de incidencia respecto a la inclinación del CCP.

Para cada modelación y simulación se establecieron ciertos parámetros, los cuales son valores dependientes del lugar, así como parámetros comunes que se emplean al evaluar experimentalmente un CCP, esto con el fin de obtener resultados más aproximados a la realidad. Dichos parámetros se presentan en la **Tabla 4.3**.

Tabla 4.3 : Parámetros establecidos para la modelación térmica del CCP

Parámetros	Valor
Irradiancia solar directa	970 W/m ²
Velocidad del viento	1.77 m/s
Temperatura ambiente	31.7 °C
Temperatura de entrada	32 °C
Diámetro nominal del tubo	1''
Distancia focal	0.26 m
Ángulo de borde	90°

- **La variación de la temperatura real a la salida del absorbedor en función del caudal.**

La **Figuras 4.22** muestra el comportamiento de la temperatura real del agua a la salida del tubo absorbedor para los diferentes flujos analizados en este estudio teórico.

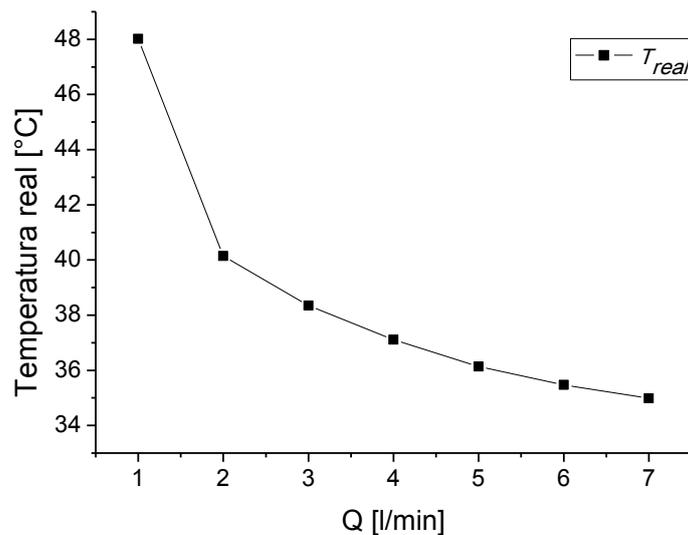


Figura 4.22 : Temperatura real del agua a la salida del absorbedor para diferentes flujos.

La **Figura 4.22** observa que el aumento del caudal, genera temperaturas menores del fluido. Esto se debe a que la razón del flujo de calor entregado al CCP respecto al flujo másico de la **Ecuación 3.38** es mucho menor conforme al flujo másico aumenta.

De la misma manera, el aumento en la velocidad del fluido evitó que el sistema se calentara. Sin embargo, en los flujos más pequeño fue donde se observó una mayor ganancia en la temperatura de hasta 15°C.

- **Diferencia entre la temperatura de salida y la temperatura real**

La **Figura 4.23** muestra la variación de la pequeña desviación entre la temperatura de salida y la temperatura real de la salida. Según la **Figura 4.23** obtenida se observa que la temperatura real es baja, de 5 grados en comparación con la temperatura de salida sin pérdidas por un caudal muy pequeño, en este caso de 1 l/min. Esta desviación es igual a cero por un caudal muy grande.

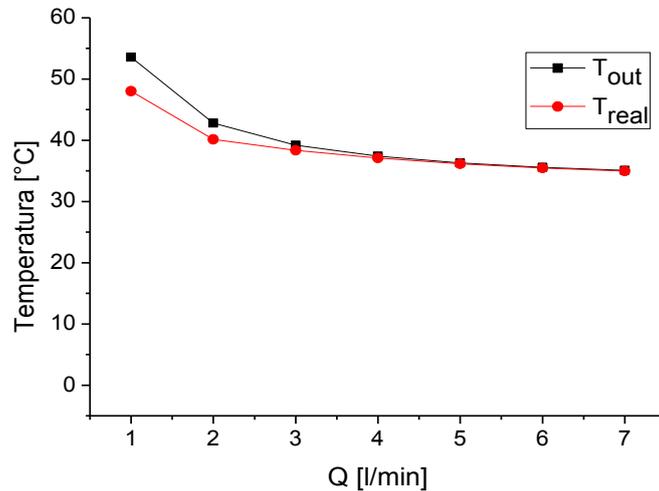


Figura 4.23 : Variación de la temperatura de salida y real en la salida del tubo absorbedor

- **Análisis teórico del Número de Nusselt y Reynolds.**

Con los valores de Reynolds (Re) se determinó cuáles fueron los regímenes de flujo en cada medición. La **Figura 4.24** presenta la variación del Nu respecto al Re para cada flujo, teniendo en cuenta que $Nu = f(Re, Pr)$.

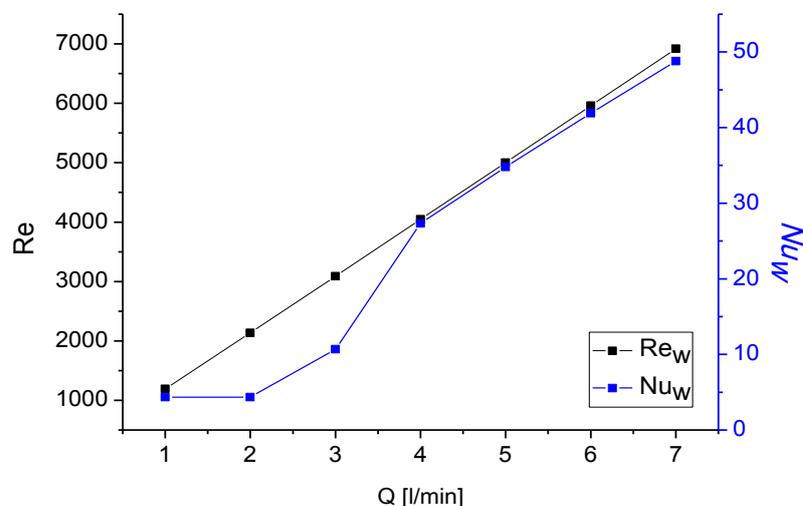


Figura 4.24 : Variación del número de Nu y el número de Re en función del caudal

La **Figura 4.24** observó, que la transferencia de calor se fue incrementando a medida que aumentó el número de Reynolds. El mayor valor de Nu se obtuvo cuando el Re fue más alto, ($Re = 6918.0335$).

- **Análisis del factor de fricción**

La **Figura 4.25** presenta la variación que tiene el factor de fricción a diferentes Re para diferentes caudales.

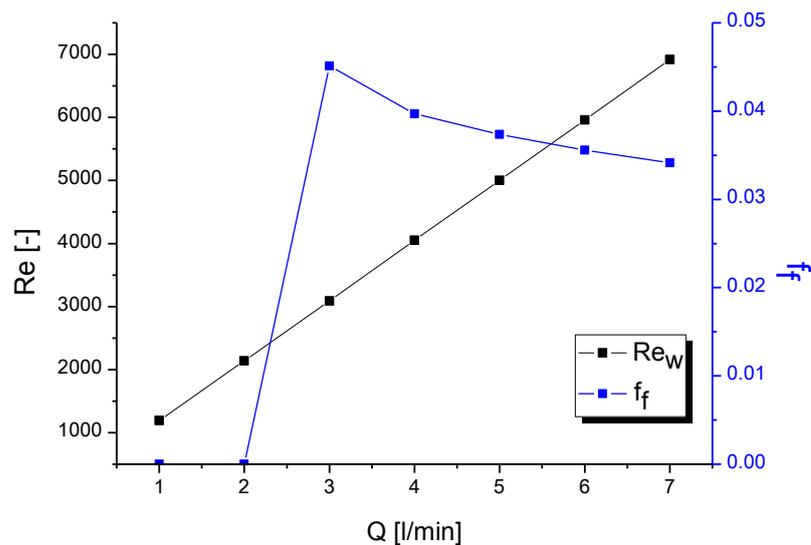


Figura 4.25 : Variación del factor de fricción en función del caudal

La **Figura 4.25** observó que en el flujo laminar el factor de fricción es nulo, por lo que es independiente de la rugosidad relativa y depende únicamente del número de Reynolds. Se observó también, que a medida que aumento el flujo en el tubo liso fue disminuyendo el factor de fricción a consecuencia de la fuerza de rozamiento. Esta fuerza es directamente proporcional a la fuerza que comprime un objeto contra el otro, e inversamente proporcional a la velocidad. En este caso la velocidad aumentó a medida que aumentó el flujo.

En la zona de transición se observó un salto en el valor de factor de fricción. Esta zona se conoce como zona crítica y aparece entre los números de Reynolds de 2100 a 4000. En esta región, el flujo puede ser tanto laminar como turbulento. Como consecuencia, el factor de fricción es variable.

- **Efecto del caudal sobre la eficiencia térmica**

La **Figura 4.26** observa el comportamiento de la eficiencia térmica y óptica respecto a la variación del caudal. Se puede observar que el aumento del caudal produce un

aumento en la eficiencia térmica pero la variación del caudal no tiene ningún efecto sobre la eficiencia óptica.

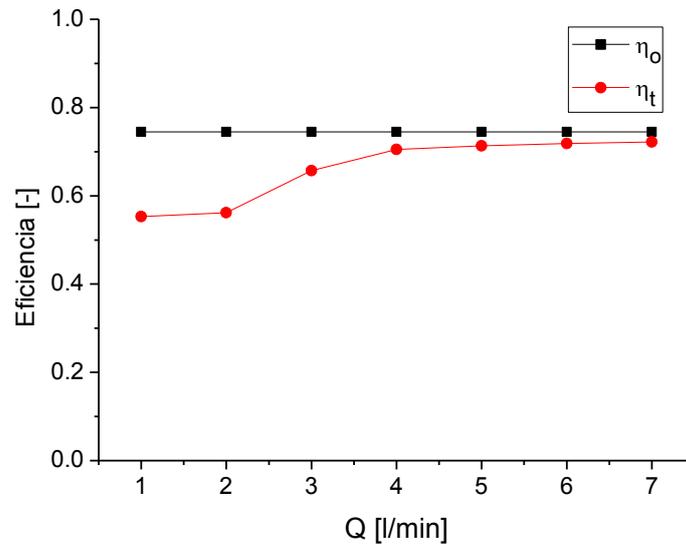
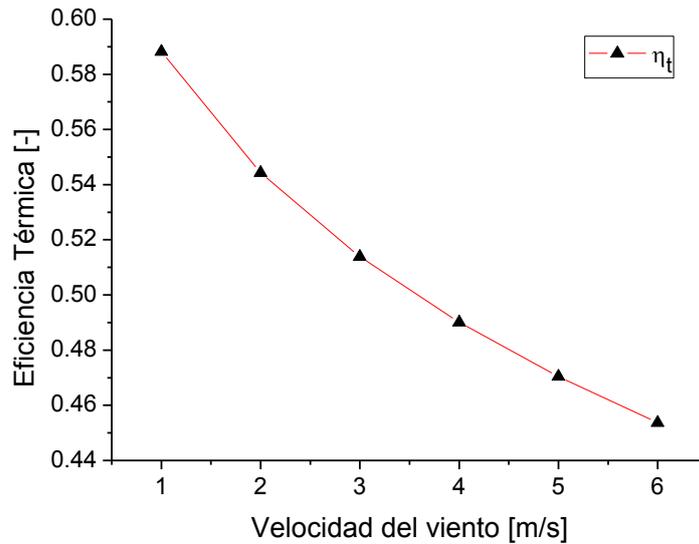


Figura 4.26 : La variación de la eficiencia térmica y óptica respecto al caudal

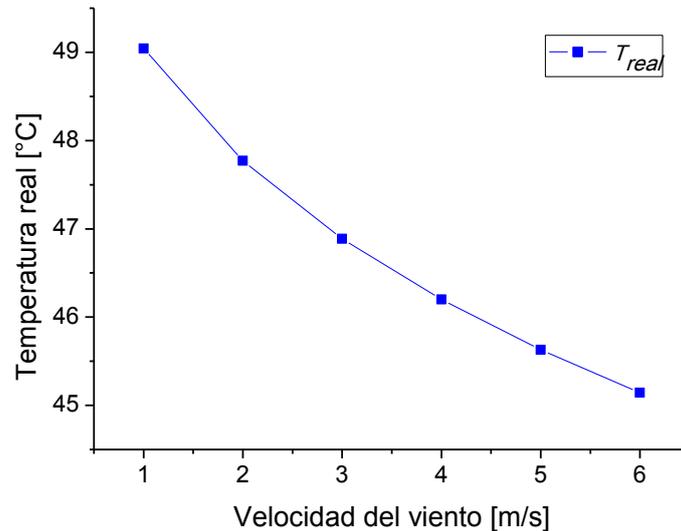
Los valores de eficiencia térmica obtenidos para los flujos 1 y 2 l/min fueron casi similares. Se observa que la eficiencia aumenta por el aumento del flujo en estado transitorio en este caso de 3 l/min. Finalmente se observó que la eficiencia térmica para los flujos 6 y 7 l/min es constante respecto a los dos flujos anteriores. La eficiencia térmica máxima que puede lograr el sistema en las condiciones mencionados anteriormente es de 72 %.

- **Efecto de la velocidad del viento sobre la eficiencia térmica y la temperatura de salida.**

Posteriormente se evaluó la influencia de la variación de la velocidad del viento. Dicho parámetro se varió de 1 m/s a 6 m/s con saltos de 1 m/s manteniendo constantes los demás parámetros constantes citados en la **Tabla 4.3** y con un caudal de 1 l/min. La **Figura 4.27 (a y b)** observa que conforme aumenta la velocidad del viento, la temperatura del fluido cada vez es menor. Esto se debe a que, al aumentar este parámetro, las pérdidas por convección son mayores, por lo que la pérdida térmica es mayor y la eficiencia térmica es menor, dando por resultado un decremento en la temperatura del fluido. Debido a esto, es recomendable la implementación de la cubierta de vidrio evacuado ya que minimiza las pérdidas convectivas volviéndolas casi nulas entre sí.



a)



b)

Figura 4.27 : a) Efecto de la velocidad del viento sobre la eficiencia térmica. b) Comportamiento de la temperatura de salida del absorbedor con el efecto de la velocidad del viento.

- **Efecto de la temperatura inicial**

Para la variación de los parámetros de entrada se consideraron que todos los parámetros de entrada citados en la **Tabla 4.3** son constantes. Además, se consideró que el caudal también es constante y tiene un valor de 1 l/min, por lo que se varió solamente la temperatura de entrada en el sistema. **La Figura 4.28** muestra la variación de la temperatura de entrada con sus respectivos gradientes de temperatura entre cada una. Para ello se varió la temperatura inicial de 30 °C a 60 °C con saltos de 5 °C. Como

se observa en la **Figura 4.28** un aumento de la temperatura inicial del fluido produce una menor temperatura de salida por la maximización de las pérdidas térmicas al haber un gradiente mayor entre la temperatura inicial y la temperatura ambiente. Así mismo, el aumento de la temperatura de entrada produce un decremento muy significativo de la eficiencia térmica.

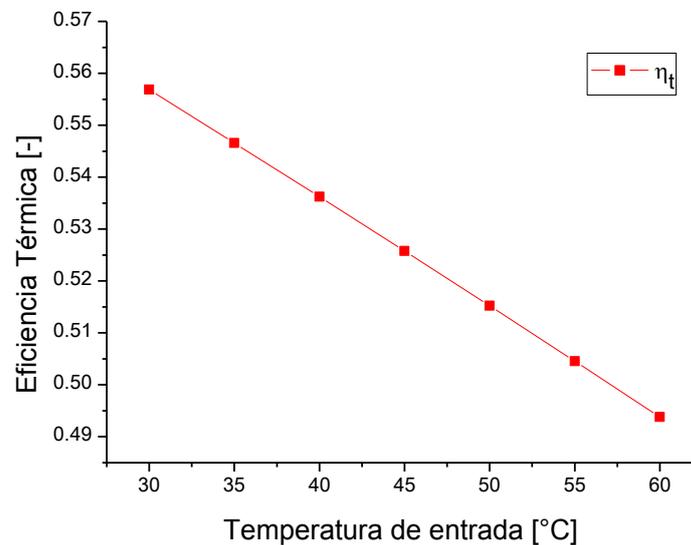


Figura 4.28 : Efecto de la variación de la temperatura inicial sobre la temperatura del fluido

- **Efecto del diámetro nominal**

Finalmente, para la variación del diámetro nominal presentada en la **Figura 4.29**, se observa que existe un diámetro óptimo en el cual se obtiene la mayor eficiencia respecto a los demás. Para este caso los diámetros que representan la mejor eficiencia son la de 1", 1 ¼" y 1 ½ ". Para los tres casos se presenta una pérdida térmica debido a que se tienen pérdidas convectivas mayores para diámetros mayores. Por tal razón, se debe encontrar la mejor relación del diámetro que entregue la mejor eficiencia térmica del sistema. Como se observa en la **Figura 4.29** el diámetro que reporta la mayor eficiencia térmica es de 1 ¼". Sin embargo, debido a que el diámetro de 1" presenta una eficiencia similar al diámetro de 1 ¼", y por la razón de que los diámetros de 1" son más comerciales y más económicos se decidió elegir dicho diámetro para el sistema.

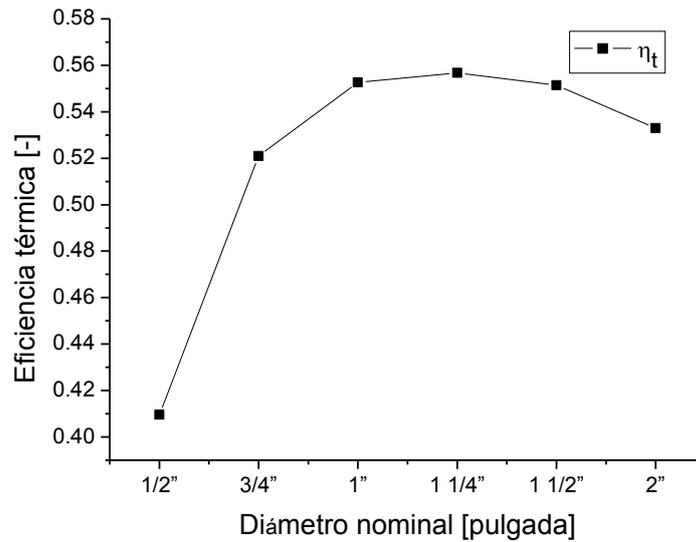


Figura 4. 29 : Efecto de la variación del diámetro nominal sobre la eficiencia térmica

- **Efecto del ángulo de borde**

Respecto a la gráfica del ángulo de borde que se presenta en la **Figura 4.30** se observa claramente que cuando el ángulo de borde es mayor, la eficiencia es mayor. Esto se debe a que un ángulo de borde mayor tiene un factor de intercepción alto debido a que el área de apertura es mayor. De esta manera, se obtiene una mayor eficiencia óptica dando por resultado el aumento de la eficiencia térmica.

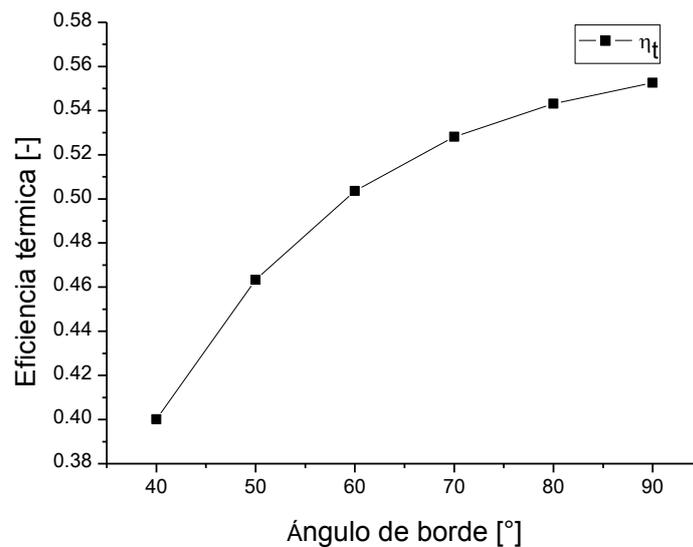


Figura 4.30 : Gráfica del efecto de la variación del ángulo de borde sobre la eficiencia térmica

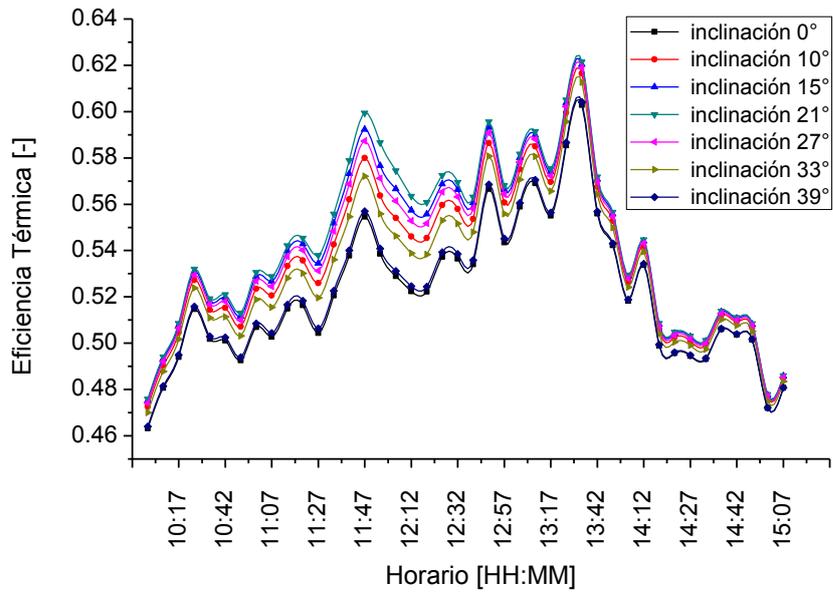
- **Efecto del ángulo de inclinación**

El ángulo de inclinación óptimo de las superficies captadoras de un sistema solar está determinado por muchos factores, entre ellos la radiación incidente en el lugar donde va situada la instalación. A partir de la geometría de la superficie inclinada se puede demostrar que el ángulo de incidencia de los rayos solares θ para la superficie (ángulo entre la normal a la superficie y una línea colineal con los rayos del sol) está relacionado con los ángulos solares como la *Ec. 3.20*.

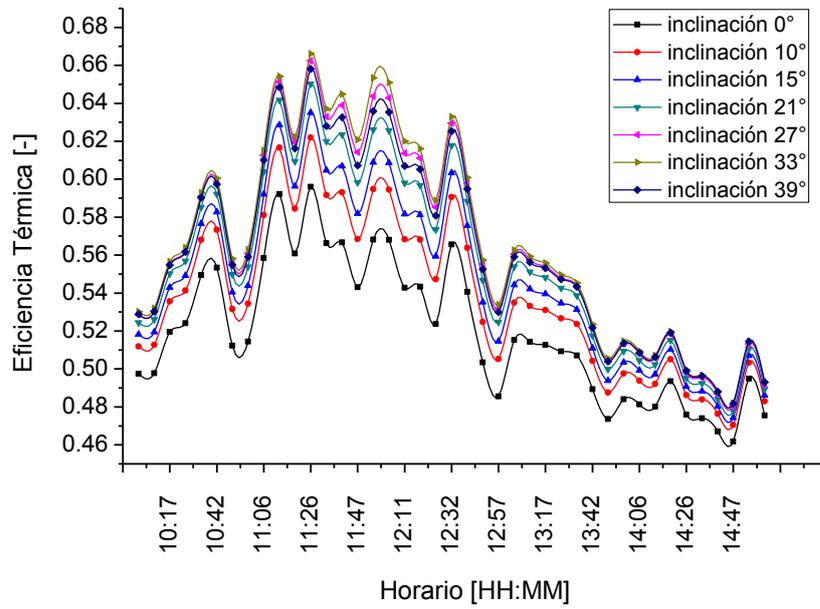
La **Figura 4.31** muestra los resultados de la eficiencia térmica del colector variando el ángulo de inclinación entre 0 y 39 grados del colector para los cuatro días de los cuatro diferentes meses (**Anexo 4**). Como se observa en las gráficas la eficiencia del sistema se varía en función del ángulo de inclinación y que este mismo no es un valor constante.

La posición del sol es esencial para muchos cálculos adicionales para los sistemas de concentradores solares. Se puede describir en cualquier momento en función de los dos ángulos acimutales. El ángulo de la altura del sol, es el ángulo entre una línea colineal con los rayos del sol y el plano horizontal. El ángulo de azimut solar, como, es el ángulo entre una línea sur debida y la proyección del sitio a la línea del sol en el plano horizontal. Así como la posición del sol en el cielo cambia de día a día y de hora a hora. Es de conocimiento común que el sol está más alto en el cielo en el verano que en el invierno entonces la altura del sol en los meses del verano serían más grandes y por consecuencia el ángulo de inclinación del sistema debe estar pequeña se por razón veamos en la gráfica a) de la **Figura 4.31** que la eficiencia optima tiene un ángulo de inclinación de 21° por el mes de septiembre y este valor es pequeña en comparado a los días de los otros meses. Según los resultados obtenidos del modelo matemático desarrollado se observa que por los 2 días de 18 para los meses de noviembre y diciembre de 2017 la eficiencia térmica es mayor por un ángulo de inclinación de 39° esto debido de que la posición del sol es más bajo en estos meses entonces el sistema requiere un inclinación más alta para recibir la radiación directa del sol.

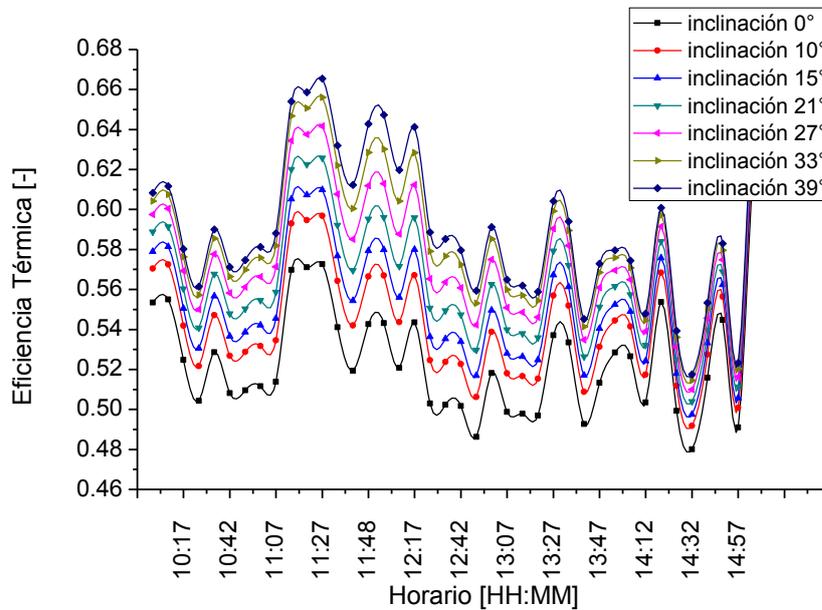
Para la mayoría de las aplicaciones de energía solar, uno necesita predicciones razonablemente precisas de dónde estará el sol en el cielo en un momento dado del día y del año. En el sentido ptolemaico, el sol está obligado a moverse con 2 grados de libertad en la esfera celestial; por lo tanto, su posición con respecto a un observador en la tierra se puede describir por completo por medio de dos ángulos astronómicos, la altura solar y el azimut solar.



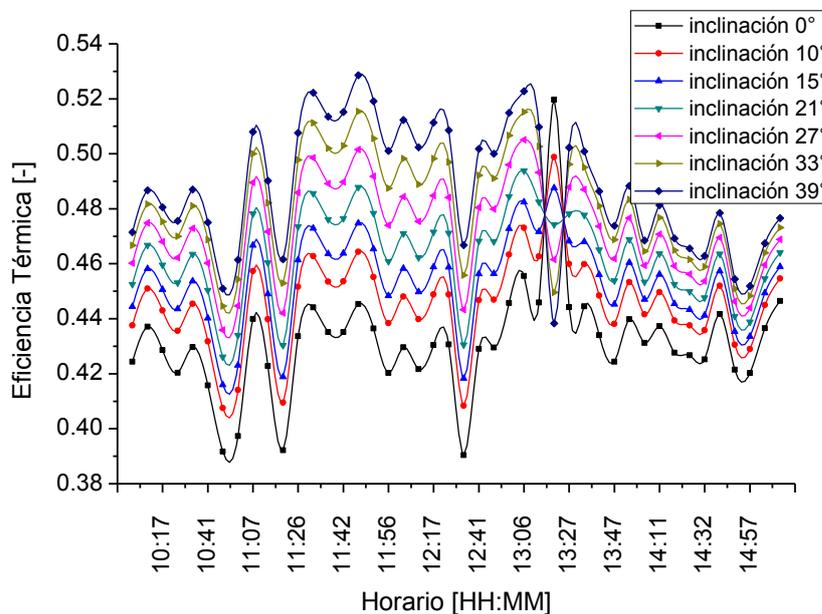
a)



b)



c)



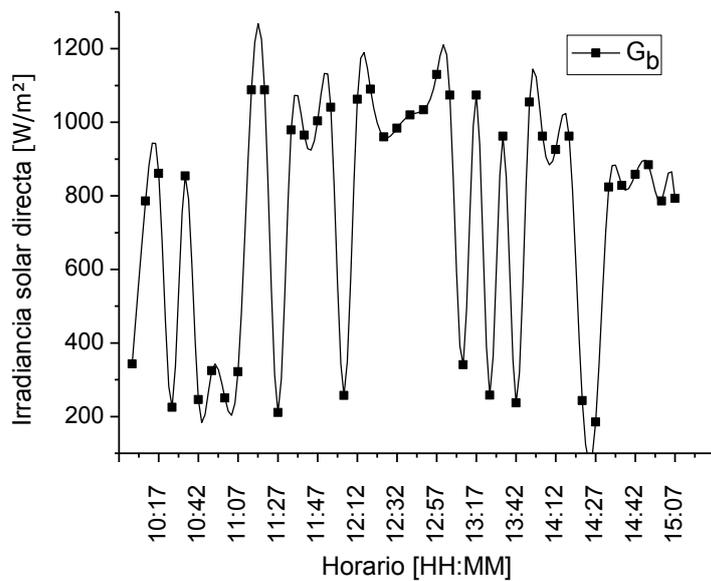
d)

Figura 4.31 : La variación de la eficiencia térmica de cuatro días con respecto al ángulo de inclinación del CCP a) La eficiencia térmica del día 18 de Septiembre de 2017 b) La eficiencia térmica del día 18 de Octubre de 2017 c) La eficiencia térmica del día 18 de Noviembre de 2017 d) La eficiencia térmica del día 18 de Diciembre de 2017.

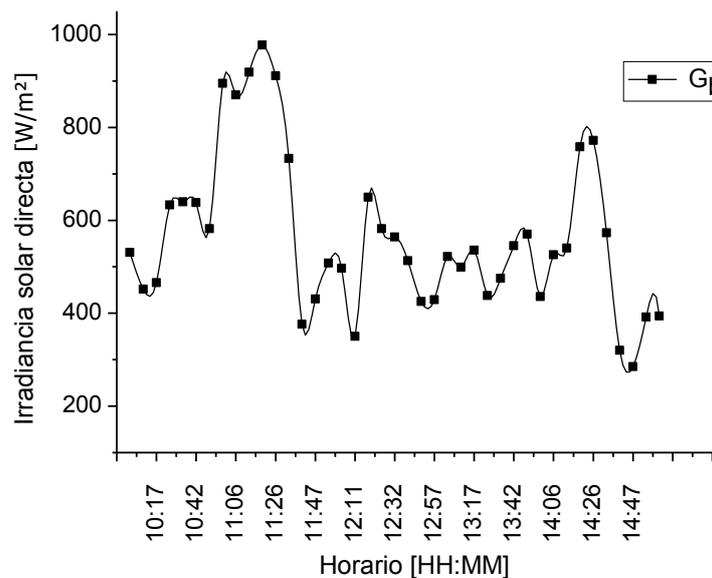
Respecto a las gráficas a, b, c, y d de la **Figura 4.31** se observa que la eficiencia térmica de los días 18 de los cuatro meses tiene comportamiento sinusoidal durante el día. Así mismo se observa que la mejor resultados de la eficiencia térmica del sistema esta obtenida por el día 18-Nov-2017 seguí del día 18-Oct-2017, luego el día 18-Dic-2017 y finalmente el día 18-Sep-2017. Esto se puede explicarlo por la bajada de la radiación del sol en este día (**Figura 4.32, d**) lo que se influye sobre la cantidad de la

radiación recibida por el colector solar. Sin olvidar los otros parámetros que se afectan al sistema como la temperatura del medio ambiente, la velocidad del viento, la hora del día, el ángulo de inclinación y si es un día claro o borroso.

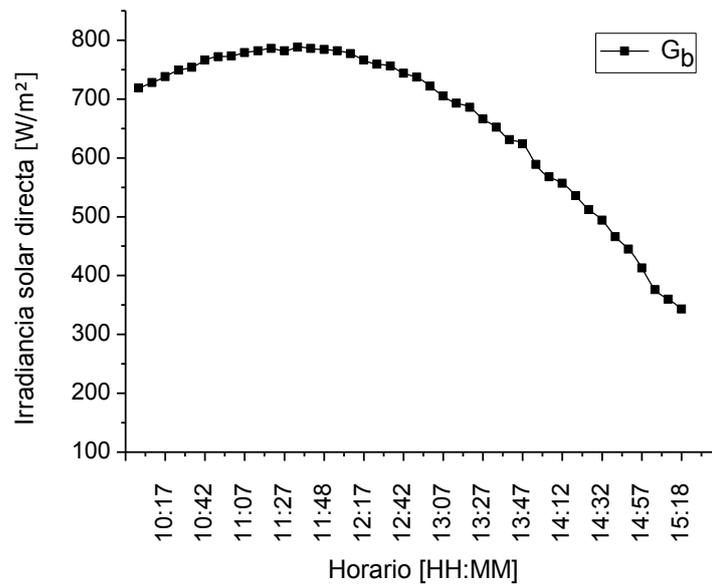
La **Figura 4.32** muestra la variación de la irradiación del sol por un periodo de diez de la mañana hasta las tres de la tarde para los días 18 de septiembre (**Figura 4.32, a**), 18 de octubre (**Figura 4.32, b**), 18 de noviembre (**Figura 4.32, c**) y 18 de diciembre (**Figura 4.32, d**) de 2017 por la ubicación de Mérida, Yucatan. Estos datos fueron recopilados de la página del sistema meteorológico (Current Weather Conditions at MERIDA, YUCATAN - Cinvestav Mérida).



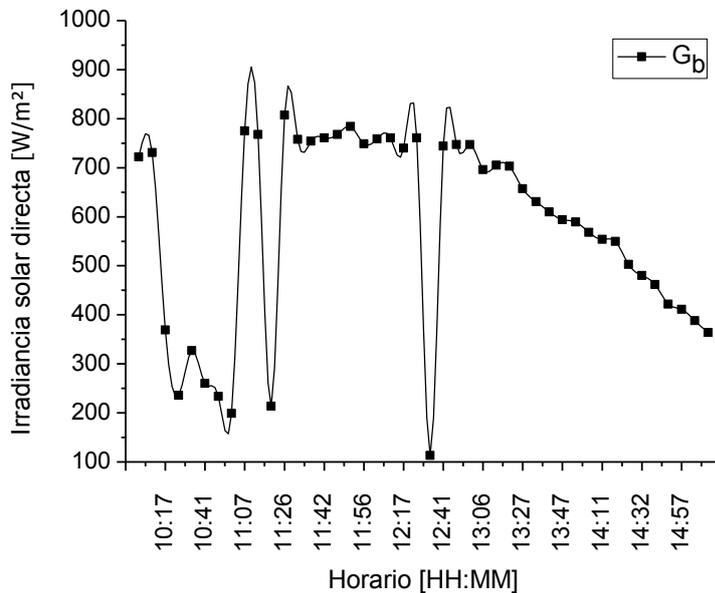
a)



b)



c)



d)

Figura 4.32 : Irradiancia solar directa durante el día a) Día 18-Sept-2017 b) Día 18-Oct-2017 c) Día 18-Nov-2017 d) Día 18-Dic-2017.

Nótese que la **Figura 4.32, c** tiene la forma de una campana de Gauss. Esta forma en particular es característica de días soleados, por lo que la radiación incidente sobre cualquier superficie es aprovechada durante de todo el día, es máxima. También se observa que la distribución de la radiación del sol es diferente por cada día de cada mes y como que es la temporada del invierno los días no son días soleados esto lo que explica el subo y baja de la cantidad de la radiación del sol porque también hay aparición y desaparición de las nubes durante el día. Cómo el sistema de los

concentradores solares de canal parabólico se aprovecha solamente la radiación directa del sol entonces cuando hay fluctuación en la radiación del sol también hay fluctuación en la eficiencia térmica del colector esto lo que se fija en las gráficas de la **Figura 4.31**.

4.4. Validación de la modelación térmica del CCP empleando SolidWorks

En esta sección los resultados obtenidos de la simulación del fluido empleando el software SolidWorks (versión 2018) son presentados. Se utilizó dicho software ya que cuenta con una herramienta avanzada para la simulación de flujos a diferentes condiciones de entrada y permite describir el comportamiento de la temperatura del fluido a lo largo del tubo receptor del CCP. Así mismo, se empleó el software debido a que no se cuentan con datos experimentales para validar el modelo térmico, por lo que una buena aproximación es mediante el uso de softwares que puedan ajustarse a la realidad. A continuación se presentan los resultados obtenidos en la simulación del fluido.

Para la validación de los resultados se siguieron cuatro pasos descritos a continuación:

- Paso 1: Diseño del tubo absorbedor inclinado con un ángulo de 21° (ver **Figura 4.33**).

Es muy importante generar un tubo de dos partes como el que está presentado en la **Figura 4.33**, la parte de arriba y la parte de abajo para poder incluir el flujo de calor concentrado hacia la parte de abajo del receptor.

- Paso 2 : Inclusión de los parámetros de entrada y condiciones de frontera (Consultar **Anexo 3**).
- Paso 3 : Simulación de la temperatura del fluido a lo largo del tubo receptor.
- Paso 4 : Comparación de los resultados de la modelación térmica con la simulación.

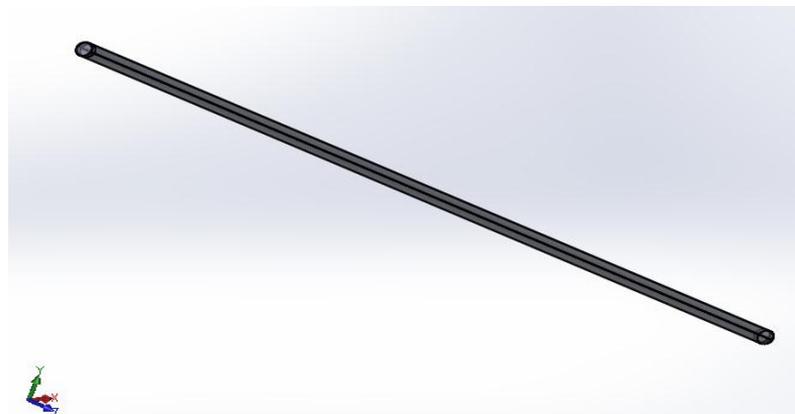


Figura 4.33 : Modelo del tubo diseñado en SolidWorks

La simulación fue hecha empleando los parámetros fijados presentados anteriormente en esta sección.

La **Figura 4.34** presenta la gráfica de corte del tubo receptor que representa el comportamiento de la temperatura a lo largo de éste. Se observa el cambio de dicha temperatura del fluido conforme va fluyendo a través del tubo receptor representado de diferentes colores y en una escala mostrada en la parte derecha de la figura, donde el color rojo expresa mayor temperatura que el color verde. Por otra parte, el color azul representa la temperatura ambiente, la cual se encuentra distribuida alrededor del tubo. Los contornos indican variación de temperatura a lo largo del eje x así como la incrementación de la temperatura a la salida del tubo absorbedor.

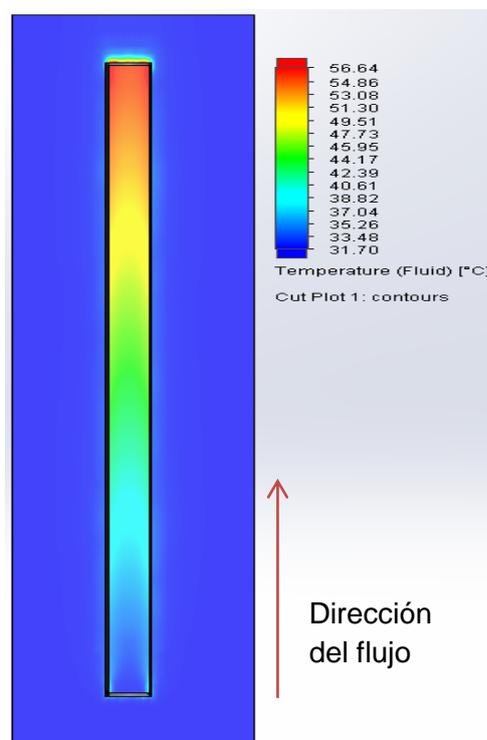


Figura 4. 34 : Gráfica de corte de la distribución térmica de la temperatura del fluido a lo largo del tubo receptor.

La **Tabla 4.4** muestra los valores obtenidos de la modelación y de la simulación, con sus respectivos errores, para los cuales el caudal fue el parámetro a variar, debido a que éste es uno de los que generan mayores gradientes en la temperatura de salida del fluido, como se puede observar en la **Figura 4.23**. De igual manera, se observa que los errores obtenidos son mayores cuando el caudal es menor, también se observa que los resultados obtenidos con la modelación son un poco menores a los obtenidos mediante SolidWorks, por lo que el modelo desarrollado puede predecir eficazmente el

comportamiento de la temperatura del fluido en caudales altos. De esta manera queda validada la modelación térmica del CCP con la simulación del software.

Tabla 4.4 : Comparación de los resultados obtenidos por la modelación y la simulación en SolidWorks para cada variación del caudal del tubo receptor.

Caudal	BEG	SolidWorks	Error
1 l/min	53.59 °C	56.61 °C	3.02 %
2 l/min	42.80 °C	44.68 °C	1.88 %
3 l/min	39.20 °C	41.46 °C	2.26 %
4 l/min	37.40 °C	39.26 °C	1.86 %
5 l/min	36.32 °C	37.84 °C	1.52 %
6 l/min	35.60 °C	36.88 °C	1.28 %
7 l/min	35.08 °C	36.19 °C	1.11 %

CONCLUSIONES

1. Al hacer que la estructura de soporte del arreglo de CCP tenga la inclinación igual a la latitud de Mérida (21°), se consigue una incidencia perpendicular de la irradiancia al área de apertura del colector y con esto, una mayor ganancia de energía útil.
2. Agregar un sistema de seguimiento de 4 horas aumenta la cantidad de rayos incidentes al CCP en comparación con el CCP en estado fijo, al igual que la inclinación de 21° , la ganancia de energía útil del arreglo, pues se trabaja más tiempo con la incidencia perpendicular de la irradiancia al CCP.
3. La simulación del trazado de rayos garantiza la correcta intercepción de toda la irradiancia reflejada por el concentrador en el tubo receptor.
4. La simulación de los rayos en Tonatiuh ayuda a colocar el tubo absorbedor y encontrar la inclinación óptima de la instalación colector.
5. El diseño del CCP permite poder cambiar el diámetro del tubo receptor por uno más grande al propuesto, incluso poner tubos evacuados para su evaluación.
6. Al elegir aluminio como material de construcción para los CCP, se reduce el peso de cada uno y se alarga su vida útil, ya que se evitaría la corrosión.
7. El diseño del CCP en SolidWorks ayuda a la optimización del tiempo y costo.
8. El análisis del comportamiento de la eficiencia térmica con el modelo matemático basado en las ecuaciones de transferencia de calor en MATLAB mostró que la eficiencia depende de la velocidad del viento. Debido a esto, es recomendable la implementación de la cubierta de vidrio evacuado, ya que minimiza las pérdidas convectivas volviéndolas casi nulas entre sí. Así mismo la eficiencia depende del ángulo de inclinación del sistema. Debido a que la posición del sol en el cielo es un parámetro que se cambia por día, por hora y por mes.
9. Los resultados obtenidos en la modelación y mediante la comparación con la simulación en el software SolidWorks muestran una diferencia de 3.02 % para el flujo de 1 l/min y 1.11 % para el flujo 7 l/min. la modelación térmica empleando el BEG también puede utilizarse para la comparación de datos experimentales obtenidos en concentradores solares de canal parabólico.
10. Al comparar la diferencia de temperaturas de entrada y salida del CCP en el sistema obtuvo una ganancia térmica de 15°C para el flujo más pequeño que en este caso es de 1 l/min y este valor se disminuye hasta 4°C para el flujo de 7 l/min.

RECOMENDACIONES

Como trabajos futuros se desea comparar los resultados obtenidos de la modelación térmica con resultados experimentales del sistema, de tal manera que pueda validarse el modelo desarrollado y pueda elegir las condiciones óptimas del sistema experimentalmente.

Se recomienda realizar las pruebas experimentales con el tubo de cobre liso y con el tubo de cobre ranurado y realizar una comparación de ambos tubos bajo las mismas condiciones de operación.

Se propone también, mejorar el diseño del colector y poner una cubierta de vidrio evacuada para minimizar las pérdidas convectivas en el sistema y poder realizar pruebas experimentales por el fin de comparar los dos sistemas sin así como con cubierta de vidrio.

Se propone realizar las pruebas experimentales en época de verano, por ser la época en que se recibe la mayor radiación solar.

ANEXO 1

La captura de pantalla del programa Tonatiuh de los diferentes pasos a seguir para el análisis de Trazados de rayos empezando con la generación de geometría seguí de la definición de los parámetros del sistema y terminado con el cálculo y sacar los resultados.

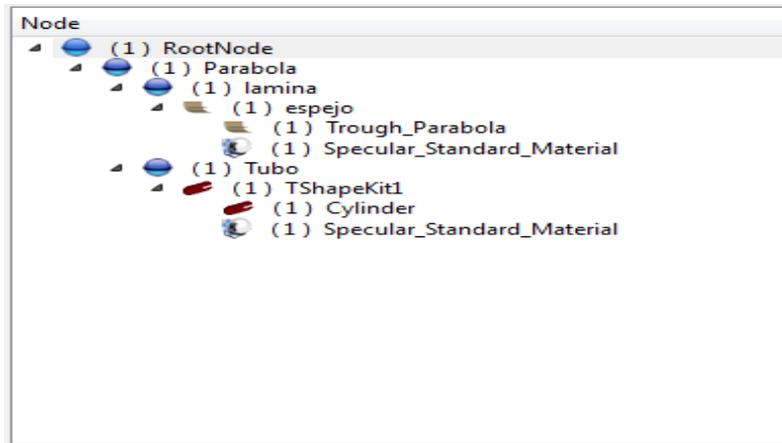


Figura 1: Código de Tonatiuh

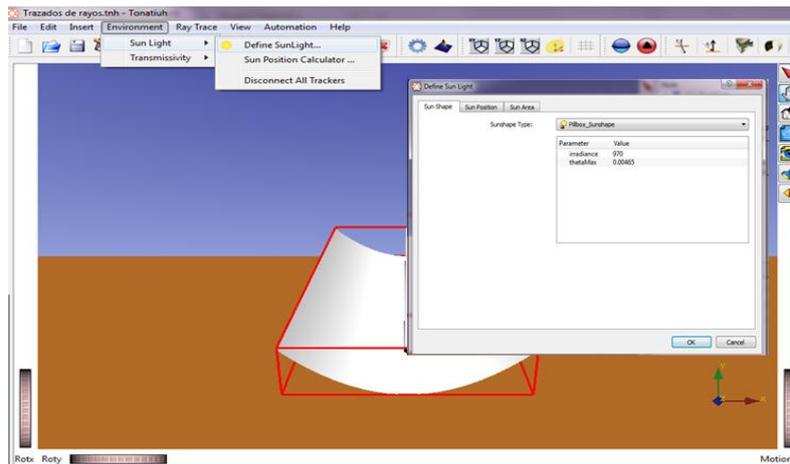


Figura 2: Definición de la forma solar

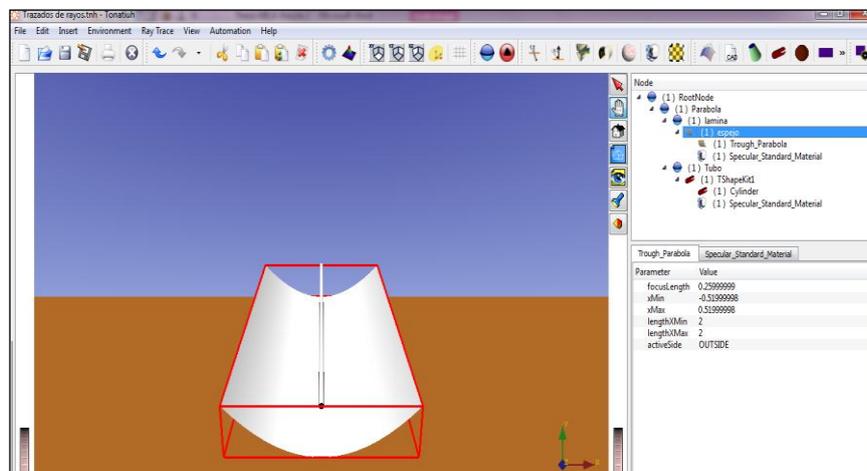


Figura 3: Concentrador en Tonatiuh

La Figura 4 muestra los parámetros ópticos del concentrador.

Specular_Standard_Material	
Parameter	Value
m_reflectivity	0.94999999
m_sigmaSlope	2
m_distribution	NORMAL
m_ambientColor	0.2 0.2 0.2
m_diffuseColor	0.80000001 0.80000001 0.80000001
m_specularColor	0 0 0
m_emissiveColor	0 0 0
m_shininess	0.2
m_transparency	0

Figura 4: Parámetros ópticos del concentrador

Specular_Standard_Material	
Parameter	Value
m_reflectivity	0
m_sigmaSlope	2
m_distribution	NORMAL
m_ambientColor	0.2 0.2 0.2
m_diffuseColor	0.80000001 0.80000001 0.80000001
m_specularColor	0 0 0
m_emissiveColor	0 0 0
m_shininess	0.2
m_transparency	0

Cylinder	
Specular_Standard_Material	
Parameter	Value
radius	0.0147
length	2
phiMax	6.2831855
activeSide	OUTSIDE

Figura 5: Parámetros ópticos y geométricos del receptor

A continuación, en la Figura 6 se muestra el sistema del CCP al completo sobre la interfaz de Tonatiuh.

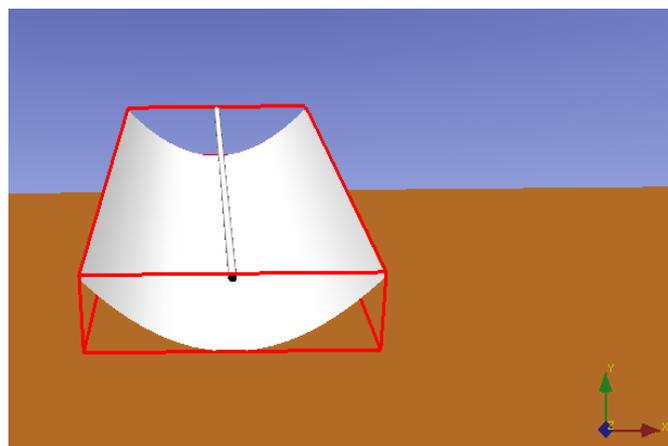


Figura 6: Sistema del CCP con Tonatiuh

ANEXO 2

En este apartado se incluyen las ecuaciones y datos implementados en Matlab para calcular la eficiencia térmica a base del balance energético global (BEG), de los cuales se habla en el capítulo 3 de este proyecto. El trabajo con este software se divide en 3 partes. Primer parte del ingreso de los parámetros del diseño del colector, segundo parte se está presentado el código de los parámetros geográficos para el cálculo del ángulo de incidencia, el tercer parte es el código del cálculo de la eficiencia óptica y finalmente el código de la eficiencia térmica.

```
%% PROGRAMA PARA EL CÁLCULO DE LA EFICIENCIA TÉRMICA del CCP VARIANDO LOS
PARÁMETROS DEL DISEÑO Y DE OPERACIÓN
% WASSILA AJBAR, ARMANDO JESÚS CETINA 18/09/2017

clear
close all
clc

                % INGRESAR PARAMETROS DE DISEÑO DEL COLECTOR

Lt  = input ('Ingrese longitud del tubo o la lámina en m : ');
% La longitud de la parábola
Wa  = input ('La apertura de la parábola en m : ');
% El ancho de apertura de la parábola
Dext = input ('Diámetro externo del receptor en m : ');
% El diámetro exterior del receptor
Aa  = Wa*Lt;                % El área de la lámina reflectora
Ar  = pi*Dext*Lt;          % El área superficial del tubo receptor
C   = Aa/Ar;                % El factor de concentración
f   = input ('Distancia focal en m : '); % La distancia focal
Di  = input ('Diámetro interno del tubo receptor en m : ');
% El diametro interior del receptor
Hp  = f;                    % Altura de parábola;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% PARÁMETROS GEOGRÁFICOS PARA EL CÁLCULO DEL ÁNGULO DE INCIDENCIA

n   = input ('Ingresar el día juliano : ');
dec = 23.45*sin(deg2rad((360*(n+284)/365))); % La declinación solar
lat = 21;                                % latitud de Mérida
H   = input ('Ingresar la hora del día (forma 24 hrs) : '); % Hora local
e_v = 0 ;                                % Horario de verano que varía entre 0, 1 y -1
L_m = -90 ;                                % Longitud del meridiano
L_s = -88.633;                             % Longitud local
DL  = L_m-L_s;
G   = (360/365)*(n-1); % Parámetro de la ecuación del tiempo

ET = 0.000075 + 0.001868*cos(deg2rad(G))+ 0.032077*sin(deg2rad(G)-
0.014615*cos(deg2rad(2*G))-0.04089*sin(deg2rad(2*G))); % (El Mghouchi et al.,
2016)

T_sv = H - e_v + (ET/60)+((1/15)*(DL)); % Tiempo Solar Verdadero

w_s = 15*(T_sv - 12); % Ángulo horario
```

```

teta =
rad2deg(acos(cos(deg2rad(dec))*cos(deg2rad(lat))*cos(deg2rad(w_s))+sin(deg2rad(
dec))*sin(deg2rad(lat)))); (Bellos et al., 2016)

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% EL CALCULO DE LA EFICIENCIA ÓPTICA

rho = 0.95; % Reflectividad de la lámina (Alanod, 2017)
tau = 1; % Transmitividad del aire (Jaramillo et al., 2016)
alfa = 0.96; % Absortividad del tubo (Jaramillo et al., 2016)
gama = 0.901222; % El factor de intercepcion (Esta calculada con programa
matematico) (Guyen y Banerot, 1986).
Af = (2/3*Wa*Hp + f*Wa*(1 + (Wa^2)/(48*(f^2))))/Aa;% Af : Factor geometrico
no = rho*tau*alfa*gama*(1-Af*tan(deg2rad(teta))*cos(deg2rad(teta)));
% no : Eficiencia óptica (Duffie y Beckman, 2013)
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% EL CALCULO DE LA EFICIENCIA TERMICA

% LAS PROPIEDADES DEL AGUA SON :
kw = 0.615; % la conductividad térmica
Cpw = 4178;
Ro = 1000; % la densidad del agua a T=30°C
Di = 0.026035; % El diámetro interior del receptor

Q1 = input('Ingresar el caudal en l/min : ');
Q = Q1*(10^-3)/60; % El caudal en m^3/s
V = Q/(pi*(Di^2)/4); % La velocidad del fluido en m/s

Ti = input('Ingresar la temperatura de entrada en °C : ');
Q2 = Q1/60; % El Flujo volumétrico en l/s
m = Q2; % Flujo másico en Kg/s
Gb = input('Ingresar la radiación directa del sol en W/m^2 : ');
% La radiación directa del sol
Tout = Ti + ((no*Aa*Gb)/(m*Cpw)); % Temperatura máxima del agua en la
salid (°C)(Jaramillo et al., 2016)
Tpro = (Ti+Tout)/2; % Temperatura de película (°C)

muw = (-4.28265*10^-10*Tpro^3)+(1.88979*10^-7*Tpro^2)-(2.77774*10^-
5*Tpro)+(15.6*10^-4); % Viscosidad dinámica en kg/m.s
Prw = Cpw*muw/kw; % Número de Prandtl para el agua
Rew= (Ro*V*Di)/muw; % Número de Reynolds para el agua

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% LAS PROPIEDADES DEL AIRE SON :
Cpaire= 1007; % a Temp = 25 °C (Cp en J)
muaire = 1.872*10^-5; % Viscosidad dinámica del aire
kaire= 0.02588; % Conductividad térmica del aire

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% DEFINIENDO PROPIEDADES DEL AIRE

Ta = input('Ingresar la temperatura del medio ambiente en °C : ');
if (Ta >=5 && Ta <10)

Prair=0.7350; % Número de Prandtl del aire

elseif ( Ta >=10 && Ta <15)

```

```

    Prair=0.7336;
elseif ( Ta >=15 && Ta <20)
    Prair=0.7323;
elseif (Ta >=20 && Ta <25)
    Prair=0.7309;
elseif ( Ta >=25 && Ta <30)
    Prair=0.77296;
elseif ( Ta >=30 && Ta <35)
    Prair=0.7282;
elseif ( Ta >=35 && Ta <40)
    Prair=0.7268;
elseif ( Ta >=40 && Ta <45)
    Prair=0.7255;
elseif ( Ta >=45 && Ta <50)
    Prair=0.7241;
elseif ( Ta >=50 && Ta <60)
    Prair=0.7228;
elseif ( Ta >=60 && Ta <70)
    Prair=0.7202;
elseif ( Ta >=70 && Ta <80)
    Prair=0.7177;
elseif ( Ta >=80 && Ta <90)
    Prair=0.7154;
elseif ( Ta >=90 && Ta <=100)
    Prair=0.7131;
elseif ( Ta >=100)
    Prair=0.7111;
else
    Prair=0.7296;
end;

```

```

% EL NÚMERO DE NUSSELT Y EL FACTOR DE FRICCIÓN PARA EL AGUA EN FLUJO LAMINAR,
TRANSITORIO Y TURBULENTO (Nuw está definido por las ecuaciones de Gnielinski,
2013).(ff está calculado según la ecuación de Fernández-García et al., 2014):

if (Rew < 2300)
    Nuw = 4.36;
elseif (Rew > 4000)
    r = 0.0000015; % Rugosidad relativa del cobre en m (Çengel et al., 2006)
    ff = 1/(-2*log10(((1/3.7065)*(r/Di))-
(5.0452/Rew)*log10((1/2.8257)*(r/Di)^1.1098 + (5.8506/(Rew^0.8981))))))^2;
    % El factor de fricción
    Nuw = ((ff/8)*(Rew-
1000)*(1+((Di/Lt)^(2/3))*Prw))/(1+12.7*(sqrt(ff/8)))*(Prw^(2/3)-
1)*(Prw/Prair)^0.11;

elseif (Rew > 2300) && (Rew < 4000)
    chi= (Rew -2300)/(4000-2300);
    ff= (0.790*log(Rew)-1.64)^-2;
    Nuturb = ((ff/8)*(4000-
1000)*(1+0.0001^(2/3)*0.7))/(1+12.7*(sqrt(ff/8)))*(Prw^(2/3)-1)*(1)^0.11;
    Nuw = (1-chi)*4.36+ chi*Nuturb;
end
hw = (kw*Nuw)/Di; % Coeficiente de pérdidas por convección del agua
Tr1 = Tout+ (no*C*Gb)/hw % Temperatura superficial del tubo

Va = input ('Ingresar la velocidad del viento en m/s : ');
Dext = 0.028575; % Diametro exterior del receptor
Roa = 1.164; % Densidad del aire
Rea = Va*Dext*Roa/muair;% Número de Reynolds del aire
Nuair = 0.3 +
((0.62*Rea^0.5*Prair^(1/3))/((1+(0.4/Prair)^(2/3))^0.25))* (1+(Rea/282000)^(5/8
))^4/5);
Lt =2; % Longitud del receptor
d=Di/Lt;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% COEFICIENTES DE PÉRDIDAS TÉRMICAS

Tr = Tr1 + 273.15;
epsilon = 0.0968+(5.3333*10^-4)*(Tr1)-((1.0143*10^-20)*(Tr1^2));
sigma = 5.67*10^-8; % Constante de Stefan-Boltzmann
hr = 4*sigma*epsilon*Tr^3; % Coeficiente de pérdidas radiativas del receptor
(Kalogirou,2013)
hv = (kaire/Dext)*Nuair; % Coeficiente de pérdidas convectivas del tubo
UL = hv + hr; % Coeficiente de pérdidas totales

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% EL CALCULO FINAL DE LA EFICIENCIA TERMICA

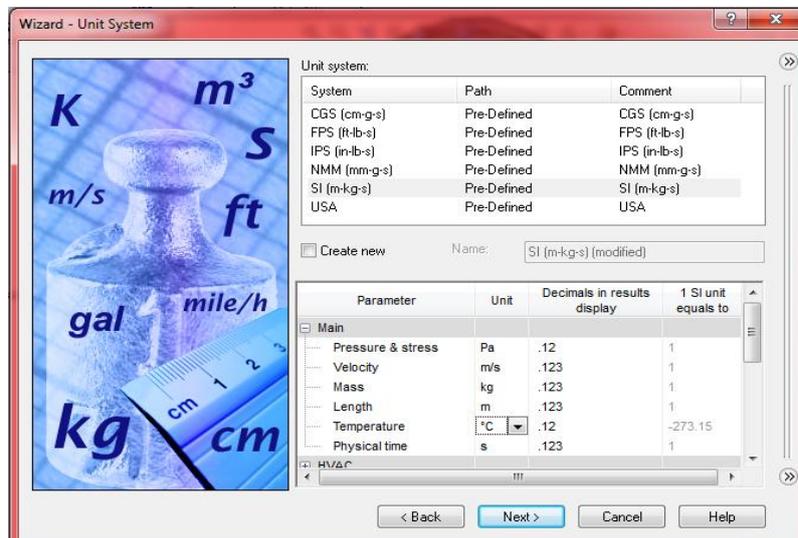
kc = 385 ; % Conductividad del cobre
F = (1/UL)/((1/UL)+(Dext/(hw*Di))+((Dext/(2*kc))*log(Dext/Di))); % F = F' es
el factor de eficiencia
FR = ((m*Cpw)/(Ar*UL))*(1-exp(-1*UL*F*Ar/(m*Cpw))); % Factor de remolucio
(Kalogirou, 2013)
Qu = FR*(no*Aa*Gb-Ar*UL*(Ti-Ta)); % Calor útil
Treal = Ti + (Qu/(m*Cpw)); % Temperatura de salida del agua final (Kalogirou,
2013)

nt= FR*(no-(UL/C)*((Ti-Ta)/Gb)); % EFICIENCIA TERMICA (May et al., 2017)

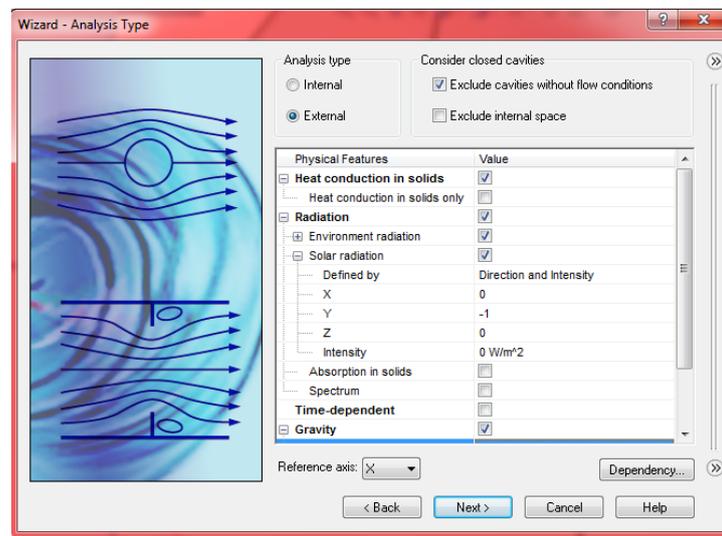
```

ANEXO 3

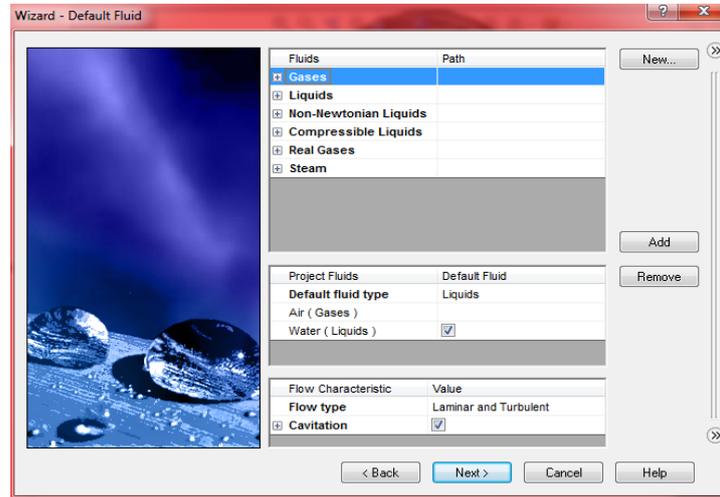
En este apartado se presentan los pasos que se siguieron para la simulación a través de figuras, las cuales explican a detalle la interfaz del programa. La primera parte de la simulación fue definir las unidades a utilizar, en este caso se trabajó con el sistema internacional.



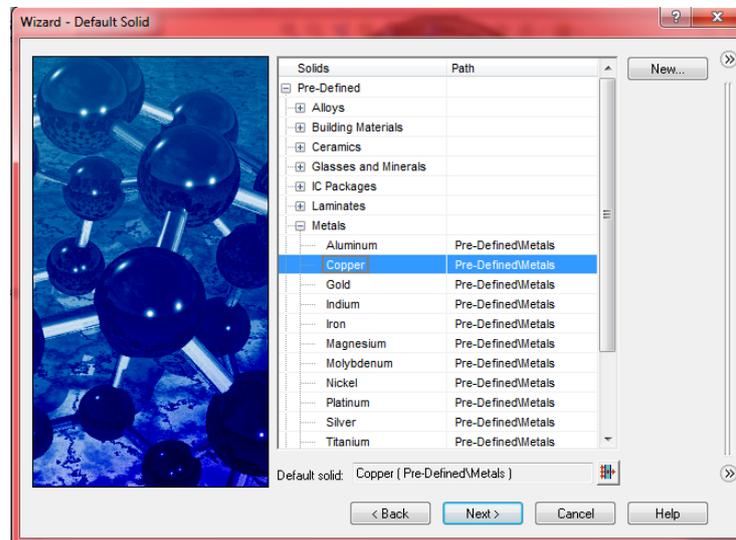
Posteriormente, se asignó el tipo de análisis a emplear, el cual fue un análisis externo ya que se incluye la velocidad del viento para las pérdidas convectivas, así como el análisis del fluido de trabajo.



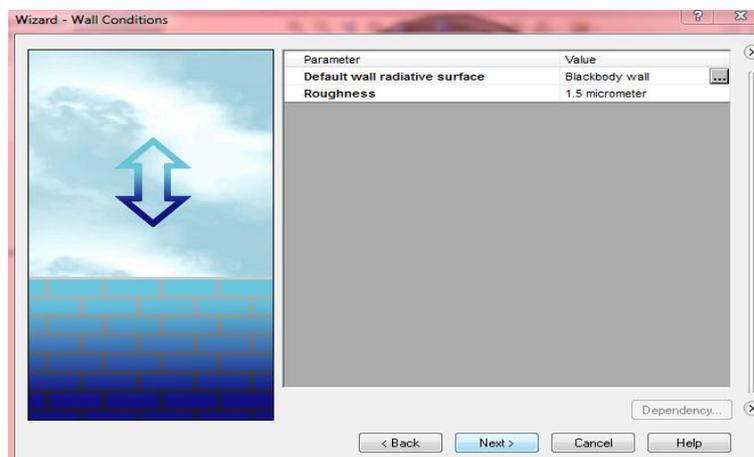
De igual manera, se proporcionaron los fluidos de trabajo en la simulación, los cuales para este caso fueron el aire y el agua.



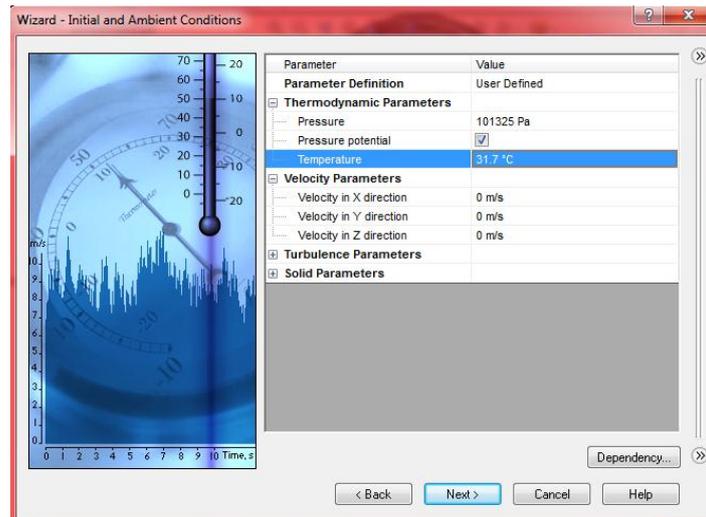
Así mismo, una vez asignados los fluidos de trabajo se proporcionó el material del sólido del receptor el cual para este trabajo fue cobre.



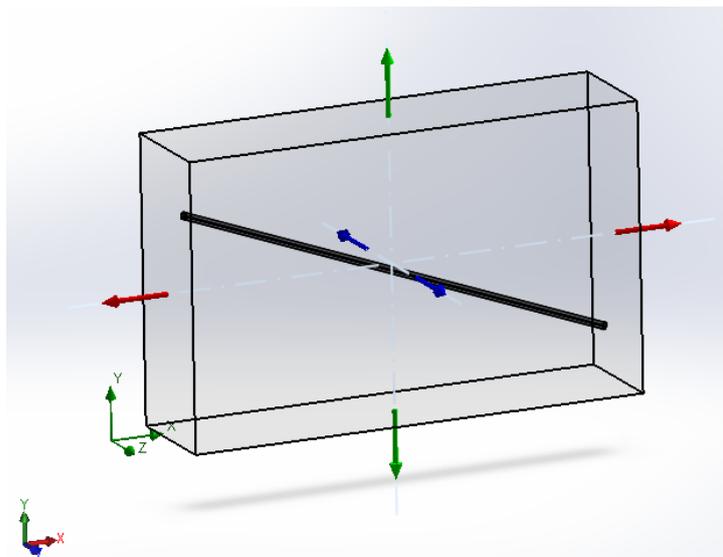
Continuando con la simulación, se proporcionaron las condiciones de frontera del sólido, tales como la emisividad de su superficie y la rugosidad del material. El tubo receptor está pintado de negro, por lo que se considera como un cuerpo negro, mientras que la rugosidad del cobre es de 1.5 μm .



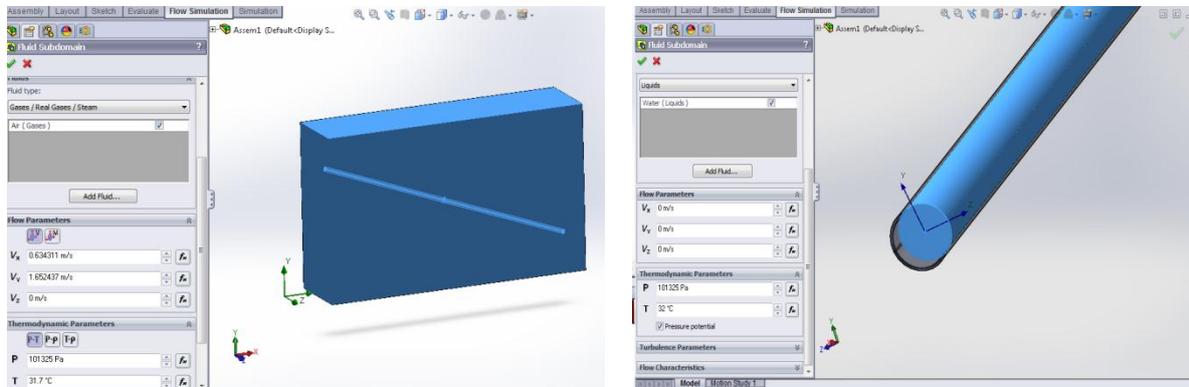
Finalmente, se asignaron los datos iniciales para la simulación, tanto del agua como del aire. Cabe recalcar que estos parámetros se pueden modificar más adelante.



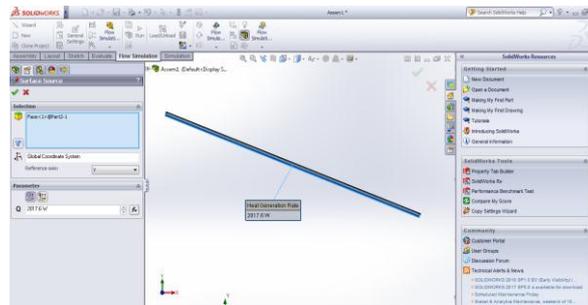
Al terminar de proporcionar estos parámetros se visualiza el modelo de la interfaz como un volumen de control. Para un mejor análisis se pueden ajustar las medidas del volumen de control.



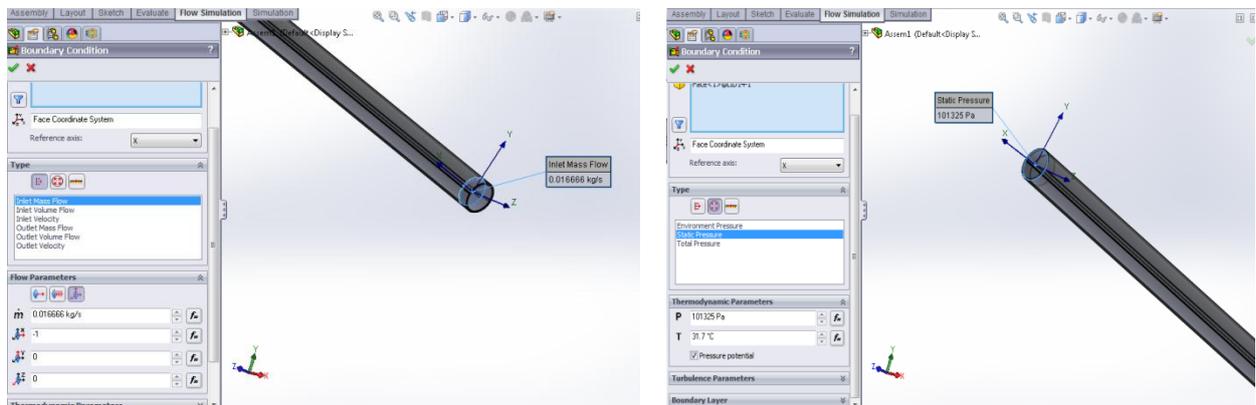
Debido a que se trabaja con dos fluidos al mismo tiempo, se deben crear subdominios que pertenezcan al dominio principal del volumen de control. Para cada subdominio se establecieron las condiciones iniciales.



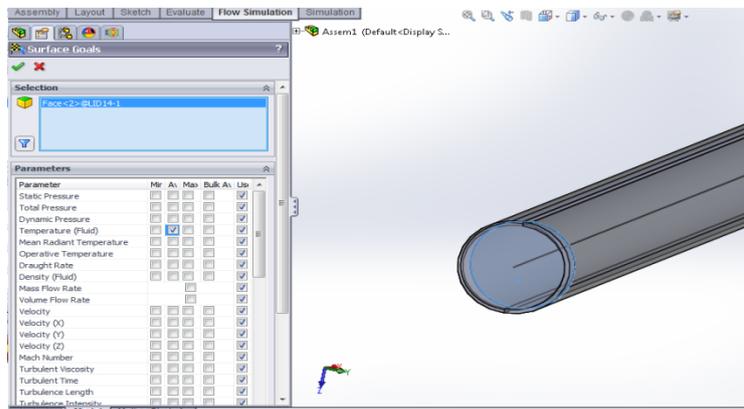
De igual manera, se incluyó el flujo de calor concentrado sobre la superficie inferior del tubo receptor.



Continuando con la simulación, se proporcionaron las condiciones de frontera, las cuales corresponden al flujo másico en la entrada, la presión en la salida y el coeficiente de transferencia de calor por convección interna (hw). En SolidWorks este factor se expresa como α .



Finalmente, se definió el objetivo de la simulación. En este caso se deseó conocer el perfil de temperaturas del fluido a lo largo del tubo receptor.



ANEXO 4

Los base de datos de operación y del medio ambiente para los 4 días de cuatro meses.

- **Día 18-Sep-2017**

Horario	Fluido	Gb (W/m ²)	Q (l/min)	V_viento (m/s)	Ta (°C)	Ti (°C)	ΔT (°C) modelado	nt (%) modelado (21° inclinación)
10:07	agua	343	1	3.58	29.9	32	4.88	47.59
10:12	agua	786	1	3.14	29.9	32	11.60	49.41
10:17	agua	861	1	2.69	29.8	32	13.08	50.85
10:27	agua	225	1	2.22	30.1	32	3.58	53.21
10:33	agua	854	1	2.69	30.3	32	13.25	51.93
10:42	agua	246	1	2.69	30.4	32	3.83	52.10
10:47	agua	325	1	3.14	30.3	32	4.98	51.31
10:57	agua	250	1	2.69	30.4	32	3.96	53.06
11:07	agua	322	1	3.14	30.8	32	5.09	52.88
11:12	agua	1088	1	2.69	31	32	17.62	54.21
11:17	agua	1088	1	2.69	31.1	32	17.72	54.54
11:27	agua	211	1	3.14	30.8	32	3.39	53.79
11:32	agua	979	1	2.69	30.9	32	16.25	55.58
11:42	agua	965	1	2.22	31.4	32	16.69	57.89
11:47	agua	1004	1	1.78	31.9	32	17.98	59.94
11:57	agua	1041	1	2.22	31.8	32	18.24	58.66
12:07	agua	257	1	2.69	31.6	32	4.41	57.45
12:12	agua	1063	1	2.69	31.4	32	17.89	56.35
12:17	agua	1090	1	2.69	31.8	32	18.26	56.08
12:27	agua	960	1	2.22	32	32	16.42	57.25
12:32	agua	984	1	2.22	32.3	32	16.74	56.95
12:42	agua	1020	1	2.22	32.6	32	17.16	56.31
12:47	agua	1034	1	1.33	32.9	32	18.40	59.57
12:57	agua	1130	1	1.78	32.9	32	19.18	56.82
13:07	agua	1074	1	1.33	33	32	18.66	58.17
13:12	agua	341	1	1.33	33.1	32	6.02	59.15
13:17	agua	1074	1	1.33	33.1	32	18.46	57.54
13:27	agua	258	1	0.89	32.8	32	4.66	60.51
13:33	agua	962	1	0.44	32.7	32	17.86	62.15
13:42	agua	237	1	1.33	32.7	32	4.05	57.18
13:47	agua	1055	1	1.33	33.1	32	17.54	55.67
14:07	agua	962	1	1.78	33.6	32	15.21	52.94
14:12	agua	926	1	1.33	33.7	32	15.07	54.47
14:17	agua	962	1	2.22	33.3	32	14.61	50.86
14:22	agua	243	1	2.69	33.1	32	3.66	50.48
14:27	agua	185	1	2.69	32.9	32	2.78	50.32
14:33	agua	824	1	2.22	33	32	12.34	50.12
14:37	agua	828	1	1.78	33.2	32	12.71	51.39
14:42	agua	858	1	1.78	33.3	32	13.10	51.12
14:47	agua	884	1	1.78	33.4	32	13.43	50.85
14:57	agua	786	1	2.69	33.4	32	11.22	47.79
15:07	agua	793	1	2.22	33.4	32	11.51	48.60

• **Día 18-Oct-2017**

Horario	Fluido	Gb (W/m ²)	Q (l/min)	V_viento (m/s)	Ta (°C)	Ti (°C)	ΔT (°C) modelado	nt (%) modelado (21° inclinación)
10:06	agua	531.00	1	1.78	28.60	32	8.32	52.45
10:11	agua	452.00	1	1.78	28.60	32	7.10	52.61
10:17	agua	466.00	1	1.33	28.70	32	7.66	55.02
10:26	agua	633.00	1	1.33	28.80	32	10.53	55.69
10:32	agua	640.00	1	0.89	29.00	32	11.19	58.53
10:42	agua	638.00	1	0.89	29.40	32	11.28	59.22
10:47	agua	582.00	1	1.78	29.20	32	9.56	54.99
10:56	agua	895.00	1	1.78	29.20	32	14.81	55.39
11:06	agua	870.00	1	0.89	29.40	32	15.70	60.40
11:11	agua	919.00	1	0.44	29.90	32	17.62	64.17
11:17	agua	977.00	1	0.89	30.20	32	17.79	60.94
11:26	agua	911.00	1	0.44	30.60	32	17.69	65.02
11:32	agua	733.00	1	0.89	30.60	32	13.57	61.99
11:42	agua	376.00	1	0.89	30.10	32	7.00	62.35
11:47	agua	431.00	1	1.33	29.90	32	7.70	59.82
11:56	agua	508.00	1	0.89	30.20	32	9.50	62.61
12:06	agua	497.00	1	0.89	30.20	32	9.29	62.57
12:11	agua	350.00	1	1.33	30.10	32	6.25	59.80
12:17	agua	650.00	1	1.33	30.00	32	11.59	59.68
12:27	agua	582.00	1	1.78	30.10	32	9.97	57.34
12:32	agua	564.00	1	0.89	30.30	32	10.41	61.78
12:41	agua	513.00	1	1.33	30.20	32	9.02	58.83
12:47	agua	425.00	1	2.22	30.00	32	6.94	54.67
12:57	agua	429.00	1	2.69	29.70	32	6.72	52.47
13:06	agua	522.00	1	1.78	29.90	32	8.64	55.40
13:12	agua	499.00	1	1.78	30.10	32	8.22	55.13
13:17	agua	536.00	1	1.78	30.00	32	8.78	54.83
13:26	agua	438.00	1	1.78	30.00	32	7.10	54.26
13:32	agua	475.00	1	1.78	29.80	32	7.64	53.88
13:42	agua	545.00	1	2.22	29.80	32	8.43	51.76
13:47	agua	570.00	1	2.69	29.70	32	8.51	50.00
13:56	agua	436.00	1	2.22	29.90	32	6.63	50.94
14:06	agua	526.00	1	2.22	29.80	32	7.93	50.45
14:11	agua	540.00	1	2.22	29.90	32	8.10	50.24
14:17	agua	758.00	1	1.78	30.10	32	11.66	51.51
14:26	agua	772.00	1	2.22	30.00	32	11.42	49.52
14:32	agua	573.00	1	2.22	30.10	32	8.43	49.25
14:41	agua	320.00	1	2.22	30.00	32	4.63	48.42
14:47	agua	285.00	1	2.22	29.70	32	4.07	47.80
14:57	agua	392.00	1	1.33	29.70	32	5.98	51.06
15:06	agua	394.00	1	1.78	30.00	32	5.76	48.94

• **Día 18-Nov-2017**

Horario	Fluido	Gb (w/m2)	Q (l/min)	V_viento (m/s)	Ta (°C)	Ti (°C)	ΔT (°C) modelado	nt (%) modelado (21° inclinación)
10:07	agua	719	1	0.44	27.1	32	12.65	58.88
10:12	agua	728	1	0.44	27.2	32	12.86	59.15
10:17	agua	738	1	0.89	27.3	32	12.36	56.05
10:27	agua	749	1	1.33	27.2	32	12.10	54.08
10:32	agua	754	1	0.89	27.4	32	12.79	56.77
10:42	agua	766	1	1.33	27.4	32	12.54	54.79
10:47	agua	772	1	1.33	27.6	32	12.69	55.04
10:57	agua	773	1	1.33	27.7	32	12.81	55.47
11:07	agua	779	1	1.33	27.9	32	13.00	55.88
11:12	agua	782	1	0.44	28.3	32	14.49	62.02
11:18	agua	786	1	0.44	28.6	32	14.62	62.26
11:27	agua	782	1	0.44	28.9	32	14.62	62.57
11:32	agua	788	1	0.89	28.7	32	13.94	59.22
11:42	agua	786	1	1.33	28.8	32	13.37	56.96
11:48	agua	784	1	0.89	29	32	13.94	59.53
11:57	agua	782	1	0.89	29.1	32	13.92	59.61
12:07	agua	777	1	1.33	29.2	32	13.27	57.16
12:17	agua	766	1	0.89	29.5	32	13.63	59.59
12:27	agua	759	1	1.78	29.7	32	12.49	55.08
12:32	agua	756	1	1.78	29.6	32	12.41	54.95
12:42	agua	744	1	1.78	29.8	32	12.17	54.74
12:47	agua	737	1	2.22	29.8	32	11.66	52.98
12:57	agua	722	1	1.33	30.1	32	12.13	56.26
13:07	agua	705	1	1.78	30.1	32	11.37	53.99
13:12	agua	693	1	1.78	30.1	32	11.14	53.80
13:17	agua	686	1	1.78	30.1	32	10.98	53.60
13:27	agua	666	1	0.89	30.2	32	11.52	57.93
13:32	agua	652	1	0.89	30.2	32	11.14	57.21
13:42	agua	631	1	1.78	30.5	32	9.92	52.64
13:47	agua	624	1	1.33	30.5	32	10.27	55.13
13:57	agua	589	1	0.89	30.7	32	9.88	56.15
14:07	agua	568	1	0.89	31	32	9.46	55.74
14:12	agua	557	1	1.33	30.9	32	8.85	53.22
14:17	agua	536	1	0.44	30.9	32	9.35	58.41
14:27	agua	512	1	1.33	30.8	32	8.03	52.49
14:32	agua	494	1	1.78	30.6	32	7.44	50.41
14:42	agua	466	1	0.89	30.6	32	7.51	53.98
14:47	agua	445	1	0.44	30.7	32	7.56	56.89
14:57	agua	413	1	1.33	30.8	32	6.31	51.13
15:07	agua	376	1	0.00	31.2	32	7.27	64.72

• **Día 18-Dic-2017**

Horario	Fluido	Gb (w/m2)	Q (l/min)	V_viento (m/s)	Ta (°C)	Ti (°C)	ΔT (°C) modelado	nt (%) modelado (21° inclinación)
10:07	agua	722	1	3.58	27	32	9.76	45.26
10:12	agua	731	1	3.14	27.4	32	10.19	46.68
10:17	agua	369	1	3.14	27.7	32	5.07	45.96
10:26	agua	236	1	3.14	28.1	32	3.19	45.31
10:32	agua	327	1	3.14	27.9	32	4.53	46.35
10:41	agua	260	1	3.58	28.2	32	3.50	45.04
10:47	agua	234	1	4.47	28.1	32	2.98	42.61
10:57	agua	199	1	4.03	28.2	32	2.58	43.40
11:07	agua	775	1	3.58	28.6	32	11.07	47.82
11:12	agua	768	1	4.47	28.7	32	10.56	46.04
11:17	agua	214	1	4.92	28.9	32	2.75	43.04
11:26	agua	807	1	4.03	28.9	32	11.41	47.35
11:32	agua	758	1	3.58	29.2	32	10.99	48.56
11:37	agua	754	1	4.03	29.2	32	10.72	47.62
11:42	agua	761	1	4.03	29.1	32	10.83	47.65
11:47	agua	768	1	3.58	29.3	32	11.19	48.79
11:51	agua	784	1	4.03	29.4	32	11.20	47.84
11:56	agua	749	1	4.92	29.5	32	10.31	46.09
12:06	agua	759	1	4.47	29.9	32	10.68	47.10
12:11	agua	761	1	4.92	29.9	32	10.51	46.23
12:17	agua	740	1	4.47	30.2	32	10.42	47.16
12:27	agua	761	1	4.47	30.4	32	10.71	47.12
12:32	agua	113	1	4.92	30.2	32	1.45	43.06
12:41	agua	744	1	4.47	30.2	32	10.41	46.83
12:47	agua	747	1	4.47	30.5	32	10.45	46.81
12:57	agua	747	1	3.58	30.4	32	10.81	48.45
13:06	agua	696	1	3.14	30.7	32	10.27	49.39
13:11	agua	705	1	3.58	31	32	10.16	48.25
13:17	agua	703	1	4.47	31	32	9.96	47.43
13:27	agua	657	1	3.58	31.2	32	9.39	47.82
13:32	agua	631	1	3.58	31.5	32	9.00	47.77
13:41	agua	610	1	4.03	31.5	32	8.47	46.51
13:47	agua	594	1	4.47	31.4	32	8.05	45.38
13:56	agua	589	1	3.58	31.4	32	8.25	46.88
14:06	agua	568	1	3.58	31.3	32	7.69	45.34
14:11	agua	554	1	3.58	31.5	32	7.67	46.37
14:17	agua	550	1	4.03	31.6	32	7.44	45.26
14:27	agua	503	1	4.03	31.8	32	6.76	45.00
14:32	agua	480	1	4.03	31.7	32	6.42	44.77
14:41	agua	462	1	3.14	31.7	32	6.40	46.36
14:51	agua	422	1	4.03	31.7	32	5.56	44.10
14:57	agua	411	1	4.03	31.7	32	5.39	43.89
15:06	agua	388	1	3.14	31.7	32	5.27	45.46

REFERENCIA BIBLIOGRÁFICA

- Al-Soud Mohammed S, Abdallah Essam, Akayleh Ali, et al. A parabolic solar cooker with automatic two axes sun tracking system. *Applied Energy* 2010;87: 463–70.
- ANSI/ASHRAE 92-1986 (RA 91), Methods of testing to determine the thermal performance of solar collectors, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.; 1991.
- ANSI/ASHRAE Standard 93. Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors; 2003.
- Bellos, E., Mathioulakis, E., Tzivanidis, C., Belessiotis, V., Antonopoulos, K. A. Experimental and numerical investigation of a linear Fresnel solar collector with flat plate receiver. *Energy Conversion and Management* 2016; 130: 44-59.
- Bakos George C. Design and construction of a two-axis Sun tracking system for parabolic trough collector (PTC) efficiency improvement. *Renew Energy* 2006; 31:2411–21.
- Çengel, Y. A., Cimbala, J. M., Skarina, S. F. *Mecánica de fluidos: fundamentos y aplicaciones*; Vol 1. McGraw-Hill; 2006.
- Cengel YA. *Heat transfer and mass transfer: a practical approach*. 3rd ed. McGraw Hill Book Company; 2006.
- Cengel, Y. A., Ghajar, A. *Transferencia de calor y masa*. Editorial: Editorial McGraw–Hill; 2011
- César Antonio Echevarría López. Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico – Eléctrico nombrada “Diseño de un colector cilindro parabólico compuesto con aplicación para el calentamiento de agua”. Piura; 2011.
- Donald R. *Solar energy*. New Jersey: Prentice Hall; 1981.
- Duffie, J., Beckman, W. *Solar Engineering of Thermal Processes*, 2nd Ed., Wiley-Interscience, U. S. A; 1991.
- Duffie, J. A., Beckman, W. A. *Solar engineering of thermal processes*. USA: Wiley; 2013
- Dudley, V., Kolb, G., Mahoney, A., Mancini, T., Matthews, C., Sloan, M. y Kearney, D. Test results: SEGS LS-2 solar collector. Reporte técnico, Sandia National Labs., Albuquerque, Nuevo Mexico, Estados Unidos; 1994.

- D.Yogi Goswami. Book "Principles of solar engineering", third edition; 2005.
- El-Kassaby M. Prediction of optimum tilt angle for parabolic trough with the long axis in the north-south direction. *Sol Energy* 1994; 16:99–109.
- El Mghouchi, Y., El Bouardi, A., Choulli, Z., Ajzoul, T. Models for obtaining the daily direct, diffuse and global solar radiations. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2016; 56: 87-99.
- Antonio Esteban, Rafael Osuna, Eduardo Zarza, Paul Nava, Eckhard Lüpfert, Michael Geyer, Wolfgang Schiel. Eurotrough design issues and prototype testing at PSA. *Proceedings of Solar Forum, Solar Energy* 2001; p 21-25.
- Ericsson, J. The Sun Motor and the Sun's Temperature. *Nature* 1884; 29: 217-219.
- Hernández Martínez Iván. Tesis "Diseño de un microhorno solar y campo de heliostatos para diversas aplicaciones". UNAM 2013.
- Fernández-García, A., Zarza, E., Valenzuela, L., y Pérez, M. Parabolic-trough solar collectors and their applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2010; 14:1695-1721.
- Fernández-García, A., Rojas, E., Pérez, M., Silva, R., Hernández-Escobedo, Q., Manzano-Agugliaro, F. A parabolic-trough collector for cleaner industrial process heat. *Journal of Cleaner Production* 2015; 89:272-285.
- Gnielinski V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *Int Chem Eng* 1976; 16(2): 359–368. 472
- Gnielinski, V. On heat transfer in tubes. *Int J Heat Mass Transf* 2013; 63:134–40.
- Hernández Martínez Ivan. Diseño de un microhorno solar y campo de heliostatos para diversas aplicaciones. 2013.
- Guven, H.M., Bannerot, R.B. Derivation of universal error parameters for comprehensive optical analysis of parabolic troughs. *Solar Energy Engineering* 1986; 108(4):275-281.
- Hession, P., Bonwick, W. Experience with a Sun Tracker System. *Solar Energy* 1984; 32:3-11.
- O. Edenhofer, R. Pichs-Madruga, Y. Sokona, K. Seyboth, P. Matschoss, S. Kadner, T. Zwickel, P. Eickemeier, G. Hansen, S. Schlömer, C. von Stechow (eds). IPCC Special Report on Renewable Energy Sources and Climate Change Mitigation. Prepared by Working Group III of the Intergovernmental Panel on Climate Change

Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA; 2011.

Jaramillo, O. A., Venegas-Reyes, E., Aguilar, J. O., Castrejón-García, R., Sosa-Montemayor, F. Parabolic trough concentrators for low enthalpy processes. *Renewable energy* 2013; 60:529-539.

Jaramillo, O. A., Borunda, M., Velazquez-Lucho, K. M., Robles, M. Parabolic trough solar collector for low enthalpy processes: An analysis of the efficiency enhancement by using twisted tape inserts. *Renewable Energy* 2016; 93:125-141.

Kalogirou, S. A. Parabolic trough collector system for low-temperature steam generation: designed and performance characteristics. *Applied Energy* 1996; 55:1-19.

Kalogirou, S. A. Modelling, optimisation and performance evaluation of a parabolic trough solar collector steam generation system. *Solar Energy* 1997; 60:49-59.

Kalogirou, S. A. Parabolic trough collectors for industrial process heat in Cyprus. *Energy* 2002; 27:813-830.

Kalogirou S.A. The potential of solar industrial process heat applications. *Applied Energy* 2003; 76:337-361.

Kalogirou, S. A. Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy and Combustion Science* 2004; 30:231-295.

Kalogirou, S. A. *Solar energy engineering processes and systems*. USA: Elsevier;2009.

Kalogirou, S. A. *Solar energy engineering: processes and systems*. Academic Press; 2013.

Khalifa A-JN, Al-Mutawalli SS. Effect of two-axis sun tracking on the performance of compound parabolic concentrators. *Energy Conversion and Management* 1998; 39(10):1073–9.

Kreith F, Kreider JF. *Principles of solar engineering*. New York: McGraw-Hill; 1978.

May Tzuc, O., Bassam, A., Escalante Soberanis, M. A., Venegas-Reyes, E., Jaramillo, O. A., Ricalde, L. J., El Hamzaoui, Y. Modeling and optimization of a solar parabolic trough concentrator system using inverse artificial neural network. *Journal of Renewable and Sustainable Energy* 2017; 9(1):013701.

- Mekhilef, S., Saidur, R., Safari, A. A review of solar energy use in industries. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2011; 15:1777-1790.
- Murphy, L., May, E.K. Steam generation in line-focus solar collectors: A comparative assessment of thermal performance, operating stability and cost issues. USA: Department of Energy; 1982.
- Norton, B. Solar process heat : Distillation, drying, agricultural and industrial uses. *Solar Energy* 2001; pp 477-496.
- Lucifredi, A., Ravina, E., Bisagni, M., Castellazzi, P. Theoretical and Experimental Study of Parabolic Troughs and Parabolic Dish Concentrators with Plane Absorbers. Sun II: proceeding of the International Solar Energy Society 1979; 1:482-486.
- Lubitz William David. Effect of manual tilt adjustments on incident irradiation on fixed and tracking solar panel. *Applied Energy* 2011; 88:1710–9.
- Olguin, G., Pérez, S., Orozco, A. *Curso Básico Labview* 6i. Pereira, Colombia: Universidad Tecnológico de Pereira; 2002.
- Parabolic Trough Solar Concentrator, (2011) "from The Wolfram Demonstrations Project". [Consultado: 20-Ago-2017]. Disponible en: <http://demonstrations.wolfram.com/ParabolicTroughSolarConcentrator/>
- Pérez, S. Sistemas solares de termoconcentración; 2005.
- Per Nostell, Arne Roos, Bjorn Karlsson. Ageing of solar booster reflector materials. *Solar Energy Materials and Solar Cells* 1998; 54:235-246.
- Pillatowsky. La utilización d la energía termosolar en el sector industrial. Escuela de investigación en energía. Temixco: CIE, UNAM; 2009.
- Ramos, C., Beltran, J. , Ramirez, R. Advances on the Development of the Parabolic Trough Technology in Mexico. *Energy Procedia* 2014; 57:2090–2097.
- REN21. (2014). RENEWABLES 2014 GLOBAL STATUS REPORT. Recuperado el 23 de Mayo de 14. [Consultado: 18-Sept-2017]. Disponible en: http://www.ren21.net/portals/0/documents/resources/gsr/2014/gsr2014_full%20report_low%20res.pdf
- Ricardo Huerta Carrera, Julio César Ortiz Cornejo. Cálculo de concentrador solar de canal parabólico para calentamiento de agua. *Investigación, Ciencia y Tecnología* 2015; pp 57-66.

Richter, C. Energía solar térmica de concentración, perspectiva mundial 2009. Solar PACES. Tabernas, España; 2009.

SENER, GTZ, BMZ. Energías Renovables para el Desarrollo Sustentable en México. Recuperado el 17 de Febrero de 2014, de Energías Renovables para el Desarrollo Sustentable en México; 2009.

SENER; GTZ. (2009). Secretaria de Energia. Recuperado el 12 de Enero de 2014, de Energías Renovables para el Desarrollo Sustentable en México. [Consultado: 19-Sept-2017]. Disponible en:
www.sener.gob.mx/res/0/ER_para_Development_Sustainable_Mx_2009.pdf

Shaner WW, Duff WS. Solar thermal electric power systems: comparison of line-focus collectors. Solar Energy 1979; 22:49-61.

Syed Mohd. Yasir Arsalan, Earnest Vinay Prakash, Dr. Ajeet Kumar Rai, To Analyze the performance of solar parabolic trough concentrator with two Different Reflector Materials, International Journal of Scientific Engineering and Research (IJSER) 2016; 4:2347-3878.

Thomas, A. Operation and performance of the solar steam generation system installed at the government silk factory. Energy Conversion and Management 1992; 33:191-196.

Thomas, A. Solar steam generating system using parabolic trough concentrators. Energy Conversion and Management 1996; 37:215-245.

Venegas Reyes, E. Diseño, construcción y evaluación de un arreglo de concentradores de canal parabólico para calor de proceso. Universidad Nacional Autónoma de México; 2014.

Vidriales, L. G. Colector de Canal Parabólico para la Generación Directa de Vapor para Calor de Proceso. UNAM–CIE; 2007.

<http://www.sitiosolar.com/Historia%20de%20la%20energia%20solar%20termica.htm>
(Página Web: Portal de las energías renovables.Sitio Solar.Historia de la energía solar térmica I)

Werner S, Constantinesku N. ECOHEATCOOL, The European heat market, work package 1. Final Rep. Brussels: Euroheat & Power; 2006.

Yi Zhang , Zhong-Zhu Qiu , Peng Li , Wenwen Guo , Qiming Li , Jia He. Calculating the optimum tilt angle for parabolic solar trough concentrator with the north-south tilt tracking mode. fourth international conference on digital manufacturing & automation.2013; pp 329–34.