

La investigación reportada en esta tesis es parte de los programas de investigación del CICESE (Centro de Investigación Científica y de Educación Superior de Ensenada, Baja California).

La investigación fue financiada por el CONAHCYT (Consejo Nacional de Humanidades, Ciencias y Tecnologías).

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México). El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo o titular de los Derechos de Autor.

**Centro de Investigación Científica y de Educación
Superior de Ensenada, Baja California**



**Maestría en Ciencias
en Electrónica y Telecomunicaciones
con orientación en Instrumentación y Control**

**Diseño y construcción de una instalación experimental para
evaluar el rendimiento térmico de un colector solar bajo
condiciones de clima real**

Tesis
para cubrir parcialmente los requisitos necesarios para obtener el grado de
Maestro en Ciencias

Presenta:

Erik Juárez Pacheco

Ensenada, Baja California, México
2024

Tesis defendida por
Erik Juárez Pacheco

y aprobada por el siguiente Comité

Dr. Francisco Javier Carranza Chávez
Codirector de tesis

Dr. Daniel Saucedo Carvajal
Codirector de tesis

Dra. Ivett Zavala Guillén

Dr. Víctor Manuel Juárez Luna

Dr. Loic Marie Jean Claude Jose Ghislain Peiffer



Dra. María del Carmen Maya Sánchez
Coordinadora del Posgrado en Electrónica y Telecomunicaciones

Dra. Ana Denise Re Araujo
Directora de Estudios de Posgrado

Resumen de la tesis que presenta **Erik Juárez Pacheco** como requisito parcial para la obtención del grado de Maestro en Ciencias en Electrónica y Telecomunicaciones con orientación en Instrumentación y Control.

Diseño y construcción de una instalación experimental para evaluar el rendimiento térmico de un colector solar bajo condiciones de clima real

Resumen aprobado por:

Dr. Francisco Javier Carranza Chávez
Codirector de tesis

Dr. Daniel Saucedo Carvajal
Codirector de tesis

El aprovechamiento de las energías renovables como alternativa al uso de combustibles fósiles ha impulsado el desarrollo de los colectores solares, destacando el concentrador parabólico compuesto (CPC) por su capacidad de transformar la radiación solar en calor de baja y media temperatura (60-240°C), con aplicación en los sectores residencial y comercial. No obstante, previo a la generalización de su uso, es mandatorio determinar el rendimiento térmico de cualquier colector siguiendo alguna normativa específica. Dado este contexto, en el presente trabajo se muestra tanto el diseño y construcción de un colector CPC como la evaluación de su rendimiento térmico utilizando la norma ANSI/ASHRAE 93-2010 (RA 2014), bajo las condiciones climáticas de Ensenada, BC. Para ello se diseñó y construyó también una instalación experimental adecuada. De los resultados obtenidos se encontró una eficiencia térmica máxima de 0.619, un coeficiente de pérdidas de calor de $-8.37 \text{ W/}^\circ\text{C}\cdot\text{m}^2$, una constante de tiempo de 92 s y valores del modificador de ángulo de incidencia de 0.89, 0.87, 0.74 y 0.69 para ángulos de incidencia de 15°, 30°, 45° y 60°, respectivamente. La máxima caída de presión registrada al flujo másico de trabajo (0.01 kg/s) fue de 8.20 kPa (1.19 psi). El costo nivelado de calor que se determinó para la instalación solar construida fue de 1.46 MXN/kWh. Con base en los resultados obtenidos, se demuestra que el colector CPC estudiado es competitivo con respecto a colectores similares reportados en la literatura.

Palabras clave: Colectores solares, Concentrador parabólico compuesto, Rendimiento térmico

Abstract of the thesis presented by **Erik Juárez Pacheco** as a partial requirement to obtain the Master of Science degree in Electronics and Telecommunications with orientation in Instrumentation and Control.

Design and construction of an experimental setup to evaluate the thermal performance of a solar collector under real climate conditions

Abstract approved by:

Dr. Francisco Javier Carranza Chávez

Codirector de tesis

Dr. Daniel Saucedo Carvajal

Codirector de tesis

The utilization of renewable energies as an alternative to the use of fossil fuels has boosted the development of solar collectors. Among them, the compound parabolic concentrator (CPC) outstands due to its capacity to convert solar radiation into low- and medium-temperature heat (60-240°C), useful in the residential and industrial sectors. Nevertheless, previous to the extended use of any collector, it is mandatory to evaluate its thermal performance through an adequate standard. Given this context, in the present work it is shown both the design and construction of a CPC collector and the evaluation of its thermal performance through the ANSI/ASHRAE 93-2010 (RA 2014) standard, under the climate conditions of Ensenada, BC. For this purpose, a suitable experimental installation was also designed and built. From the obtained results, a maximum thermal efficiency of 0.619 was found, with a heat-loss coefficient of $-8.37 \text{ W/}^\circ\text{C}\cdot\text{m}^2$. Also, the time constant achieved was 92 s, and the values of the incidence angle modifier computed were 0.89, 0.87, 0.74 and 0.69 for incidence angles of 15°, 30°, 45° and 60°, respectively. The largest pressure drop observed at the mass flow rate of the experiments, 0.01 kg/s, was 8.20 kPa (1.19 psi). Finally, a levelized cost of heat of 1.46 MXN/kWh was estimated for the solar installation studied. Based on the obtained results, it is demonstrated that the CPC collector analyzed is competitive with respect to similar collectors reported in the literature.

Keywords: Solar collectors, Compound parabolic concentrator, Thermal efficiency

Dedicatoria

A mi madre Virgilia y a mi hermano Elizvan

Gracias <3

Agradecimientos

Agradezco al Consejo Nacional de Humanidades, Ciencia y Tecnologías (CONAHCyT) y al Centro de Investigación Científica y de Educación Superior de Ensenada, Baja California (CICESE) por brindarme el apoyo económico y permitirme realizar mis estudios de maestría.

A mis codirectores de tesis, Dr. Francisco Javier Carranza Chávez y Dr. Daniel Saucedo Carvajal por su orientación, apoyo y confianza.

A mis sinodales, Dra. Ivett Zavala Guillen, Dr. Víctor Manuel Juárez Luna y Dr. Loic Marie Jean Claude Jose Ghislain Peiffer por sus recomendaciones y disposición.

Al equipo técnico, Anela Sánchez García, por su tiempo y apoyo brindado.

A Berenice Castro Rodríguez por su ayuda y confianza.

A mi familia, amigos, compañeros de posgrado y a todos aquellos que, de alguna manera, contribuyeron en este trabajo de investigación. Muchas gracias.

Tabla de contenido

	Página
Resumen en español.....	ii
Resumen en inglés.....	iii
Dedicatoria	iv
Agradecimientos.....	v
Lista de figuras.....	viii
Lista de tablas	xi
Capítulo 1. Introducción.....	1
1.1 Antecedentes	1
1.2 Energía solar térmica.....	4
1.3 Caracterización térmica de colectores solares.....	9
1.3.1 Normativa vigente.....	9
1.4 Revisión de literatura sobre instalaciones de prueba para colectores solares.....	10
1.5 Planteamiento del problema	13
1.6 Justificación	13
1.7 Objetivos	14
1.7.1 Objetivo general.....	14
1.7.2 Objetivos específicos.....	14
Capítulo 2. Marco teórico.....	15
2.1 Geometría del CPC	15
2.2 Análisis óptico	16
2.3 Análisis térmico	17
2.3.1 Radiación solar absorbida	17
2.3.2 Mecanismos de transferencia de calor	21
2.3.3 Calor útil y eficiencia térmica instantánea	23

2.4	Descripción de la norma ANSI/ASHRAE 93-2010 (RA 2014)	24
2.4.1	Requerimientos de la instalación experimental.....	24
2.4.2	Procedimientos de prueba	25
2.4.2.1	Constante de tiempo.....	25
2.4.2.2	Eficiencia térmica	26
2.4.2.3	Modificador del ángulo de incidencia	28
Capítulo 3.	Metodología.....	29
3.1	Diseño del CPC.....	29
3.2	Construcción del CPC	30
3.3	Diseño y construcción de la instalación experimental.....	32
3.4	Instrumentación	36
3.5	Matriz experimental.....	40
Capítulo 4.	Resultados	43
4.1	Constante de tiempo.....	43
4.2	Eficiencia térmica	46
4.3	Modificador del ángulo de incidencia	49
4.4	Desempeño térmico del colector CPC construido respecto a otros colectores reportados en la literatura	51
4.5	Análisis económico.....	53
Capítulo 5.	Conclusiones y recomendaciones para trabajo futuro	54
5.1	Conclusiones.....	54
5.2	Recomendaciones para trabajo futuro	55
Literatura citada		56

Lista de figuras

	Página
Figura 1. Emisiones anuales de gases de efecto invernadero de origen humano en equivalentes de CO ₂ (Clima Change Tracker, 2024).	1
Figura 2. Anomalías de la temperatura global desde 1850 hasta 2020 (Climate Change Tracker, 2024).	2
Figura 3. Generación de energía en México entre 2018 y 2022 (SENER, 2023).	3
Figura 4. Generación de energía eléctrica en México con fuentes limpias y renovables de energía (SENER, 2023).	3
Figura 5. Espectro solar AM 1.5 (Wikimedia Commons, 2024).	4
Figura 6. Mapa de radiación global horizontal y cinturón solar (Solargis, 2021).	5
Figura 7. Mapa de radiación global horizontal en México (Solargis, 2021).	5
Figura 8. Colectores no concentradores: (a) Placa plana y (b) Tubos evacuados (Olczak et al., 2020; Fathabadi, 2020).	6
Figura 9. Plantas de concentración lineal fresnel (Morin et al., 2012).	7
Figura 10. Plantas de concentración solar: (a) PDR y (b) Campo de heliostatos (Dabiri & Rahimi, 2016; Kumar et al., 2022).	8
Figura 11. Instalación de concentradores solares: (a) PTC y (b) CPC (Gasca, 2013; Santos-González, 2019).	8
Figura 12. Prototipos CPC propuestos por Osório et al. (2019): (a) prototipo 1, (b) prototipo 2.	10
Figura 13. Configuración experimental propuesta por Santos-González et al. (2017).	11
Figura 14. Colectores diseñados por Aguilar-Jiménez et al. (2018) e instalados en la estructura soporte.	11
Figura 15. Colector solar CPC investigado por Yuan et al. (2020).	12
Figura 16. Banco de pruebas para evaluar el CPC construido por Ebadi y Zare (2020).	13
Figura 17. Esquema de un CPC tubular completo y truncado.	16
Figura 18. Radiación total sobre una superficie inclinada.	18
Figura 19. Radiación directa sobre una superficie: (a) Inclinada y (b) Horizontal.	18
Figura 20. Trayectoria aparente del Sol durante el día.	19
Figura 21. Variación de la declinación solar durante el año (Modificado de Kalogirou (2009)).	20

Figura 22. Intercambio de calor ente las superficies de un CPC.	21
Figura 23. Circuito térmico equivalente de CPC propuesto.	22
Figura 24. Configuración de prueba experimental en circuito abierto (Adaptado de (ANSI/ASHRAE, 2014)).	25
Figura 25. Constante de tiempo (Kalogirou, 2009).	26
Figura 26. Curva de eficiencia térmica.	27
Figura 27. Modificador de ángulo de incidencia (Kalogirou, 2009).	28
Figura 28. Perfil geométrico del CPC completo y truncado.	29
Figura 29. Diseño 3D del colector CPC: (a) 1 paso y (b) 6 pasos.	30
Figura 30. Material de PVC, acero inoxidable, aluminio y madera.	31
Figura 31. Ensamble de medio paso: (a) unión de las láminas de aluminio a los soportes de PVC y (b) colocación de los empaques de caucho, cinta de aluminio y pegamento.	31
Figura 32. Montaje de los 6 pasos sobre la estructura de madera.	31
Figura 33. Colector CPC construido.	32
Figura 34. Diseño 3D de las estructuras de acero: (a) para instalar el calentador eléctrico y (b) para inclinar el colector CPC.	33
Figura 35. Estructuras construidas: (a) para instalar el calentador eléctrico y (b) para inclinar el colector CPC.	33
Figura 36. (a) Bomba de la marca iGoto y (b) Filtro de agua de la marca Rotoplas.	34
Figura 37. Calentador eléctrico de la marca Rheem.	34
Figura 38. Colector CPC orientado hacia el sur e inclinado 10°.	35
Figura 39. Instalación experimental construida.	35
Figura 40. Diagrama de instrumentación y tuberías.	36
Figura 41. Sensor de temperatura RTD.	37
Figura 42. Curvas de calibración de los sensores de temperatura: (a) RTD en la entrada y (b) RTD en la salida.	37
Figura 43. (a) Transductor de presión, (b) Medidor de flujo y (c) Anemómetro.	37
Figura 44. (a) Piranómetro y (b) Sensores marca Davis Instruments.	38
Figura 45. Sistemas de adquisición de datos: (a) Keysight y (b) Davis instruments.	39

Figura 46. Termopares tipo K sobre el absorbedor.....	39
Figura 47. Sistema de adquisición de datos desarrollado en Arduino.....	39
Figura 48. Procedimiento para determinar la constante de tiempo.	40
Figura 49. Operación del colector CPC: (a) Cubierto con aislante térmico y (b) Descubierta.	41
Figura 50. Procedimiento para las pruebas de eficiencia térmica.....	42
Figura 51. Procedimiento de prueba para determinar el modificador de ángulo de incidencia.....	42
Figura 52. Variaciones de la radiación solar sobre el plano del colector (G_t) y temperatura ambiente (T_{amb}) obtenidas el 16 de julio de 2024.	44
Figura 53. Evolución de la velocidad del viento (V_{∞}) y humedad relativa (HR) obtenidas el 16 de julio de 2024.....	44
Figura 54. Evolución de $T_{f,entrada}$ y $T_{f,salida}$ obtenidas el 16 de julio de 2024 durante las pruebas de la constante de tiempo.	45
Figura 55. Curva de eficiencia térmica del colector CPC construido obtenida con un ajuste de mínimos cuadrados.....	48
Figura 56. Variaciones de radiación global horizontal (RGH) y temperatura ambiente (T_{amb}) durante los tres días de pruebas.....	49
Figura 57. Modificador de ángulo de incidencia del colector CPC construido.	50
Figura 58. Comparación entre la curva de eficiencia térmica del colector obtenida en el presente trabajo y otros colectores CPC reportados en la literatura.	52

Lista de tablas

	Página
Tabla 1. Tipos de colectores solares (Kalogirou, 2009).....	7
Tabla 2. Ecuaciones de transferencia de calor del CPC propuesto (Hsieh, 1981; Cengel y Ghajar, 2011).	22
Tabla 3. Exactitud recomendada por la norma ANSI/ASHRAE 93-2010 (RA 2014) para los instrumentos de medición.....	25
Tabla 4. Parámetros geométricos del CPC.	30
Tabla 5. Propiedades ópticas del colector CPC.	32
Tabla 6. Parámetros de los instrumentos de medición.	38
Tabla 7. Matriz experimental.	41
Tabla 8. Constante de tiempo del colector CPC construido.....	45
Tabla 9. Datos promedio de $T_{f,entrada}$, $T_{f,salida}$, T_{amb} , G_t , \dot{m} y ΔP , y valores de η obtenidos durante las pruebas realizadas entre el 12 de julio y 3 de agosto de 2024.....	47
Tabla 10 Datos promedio de $T_{f,entrada}$, $T_{f,salida}$, T_{amb} , G_t , \dot{m} y V_{∞} , y valores de η obtenidos durante las pruebas del modificador de ángulo de incidencia del colector CPC.....	50
Tabla 11. Modificador de ángulo de incidencia para un θ de 0°, 15°, 30°, 45° y 60°.....	51
Tabla 12. Comparación entre la ecuación de eficiencia térmica obtenida en el presente trabajo y otros colectores CPC reportados en la literatura.	52
Tabla 13. Parámetros económicos para calcular el LCOH de la instalación solar construida.....	53

Capítulo 1. Introducción

1.1 Antecedentes

En los últimos años, la demanda mundial de energía se ha incrementado debido al crecimiento acelerado de la población, teniendo a los combustibles fósiles como la principal fuente de energía utilizada. Los combustibles fósiles poseen una gran cantidad de energía, pero generan emisiones considerables de gases de efecto invernadero (GEI), como el dióxido de carbono (CO_2), metano (CH_4), óxido nitroso (N_2O), gases fluorados, entre otros. Los GEI son fundamentales para mantener la temperatura de la Tierra en niveles adecuados para el desarrollo de la vida, pero desde la revolución industrial se han registrado las máximas emisiones hacia la atmósfera (Yoro & Daramola, 2020). En 2020, el ser humano emitió un total de 55 Gton de CO_2 , procedentes de la quema de combustibles fósiles, procesos industriales, agricultura, cambio de uso de suelo y silvicultura, como se muestra en la Figura 1.

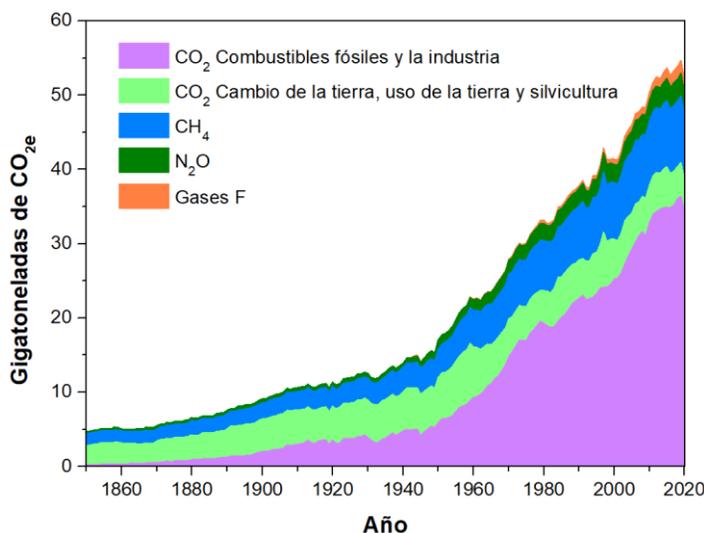


Figura 1. Emisiones anuales de gases de efecto invernadero de origen humano en equivalentes de CO_2 (Clima Change Tracker, 2024).

Como consecuencia de las altas emisiones de GEI hacia la atmósfera, la temperatura media global de la Tierra ha superado en $1.2\text{ }^\circ\text{C}$ los niveles preindustriales (antes del año 1850), como se muestra en la Figura 2. En 2018, el Panel Internacional sobre el cambio climático (IPCC, por sus siglas en inglés) advirtió que si la temperatura global supera en $1.5\text{ }^\circ\text{C}$ los niveles preindustriales, se producirán pérdidas irreversibles de

ecosistemas y una serie de crisis que afectarán a las personas más vulnerables (Masson et al., 2019). Según informes presentados en 2022, se prevé que estas cifras se superen dentro de 15 a 20 años si se continúa incrementando la temperatura con el ritmo actual (Holechek et al., 2022). Entre los principales impactos de cambio climático destacan las olas de calor, inundaciones, sequías e incendios forestales. Según el Centro de Investigación sobre la Epidemiología de los Desastres (CRED, por sus siglas en inglés), entre 1970 y 2019 ocurrieron 11072 casos de desastres naturales relacionados con el clima, que causaron la muerte de 2.06 millones de personas y la pérdida de 3.64 billones de dólares (Douris & Kim, 2021). Ante esta situación, la reducción de las emisiones de GEI se ha convertido en una prioridad global.

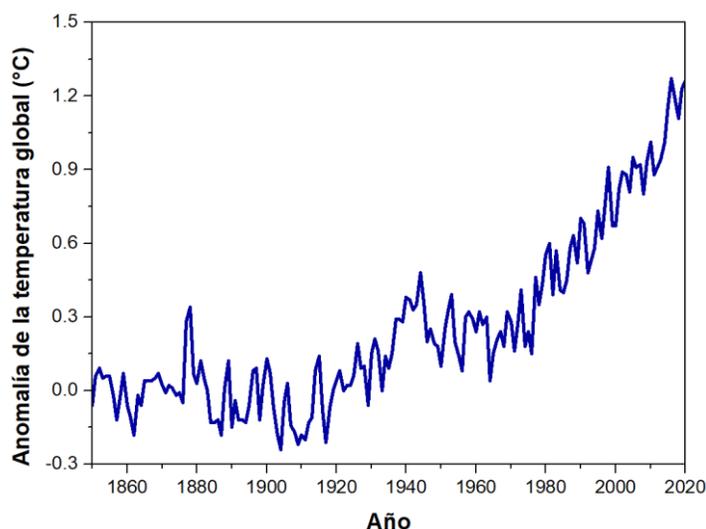


Figura 2. Anomalías de la temperatura global desde 1850 hasta 2020 (Climate Change Tracker, 2024).

Actualmente, el aprovechamiento de las energías renovables es una alternativa para disminuir la dependencia de combustibles fósiles y mitigar los problemas causados por el clima (Holechek et al., 2022; Fawzy et al., 2020; Panwar et al., 2011). Las energías renovables provienen de flujos naturales de energía, limpios e inagotables, que pueden ser transformados en recursos útiles de energía, como calor, electricidad o combustibles. Las principales fuentes de energías renovables son la biomasa, geotermia, radiación solar, eólica, hidroeléctrica y energía del océano (mareomotriz, undimotriz y gradiente térmico) (Ellabban et al., 2014). En la Figura 3 se muestra la generación de energía eléctrica en México entre 2018 y 2022, diferenciando entre la producida con combustibles fósiles y la producida con fuentes limpias renovables y no renovables. Se aprecia un incremento del 8.7% en la producción de energía limpia en los últimos 4 años.

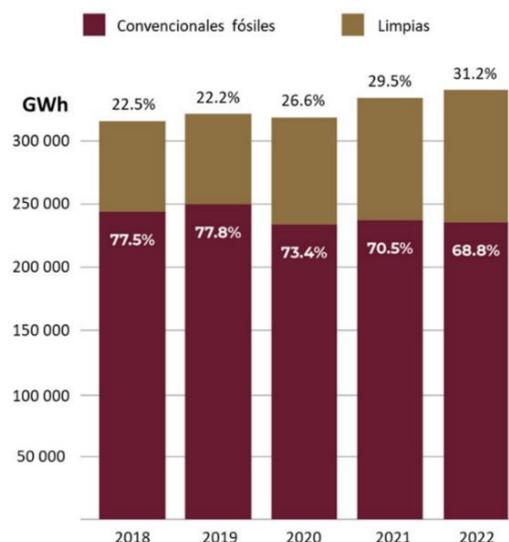


Figura 3. Generación de energía en México entre 2018 y 2022 (SENER, 2023).

La Secretaría de Energía de México (SENER) considera como fuentes limpias y renovables de energía a la hidroeléctrica, geotermia, eólica, fotovoltaica y bioenergía. En contraste, la energía nuclear es clasificada como una fuente limpia no renovable de energía. La contribución de cada fuente limpia y renovable de energía en la producción de electricidad puede apreciarse en la Figura 4. A pesar de la tendencia al alza, aún persiste la necesidad de aumentar la producción de energía con fuentes renovables y limpias para cumplir con la Ley de Transición Energética y los Acuerdos de París para contrarrestar los efectos nocivos del cambio climático (SENER, 2023; Climate Action Tracker, 2023). Entre las fuentes de energía con mayor potencial en nuestro país se encuentra la radiación solar.

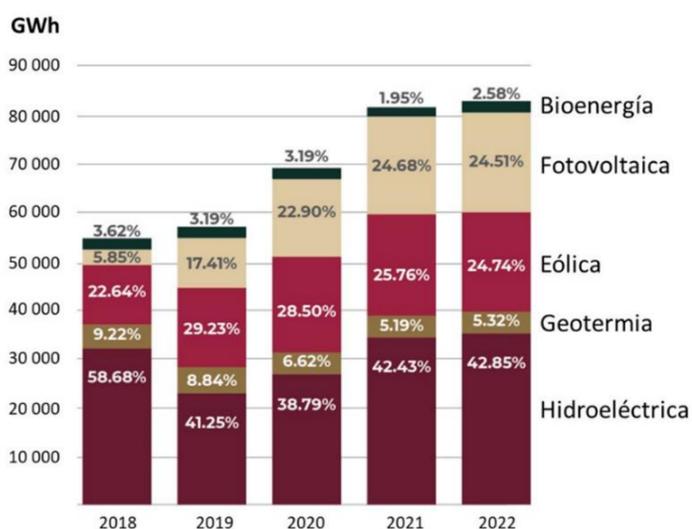


Figura 4. Generación de energía eléctrica en México con fuentes limpias y renovables de energía (SENER, 2023).

1.2 Energía solar térmica

La energía solar es radiación electromagnética proveniente del Sol, el cual tiene una temperatura superficial de 5778 K y está ubicado a 150 millones de kilómetros de la Tierra. Esta radiación propagada en forma de ondas electromagnéticas cruza el espacio exterior hasta llegar a la Tierra. La mayor parte de la radiación solar que llega a la atmósfera terrestre se encuentra en el rango de longitudes de onda de 0.25 a 3 μm , abarcando todo el espectro visible y parte del ultravioleta e infrarrojo, como se ilustra en la Figura 5 (Kalogirou, 2009). Cuando la Tierra se encuentra a su distancia media respecto del Sol, llegan a la parte exterior de la atmósfera por unidad de superficie perpendicular a los rayos 1366 W/m^2 . Este valor es conocido como constante solar. Sin embargo, cuando la radiación pasa a través de la atmósfera es atenuada por los gases atmosféricos como el ozono, vapor de agua y el CO_2 . De esta manera, en un día despejado llegan a la superficie terrestre a nivel del mar entre 950 y 1000 W/m^2 (Cengel & Ghajar, 2011).

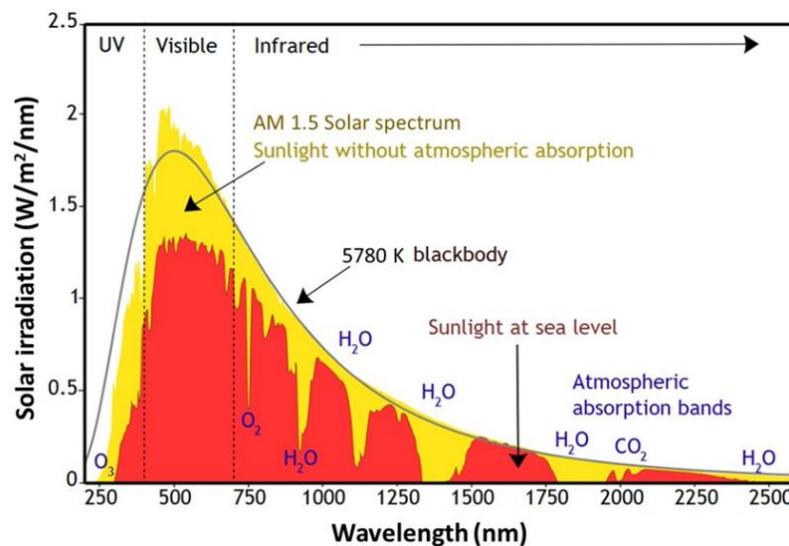


Figura 5. Espectro solar AM 1.5 (Wikimedia Commons, 2024).

La región con mayor disponibilidad de radiación solar en la Tierra se denomina “cinturón solar” y se ubica aproximadamente entre los 35° de latitud norte y sur (Figura 6). Esta región aloja alrededor del 75% de la población mundial. Por tanto, la convierte en un lugar apropiado para el empleo de sistemas de aprovechamiento de energía solar. Favorablemente, México es uno de los países pertenecientes a esta región, recibiendo una irradiación solar entre 5.7 y 6.2 kWh/m^2 al día, como se muestra la Figura 7. Además, la zona norte del país es considerada una región excelente para instalar plantas termosolares (Ulloa et al., 2017).

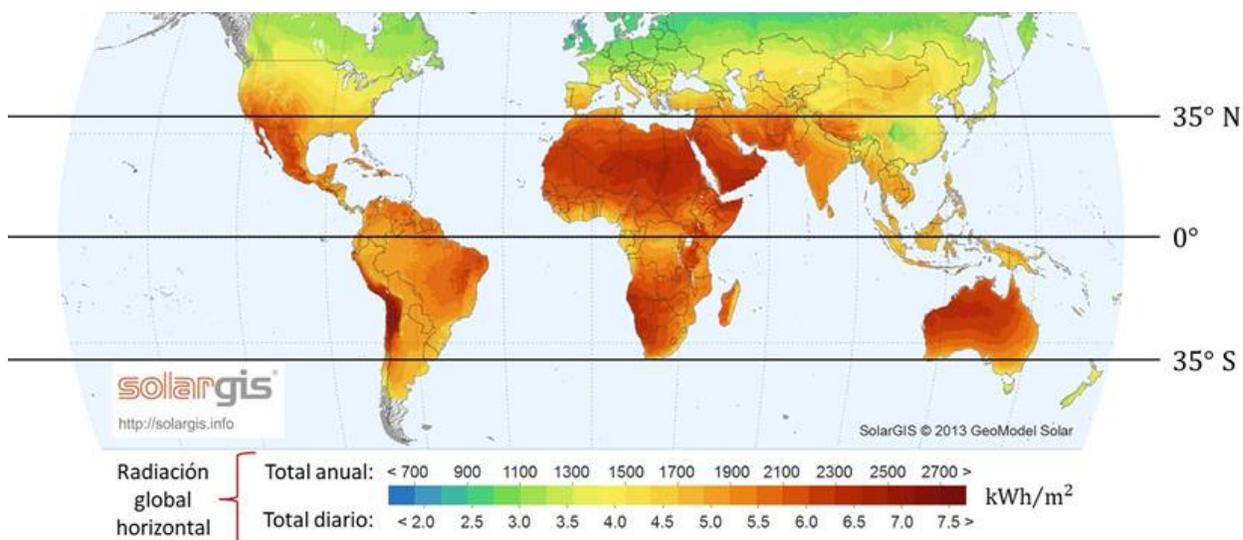


Figura 6. Mapa de radiación global horizontal y cinturón solar (Solargis, 2021).

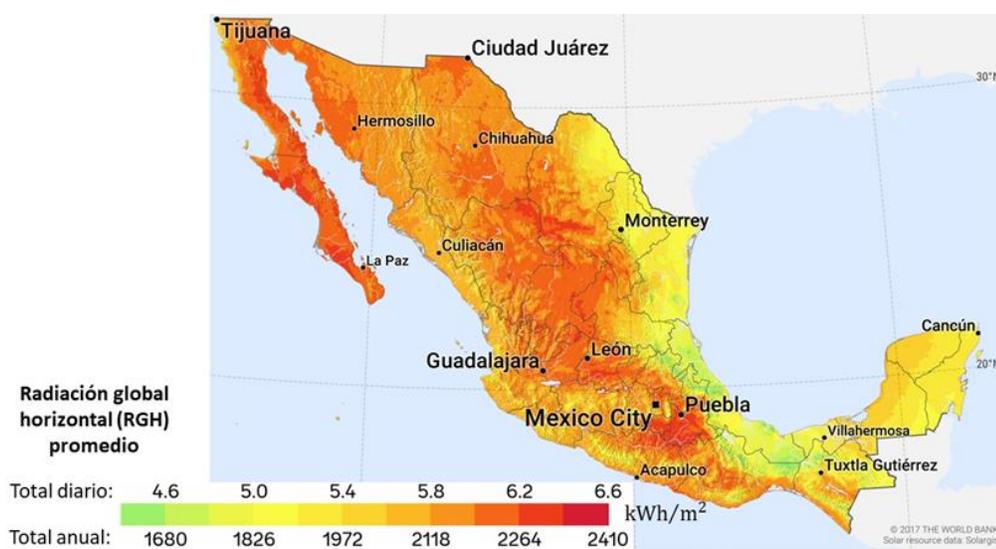


Figura 7. Mapa de radiación global horizontal en México (Solargis, 2021).

Actualmente, la radiación solar puede aprovecharse por medio de tecnologías de energía térmica y fotovoltaica para producir calor y electricidad, respectivamente. La energía fotovoltaica es aquella que transforma de forma directa la radiación solar en energía eléctrica a través de celdas que funcionan mediante el efecto fotovoltaico. En cambio, la energía térmica permite captar la radiación solar y transformarla en calor. Este proceso puede ser realizado de manera pasiva aprovechando de manera natural la radiación solar o de forma activa utilizando colectores de energía solar (Duffie et al., 2020).

Los colectores solares son dispositivos que transforman la radiación solar en calor que le transfiere a un fluido, denominado fluido de trabajo. Los colectores con área de absorción menor al área de apertura se definen como concentradores; en cambio, los colectores con área de absorción igual al área de apertura se conocen como no concentradores. La relación entre el área de apertura y el área de absorción se define como relación de concentración. Usualmente, los concentradores suelen instalarse con sistemas de seguimiento solar para mantener la radiación solar incidiendo dentro de su ángulo de aceptación de forma normal. Los colectores solares pueden ser clasificados por su rango de temperatura de operación en colectores de baja temperatura (menor a 150 °C), media temperatura (150 a 400 °C) y alta temperatura (mayor a 400 °C) (Kalogirou, 2004; Kalogirou, 2009). En la Tabla 1 se proporciona una clasificación de los colectores solares con base en su temperatura de operación, concentración y tipo de seguimiento solar.

Los colectores no concentradores son utilizados para aplicaciones de baja temperatura en el sector residencial y comercial. Los dos tipos más comunes son los colectores de placa plana (FPC, por sus siglas en inglés) y los de tubos evacuados (ETC, por sus siglas en inglés). Los colectores de placa plana están formados por una cubierta transparente, una placa absorbidora, aislante térmico y una estructura protectora, como se muestra en la Figura 8a. En cambio, los colectores de tubos evacuados están compuestos por un absorbedor tubular al vacío, como se muestra en la Figura 8b (Olczak et al., 2020; Fathabadi, 2020).

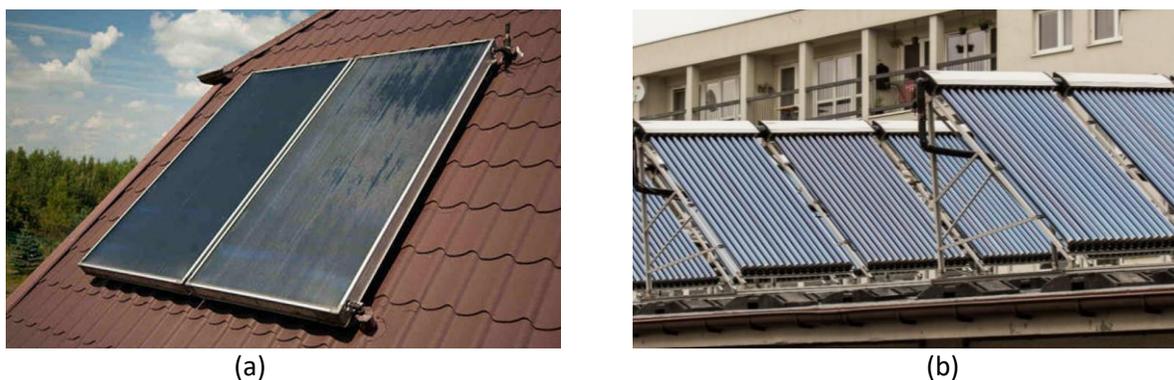


Figura 8. Colectores no concentradores: (a) Placa plana y (b) Tubos evacuados (Olczak et al., 2020; Fathabadi, 2020).

Por otro lado, los concentradores son recomendados para aplicaciones de media y alta temperatura, como la producción de calor y electricidad. La Figura 9 muestra una planta de reflectores lineales Fresnel (LFR, por sus siglas en inglés), formados por espejos alineados horizontalmente que permiten reflejar la radiación solar hacia un absorbedor (Morin et al., 2012). En la Figura 10a se presenta un concentrador de

disco parabólico (PDR, por siglas en inglés) compuesto por una superficie reflectante que envía la radiación solar hacia un sistema de motor Stirling ubicado en el punto focal (Dabiri & Rahimi, 2016). Y en la Figura 10b se muestra un campo de heliostatos formado por un arreglo de espejos que reflejan la radiación solar hacia un absorbedor ubicado en lo alto de una torre central (Kumar et al., 2022).

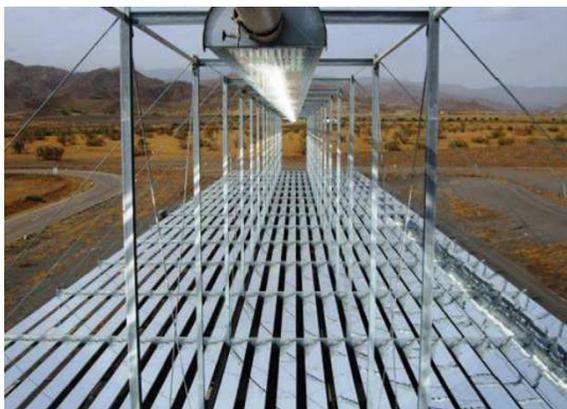


Figura 9. Plantas de concentración lineal fresnel (Morin et al., 2012).

Tabla 1. Tipos de colectores solares (Kalogirou, 2009).

Tipo de colector	Intervalo de temperatura de operación (°C)	Relación de concentración	Tipo de seguimiento solar
Colector de placa plana	30 - 80	1	Estacionario
Colector de tubos evacuados	50-200	1	Estacionario
Concentrador parabólico compuesto	60-240	1-5	Estacionario
Reflector lineal Fresnel	60-250	10-40	Seguimiento a un eje
Concentrador de tiro parabólico	60-400	10-85	Seguimiento a un eje
Reflector de disco parabólico	100-1500	600-2000	Seguimiento a dos ejes
Concentrador de campo de heliostatos	150-2000	300-1500	Seguimiento a dos ejes

En la Figura 11a se muestra una instalación de concentradores de tiro parabólico (PTC, por sus siglas en inglés) que consisten en un reflector en forma de parábola que envían la radiación hacia un absorbedor al vacío ubicado en su línea focal (Luna et al., 2018; Gasca, 2013). Por último, la Figura 11b ilustra un banco de concentradores parabólico compuesto (CPC, por sus siglas en inglés). El CPC se caracteriza por tener dos reflectores con forma de parábola e involuta y de un tubo absorbedor o receptor. Los reflectores se

encargan de enviar la radiación solar que incide sobre su apertura hacia el absorbedor, quien transfiere el calor al fluido de trabajo que circula por su interior.



Figura 10. Plantas de concentración solar: (a) PDR y (b) Campo de heliostatos (Dabiri & Rahimi, 2016; Kumar et al., 2022).



Figura 11. Instalación de concentradores solares: (a) PTC y (b) CPC (Gasca, 2013; Santos-González, 2019).

El CPC realizó su primera aparición en experimentos de alta energía realizados por los físicos estadounidenses Hinterberger y Winston en 1966. Sin embargo, fue hasta 1974 que Winston destacó su potencial para la concentración de energía solar (Winston, 1974). En la actualidad, este concentrador puede ser utilizado para la generación de calor en aplicaciones industriales y residenciales (Pranesh et al., 2019). Asimismo, es considerado como el único concentrador que permite aprovechar la radiación directa y difusa simultáneamente. Además, puede ser instalado de manera estacionaria y funcionar bajo días con intervalos nubosos (O'Gallagher, 2008). Debido a estas ventajas, en esta tesis se decidió trabajar con un CPC para generar calor de baja temperatura.

1.3 Caracterización térmica de colectores solares

1.3.1 Normativa vigente

Los colectores solares deben ser evaluados para determinar su rendimiento térmico. Para esto, se realizan pruebas experimentales para medir su constante de tiempo, curva de eficiencia térmica, modificador de ángulo de incidencia y caída de presión. La constante de tiempo indica el tiempo de respuesta del colector ante los cambios en las condiciones ambientales. Por otra parte, la eficiencia térmica especifica la capacidad del colector para convertir la radiación solar en calor útil. El modificador de ángulo de incidencia es un parámetro que considera el efecto del ángulo de incidencia de la radiación solar sobre el rendimiento térmico. Por último, la caída de presión se refiere a la disminución de presión del fluido de trabajo entre la entrada y la salida del colector. Para realizar estas pruebas se deben seguir métodos especificados por alguna normativa adecuada. Las normas son reglas establecidas por organismos para regular y guiar los procesos, garantizando la calidad y seguridad del producto. En el contexto de los colectores solares, algunas de las normas más utilizadas son:

- ISO 9806:2017 Solar energy Solar thermal collectors Tests methods.
- NMX-ES-004-NORMEX-2010 Evaluación térmica de sistemas solares para calentamiento de agua.
- ANSI/ASHRAE 93-2010 (RA 2014) Methods of testing to determine the thermal performance of solar collectors.

La norma ISO 9806:2017 es emitida por la Organización Internacional de Normalización (ISO, por sus siglas en inglés) y define los métodos de prueba para determinar el rendimiento térmico, fiabilidad, durabilidad y seguridad de colectores solares. Los métodos son aplicables bajo condiciones de clima real y en entornos simulados. La norma aplica a colectores donde el fluido de trabajo es un líquido o aire. Asimismo, permite evaluar colectores híbridos que cogeneran calor y energía eléctrica. Por otra parte, la norma NMX-ES-004-NORMEX-2010 es mexicana, emitida por la organización NORMEX. Establece los métodos de prueba para determinar el comportamiento térmico de colectores solares de calentamiento agua. Esta norma aplica solamente a colectores de uso doméstico que funcionan mediante circulación natural, forzada o termosifón.

Por último, la norma ANSI/ASHRAE 93-2010 (RA 2014) es un estándar aprobado por el Instituto Nacional Estadounidense de Estándares (ANSI, por sus siglas en inglés) y la Sociedad Estadounidense de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE, por sus siglas en inglés). Esta provee los procedimientos de prueba para determinar el rendimiento térmico de colectores concentradores y no concentradores que tienen una tubería de entrada y una tubería de salida del fluido de trabajo, y donde el fluido de trabajo es un líquido o un gas. Estos procedimientos pueden ser realizados bajo condiciones de clima real o simulados (ANSI/ASHRAE, 2014). En este proyecto de tesis se decidió trabajar con esta norma porque es la norma más reconocida e implementada en nuestro continente.

1.4 Revisión de literatura sobre instalaciones de prueba para colectores solares

En la literatura se pueden encontrar diferentes instalaciones de prueba para determinar el rendimiento térmico de colectores solares. Osorio et al. (2019) investigaron experimentalmente el rendimiento térmico de dos prototipos de CPC (Figura 12). Cada prototipo fue evaluado en circuitos hidráulicos diferentes, que contenían un calentador eléctrico, una bomba, un tanque de expansión y un intercambiador de calor. En cuanto a los equipos de medición, contaba con sensores de temperatura, un medidor de flujo másico, un piranómetro y un pirheliómetro. Según los resultados experimentales, a una temperatura del fluido de 180 °C, el prototipo 1 mostró una eficiencia de 43%, mientras que el prototipo 2 presentó una eficiencia del 40%.



Figura 12. Prototipos CPC propuestos por Osório et al. (2019): (a) prototipo 1, (b) prototipo 2.

Santos-González et al. (2019) diseñaron y construyeron una instalación experimental para evaluar el rendimiento térmico de un colector CPC de 12 canales (Figura 13). La configuración experimental incluyó un tanque de almacenamiento de agua caliente, un tanque de almacenamiento de agua fría, dos gabinetes

eléctricos, un sistema de adquisición de datos y estructuras de acero para el montaje de los equipos. La estructura de soporte del CPC incorporó un mecanismo de eje sin fin y brazo deslizante para ajustar la inclinación. Además, instalaron equipos de medición para monitorear la temperatura y flujo másico del fluido de trabajo. En sus resultados, la curva de eficiencia térmica mostró una eficiencia máxima de 0.5541 y una pendiente de -4.5648. En cambio, la constante de tiempo resultó de 111 segundos.



Figura 13. Configuración experimental propuesta por Santos-González et al. (2017).

Aguilar-Jiménez et al. (2018) fabricaron un banco de pruebas para estudiar los efectos en la orientación de dos colectores CPC (Figura 14). El banco de pruebas fue diseñado para realizar pruebas utilizando agua como fluido de trabajo. La instalación fue instrumentada con sensores de temperatura RTD, transductores de presión, un medidor de flujo y un piranómetro. Las pruebas se realizaron en condiciones de clima real, posicionando un CPC con orientación N-S y el otro con orientación E-W, ambos con un ángulo de inclinación de 32° , como se muestra en la Figura 14. Según los resultados presentados, el CPC con orientación E-W obtuvo una eficiencia óptica promedio de 57.7%, mientras que el CPC con orientación N-S alcanzó una eficiencia óptica promedio de 51.3%.



Figura 14. Colectores diseñados por Aguilar-Jiménez et al. (2018) e instalados en la estructura soporte.

Yuan et al. (2020) investigaron experimentalmente el rendimiento térmico de dos colectores CPC (Figura 15). En su estudio, las pruebas las realizaron al aire libre en una instalación en circuito cerrado. Para mantener la temperatura constante durante las pruebas, instalaron un calentador eléctrico en la entrada y un dispositivo enfriador en la salida del sistema. Para medir la diferencia de temperatura entre la entrada y salida instalaron termopilas. Adicionalmente, instalaron un termopar para determinar la temperatura ambiente. El flujo másico del fluido de trabajo lo midieron en la salida del CPC con un medidor de flujo de $\pm 1\%$ de precisión y la radiación solar mediante piranómetros de $\pm 2\%$ de precisión. En sus resultados, se observó una eficiencia del colector de 63, 55 y 54% para una temperatura media del fluido de trabajo de 27, 63 y 81 °C, respectivamente.

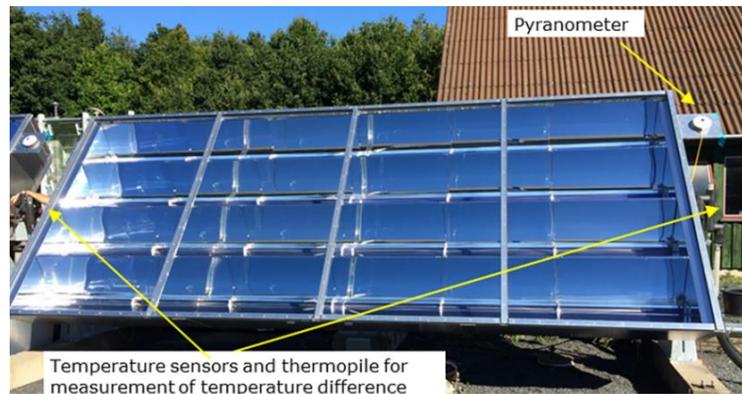


Figura 15. Colector solar CPC investigado por Yuan et al. (2020).

Ebadi y Zare (2020) fabricaron un banco de pruebas para evaluar el rendimiento de un CPC no evacuado con sistema de respaldo (Figura 16). La instalación propuesta tenía una configuración en circuito cerrado y estaba formada por un CPC, una bomba, un tanque de almacenamiento, un intercambiador de calor y un calentador eléctrico. El montaje del CPC lo realizaron en una estructura de acero que tenía una pendiente para inclinar el colector. Además, realizaron la instrumentación de la instalación para monitorear las variables de temperatura, velocidad del viento, flujo másico y radiación solar. Los resultados de las pruebas experimentales mostraron que la eficiencia máxima del colector fue del 72% aproximadamente.

Estos antecedentes revisados contribuyen de manera significativa al desarrollo de la presente investigación, ya que ofrecieron una perspectiva sobre las metodologías empleadas en estudios similares. La revisión de literatura sobre instalaciones experimentales permitió comparar diferentes configuraciones de prueba para evaluar colectores bajo condiciones de clima real. Este análisis facilitó la selección de los

instrumentos de medición y equipos para la investigación. También, contribuyo al diseño de las estructuras y proporciono información sobre los efectos de la orientación del colector en la eficiencia.

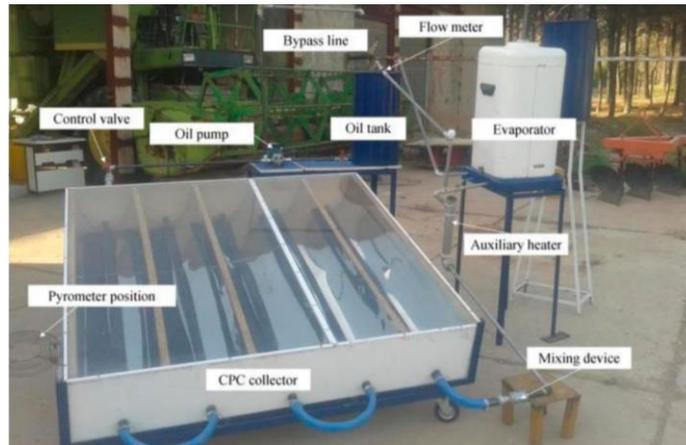


Figura 16. Banco de pruebas para evaluar el CPC construido por Ebadi y Zare (2020).

1.5 Planteamiento del problema

El primer problema que se aborda en este trabajo de tesis consistió en diseñar y construir una instalación que permita evaluar experimentalmente colectores solares de una sola entrada y una sola salida de fluido de trabajo con base en la norma ANSI/ASHRAE 93-2010 (RA 2014), para determinar su constante de tiempo, eficiencia térmica, modificador de ángulo de incidencia y caída de presión. Asimismo, fue necesario que las pruebas pudieran realizarse bajo condiciones de clima real utilizando un líquido como fluido de trabajo. El segundo problema que se abordó consistió en fabricar un colector CPC y evaluarlo en la instalación construida utilizando agua como fluido de trabajo.

1.6 Justificación

La creciente necesidad de las energías renovables ha impulsado el desarrollo de los colectores solares, en especial del CPC por su capacidad para generar calor para aplicaciones de baja y media temperatura. Sin embargo, a pesar de la capacidad de estos sistemas, aún es necesario realizar investigaciones para mejorar su rendimiento térmico. Determinar dicho rendimiento térmico es esencial para compararlos con otras tecnologías, dimensionar sistemas solares, optimizar su diseño y analizar su comportamiento ante diferentes condiciones de operación. En este sentido, es necesario disponer de una instalación experimental que permita evaluarlos conforme a norma para garantizar la fiabilidad de los datos. Por lo

tanto, este proyecto de tesis contribuye con una instalación experimental que permita evaluar colectores solares conforme a la ANSI/ASHRAE 93-2010 (RA 2014). Asimismo, se pone a disposición un colector CPC que podrá ser utilizado en futuras investigaciones. También, se aportan conocimientos teóricos y prácticos para determinar el rendimiento térmico de los colectores solares.

1.7 Objetivos

1.7.1 Objetivo general

Diseñar y construir una instalación experimental para evaluar el rendimiento térmico de un colector solar CPC en condiciones de clima real y de acuerdo a la norma ANSI/ASHRAE 93-2010 (RA 2014).

1.7.2 Objetivos específicos

- Diseñar y construir la instalación experimental con base en la norma ANSI/ASHRAE 93-2010 (RA 2014).
- Diseñar y construir un colector solar CPC.
- Evaluar el colector solar CPC en la instalación experimental construida.

Capítulo 2. Marco teórico

2.1 Geometría del CPC

El reflector de un colector CPC con absorbedor tubular está formado por dos segmentos de parábola y dos segmentos de involuta. La geometría del reflector es función del radio externo del absorbedor (r) y del ángulo de aceptación ($2\theta_a$). El ángulo de aceptación es el máximo ángulo de incidencia que puede tener la radiación solar para ser reflejada hacia el absorbedor. Rabl et al. (1977) propuso las siguientes ecuaciones paramétricas para determinar la geometría del reflector en un sistema de coordenadas cartesianas (x, y):

$$x = r \operatorname{sen} \varphi - \rho \cos \varphi \quad (1)$$

$$y = -r \cos \varphi - \rho \operatorname{sen} \varphi \quad (2)$$

donde ρ es una distancia variable definida como

$$\rho = \begin{cases} r\varphi & \text{para } |\varphi| \leq \theta_a + \frac{\pi}{2} \\ r \frac{\varphi + \theta_a + \frac{\pi}{2} - \cos(\varphi - \theta_a)}{1 + \sin(\varphi - \theta_a)} & \text{para } \theta_a + \frac{\pi}{2} \leq \varphi \leq \frac{3\pi}{2} - \theta_a \end{cases} \quad (3)$$

donde φ es un ángulo variable y θ_a es el ángulo medio de aceptación. Asimismo, Rabl et al. (1979) definieron la altura de un CPC como

$$H = \frac{\pi D}{2} \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{\operatorname{sen} \theta_a \tan \theta_a} + \frac{1}{\pi \operatorname{sen} \theta_a} \right) \quad (4)$$

donde el diámetro del absorbedor D es igual a $2r$. La relación de concentración (C) se expresa como el cociente entre el área de apertura (A_c) y el área del absorbedor (A_r). Su valor indica la capacidad del CPC para concentrar la radiación solar y puede ser obtenido con la siguiente ecuación:

$$C = \frac{A_c}{A_r} = \frac{La}{2\pi r L} = \frac{a}{2\pi r} \quad (5)$$

donde L es la longitud del absorbedor y a es el ancho de apertura. Por otra parte, la máxima relación de concentración teórica (C_{max}) puede calcularse con

$$C_{max} = \frac{1}{\sin \theta_a} \quad (6)$$

Se ha demostrado que el CPC puede ser truncado hasta un 50% sin reducir considerablemente su rendimiento térmico (Carvalho et al., 1985; Rabl, 1976). Si el CPC se trunca, como se muestra en la Figura 17, Baum y Gordon (1984) propusieron las ecuaciones (7-9) para determinar su relación de concentración (C_T), altura (H_T) y ancho de apertura (a_T), respectivamente:

$$C_T = -\frac{\cos \theta_T}{\pi} + \left[\frac{\sin \theta_T}{\pi} \left(\frac{2\pi + \theta_a - \theta_T + \sin(\theta_a + \theta_T)}{1 - \cos(\theta_a + \theta_T)} \right) \right] \quad (7)$$

$$H_T = \pi r C_T \cot \theta_T + r \csc \theta_T + \frac{\pi r}{2} \quad (8)$$

$$a_T = 2\pi r C_T \quad (9)$$

donde θ_T es el ángulo medio de aceptación para un CPC truncado. Aguilar-Jiménez et al. (2018) propusieron la siguiente ecuación para determinar el área del reflector (A_{ref}):

$$A_{ref} = \frac{L}{2} \left[\sqrt{4H_T^2 + (2a_T)^2} + \frac{(2a_T)^2}{2H_T} \ln \frac{2H_T + \sqrt{4H_T^2 + (2a_T)^2}}{2a_T} \right] \quad (10)$$

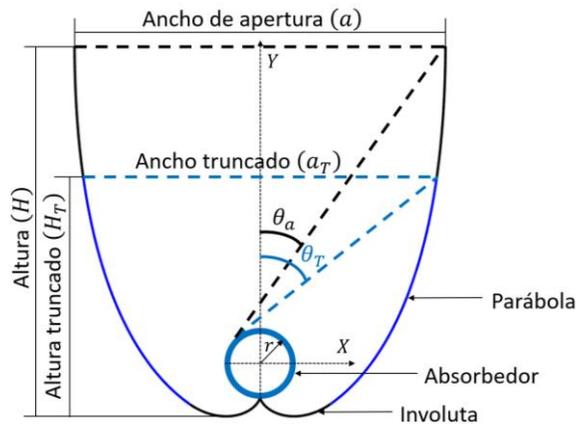


Figura 17. Esquema de un CPC tubular completo y truncado.

2.2 Análisis óptico

La eficiencia óptica (η_o) de un CPC inclinado a un ángulo β con respecto del suelo, se define como la razón entre la cantidad de radiación solar absorbida (S) y la cantidad de radiación total que incide sobre el área de apertura (G_t). Esta eficiencia depende tanto de la geometría como de las propiedades ópticas. Por lo tanto, para un CPC con absorbedor tubular no evacuado η_o se define como:

$$\eta_o = \tau_c \tau_{CPC} \alpha_r \quad (11)$$

donde τ_c es la transmitancia de la cubierta, α_r es la absorptancia del receptor y τ_{CPC} es la transmitancia efectiva del CPC. La transmitancia efectiva es un término que considera las pérdidas de energía de los rayos del Sol al ser reflejados. Rabl (1976) propuso que este valor podía ser aproximado por:

$$\tau_{CPC} = \rho^{n_i} \quad (12)$$

donde ρ es la reflectividad de los reflectores y n_i el número promedio de reflexiones que realizan los rayos del Sol antes de llegar al absorbedor. Para un CPC truncado, el número promedio de reflexiones ($n_{i,T}$) se puede calcular con la siguiente ecuación propuesta por Carvalho et al. (1985):

$$n_{i,T} = \frac{\left(\theta_a + \frac{\pi}{2}\right)^2}{4\pi} + \frac{\sqrt{2}}{2\pi} \int_{\theta_a + \pi/2}^{3\pi/2 - \theta_a} d\theta \frac{\left[\theta_a + \frac{\pi}{2} + \theta - \cos(\theta - \theta_a)\right] \left[1 - \sin\left(\frac{\theta - \theta_a - \pi/2}{2}\right)\right]}{[1 + \sin(\theta - \theta_a)]^{3/2}} \quad (13)$$

Para evaluar cómo interactúan los rayos del Sol con el reflector y absorbedor, se realiza un estudio de trazado de rayos. Esta técnica permite simular la reflexión, dispersión y difracción de los rayos a través de concentradores solares y sistemas ópticos. Entre la amplia variedad de softwares gratuitos y comerciales disponibles, TracePro es uno de los más populares para el análisis óptico de concentradores solares (Jafrancesco et al., 2018). Este programa combina el método de trazado de rayos y el método numérico de Monte Carlo para simular la interacción de los rayos con los componentes del sistema. Por otra parte, la distribución de los rayos sobre el absorbedor se determina mediante el índice de concentración local (LCR), que se define como la relación entre la radiación solar en una posición local del absorbedor (I_i), dividida por el producto entre la irradiancia normal directa (DNI) que incide sobre la apertura del colector y las propiedades ópticas. Esta relación se expresa como:

$$LCR = \frac{I_i}{DNI \cdot \alpha_r \cdot \tau_c \cdot \rho} \quad (14)$$

2.3 Análisis térmico

2.3.1 Radiación solar absorbida

La radiación solar total que incide sobre una superficie horizontal, está formada por la radiación que llega directamente del Sol y la radiación que viene de todas direcciones del cielo, denominadas radiación directa

y radiación difusa, respectivamente. Cuando la superficie se inclina a cierto ángulo β con respecto a la horizontal, parte de la radiación solar que incide en los alrededores es reflejada hacia la superficie inclinada, como se muestra en la Figura 18. Por tanto, la radiación total que incide sobre un CPC inclinado (G_t) puede expresarse como

$$G_t = G_{b,t} + G_{d,t} + G_{g,t} \quad (15)$$

donde $G_{b,t}$ es la radiación directa, $G_{d,t}$ es la radiación difusa y $G_{g,t}$ es la radiación reflejada. Cuando la radiación directa llega con un ángulo de incidencia θ , se denomina $G_{b,n}$ (Figura 19a). Por otro lado, cuando $G_{b,n}$ se proyecta sobre una superficie horizontal θ coincide con el ángulo cenit solar (θ_z) y se denomina G_b (Figura 19b). Si se considera un modelo de cielo isotrópico, la radiación total que incide sobre un CPC inclinado puede expresarse como

$$G_t = G_b R_b + G_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + G \rho_g \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (16)$$

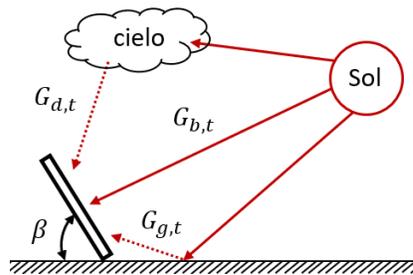


Figura 18. Radiación total sobre una superficie inclinada.



Figura 19. Radiación directa sobre una superficie: (a) Inclinada y (b) Horizontal.

donde G es la radiación total que incide sobre una superficie horizontal, G_d es la radiación difusa sobre una superficie horizontal, ρ_g es la reflectividad del suelo y R_b es el factor de inclinación de radiación directa, expresado como

$$R_b = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \quad (17)$$

Para un colector CPC instalado en el hemisferio norte el ángulo de incidencia y el ángulo cenit pueden determinarse por las Ecuaciones (18) y (19), respectivamente. Asimismo, el ángulo azimutal (γ_s) solar y la altura solar (α_s) pueden ser calculados con las Ecuaciones (20) y (21), respectivamente.

$$\cos \theta = \sin \delta \sin(\theta - \beta) + \cos \delta \cos(L_{lat} - \beta) \quad (18)$$

$$\cos \theta_z = \sin \delta \sin L_{lat} + \cos \delta \cos L_{lat} \cos \omega_h \quad (19)$$

$$\sin \gamma_s = \frac{\cos \delta \sin \omega_h}{\cos \alpha_s} \quad (20)$$

$$\alpha_s = 90^\circ - \theta_z \quad (21)$$

En las ecuaciones (18) a (21), L_{lat} es la latitud local, ω_h el ángulo horario solar y δ la declinación solar. ω_h puede ser calculado con la Ecuación (22). Su valor describe el movimiento angular del Sol desde el meridiano local, como se muestra en la Figura 20.

$$\omega_h = \begin{cases} -0.25(720 - \text{Tiempo solar}) & \text{antes del mediodía} \\ 0 & \text{mediodía} \\ 0.25(\text{Tiempo solar} - 720) & \text{después del mediodía} \end{cases} \quad (22)$$

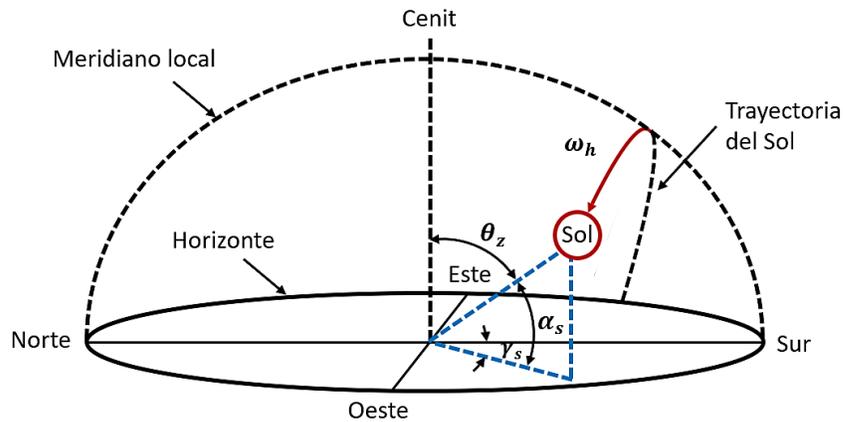


Figura 20. Trayectoria aparente del Sol durante el día.

El tiempo solar expresado en minutos se expresa como:

$$\text{Tiempo solar} = \text{Tiempo civil} + ET \pm 4(\text{Longitud standar} - \text{Longitud local}) - DS \quad (23)$$

donde DS es el horario de verano (0 o 60 minutos) y ET es la ecuación de tiempo, obtenida con la siguiente expresión:

$$ET = 9.87 \sin\left(2(N - 81) \frac{360}{364}\right) - 7.53 \cos\left((N - 81) \frac{360}{364}\right) - 1.5 \sin\left((N - 81) \frac{360}{364}\right) \quad (24)$$

Adicionalmente, δ , que es el ángulo formado entre los rayos del Sol y el plano del ecuador, cambia a lo largo del año, alcanzando un máximo de 23.45° en el solsticio de verano y un mínimo de -23.45° durante el solsticio de invierno, como se ilustra en la Figura 21. Cooper (1969) estableció una ecuación para calcular δ en función del día juliano (N) como sigue

$$\delta = 23.45 \sin\left[\frac{2\pi(284 + N)}{365}\right] \quad (25)$$

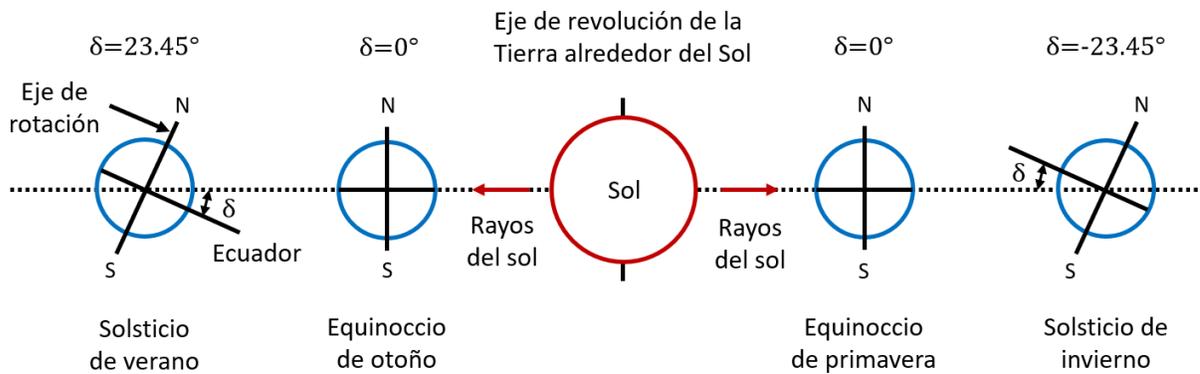


Figura 21. Variación de la declinación solar durante el año (Modificado de Kalogirou (2009)).

De esta manera, la energía absorbida por el receptor (S) se determina considerando la contribución de cada componente de la radiación solar (directa, difusa y reflejada) y las propiedades ópticas del colector CPC (transmitancia, transmitancia efectiva y absortividad). Duffie et al. (2020) propusieron que este valor podía ser calculado por

$$S = G_{b,CPC} \tau_{c,b} \tau_{CPC,b} \alpha_{r,b} + G_{d,CPC} \tau_{c,d} \tau_{CPC,d} \alpha_{r,d} + G_{g,CPC} \tau_{c,g} \tau_{CPC,g} \alpha_{r,g} \quad (26)$$

donde $G_{b,CPC}$, $G_{d,CPC}$ y $G_{g,CPC}$ son la contribución de radiación directa, difusa y reflejada, respectivamente, que inciden dentro del ángulo de aceptación, definidos como

$$G_{b,CPC} = G_{b,n} \cos \theta \quad \text{si } (\beta - \theta_a) \leq \tan^{-1}(\tan \theta_z \cos \gamma_s) \leq (\beta + \theta_a) \quad (27)$$

$$G_{d,CPC} = \begin{cases} \frac{G_d}{C} & \text{si } (\beta + \theta_a) < 90^\circ \\ \frac{G_d}{2} \left(\frac{1}{C} + \cos \beta \right) & \text{si } (\beta + \theta_a) > 90^\circ \end{cases} \quad (28)$$

$$G_{g,CPC} = \begin{cases} 0 & \text{si } (\beta + \theta_a) < 90^\circ \\ \frac{G\rho_g}{2} \left(\frac{1}{C} - \cos\beta \right) & \text{si } (\beta + \theta_a) > 90^\circ \end{cases} \quad (29)$$

2.3.2 Mecanismos de transferencia de calor

Para analizar los mecanismos de transferencia de calor del CPC, se considera un absorbedor tubular no evacuado localizado en la línea focal, una cubierta transparente y un líquido como fluido de trabajo. Cuando la radiación solar es absorbida, se produce un intercambio de calor entre los componentes del sistema, como se muestra en la Figura 22. El absorbedor transfiere calor al fluido de trabajo por convección ($q_{c,r-f}$) y hacia la cubierta por radiación ($q_{r,r-c}$) y convección ($q_{c,r-c}$). Asimismo, la cubierta intercambia calor con el ambiente por convección ($q_{c,c-\infty}$) y radiación ($q_{r,c-s}$). Para este estudio, se desprecian las resistencias térmicas por conducción de la pared del absorbedor y del espesor de la cubierta, la variación de la temperatura a lo largo del absorbedor y las pérdidas térmicas por contacto. Además, se considera transferencia de calor en condiciones de estado estacionario.

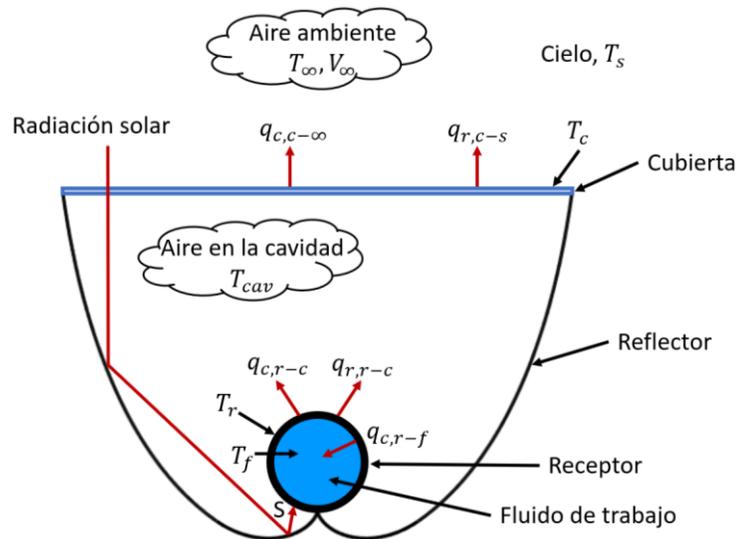


Figura 22. Intercambio de calor ente las superficies de un CPC.

La Figura 23 muestra el circuito de resistencias térmicas equivalente del CPC propuesto, donde los subíndices r , c , f , s y ∞ se utilizan para hacer referencia al receptor, cubierta, fluido de trabajo, cielo y aire del ambiente, respectivamente. Asimismo, en la Tabla 2 se proporcionan las ecuaciones de transferencia de calor presentes en el CPC, donde k_f , h_r , h_c y Nu representan la conductividad térmica

del fluido, el coeficiente de transferencia de calor por radiación, el coeficiente de transferencia de calor por convección y el número de Nusselt, respectivamente. Además, r_i hace referencia al radio interno del tubo receptor.

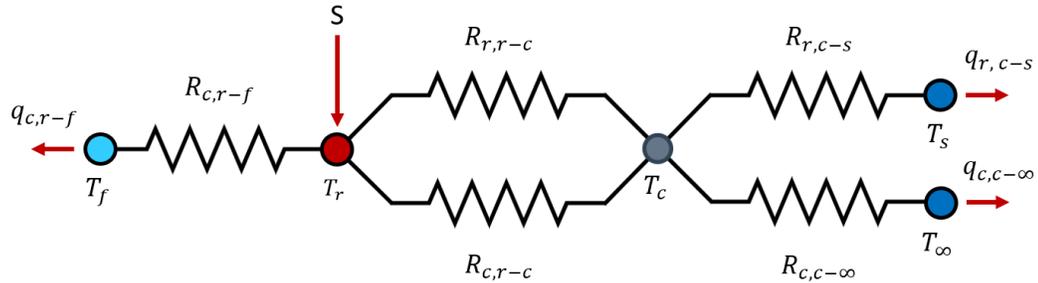


Figura 23. Circuito térmico equivalente de CPC propuesto.

Tabla 2. Ecuaciones de transferencia de calor del CPC propuesto (Hsieh, 1981; Cengel y Ghajar, 2011).

Elementos interactuando	Radiación	Convección
Receptor-cubierta	$q_{r,r-c} = A_r h_{r,r-c} (T_r - T_c) \quad (30)$ $h_{r,r-c} = \frac{\sigma(T_r^2 + T_c^2)(T_r + T_c)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_a}\right) + \left(\frac{1}{\varepsilon_c} - 1\right)\frac{A_r}{A_c}} \quad (31)$ $R_{r,r-c} = \frac{T_r - T_c}{q_{r,r-c}} \quad (32)$	$q_{c,r-c} = A_r h_{r-c} (T_r - T_c) \quad (36)$ $h_{c,r-c} = 3.25 + 0.0085 \frac{T_r - T_c}{4r} \quad (37)$ $R_{c,r-c} = \frac{T_r - T_c}{q_{c,r-c}} \quad (38)$
Cubierta-ambiente	$q_{r,c-s} = A_c h_{r,c-s} (T_c - T_s) \quad (33)$ $h_{r,c-s} = \varepsilon_c \sigma (T_c^2 + T_s^2) (T_c + T_s) \quad (34)$ $R_{r,c-s} = \frac{T_c - T_s}{q_{r,c-s}} \quad (35)$	$q_{c,c-\infty} = A_c h_{c-\infty} (T_c - T_\infty) \quad (39)$ $h_{c,c-\infty} = 5.7 + 3.8V_\infty \quad (40)$ $R_{c,c-\infty} = \frac{T_c - T_\infty}{q_{c,c-\infty}} \quad (41)$
Convección		
Receptor-fluido de trabajo	$q_{c,r-f} = h_{c,r-f} A_r (T_r - T_f) \quad (42)$ $R_{c,r-f} = \frac{1}{h_{c,r-f} (r_i/r)} \quad (43)$ $h_{c,r-f} = \frac{Nuk_f}{2r_i} \quad (44)$	

Para calcular las pérdidas térmicas hacia los alrededores, se hace uso de un coeficiente global de pérdidas (U_L) definido como

$$U_L = \frac{1}{A_c R_L} \quad (45)$$

donde R_L es la resistencia térmica total equivalente entre el receptor y el ambiente.

2.3.3 Calor útil y eficiencia térmica instantánea

La eficiencia térmica instantánea (η_t) se define como el calor útil (Q_u) dividido por la radiación solar incidente sobre el área de apertura. Para un colector CPC se expresa como:

$$\eta_t = \frac{Q_u}{G_t A_c} \quad (46)$$

donde Q_u es el calor útil ganado por el fluido de trabajo entre la entrada y salida del colector. El calor útil representa la energía térmica que puede extraerse y utilizarse del colector CPC. Cuando se opera en condiciones de estado estacionario se calcula con la siguiente ecuación:

$$Q_u = \dot{m} C_{p,f} (T_{f,salida} - T_{f,entrada}) \quad (47)$$

donde \dot{m} es el flujo másico del fluido de trabajo, $C_{p,f}$ es su calor específico, $T_{f,entrada}$ es su temperatura en la entrada del colector y $T_{f,salida}$ es su temperatura en la salida del colector. Asimismo, Q_u puede expresarse en función del factor de remoción de calor (F_R) como sigue

$$Q_u = F_R A_c [S - U_L (T_{f,entrada} - T_{amb})] \quad (48)$$

Duffie et al. (2020) definieron F_R como una cantidad que compara la transferencia de calor real hacia el fluido de trabajo con la transferencia de calor que se obtendría si la superficie del absorbedor estuviera a la temperatura de entrada del fluido de trabajo. Para un colector CPC truncado se expresa como

$$F_R = \frac{\dot{m} c_{p,f} C_T}{A_c U_L} \left[1 - \exp \left(- \frac{A_c U_L F'}{\dot{m} c_{p,f} C_T} \right) \right] \quad (49)$$

donde F' es el factor de eficiencia del colector. Este parámetro, relaciona la transferencia de calor real hacia el fluido de trabajo con la transferencia de calor que se obtendría si la superficie del absorbedor estuviera a la temperatura local del fluido de trabajo. El factor de eficiencia se expresa como

$$F' = \frac{(1/U_L)}{(1/U_L) + R_{c,r-f}} \quad (50)$$

2.4 Descripción de la norma ANSI/ASHRAE 93-2010 (RA 2014)

2.4.1 Requerimientos de la instalación experimental

Para evaluar los colectores solares conforme a la norma ANSI/ASHRAE 2014 (RA 2014), Methods of testing to determine the thermal performance of solar collectors, bajo condiciones de clima real, es necesario cumplir con las siguientes condiciones: la velocidad del viento a la altura del colector debe estar entre 2 y 4 m/s , la temperatura ambiente debe ser menor a 30 °C y el flujo másico por unidad de área bruta del colector debe ser de 0.02 $kg/s \cdot m^2$. Además, para las pruebas de eficiencia térmica la irradiancia solar global debe ser mayor a 800 W/m^2 en el plano del colector, con cambios máximos de $\pm 32 W/m^2$. Por otra parte, para obtener condiciones de estado estacionario o cuasi estacionario durante las pruebas, los cambios máximos en el flujo volumétrico del fluido de trabajo deben ser de $\pm 0.000315 L/s$, en la temperatura del fluido en la entrada del colector deben ser de ± 1 °C, y en la temperatura ambiente deben ser de ± 1.5 °C. Igualmente, se requiere que estas condiciones se mantengan durante 15 minutos previo a la prueba. Los cambios en la irradiancia solar se deben mantener durante 10 minutos previo a la prueba.

Cuando el fluido de trabajo es un líquido, la norma propone distintas configuraciones, entre ellas la de circuito abierto mostrada en la Figura 24, donde también se indican las posiciones de los equipos e instrumentos de medición necesarios. Al tratarse de un circuito abierto, se recomienda disponer de un suministro de agua constante. El filtro de agua se utiliza para eliminar las impurezas y partículas no deseadas del fluido. La bomba permite circular el fluido a través del colector. El calentador eléctrico se utiliza para garantizar una temperatura del fluido constante en la entrada del colector. La mirilla permite realizar una inspección visual del paso del fluido. Con el medidor de flujo se determina el volumen de fluido que circula por el colector.

Los dispositivos mezcladores garantizan condiciones de flujo uniforme en las secciones de medición de temperatura y presión en la entrada y salida del colector. En cuanto a los instrumentos de mediciones, el piranómetro se utiliza para medir la irradiancia solar que incide sobre el área de apertura, con el anemómetro se determina la velocidad del viento a la altura del colector, y con la estación meteorológica se registran las condiciones ambientales: temperatura, presión y humedad relativa en la zona de pruebas. La Tabla 3, muestra la exactitud recomendada por la norma ANSI/ASHRAE 93-2010 (RA 2014) para los instrumentos de medición, los cuales son esenciales para garantizar la confiabilidad de los datos obtenidos durante las pruebas experimentales.

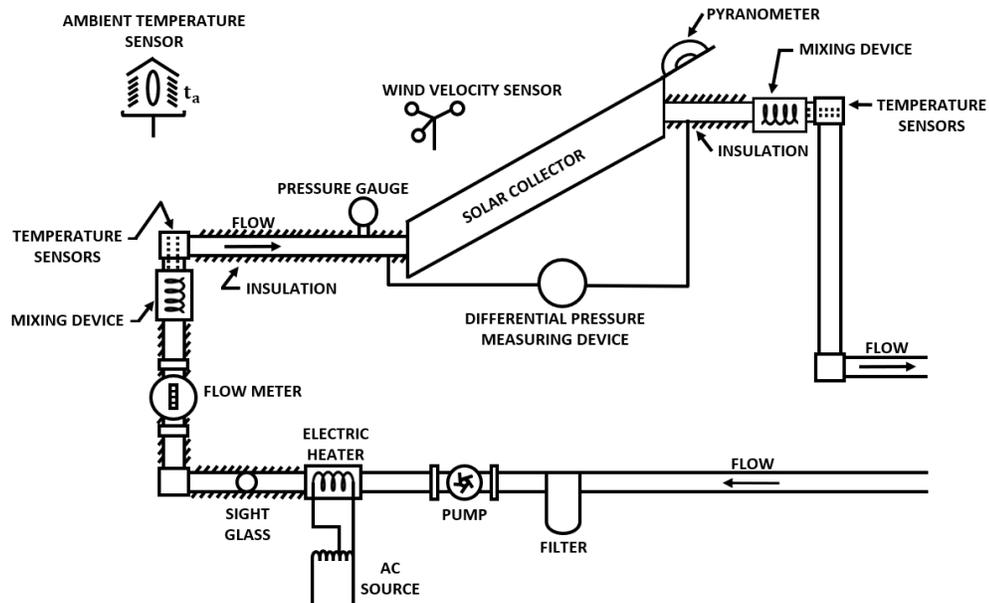


Figura 24. Configuración de prueba experimental en circuito abierto (Adaptado de (ANSI/ASHRAE, 2014)).

Tabla 3. Exactitud recomendada por la norma ANSI/ASHRAE 93-2010 (RA 2014) para los instrumentos de medición.

Instrumento	Exactitud recomendada
RTD	$\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$
Transductor de presión	$\pm 0.5\text{ psi}$
Medidor de flujo	$\pm 1\%$
Piranómetro	$\pm 1\%$
Anemómetro	$\pm 0.8\text{ m/s}$
Sensor de temperatura ambiente	$\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$

2.4.2 Procedimientos de prueba

2.4.2.1 Constante de tiempo

La norma ANSI/ASHRAE 2014 (RA 2014) define la constante de tiempo (τ) como “el tiempo necesario para que el fluido que sale de un colector solar alcance el 63.2% de su cambio ha estado estacionario después de un cambio de paso en la irradiancia” (ANSI/ASHRAE, 2014). Esta definición se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$T_{salida,t} - T_{entrada} = 0.632(T_{salida,ss} - T_{entrada}) \quad (51)$$

donde $T_{salida,t}$ y $T_{f,salida,ss}$ son la temperatura del fluido en la salida del colector en un tiempo específico y en condición de estado estacionario, respectivamente.

Para medir la constante de tiempo, primero se opera el sistema bloqueando la radiación solar que incide sobre el área de apertura del colector, permitiendo el flujo de aire sobre su superficie. Cuando el sistema alcanza las condiciones de estado estacionario, se destapa el colector de forma repentina para exponerlo a la radiación solar. El sistema continúa operando hasta alcanzar nuevamente las condiciones de estado estacionario. La respuesta del colector se obtiene graficando la diferencia de temperatura ($T_{salida,t} - T_{entrada}$) en función del tiempo de prueba t , comenzando desde las primeras condiciones de estado estacionario ($T_{salida,inicio} - T_{entrada}$) hasta que alcanzan las segundas condiciones de estado estacionario ($T_{salida,ss} - T_{entrada}$), como se muestra en la Figura 25. Para esta prueba, la temperatura de entrada debe ser igual a la temperatura ambiente.

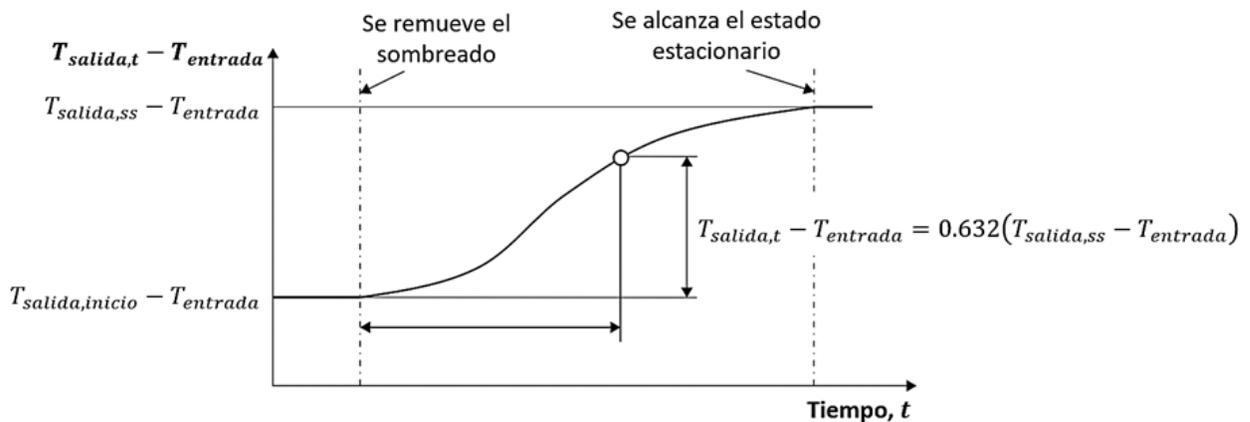


Figura 25. Constante de tiempo (Kalogirou, 2009).

2.4.2.2 Eficiencia térmica

La eficiencia térmica se expresa como la razón entre el calor útil y la energía solar captada por el área de apertura. Cuando el fluido de trabajo es un líquido, la ecuación de eficiencia térmica de un colector CPC se expresa como

$$\eta = (A_c/A_g)F_R(\tau\alpha)_e\tau_{CPC} - \frac{A_rF_RU_L(T_{f,entrada} - T_{amb})}{A_gG_t} \quad (52)$$

donde $(\tau\alpha)_e$ es el producto transmitancia-absortancia efectiva del colector y A_g es el área bruta del colector. Si el colector opera bajo condiciones de estado estacionario, se consideran constantes los

términos U_L , F_R , $(\tau\alpha)_e$ y τ_{CPC} . Por tanto, η puede graficarse en función de la diferencia de temperatura reducida $(T_{f,entrada} - T_{amb})/G_t$, como se muestra en la Figura 26. La intersección de la curva de eficiencia térmica con el eje de las ordenadas corresponde al término $(A_c/A_g)F_R(\tau\alpha)_n\tau_{CPC}$ y la pendiente corresponde al término $-(A_c/A_g)F_R U_L$.

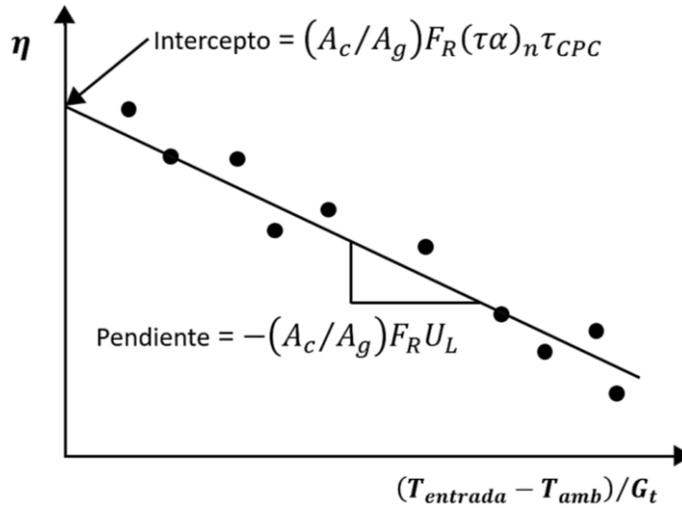


Figura 26. Curva de eficiencia térmica.

Para obtener los puntos de la curva de eficiencia térmica, las pruebas se deben realizar a diferentes valores de $T_{f,entrada}$. La norma ANSI/ASHRAE 2014 (RA 2014) propone ajustar la diferencia de temperatura $(T_{f,entrada} - T_{amb})$ al 0, 30, 60 y 90% del valor $(T_{f,max} - T_{amb})$ máximo de operación del colector. Además, para cada $T_{f,entrada}$ se deben incluir dos puntos antes y dos puntos después del mediodía solar, de forma que sean simétricos al mediodía solar. La eficiencia térmica durante cada prueba se calcula por:

$$\eta = \frac{\int_{t_1}^{t_2} \dot{m}c_p(T_{f,salida} - T_{f,entrada})dt}{A_g \int_{t_1}^{t_2} G_t dt} \quad (53)$$

donde t_1 es el tiempo de inicio de la prueba y t_2 el tiempo final de prueba. Adicionalmente, se debe registrar la caída de presión del fluido de trabajo entre la entrada y salida del colector, definida como

$$\Delta P = P_o - P_i \quad (54)$$

donde P_o y P_i representan la presión medida en la salida y entrada del colector, respectivamente.

2.4.2.3 Modificador del ángulo de incidencia

El modificador de ángulo de incidencia ($K_{\alpha\tau}$) es un parámetro que se añade a la ecuación de eficiencia térmica para considerar el ángulo de incidencia de la radiación solar. De esta manera, la ecuación de eficiencia térmica se expresa como

$$\eta = (A_c/A_g)F_R K_{\alpha\tau}(\tau\alpha)_n \tau_{CPC} - \frac{A_r F_R U_L (T_{f,entrada} - T_{amb})}{A_g G_t} \quad (55)$$

donde $(\tau\alpha)_n$ es el producto transmitancia-absortancia cuando la radiación solar incide normal al área de apertura del colector. Para calcular $K_{\alpha\tau}$, se debe medir la η para los ángulos de incidencia de 0° , 30° , 45° y 60° , antes y después del mediodía solar. Luego, se debe calcular el promedio de los dos valores de η obtenidos para cada ángulo de incidencia. Si $T_{f,entrada} = T_{amb}$ el modificador de ángulo de incidencia se calcula por

$$K_{\alpha\tau} = \frac{\eta_{prom}}{(A_c/A_g)F_R(\tau\alpha)_n \tau_{CPC}} \quad (56)$$

donde η_{prom} es la eficiencia térmica promedio. En cambio, si $T_{f,entrada}$ es diferente de T_{amb} , se debe graficar cada valor de η_{prom} sobre la misma gráfica de la curva de eficiencia térmica y trazar una línea paralela sobre cada punto. El modificador de ángulo de incidencia en este caso se calcula por

$$K_{\alpha\tau} = \frac{\eta_{prom}}{b} \quad (57)$$

donde b corresponde al valor del eje de las ordenadas con la intersección de la línea trazada sobre cada punto de η_{prom} . La Figura 27 muestra una curva típica del modificador de ángulo de incidencia.

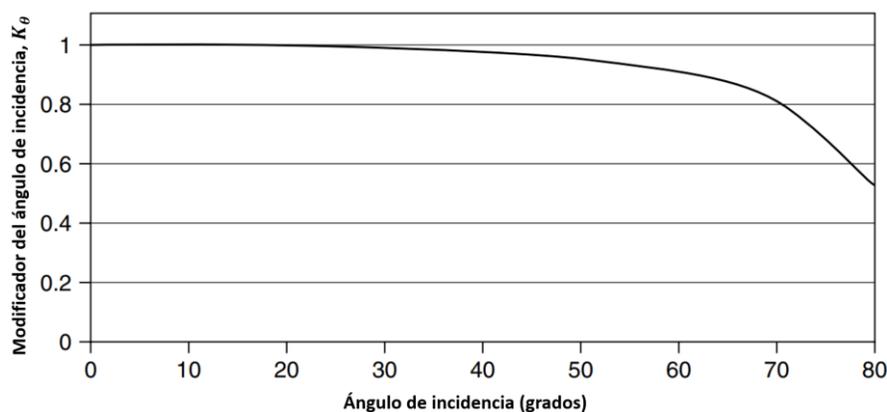


Figura 27. Modificador de ángulo de incidencia (Kalogirou, 2009).

Capítulo 3. Metodología

3.1 Diseño del CPC

El diseño del colector CPC se realizó con base en los fundamentos teóricos presentados en el marco teórico. Primero, se llevó a cabo un análisis numérico en el software MATLAB para obtener los parámetros geométricos del CPC. Para esto, se seleccionó un absorbedor tubular de 12 mm de diámetro exterior y se definió un ángulo medio de aceptación de 17.5° . Para disminuir el costo del material, la altura se truncó al 50%, como se muestra en la Figura 28. Al aplicar el truncamiento, la relación de concentración se redujo solamente el 10%, mientras que la altura disminuyó el 50%. La Tabla 4 muestra los parámetros geométricos obtenidos para el CPC completo y truncado.

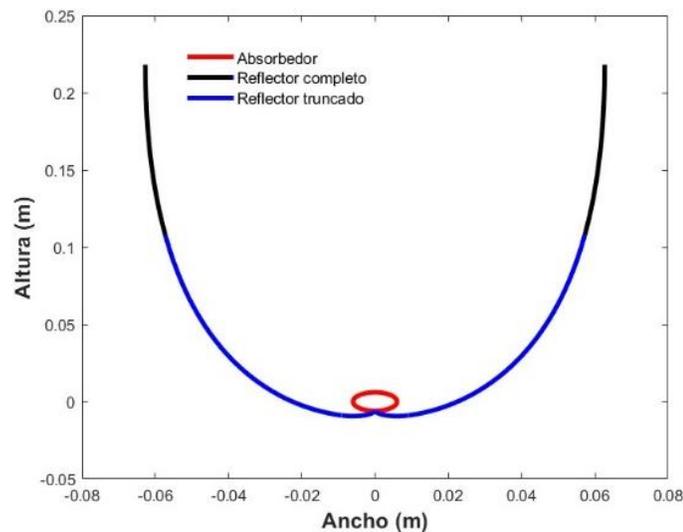
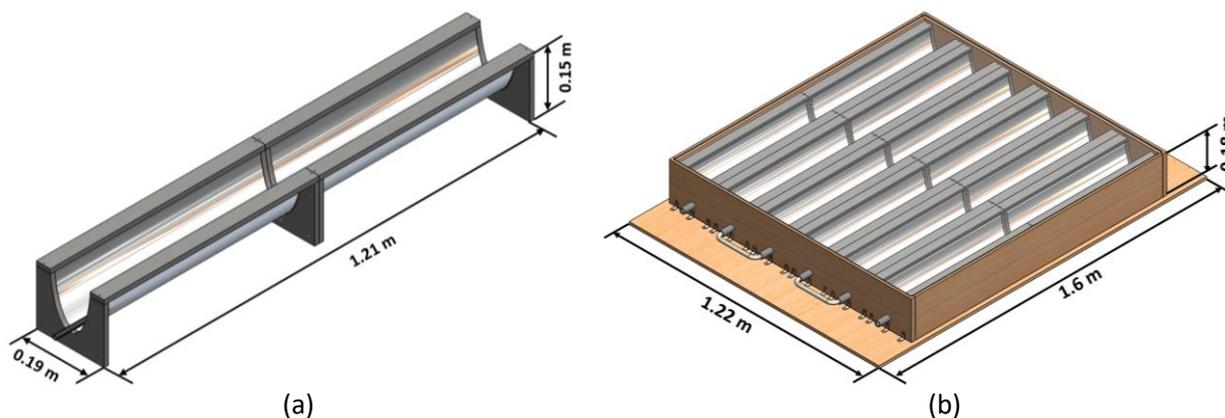


Figura 28. Perfil geométrico del CPC completo y truncado.

Luego de obtener los parámetros geométricos del CPC truncado, se realizó el diseño 3D del colector CPC en el software SolidWorks. La Figura 29a muestra un paso del colector diseñado. El reflector se creó con lámina de aluminio de 0.5 mm de espesor, el absorbedor con tubería de acero inoxidable de 12 mm de diámetro exterior y los soportes con material PVC. En total, el colector se diseñó de 6 pasos conectados en serie mediante tubería de CPVC, cubiertos con una estructura de madera y una cubierta de acrílico de 6 mm de espesor, como se muestra en la Figura 29b.

Tabla 4. Parámetros geométricos del CPC.

Parámetro	Truncado 50%	Completo
Ángulo medio de aceptación (°)	31.4°	17.5°
Relación de concentración	3.02	3.34
Altura (mm)	114.09	228.19
Apertura (mm)	113.73	125.37
Radio exterior del absorbedor (mm)	6	6

**Figura 29.** Diseño 3D del colector CPC: (a) 1 paso y (b) 6 pasos.

3.2 Construcción del CPC

La construcción del colector CPC fue con base en el diseño 3D. Primero se fabricaron los componentes mediante los siguientes procesos: los soportes de PVC se maquinaron usando control numérico, la tubería de acero inoxidable se cortó con una sierra horizontal, la cubierta de acrílico se cortó con una sierra caladora, la estructura de madera se fabricó con mecanizado convencional, las láminas de aluminio se cortaron con cizalla y la forma de parábola e involuta se generó mediante rolado. Además, se aplicó un recubrimiento de barniz a la estructura de madera y pintura negra mate al absorbedor. La Figura 30 muestra el material de acero inoxidable, PVC, aluminio y madera utilizados para construir el colector.

Después de maquinar las piezas y aplicar el recubrimiento de barniz, se realizó el ensamble de medio paso del colector, como se muestra en la Figura 31. Para ello, se instalaron empaques de caucho entre las guías de los soportes, se agregó pegamento de alta temperatura en los bordes y cintas de aluminio entre los reflectores. El proceso de ensamble se realizó 12 veces para crear los 6 pasos del colector CPC. Posteriormente, los pasos se unieron con tornillos de acero y se instalaron sobre la estructura de madera utilizando herrajes en L, como se muestra en la Figura 32.

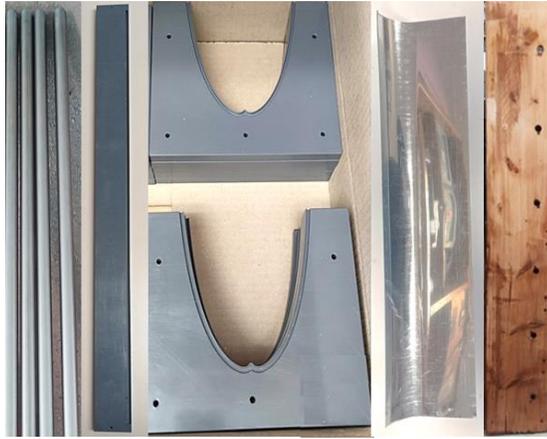


Figura 30. Material de PVC, acero inoxidable, aluminio y madera.



(a)



(b)

Figura 31. Ensamble de medio paso: (a) unión de las láminas de aluminio a los soportes de PVC y (b) colocación de los empaques de caucho, cinta de aluminio y pegamento.



Figura 32. Montaje de los 6 pasos sobre la estructura de madera.

Después, se instaló un absorbedor en cada paso del colector, conectándolos entre sí con tubería de CPVC. La conexión entre el absorbedor y la tubería se realizó con conectores glándula de 1/2 pulgada. Asimismo, se agregaron empaques de caucho de 1.5 mm de espesor entre el absorbedor y la estructura de madera para reducir las pérdidas térmicas. Por último, se instaló la cubierta de acrílico sobre el colector para protegerlo de la intemperie. La Figura 33 muestra el colector CPC de 6 pasos construido, cuyas dimensiones resultaron de 1.2, 1.6 y 0.2 m de ancho, largo y alto, respectivamente. Además, el área bruta, de apertura y de absorción fueron de 1.379, 0.824 y 0.046 m², respectivamente. La Tabla 5 muestra las propiedades ópticas de los componentes del colector CPC.



Figura 33. Colector CPC construido.

Tabla 5. Propiedades ópticas del colector CPC.

Componente	Material	Propiedad	Valor
Reflector	Lámina de aluminio	Reflectividad	0.90
Cubierta	Acrílico transparente	Transmisividad	0.93
Absorbedor	Acero inoxidable con recubrimiento negro mate	Absortividad	0.88

3.3 Diseño y construcción de la instalación experimental

En este apartado se describen las etapas de diseño y construcción de la instalación experimental conforme a la norma ANSI/ASHRAE 93-2010 (RA 2014). Primero se realizó el diseño en el software SolidWorks de las estructuras de acero para instalar el calentador eléctrico y el colector CPC. La estructura del calentador se creó con tubulares de acero de 1.5 pulgadas, con las dimensiones mostradas en la Figura 34a. Por otro lado, la estructura del colector se diseñó con perfiles de acero de 1.5 pulgadas, ángulos de acero de 1

pulgada, perfiles de acero de 0.75 pulgadas, 3 bisagras de acero y un tornillo mecánico, como se muestra en la Figura 34b.

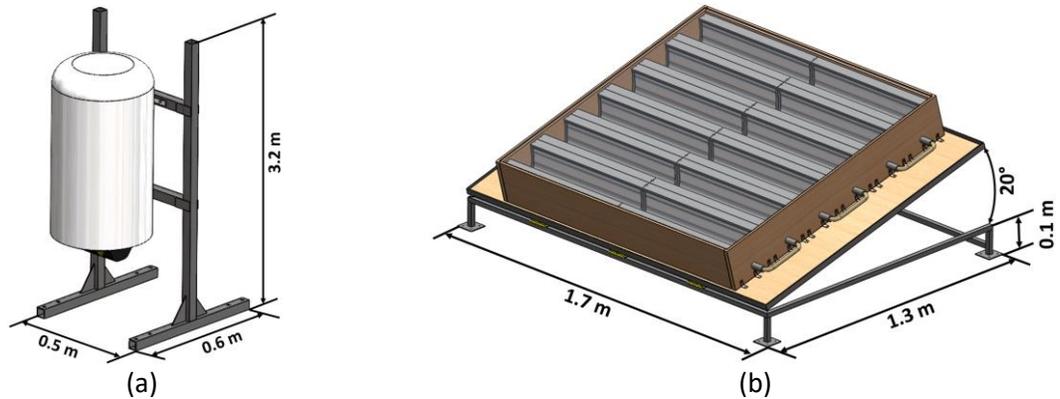


Figura 34. Diseño 3D de las estructuras de acero: (a) para instalar el calentador eléctrico y (b) para inclinar el colector CPC.

Después de completar el diseño 3D se continuó con la fabricación de las estructuras mostradas en la Figura 35. El material de acero se cortó con una cortadora de metal, se perforó en una fresadora y se soldó mediante arco eléctrico. En la estructura del colector se instalaron cuatro ruedas y un tornillo mecánico para facilitar su desplazamiento e inclinarlo de 0 a 20°. También, se fabricó una cubierta de madera en la estructura del calentador eléctrico para protegerlo de la intemperie, como se muestra en la Figura 39.



Figura 35. Estructuras construidas: (a) para instalar el calentador eléctrico y (b) para inclinar el colector CPC.

Posteriormente de fabricar las estructuras, se continuó con la instalación del sistema de bombeo para asegurar el suministro de agua constante. Para esto, se instaló un tanque de la marca Rotoplas con capacidad de 600 litros y una bomba periférica de la marca iGoto (Figura 36a). La bomba tiene una

potencia de 750 W, una alimentación eléctrica de 110-130 V, una altura máxima de 39 m y un caudal máximo de 50 l/min. Asimismo, se instaló un filtro de agua de la marca Rotoplas en la salida de la bomba para remover las impurezas y partículas sólidas no deseadas (Figura 36b). La conexión entre el tanque de agua y la bomba se realizó con manguera de PVC de 1/2 pulgada.



Figura 36. (a) Bomba de la marca iGoto y (b) Filtro de agua de la marca Rotoplas.

Luego del filtro de agua, se instaló un calentador eléctrico de la marca RHEEN para ajustar la temperatura del fluido de trabajo que entra al colector (Figura 37). El calentador cuenta con un aislamiento de poliuretano de alta densidad para disminuir las pérdidas térmicas y permite ajustar la temperatura del fluido de trabajo de 30 a 75 °C. Además, tiene una capacidad de 50 litros, una potencia eléctrica de 1500 W y una presión máxima de operación de 0.75 MPa. Asimismo, dispone de una válvula de alivio en la tubería de entrada para regular la presión del termotanque y evitar daños en el equipo. La conexión entre la bomba y el calentador eléctrico se realizó con tubería de CPVC.



Figura 37. Calentador eléctrico de la marca Rheem.

Después del calentador eléctrico, se instaló el colector CPC orientado hacia el sur geográfico e inclinado a 10° para maximizar la captación de radiación solar al mediodía solar. La conexión entre el calentador

eléctrico y el colector se realizó con tubería de CPVC aislada con polietileno para disminuir las pérdidas térmicas. De igual forma, se aislaron las tuberías que conectan cada paso del colector, como se muestra en la Figura 38. Además, se conectó una válvula globo de 1/2 pulgada en la tubería de entrada del colector para regular el flujo másico. Para transportar el fluido de trabajo desde la salida del colector hasta el tanque de agua, se utilizó una manguera de PVC de 1/2 pulgada.



Figura 38. Colector CPC orientado hacia el sur e inclinado 10°.

Por último, la instalación fue instrumentada para registrar las variables de operación del colector y las condiciones ambientales durante las pruebas. Los detalles de estos equipos de medición se describen en la sección 3.3. La Figura 39 muestra la instalación construida en la terraza del edificio de Física Aplicada del CICESE, en Ensenada, Baja California. Esta instalación permitió evaluar el rendimiento térmico del colector CPC bajo condiciones de clima real, de acuerdo con la norma ANSI/ASHRAE 93-2010 (RA 2014).



Figura 39. Instalación experimental construida.

3.4 Instrumentación

La Figura 40 muestra el diagrama de instrumentación de la instalación experimental. Estos instrumentos permitieron medir la temperatura del fluido de trabajo, la caída de presión del colector, el flujo másico, la radiación solar, la velocidad del viento, la humedad relativa y la temperatura ambiente. Por otra parte, el sistema de adquisición de datos y la estación meteorológica permitieron registrar los datos provenientes de los instrumentos de medición. Los instrumentos de medición se seleccionaron e instalaron con base en la norma ANSI/ASHRAE 93-2010 (RA 2014).

La temperatura del fluido de trabajo se registró en la entrada y salida del colector utilizando sensores de temperatura resistivo (RTD) marca WEST (Figura 41). Estos sensores tienen una exactitud de $\pm 1\%$ y un rango de operación de -100 a 450 °C. Para su instalación se calibraron en un Microbaño Fluke 7102. Durante este proceso, los sensores se sumergieron en el microbaño y se mantuvieron durante 20 minutos antes de registrar la primera lectura. En total, se registraron 10 lecturas para las temperaturas de 25, 35, 45, 55, 65 y 75 °C. Durante la calibración las mediciones de los sensores se compararon con un termómetro patrón. Con base en los datos registrados, se generaron las ecuaciones y curvas de calibración mostradas en la Figura 42.

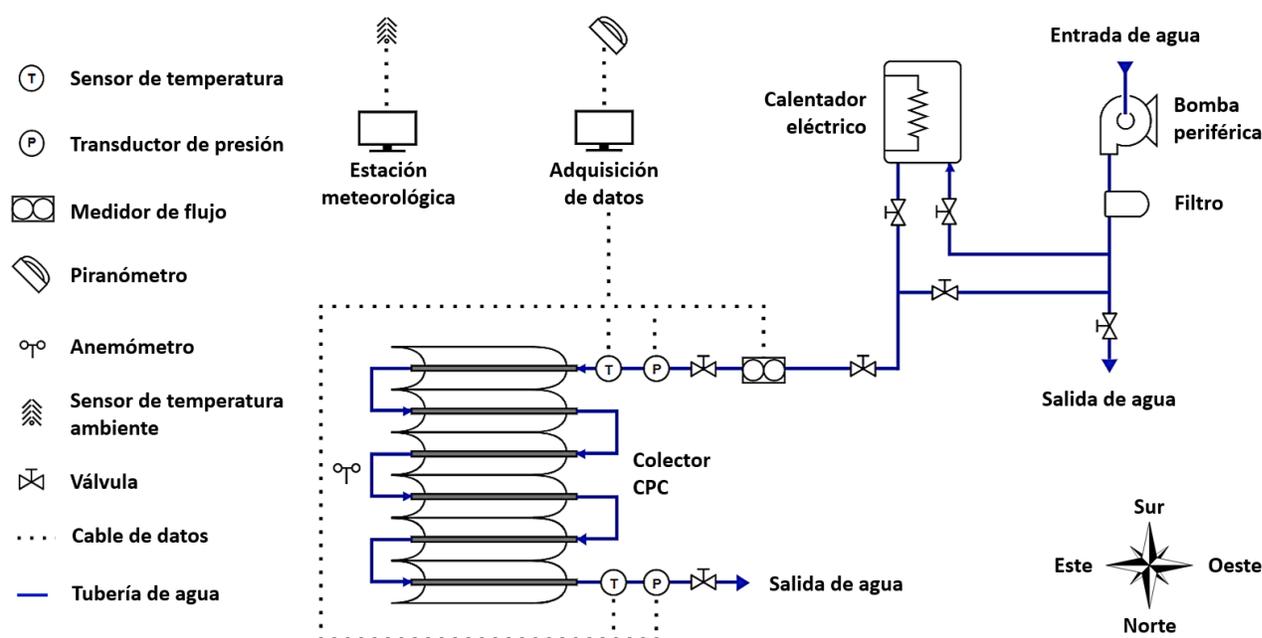


Figura 40. Diagrama de instrumentación y tuberías.



Figura 41. Sensor de temperatura RTD.

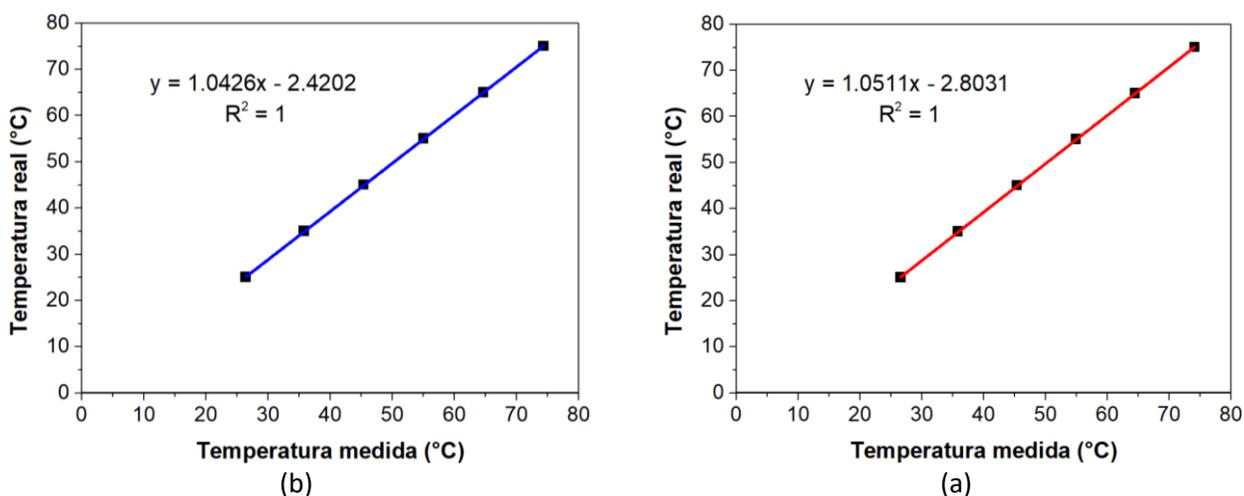


Figura 42. Curvas de calibración de los sensores de temperatura: (a) RTD en la entrada y (b) RTD en la salida.

La caída de presión se midió entre la entrada y salida del colector con transductores de presión marca Setra, que tienen una exactitud de $\pm 0.13\%$ y un rango de operación de 0 a 50 psi (Figura 43a). En cambio, el flujo másico se midió en la salida del calentador eléctrico con un medidor de turbina marca Proteus Industries Inc, que tiene un intervalo de operación de 0.2 a 2.3 L/min y una exactitud de $\pm 2\%$ (Figura 43b). Por otra parte, la velocidad del viento se registró a la altura del colector con un anemómetro marca BIMETER, que tiene una exactitud de $\pm 3\%$ y un rango de operación de 0 a 45 m/s (Figura 43c).

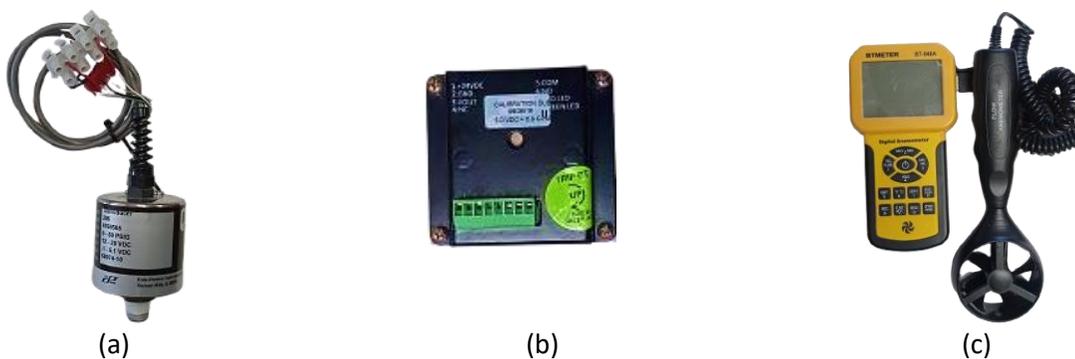


Figura 43. (a) Transductor de presión, (b) Medidor de flujo y (c) Anemómetro.

La radiación global se midió con un piranómetro marca Kipp & Zonen, instalado sobre una superficie horizontal, como se muestra en la Figura 44a. Este piranómetro tiene un rango de operación de 0 a 4000 W/m^2 y una exactitud de $\pm 10 W/m^2$. Por otra parte, la temperatura ambiente y la humedad relativa se registraron con un conjunto de sensores marca Davis Instruments, mostrados en la Figura 44b. Los sensores de temperatura ambiente tienen un intervalo de operación de -40 a 65 $^{\circ}C$ y una exactitud de ± 0.5 $^{\circ}C$. En cambio, los sensores de humedad relativa tienen un rango de operación de 0 a 100% y una exactitud de $\pm 3\%$ en el rango de 0 a 90% de HR y $\pm 4\%$ en el rango de 90 a 100% de HR. En la Tabla 6 se presentan el rango de operación y la exactitud de los instrumentos de medición.

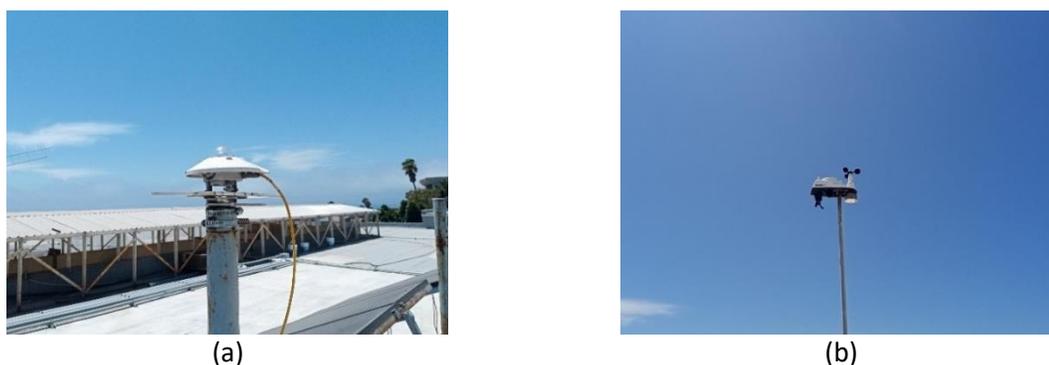


Figura 44. (a) Piranómetro y (b) Sensores marca Davis Instruments.

Los datos provenientes de los sensores de temperatura RTD, transductores de presión, medidor de flujo y piranómetro, se registraron en un adquisidor de datos de la marca Keysight, modelo 34972A, mostrado en la Figura 45a. Este sistema dispone de 3 módulos actuadores de 20 canales cada uno. Además, cuenta con interfaces USB y LAN para conectarse a un PC. Por otra parte, la Figura 45b muestra una consola marca Davis Instruments modelo 6351. Este dispositivo almacenó los datos de velocidad del viento, humedad relativa y temperatura ambiente del conjunto de sensores marca Davis Instruments.

Tabla 6. Parámetros de los instrumentos de medición.

Instrumento	Rango de operación	Exactitud
RTD	-100 a 450 $^{\circ}C$	$\pm 1\%$
Transductor de presión	0 a 50 psi	$\pm 0.13\%$
Medidor de flujo	0.2 a 2.3 L/min	$\pm 2\%$
Piranómetro	0 a 4000 W/m^2	$\pm 10 W/m^2$
Anemómetro	0 a 45 m/s	$\pm 3\%$
Sensor de humedad relativa	0 a 100%	$\pm 3\%$ (0 a 90% de HR) $\pm 4\%$ (90 a 100% de HR)
Sensor de temperatura ambiente	-40 a 65 $^{\circ}C$	± 0.5 $^{\circ}C$



Figura 45. Sistemas de adquisición de datos: (a) Keysight y (b) Davis instruments.

Adicionalmente, se registró la temperatura del absorbedor con 3 termopares de superficie tipo K de la marca OMEGA. Estos tienen un error de 0.75% y un rango de medición de -60 a 177 °C. La Figura 46 muestra la representación de los termopares colocados sobre la superficie del absorbedor. Para recibir la información proveniente de los termopares se desarrolló un sistema en Arduino que funciona con una alimentación de 9V. El sistema dispone de un módulo SD Card para el almacenamiento de los datos, un reloj de tiempo real para registrar el tiempo de prueba y 4 conectores para termopares, como se muestra en la Figura 47.

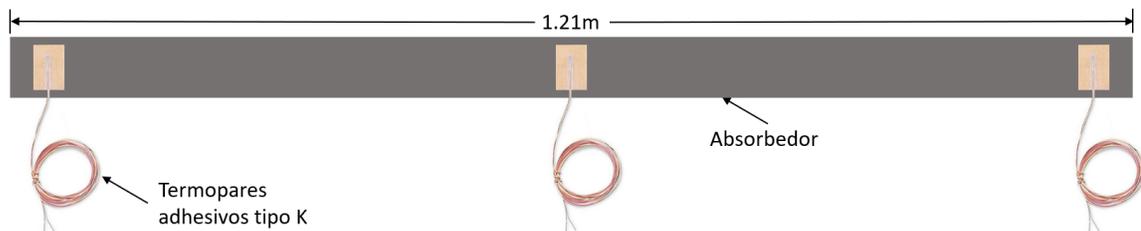


Figura 46. Termopares tipo K sobre el absorbedor.

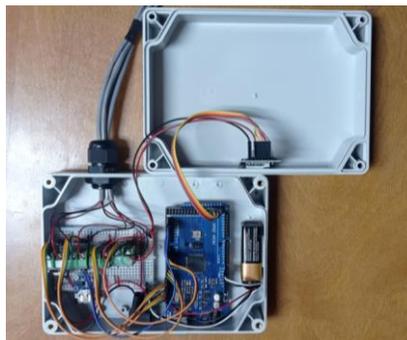


Figura 47. Sistema de adquisición de datos desarrollado en Arduino.

3.5 Matriz experimental

La Tabla 7 muestra la matriz experimental desarrollada para evaluar el colector CPC. Esta matriz incluye el número de prueba, la fecha de prueba, el tipo de prueba y la temperatura del fluido de trabajo en la entrada del colector. La constante de tiempo se midió el 16 de agosto del 2024, manteniendo la temperatura del fluido de trabajo en la entrada del colector lo más cerca de la temperatura ambiente. La curva de eficiencia térmica se determinó entre el 12 de julio y 3 de agosto del 2024, evaluando las temperaturas de entrada de 26, 28, 30, 39, 40, 42, 48, 53, 54, 58 y 60 °C. El modificador de ángulo de incidencia se midió el 26 de julio, 8 de agosto y 9 de agosto del 2024. En todas las pruebas, el flujo másico se ajustó a 0.61 Kg/min.

Las pruebas para evaluar el rendimiento térmico del colector CPC se realizaron en la instalación experimental, siguiendo los procedimientos establecidos por la norma ANSI/ASHRAE 93-2010 (RA 2014). Los datos se registraron cada 30 segundos en el adquirente Keysight y cada 5 minutos en la estación meteorológica. La Figura 48 muestra el procedimiento de prueba establecido para determinar la constante de tiempo. Esta prueba se realizó 2 veces para asegurar la repetibilidad de los resultados. Ambas pruebas se realizaron conforme a los procedimientos descritos en la sección 2.4.2.1 del capítulo 2. En estas pruebas, el colector fue cubierto con aislante térmico, de tal forma que permitiera el flujo de aire sobre su superficie, como se muestra en la Figura 49a. Posteriormente, se retiró el aislante de forma repentina para exponerlo a la radiación solar, como se muestra en la Figura 49b.

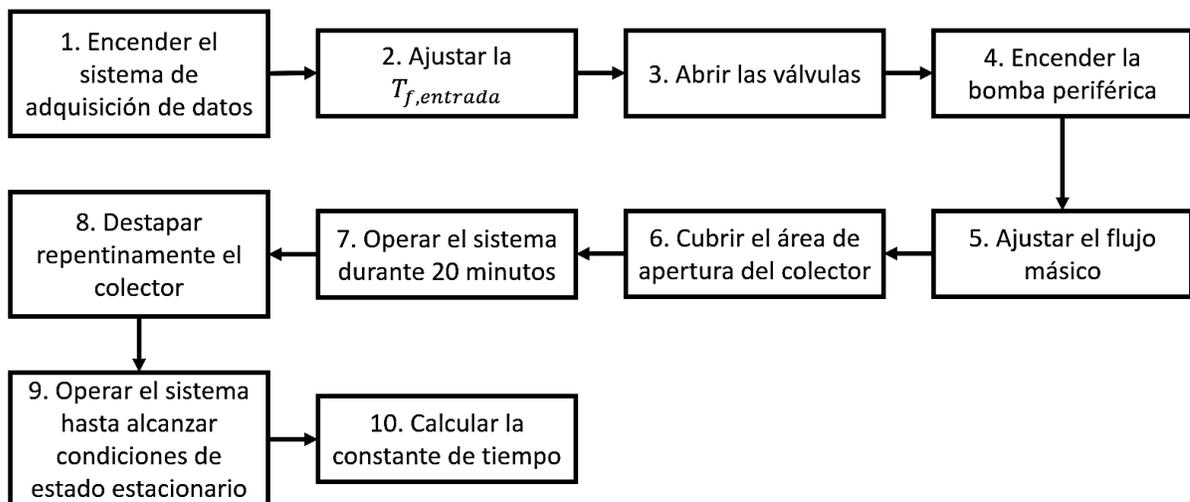


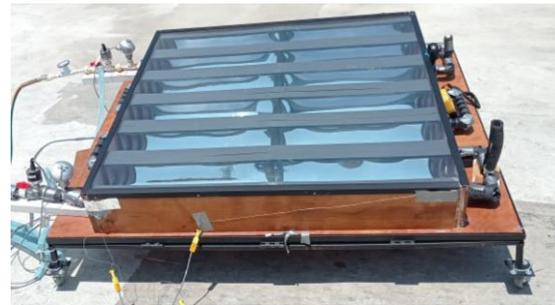
Figura 48. Procedimiento para determinar la constante de tiempo.

Tabla 7. Matriz experimental.

Número de prueba	Fecha	Tipo de prueba	Temperatura del fluido de trabajo en la entrada
1	16/07/2024	Constante de tiempo	26 °C
2	16/07/2024	Constante de tiempo	28 °C
3	12/07/2024	Eficiencia térmica	53 °C
4	13/07/2024	Eficiencia térmica	60 °C
5	16/07/2024	Eficiencia térmica	28 °C
6	17/07/2024	Eficiencia térmica	42 °C
7	19/07/2024	Eficiencia térmica	26 °C
8	20/07/2024	Eficiencia térmica	47 °C
9	22/07/2024	Eficiencia térmica	54 °C
10	26/07/2024	Eficiencia térmica	30 °C
11	27/07/2024	Eficiencia térmica	60 °C
12	28/07/2024	Eficiencia térmica	39 °C
13	29/07/2024	Eficiencia térmica	40 °C
14	02/08/2024	Eficiencia térmica	48 °C
15	03/08/2024	Eficiencia térmica	58 °C
16	26/07/2024	Modificador de ángulo de incidencia	29 °C
17	08/08/2024	Modificador de ángulo de incidencia	28 °C
18	09/08/2024	Modificador de ángulo de incidencia	28 °C



(a)



(b)

Figura 49. Operación del colector CPC: (a) Cubierto con aislante térmico y (b) Descubierta.

La Figura 50 ilustra el procedimiento para las pruebas de eficiencia térmica. Este procedimiento se realizó 13 veces para obtener la curva de eficiencia térmica del colector. Todas las pruebas se desarrollaron siguiendo el procedimiento descrito en la sección 2.4.2.2 del capítulo 2. Para asegurar condiciones de estado estacionario o cuasi estacionario, el sistema se operó durante 20 minutos antes de iniciar cada

prueba. Posteriormente, se realizó la prueba de eficiencia térmica, operando el sistema durante 5 minutos, de manera que la mitad de la prueba correspondiera al mediodía solar.

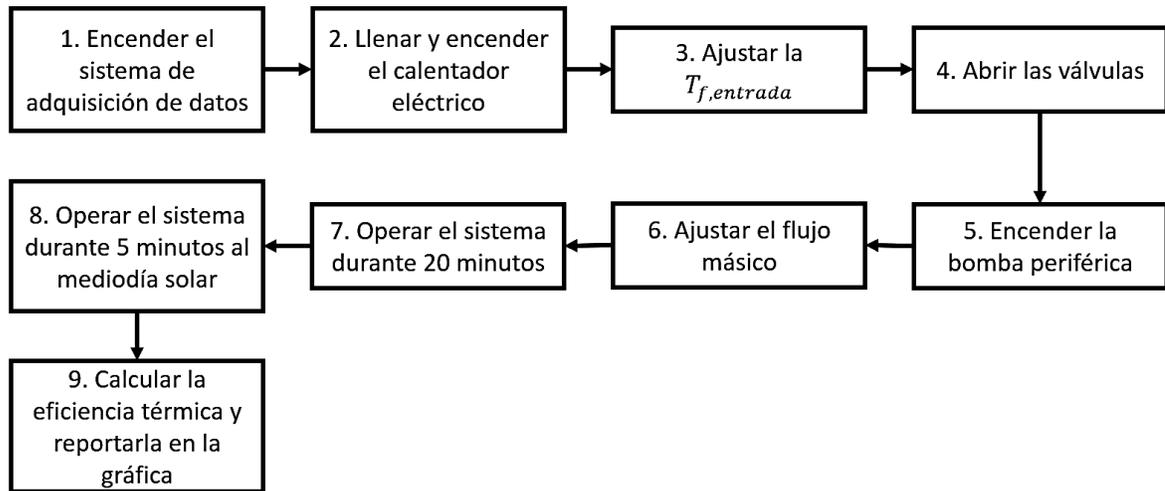


Figura 50. Procedimiento para las pruebas de eficiencia térmica.

La Figura 51 presenta el procedimiento realizado para obtener el modificador de ángulo de incidencia. Este parámetro se calculó con 7 pruebas experimentales realizadas a lo largo de 3 días, conforme al procedimiento descrito en la sección 2.4.2.3 del capítulo 2. En estas pruebas se midieron dos eficiencias térmicas para los ángulos de incidencia de 15, 30 y 45 grados, siendo una antes del mediodía solar y otra después. Luego, el modificador de ángulo de incidencia se determinó calculando la eficiencia térmica promedio de las dos pruebas realizadas para cada ángulo de incidencia. En el caso del ángulo de incidencia de 60 grados, solo se midió la eficiencia térmica después del mediodía solar y fue el valor usado para calcular el modificador de ángulo de incidencia. Las condiciones ambientales no permitieron hacer mediciones antes del mediodía solar.

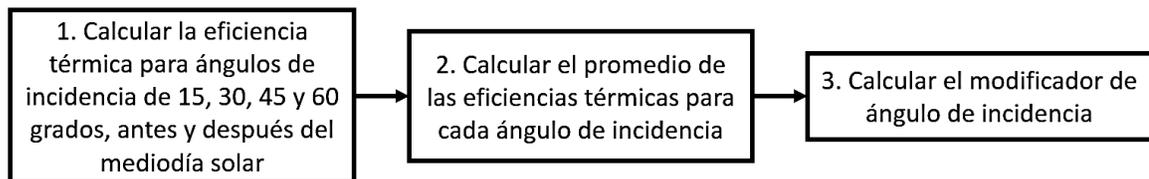


Figura 51. Procedimiento de prueba para determinar el modificador de ángulo de incidencia.

Capítulo 4. Resultados

4.1 Constante de tiempo

En esta sección se presentan los resultados obtenidos de las pruebas de la constante de tiempo del colector CPC, realizadas con base en la matriz experimental descrita en la Tabla 7 de la sección 3.5. Estos resultados muestran el comportamiento de $T_{f,entrada}$ y $T_{f,salida}$ al cubrir el área de apertura del colector de la radiación solar y descubrirlo de forma repentina, siguiendo el procedimiento de la Figura 48. En total, se realizaron 2 pruebas experimentales que tuvieron una duración de 2100 segundos cada una. La primera prueba inició a las 11:20 am, mientras que la segunda prueba a las 12:00 pm. De acuerdo con la matriz experimental, la primera prueba se definió como prueba 1, mientras que la segunda prueba se denominó prueba 2.

En la Figura 52 se presentan las variaciones de G_t y T_{amb} obtenidas durante las pruebas. Se observa que en la prueba 1, G_t permaneció fluctuando entre 907 y 983 W/m², mientras que en la prueba 2 varió entre 897 y 975 W/m². Es importante destacar que G_t alcanzó valores más altos en la prueba 2, ya que esta prueba se realizó más cerca del mediodía solar, cuando la radiación incidente alcanzó su punto máximo del día. Por otra parte, se observa que T_{amb} permaneció prácticamente constante en ambas pruebas, registrando una temperatura promedio de 20 °C. Cabe resaltar que el comportamiento en T_{amb} fue favorable para las pruebas, puesto que se pudieron desprestigiar sus fluctuaciones en los resultados. Asimismo, se puede observar que tanto G_t como T_{amb} se mantuvieron dentro de los valores permitidos por la norma, lo que garantizó resultados más confiables y representativos.

Por otra parte, en la Figura 53 se muestran los cambios de V_{∞} y HR obtenidos durante las pruebas. Se aprecia que en ambas pruebas, V_{∞} mantuvo un comportamiento similar. En la prueba 1, V_{∞} permaneció variando entre 0.2 y 1.8 m/s, en cambio, en la prueba 2 fluctuó entre 0.3 y 1.9 m/s. Con respecto a los valores de HR, se puede observar que permaneció prácticamente constante, manteniendo un valor promedio de 87 y 88 % en las pruebas 1 y 2, respectivamente. Es importante considerar que, aunque V_{∞} y HR no se utilizaron directamente en los cálculos de la constante de tiempo, sí influyeron en las pérdidas térmicas y estabilidad del colector.

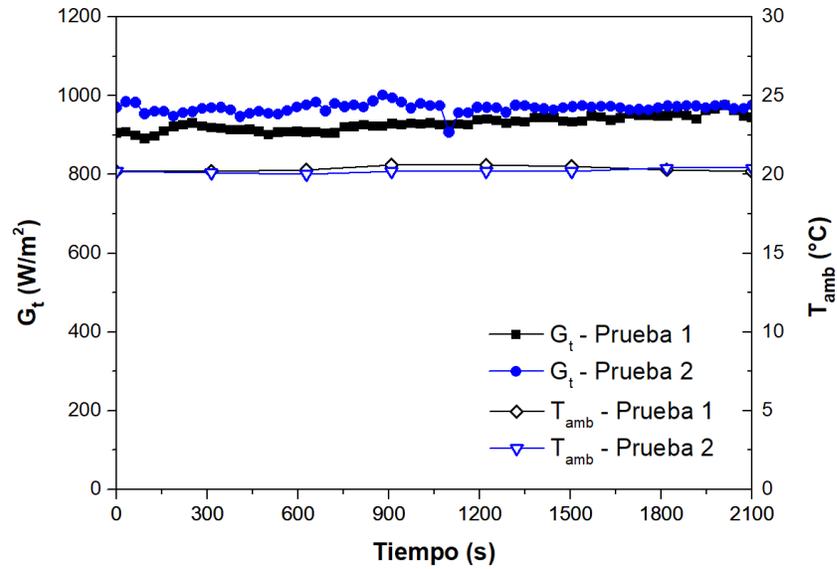


Figura 52. Variaciones de la radiación solar sobre el plano del colector (G_t) y temperatura ambiente (T_{amb}) obtenidas el 16 de julio de 2024.

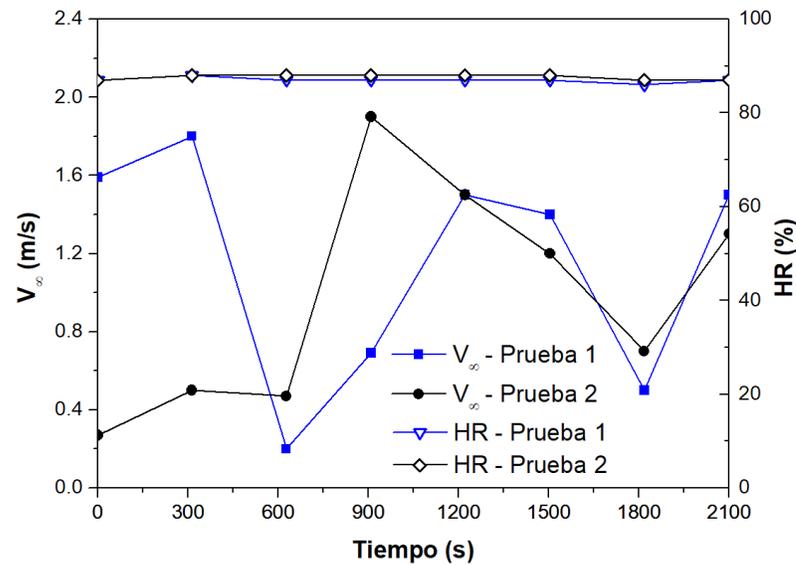


Figura 53. Evolución de la velocidad del viento (V_∞) y humedad relativa (HR) obtenidas el 16 de julio de 2024.

En la Figura 54 se muestran las variaciones de $T_{f,entrada}$ y $T_{f,salida}$ durante las pruebas. Se observa que en ambas pruebas $T_{f,salida}$ mostró un comportamiento similar al cubrir y descubrir el área de apertura del colector. En la prueba 1, se aprecia que $T_{f,salida}$ se mantuvo en un valor promedio de 26 °C mientras el colector estuvo cubierto, lo cual ocurrió durante los primeros 940 segundos. Sin embargo, al descubrir el colector, la temperatura se incrementó gradualmente hasta estabilizarse en 34.8 °C. Este comportamiento

refleja la absorción de calor del colector CPC al exponerlo a la radiación solar, que es consistente con los fundamentos descritos en la sección 2.3 del capítulo 2. Por otra parte, en la prueba 2, se observa que $T_{f,salida}$ permaneció alrededor de los 28 °C mientras el colector estuvo cubierto. No obstante, al ser descubierto $T_{f,salida}$ también aumentó gradualmente hasta estabilizarse a los 37.2 °C. Asimismo, se aprecia que $T_{f,entrada}$ se mantuvo prácticamente constante en ambas pruebas, con un valor promedio de 25.2 °C en la prueba 1 y 26.8 °C en la prueba 2.

En la Tabla 8 se presentan los resultados obtenidos para la constante de tiempo aplicando la Ecuación 51. Se observa una diferencia de 4 segundos entre las dos pruebas, que pudo ser causado por las fluctuaciones en las condiciones de prueba. El valor promedio de la constante de tiempo resultó de 92 segundos, el cual representa el tiempo promedio que le toma al colector CPC responder ante los cambios en las condiciones de radiación solar. Este valor es similar a los 111 segundos reportados en el estudio de Santos (2019), lo que indica que el valor obtenido está dentro del rango reportado para colectores CPC.

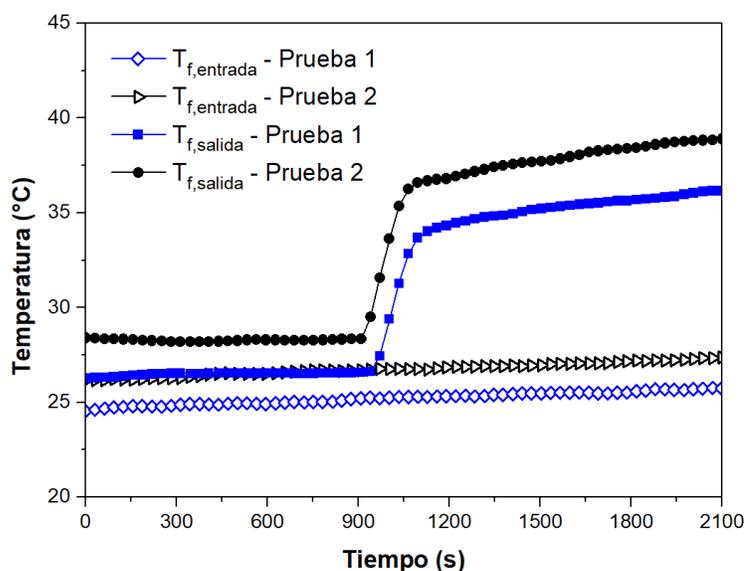


Figura 54. Evolución de $T_{f,entrada}$ y $T_{f,salida}$ obtenidas el 16 de julio de 2024 durante las pruebas de la constante de tiempo.

Tabla 8. Constante de tiempo del colector CPC construido.

Parámetro	Prueba 1	Prueba 2
Tiempo total (s)	2100	2100
Tiempo de estabilización (s)	376	377
$T_{salida,ss}$ (°C)	34.8	37.2
Constante de tiempo, τ	94	90

4.2 Eficiencia térmica

A continuación, se describen los resultados obtenidos de las pruebas de eficiencia térmica del colector CPC, realizadas con base en la matriz experimental mostrada en la Tabla 7 de la sección 3.5 entre el 12 de julio y el 3 de agosto de 2024. En cada prueba, el tiempo de estabilización previo a la prueba de eficiencia térmica fue de 20 minutos. En cambio, la prueba de eficiencia térmica duró 5 minutos, ya que la constante de tiempo fue menor a dicho periodo y según lo recomendado por la norma, las pruebas de eficiencia térmica deben realizarse en un periodo de 5 minutos o la constante de tiempo, lo que sea mayor, para garantizar condiciones de estado estacionario. En la Tabla 9 se presentan los resultados obtenidos en cada uno de los días de prueba. Las columnas $T_{f,entrada}$, T_{amb} y G_t representan los valores promedio de las mediciones, mientras que las columnas $(T_{f,entrada} - T_{amb})/G_t$ y η contienen los resultados que se utilizaron para generar la curva de eficiencia térmica mostrada en la Figura 54.

Como ejemplo del cálculo de η en cada uno de los días de prueba, se utilizarán los datos del día 19 de julio de 2024, donde se registraron 10 mediciones para $T_{f,entrada}$, $T_{f,salida}$, G_t y \dot{m} con un intervalo de tiempo entre medición (Δt) de 30 segundos. Para el cálculo, se consideró un C_p de 4179 J/kg°C y un A_g de 0.824 m². A continuación, se describe el cálculo realizado:

1. La η se determinó con la ecuación 53. Para esto, primero se aproximaron las integrales de la ecuación como sumatorias. Por lo tanto

$$\eta = \frac{\int_{t_1}^{t_2} \dot{m} c_p (T_{f,salida} - T_{f,entrada}) dt}{A_c \int_{t_1}^{t_2} G_t dt} \approx \frac{\sum_{i=1}^{10} \dot{m}_i c_p (T_{f,salida,i} - T_{f,entrada,i}) \Delta t}{A_c \sum_{i=1}^{10} G_{t,i} \Delta t} \quad (58)$$

donde i es el número de medición. 2. Luego, se sustituyeron los datos medidos y se factorizaron los términos \dot{m} , c_p y Δt . Entonces

$$\eta = \frac{(0.01 \text{ kg/s})(4179 \text{ J/kg} \cdot \text{°C})(30 \text{ s})[(36.9\text{°C} - 25.5\text{°C}) + (37\text{°C} - 25.5\text{°C}) + (37\text{°C} - 25.6\text{°C}) + (37.1\text{°C} - 25.6\text{°C}) + (37.1\text{°C} - 25.6\text{°C}) + (37.2\text{°C} - 25.7\text{°C}) + (37.3\text{°C} - 25.7\text{°C}) + (37.3\text{°C} - 25.7\text{°C}) + (37.3\text{°C} - 25.7\text{°C}) + (37.4\text{°C} - 25.7\text{°C})] + 991 \text{ W/m}^2]}{(0.824 \text{ m}^2)(30 \text{ s})[989 \text{ W/m}^2 + 990 \text{ W/m}^2 + 989 \text{ W/m}^2 - 990 \text{ W/m}^2 + 990 \text{ W/m}^2 + 990 \text{ W/m}^2 + 988 \text{ W/m}^2 - 989 \text{ W/m}^2 + 989 \text{ W/m}^2]} \quad (59)$$

3. Por último, se obtuvo el valor de eficiencia térmica:

$$\eta = \frac{(0.01 \text{ kg/s})(4179 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C})(30 \text{ s})(115.1^\circ\text{C})}{(0.824 \text{ m}^2)(30 \text{ s})(9895 \text{ W/m}^2)} = 0.6 \quad (60)$$

En la Tabla 9 se observa que tanto G_t como T_{amb} permanecieron dentro de los valores permitidos por la norma, descritos en la sección 2.4.1. Se aprecia que G_t se mantuvo fluctuando entre 928 y 1019 W/m^2 , mientras que T_{amb} varió entre 20 y 22.9 $^\circ\text{C}$. Además, se observa que η disminuyó conforme el término $(T_{f,entrada} - T_{amb})/G_t$ incrementó, registrando un valor máximo de 0.6 y un valor mínimo de 0.21. Es importante destacar que el comportamiento decreciente de η se debió principalmente al aumento de $T_{f,entrada}$, ya que al incrementar la diferencia de temperatura entre $T_{f,entrada}$ y T_{amb} se incrementaron las pérdidas térmicas hacia el ambiente. La temperatura de entrada tuvo un valor mínimo de 25.7 $^\circ\text{C}$ y un máximo de 59.9 $^\circ\text{C}$.

Tabla 9. Datos promedio de $T_{f,entrada}$, $T_{f,salida}$, T_{amb} , G_t , \dot{m} y ΔP , y valores de η obtenidos durante las pruebas realizadas entre el 12 de julio y 3 de agosto de 2024.

Fecha	$T_{f,entrada}$ ($^\circ\text{C}$)	$T_{f,salida}$ ($^\circ\text{C}$)	T_{amb} ($^\circ\text{C}$)	G_t (W/m^2)	\dot{m} (kg/s)	ΔP (psi)	$(T_{f,entrada} - T_{amb})/G_t$ ($^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2/\text{W}$)	η
12/07/2024	53.1	59.2	20.4	949	0.01	1.19	0.035	0.33
13/07/2024	59.6	63.8	20.7	928	0.01	1.17	0.042	0.21
16/07/2024	28.1	39.1	20.8	976	0.01	1.18	0.007	0.58
17/07/2024	42.0	51.0	20.7	985	0.01	1.18	0.022	0.48
19/07/2024	25.7	37.2	20.6	989	0.01	1.17	0.005	0.60
20/07/2024	47.5	55.8	20.7	1013	0.01	1.17	0.026	0.43
22/07/2024	53.6	60.0	20.0	974	0.01	1.17	0.034	0.33
26/07/2024	29.7	39.1	22.2	958	0.01	1.19	0.008	0.51
27/07/2024	59.9	65.3	21.2	975	0.01	1.17	0.040	0.29
28/07/2024	39.1	47.7	21.5	1019	0.01	1.19	0.017	0.44
29/07/2024	39.7	48.0	21.3	993	0.01	1.18	0.019	0.44
02/08/2024	48.0	55.5	22.6	974	0.01	1.18	0.026	0.40
03/08/2024	58.1	64.1	20.9	965	0.01	1.16	0.039	0.34

En la Figura 55 se muestra la curva de eficiencia térmica obtenida para el colector CPC construido. En esta gráfica, el eje de las ordenadas representa los valores de η , mientras que el eje de las abscisas indica los valores de $(T_{f,entrada} - T_{amb})/G_t$. Cada punto en la gráfica corresponde a un valor de η obtenido al evaluar el colector bajo condiciones de clima real. En cambio, la línea de tendencia, proporciona la ecuación de eficiencia térmica, que permite predecir el rendimiento térmico del colector CPC bajo diferentes valores de $T_{f,entrada}$, T_{amb} y G_t . Dicha ecuación, proveniente de un ajuste de mínimos cuadrados es

$$\eta = 0.619 - 8.37(T_{f,entrada} - T_{amb})/G_t \quad (61)$$

En la Figura 55, se muestran los puntos calculados de η . Se observa una dispersión de los puntos graficados, que pudo ser causado por las fluctuaciones en las condiciones de prueba. A pesar de ello, la tendencia de la curva es consistente con la gráfica mostrada en la Figura 26. El punto más alto corresponde a una η de 0.6, obtenida el 19 de julio del 2024 a una $T_{f,entrada}$ de 25.7 °C, mientras que el punto más bajo equivale a una η de 0.29, registrada el 27 de julio del 2024 a una $T_{f,entrada}$ de 59.9 °C. Con respecto a la ecuación 61, se observa una eficiencia máxima de 0.619, que corresponde a la intersección de η con el eje de las ordenadas. Este valor de η se alcanza cuando $T_{f,entrada}$ es igual a T_{amb} , debido a la ausencia de pérdidas térmicas hacia el ambiente. Asimismo, se aprecia una pendiente de -8.37. Cabe resaltar que esta pendiente está relacionada con el coeficiente de pérdidas de calor, que permite predecir el comportamiento de η ante diferentes valores de $(T_{f,entrada} - T_{amb})/G_t$. Si la pendiente es pronunciada, indica que las pérdidas de calor aumentan con rapidez a medida que el término $(T_{f,entrada} - T_{amb})/G_t$ se incrementa, lo que ocasiona bajos valores de η . Por el contrario, cuando la pendiente es más suave, las pérdidas de calor son considerablemente menores, lo que permite mantener los valores de η más cerca de la eficiencia máxima.

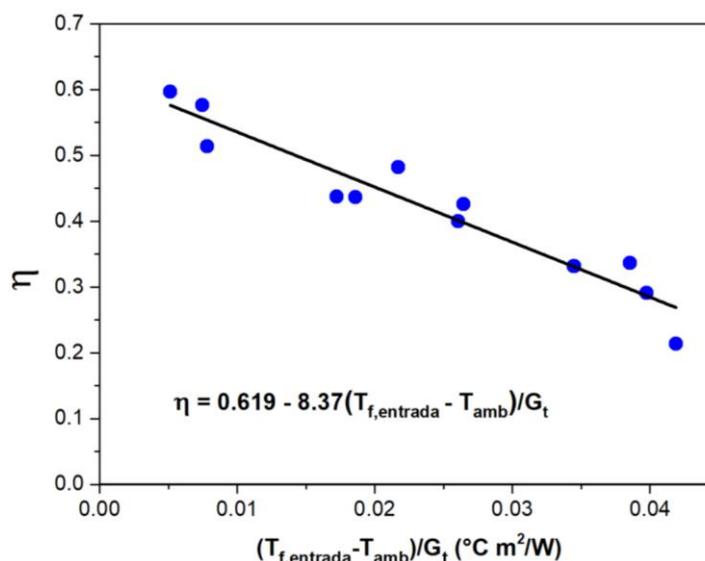


Figura 55. Curva de eficiencia térmica del colector CPC construido obtenida con un ajuste de mínimos cuadrados.

Además de los valores de eficiencia térmica, también se obtuvieron registros de la caída de presión, como se indica en la Tabla 9. De los resultados obtenidos, se observó una caída de presión máxima entre la entrada y salida del colector de 1.19 psi a un flujo másico de 0.01 kg/s. Se debe tener en cuenta que la caída de presión es un indicador de las pérdidas de energía por fricción entre el fluido y la tubería, y por los cambios de flujo en los diferentes accesorios como codos, válvulas, etc. Un valor alto de este parámetro, resulta en un mayor consumo de energía de bombeo.

4.3 Modificador del ángulo de incidencia

En este apartado se presentan los resultados obtenidos de las pruebas del modificador de ángulo de incidencia del colector CPC, realizadas con base en la matriz experimental mostrada en la Tabla 7 y el procedimiento de prueba descrito en la Figura 50 de la sección 3.5. La Figura 56 presenta las variaciones de RGH y T_{amb} durante los tres días de prueba. Se observa que RGH presentó un comportamiento similar en los tres días, aumentando su valor en la mañana conforme se aproximaba al mediodía solar y disminuyendo en la tarde. Los valores máximos de RGH registrados en los días 26 de julio, 8 de agosto y 9 de agosto del 2024 fueron de 941, 945 y 951 W/m^2 , respectivamente. Asimismo, se aprecia que T_{amb} se mantuvo fluctuando entre 20 y 22 °C.

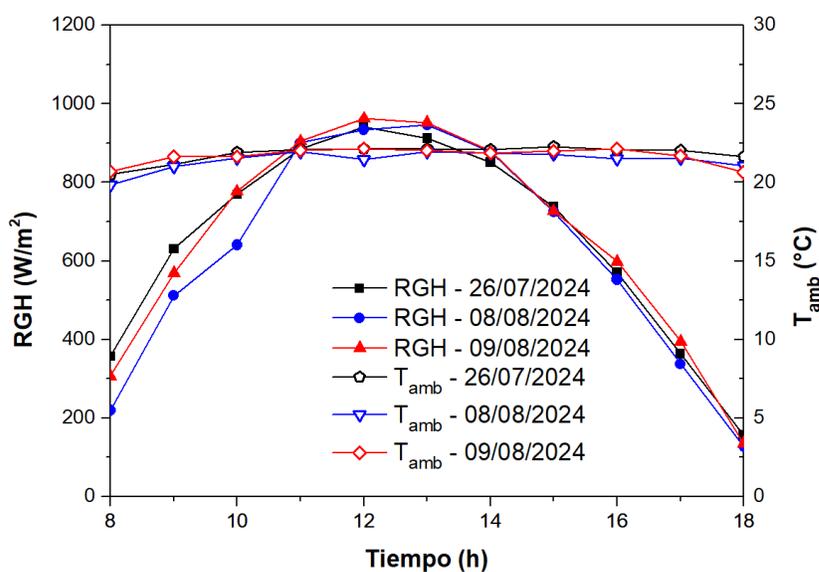


Figura 56. Variaciones de radiación global horizontal (RGH) y temperatura ambiente (T_{amb}) durante los tres días de pruebas.

En la Tabla 10 se muestran los resultados de las pruebas realizadas para los ángulos de incidencia de 15°, 30°, 45° y 60°. Las columnas de T_{amb} , G_t y V_{∞} representan valores promedio de las mediciones, mientras que la columna η muestra las eficiencias térmicas calculadas a los ángulos de incidencia de la columna θ . En los resultados, se observa que η disminuyó a medida que θ aumentó, alcanzando un valor mínimo de 0.36 a 60°. Asimismo, se aprecia que G_t también disminuyó conforme θ se incrementó, llegando a un valor mínimo de 435 W/m^2 el día 26 de julio de 2024. Además, se observa que T_{amb} permaneció prácticamente constante en los días de pruebas, registrando un mínimo de 21.1 °C y un máximo de 22 °C. También, se observa que V_{∞} permaneció fluctuando entre 1.7 y 2.9 m/s .

Tabla 10 Datos promedio de $T_{f,entrada}$, $T_{f,salida}$, T_{amb} , G_t , \dot{m} y V_∞ , y valores de η obtenidos durante las pruebas del modificador de ángulo de incidencia del colector CPC.

Fecha	θ (°)	$T_{f,entrada}$ (°C)	$T_{f,salida}$ (°C)	T_{amb} (°C)	G_t (W ²)	\dot{m} (Kg/s)	V_∞ (m/s)	η
26/07/2024	30	29.3	25.7	22.0	812	0.01	1.7	0.52
	45	29.5	28.1	21.3	637	0.01	1.8	0.50
	60	29.6	29.7	21.3	435	0.01	2.9	0.36
	30	29.3	39.1	22.3	797	0.01	2.7	0.49
08/08/2024	45	27.8	39.7	21.3	671	0.01	2.1	0.43
	15	28.2	42.0	21.1	950	0.01	2.8	0.54
09/08/2024	15	28.2	47.2	21.6	943	0.01	1.8	0.51

En la Figura 57 se ilustra el comportamiento de $K_{\alpha\tau}$ a diferentes valores de θ . Se observa que dicho parámetro disminuyó a medida que θ aumentó, mostrando una tendencia consistente con la gráfica presentada en la Figura 26, que corresponde a una curva típica de un colector solar. Sin embargo, en el presente trabajo la curva es más pronunciada, lo cual indica que los efectos del ángulo de incidencia son más significativos en el colector CPC construido. Además, se observan algunas variaciones en los puntos graficados con respecto a la curva trazada, que pudieron ser causados por las fluctuaciones en las condiciones de prueba.

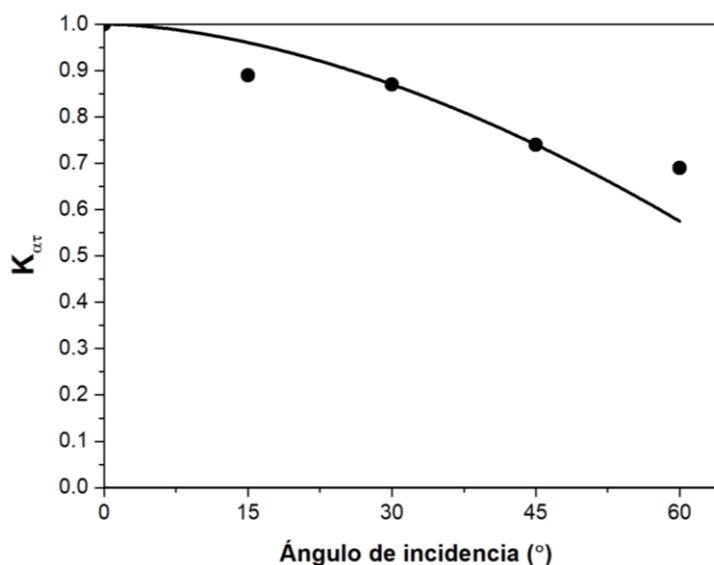


Figura 57. Modificador de ángulo de incidencia del colector CPC construido.

En la Tabla 11 se muestran los resultados de $K_{\alpha\tau}$, calculados mediante la ecuación 57. Se puede observar que dicho parámetro llegó a un valor mínimo de 0.69 a 60°. Es importante mencionar que la eficiencia

máxima del colector se alcanza cuando $K_{\alpha\tau}$ es igual a 1, es decir, cuando los rayos del sol inciden de forma perpendicular al área de apertura. Sin embargo, a medida que θ aumenta, el área efectiva de captación de la radiación solar se reduce y las pérdidas por reflexión se incrementan, lo que provoca que la eficiencia térmica del colector disminuya. En los resultados experimentales, se observó que a una $T_{f,entrada}$ aproximada de 29.6 °C la eficiencia térmica se redujo en un 29% cuando $K_{\alpha\tau}$ fue igual a 0.69, el cual es un valor significativo, ya que se reduce alrededor de 1/3 la capacidad del colector CPC para producir calor útil.

Tabla 11. Modificador de ángulo de incidencia para un θ de 0°, 15°, 30°, 45° y 60°.

θ (°)	$K_{\alpha\tau}$
0	1
15	0.89
30	0.87
45	0.74
60	0.69

4.4 Desempeño térmico del colector CPC construido respecto a otros colectores reportados en la literatura

Para determinar el desempeño térmico del colector CPC se realizaron pruebas experimentales bajo condiciones de clima real en la instalación construida con base en la norma ANSI/ASHRAE 93-2010. La implementación de esta norma garantizó que los métodos de prueba fueran reconocidos y confiables en el continente americano. Además, permitió que los resultados fueran comparables con los estudios reportados en la literatura. En contraste con las instalaciones en circuito cerrado reportadas por Ebadi y Zare (2020) y Aguilar-Jiménez et al. (2018), en el presente trabajo se fabricó una instalación en circuito abierto, que evitó el uso de un intercambiador de calor para enfriar el fluido de trabajo.

En la Figura 58 se muestra una comparación entre la curva de eficiencia térmica del colector del presente trabajo y la de dos colectores CPC reportados en la literatura. Se observa que las tres curvas muestran una tendencia decreciente de η conforme se incrementa el valor de $(T_{f,entrada} - T_{amb})/G_t$. En comparación, con los resultados presentados por Santos-González (2019), se aprecia una eficiencia mayor en el presente trabajo a valores menores de 0.017 de $(T_{f,entrada} - T_{amb})/G_t$, lo que indica menores pérdidas de calor. Sin embargo, conforme dicho valor aumenta, las pérdidas de calor en el colector son mayores, causando un rendimiento térmico menor. En relación con los resultados presentados por Aguilar-Jiménez et al. (2018), el presente trabajo mostró valores de eficiencia más altos en todo el intervalo de temperatura

reducida, lo que sugiere que el colector CPC construido tiene un rendimiento térmico mejor bajo diferentes condiciones de $T_{f,entrada}$, T_{amb} y G_t .

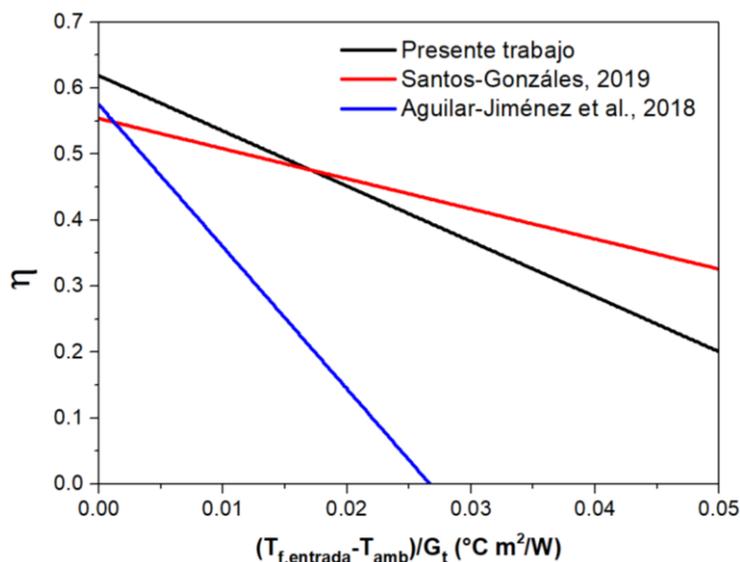


Figura 58. Comparación entre la curva de eficiencia térmica del colector obtenida en el presente trabajo y otros colectores CPC reportados en la literatura.

En la Tabla 12 se muestra la comparación entre la ecuación de eficiencia térmica obtenida en el presente trabajo y la de dos colectores CPC reportados en la literatura. Se observa que la eficiencia máxima de 0.619 del presente trabajo fue mayor que los 0.575 reportados en el estudio de Aguilar-Jiménez et al. (2018) y los 0.5541 reportados en el trabajo de Santos-González (2019), lo que refleja una mayor capacidad del colector CPC construido para absorber energía cuando $(T_{f,entrada} - T_{amb})/G_t = 0$. Además, se aprecia una pendiente más pronunciada que la pendiente de -21.54 del estudio de Aguilar-Jiménez et al. (2018), pero más suave que la pendiente de -4.5648 reportada por Santos-González (2019). Estos resultados sugieren que el colector CPC construido es competitivo con los colectores CPC reportados en la literatura, ya que muestra una eficiencia máxima alta y una pendiente poco pronunciada.

Tabla 12. Comparación entre la ecuación de eficiencia térmica obtenida en el presente trabajo y otros colectores CPC reportados en la literatura.

Autor	Ecuación de eficiencia térmica
Santos-González, 2019	$\eta = 0.5541 - 4.5648(T_{entrada} - T_{amb})/G_t$
Aguilar-Jiménez et al., 2018	$\eta = 0.575 - 21.54(T_{entrada} - T_{amb})/G_t$
Presente trabajo	$\eta = 0.619 - 8.37(T_{entrada} - T_{amb})/G_t$

4.5 Análisis económico

Para comparar el costo del calor útil producido por el sistema de energía solar respecto a una tecnología de combustibles fósiles, se realizó un análisis sobre el costo nivelado de calor (LCOH). El LCOH se define como la relación entre el costo total del sistema solar durante su vida útil y el calor útil producido. Este parámetro se puede calcular por

$$LCOH = \frac{I_o + \sum_{t=1}^{LT} \frac{C_{O\&M}}{(1+r)^t}}{\sum_{t=1}^{LT} \frac{Q_u}{(1+r)^t}} \quad (62)$$

donde I_o es la inversión inicial de la instalación solar menos deducciones, r es la inflación, $C_{O\&M}$ es el costo de operación y mantenimiento, Q_u es el calor útil generado por la instalación solar en un año, LT es la vida útil y t es el año considerado. De acuerdo con la ley de impuestos sobre la renta (ISR), los proyectos de generación de energía a partir de fuentes renovables son 100% deducibles de impuestos, lo que puede deducir hasta un 30% del costo total (Traslosheros et al., 2024). La Tabla 13 muestra los parámetros económicos utilizados para calcular el LCOH de la instalación solar construida.

En el presente trabajo de investigación se obtuvo un LCOH de 1.46 MXN/kWh. Este valor de LCOH fue superior al costo promedio del gas natural, que fue de 0.26 MXN/kWh en Baja California, México, en 2023. Esta diferencia de costos puede atribuirse a la alta inversión inicial de la instalación solar, la cual fue desarrollada como parte del presente trabajo de investigación. Por tanto, se espera que al emplear otros materiales y aumentar la escala de la instalación, se pueda reducir el costo total. Aunque en México los precios del gas natural son relativamente bajos, su costo suele cambiar a lo largo del año debido a las fluctuaciones del mercado. En comparación, el precio de una instalación solar suele ser más estable. Además, se espera que en los próximos años el costo de la energía solar disminuya, lo cual mejoraría su competitividad contra el gas natural (Osman et al, 2022).

Tabla 13. Parámetros económicos para calcular el LCOH de la instalación solar construida.

Parámetro	Monto
Costo total de la instalación solar	\$25979.36 MXN
Costo de operación y mantenimiento	1% del costo total
Calor útil generado por la instalación solar en un año	1009 kWh
Inflación	5%
Porcentaje deducible de impuestos	30%
Vida útil de la instalación solar	25 años

Capítulo 5. Conclusiones y recomendaciones para trabajo futuro

5.1 Conclusiones

En este trabajo de investigación se diseñó y construyó una instalación experimental, para evaluar el rendimiento térmico de un colector solar CPC bajo condiciones de clima real y de acuerdo a la norma ANSI/ASHRAE 93-2010. Con base en los resultados de esta investigación se obtuvieron las siguientes conclusiones:

Se diseñó y construyó un colector solar CPC de 6 pasos y relación de concentración de 3, que demostró ser eficiente para generar calor a baja temperatura y ser competitivo con otros colectores solares CPC reportados en la literatura.

Se diseñó y construyó una instalación experimental en circuito abierto para evaluar el rendimiento térmico de colectores solares con una sola entrada y una sola salida del fluido de trabajo. La instalación experimental permitió realizar pruebas bajo condiciones de clima real de la ciudad de Ensenada, Baja California, a una temperatura máxima del fluido de trabajo en la entrada del colector de 60 °C.

Se evaluó el colector CPC en la instalación experimental bajo diferentes condiciones, obteniendo una constante de tiempo aproximadamente igual a 92 segundos. La curva de eficiencia térmica obtenida fue consistente con los fundamentos para colectores solares CPC, mostrando una eficiencia máxima de 0.619 y una pendiente de $-8.37 \text{ W/}^\circ\text{C m}^2$.

Se obtuvo un LCOH de 1.46 MXN/kWh para la instalación solar construida, el cual puede disminuir y llegar a ser competitivo con el gas natural si se mantiene la tendencia actual en la reducción de costos de la energía solar.

A través de este trabajo de investigación se desarrolló una metodología para diseñar, fabricar y caracterizar colectores solares de baja temperatura con base en la norma ANSI/ASHRAE 93-2010. Esta metodología ofrece una base confiable para futuras investigaciones y desarrollos de colectores solares.

5.2 Recomendaciones para trabajo futuro

Derivado de este trabajo de investigación, se presentan las siguientes recomendaciones para trabajos futuros:

- Explorar otras alternativas de estructuras para sostener las láminas reflectivas y disminuir el peso del colector.
- Investigar otros tipos de conectores para unir el absorbedor y la tubería de agua que permitan operar el colector a mayor temperatura.
- Sustituir la cubierta de acrílico por una de vidrio para evitar posibles daños causados por la exposición prolongada a la radiación solar.
- Sustituir la válvula que regula el caudal de la instalación experimental para tener un mejor control del flujo másico.
- Evaluar el colector con diferentes tipos de absorbedores para mejorar su rendimiento térmico.
- Evaluar el colector con diferentes flujos másicos y ubicaciones geográficas para determinar su comportamiento térmico bajo diferentes condiciones de operación.
- Evaluar el colector utilizando un nanofluido como fluido de trabajo para incrementar su rendimiento térmico.
- Investigar la combinación del colector CPC propuesto con otras tecnologías que permitan utilizar la radiación solar como fuente de energía.

Literatura citada

- Aguilar-Jiménez, J. A., Velázquez, N., Acuña, A., López-Zavala, R., & González-Uribe, L. A. (2018). Effect of orientation of a CPC with concentric tube on efficiency. *Applied Thermal Engineering*, 130, 221–229. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.10.167>
- American National Standards Institute & American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ANSI/ASHRAE). (2014). ANSI/ASHRAE Standard 93-2010 (RA 2014), Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors. Atlanta. <https://webstore.ansi.org/standards/ashrae/ansiashraestandard932010r2014>
- Baum, H. P., & Gordont, J. M. (1984). Geometric characteristics of ideal nonimaging (CPC) solar collectors with cylindrical absorber. *Solar Energy*, 33(5), 455–458. [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(84\)90198-1](https://doi.org/10.1016/0038-092X(84)90198-1)
- Climate Change Tracker. (2024). *Indicators of Global Climate Change 2023*. Recuperado el día 5 de noviembre de 2024, <https://climatechangetracker.org/igcc>
- Carvalho, M. J., Collares-Pereira, M., Gordon, J. M., & Rabl, A. (1985). Truncation of CPC solar collectors and its effect on energy collection. *Solar Energy*, 35(5), 393–399. [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(85\)90127-6](https://doi.org/10.1016/0038-092X(85)90127-6)
- Cooper, P. I. (1969). The absorption of radiation in solar stills. *Solar energy*, 12(3), 333–346. [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(69\)90047-4](https://doi.org/10.1016/0038-092X(69)90047-4)
- Cengel, Y. A., & Ghajar., A. J. (2011). *Transferencia de calor y masa: fundamentos y aplicaciones* (4ta ed.). McGraw-Hill Interamericana. https://books.google.com.mx/books/about/Transferencia_de_calor_y_masa.html?id=tGrKjwEACA&redir_esc=y
- Dabiri, S., & Rahimi, M. F. (2016). Introduction of Solar Collectors and Energy and Exergy Analysis of a Heliostat Plant. *The 3rd International Conference and Exhibition on Solar Energy (ICESE-2016)*, 1–7. https://www.researchgate.net/publication/318360867_Introduction_of_solar_collectors_and_e_nergy_and_exergy_analysis_of_a_heliostat_plant
- Douris, J., & Kim, G. (2021). *The Atlas of Mortality and Economic Losses from Weather, Climate and Water Extremes (1970–2019)*. Recuperado el día 5 de noviembre de 2024, <https://coilink.org/20.500.12592/b3d1n6>
- Duffie, J. A., Beckman, W. A., & Blair, N. (2020). *Solar engineering of thermal processes, photovoltaics and wind*. John Wiley & Sons. <https://books.google.es/books?hl=es&lr=&id=4vXPDwAAQBAJ&oi=fnd&pg=PR11&dq=Solar+engi neering+of+thermal+processes,+photovoltaics+and+wind&ots=kxqvYwMCMO&sig=XV3jqz1NAo umcwGocD3HTzRwho0#v=onepage&q=Solar%20engineering%20of%20thermal%20processes%2 C%20photovoltaics%20and%20wind&f=false>
- Ebadi, H., & Zare, D. (2020). Performance evaluation and thermo-economic analysis of a non-evacuated CPC solar thermal hybrid system: an experimental study. *International Journal of Sustainable Energy*, 39(8), 719–743. <https://doi.org/10.1080/14786451.2020.1748028>

- Ellabban, O., Abu-Rub, H., & Blaabjerg, F. (2014). Renewable energy resources: Current status, future prospects and their enabling technology. *Renewable and Sustainable energy reviews*, 39, 748–764. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.07.113>
- Fathabadi, H. (2020). Novel low-cost parabolic trough solar collector with TPCT heat pipe and solar tracker: Performance and comparing with commercial flat-plate and evacuated tube solar collectors. *Solar Energy*, 195, 210–222. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.11.057>
- Fawzy, S., Osman, A. I., Doran, J., & Rooney, D. W. (2020). Strategies for mitigation of climate change: a review. In *Environmental Chemistry Letters*, 18, 2069–2094. <https://doi.org/10.1007/s10311-020-01059-w>
- Gasca, C. E. (2013). Transición energética, energías renovables y energía solar de potencia. *Revista Mexicana de Física*, 59(2), 75-84. <https://www.redalyc.org/pdf/570/57030971010.pdf>
- Holechek, J. L., Geli, H. M. E., Sawalhah, M. N., & Valdez, R. (2022). A Global Assessment: Can Renewable Energy Replace Fossil Fuels by 2050?. *Sustainability*, 14(8), 4792. <https://doi.org/10.3390/su14084792>
- Hsieh, C. K. (1981). Thermal analysis of CPC collectors. *Solar energy*, 27(1), 19–29. [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(81\)90016-5](https://doi.org/10.1016/0038-092X(81)90016-5)
- Jafrancesco, D., Cardoso, J. P., Mutuberría, A., Leonardi, E., Les, I., Sansoni, P., Francini, F., & Fontani, D. (2018). Optical simulation of a central receiver system: Comparison of different software tools. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 94, 792–803. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.06.028>
- Kalogirou, S. A. (2004). Solar thermal collectors and applications. In *Progress in Energy and Combustion Science*, 30(3), 231-295. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2004.02.001>
- Kalogirou, S. A. (2009). *Solar energy engineering: Processes and systems*. Academic press. <https://www.sciencedirect.com/book/9780123745019/solar-energy-engineering>
- Kumar, K. H., Daabo, A. M., Karmakar, M. K., & Hirani, H. (2022). Solar parabolic dish collector for concentrated solar thermal systems: a review and recommendations. *Environmental Science and Pollution Research*, 29(22), 32335-32367. <https://doi.org/10.1007/s11356-022-18586-4>
- Luna, Y. R. G., Franco, W. R. G., Carrasco, U. D., Domínguez, R. J. R., & García, J. C. J. (2018). Integration of the experimental results of a parabolic trough collector (PTC) solar plant to an absorption air-conditioning system. *Applied Sciences*, 8(11), 2163. <https://doi.org/10.3390/app8112163>
- Masson, V., Pörtner, H., Skea, J., Zhai, P., Roberts, D., Shukla, P., & Buendia, E. (2019). *Climate change and land: an IPCC special report on climate change, desertification, land degradation, sustainable land management, food security, and greenhouse gas fluxes in terrestrial ecosystems*, Intergovernmental Panel on Climate Change. [Geneva]: Intergovernmental Panel on Climate Change. Recuperado el día 5 de noviembre de 2024, <https://coilink.org/20.500.12592/3xsj69t>
- Morin, G., Dersch, J., Platzer, W., Eck, M., & Häberle, A. (2012). Comparison of Linear Fresnel and Parabolic Trough Collector power plants. *Solar Energy*, 86, 1–12. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2011.06.020>

- O’Gallagher, J. (2008). *Nonimaging Optics in Solar Energy*. Morgan & Claypool Publishers. https://books.google.es/books?hl=es&lr=&id=hrKcNIXPu88C&oi=fnd&pg=PR4&dq=Nonimaging+Optics+in+Solar+Energy&ots=xWTQtTwtEQ&sig=IZOlwSiw5LK1meetZyeZ27lp_Ww#v=onepage&q=Nonimaging%20Optics%20in%20Solar%20Energy&f=false
- Olczak, P., Matuszewska, D., & Zabagło, J. (2020). The comparison of solar energy gaining effectiveness between flat plate collectors and evacuated tube collectors with heat pipe: Case study. *Energies*, 13(7), 1829. <https://doi.org/10.3390/en13071829>
- Osman, A. I., Chen, L., Yang, M., Msigwa, G., Farghali, M., Fawzy, S., Rooney, D.W., & Yap, P. S. (2023). Cost, environmental impact, and resilience of renewable energy under a changing climate: a review. *Environmental chemistry letters*, 21(2), 741-764. <https://doi.org/10.1007/s10311-022-01532-8>
- Osório, T., Pereira, R., Coelho, A., Marchã, J., Pereira, J., Silva, R., Eusébio, T., & Collares-Pereira, M. (2019). A novel quasi-stationary CPC-type solar collector for intermediate temperature range applications for process heat: Simulation and experimental results. *AIP Conference Proceedings*, 2126. <https://doi.org/10.1063/1.5117662>
- Panwar, N. L., Kaushik, S. C., & Kothari, S. (2011). Role of renewable energy sources in environmental protection: A review. *Renewable and sustainable energy reviews*, 15(3), 1513–1524. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.11.037>
- Pranesh, V., Velraj, R., Christopher, S., & Kumaresan, V. (2019). A 50 year review of basic and applied research in compound parabolic concentrating solar thermal collector for domestic and industrial applications. *Solar Energy*, 187, 293–340. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.04.056>
- Rabl, A. (1976). Comparison of solar concentrators. *Solar energy*, 18(2), 93-111. [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(76\)90043-8](https://doi.org/10.1016/0038-092X(76)90043-8)
- Rabl, A., Goodman, N. B., & Winston, R. (1979). Practical design considerations for CPC solar collectors. *Solar Energy*, 22(4), 373–381. [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(79\)90192-0](https://doi.org/10.1016/0038-092X(79)90192-0)
- Santos-González, I., García-Valladares, O., Ortega, N., & Gómez, V. H. (2017). Numerical modeling and experimental analysis of the thermal performance of a Compound Parabolic Concentrator. *Applied Thermal Engineering*, 114, 1152–1160. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.10.100>
- Santos-González, I. (2019) *Desarrollo de un concentrador parabólico compuesto (CPC) y su propuesta de integración a un sistema de enfriamiento por absorción* [Tesis doctoral en ingeniería, Universidad Nacional Autónoma de México] https://repositorio.unam.mx/contenidos/desarrollo-de-un-concentrador-parabolico-compuesto-cpc-y-su-propuesta-de-integracion-a-un-sistema-de-enfriamiento-por-3548479?c=0eIRM5&d=false&q=*&i=1&v=1&t=search_0&as=2
- Secretaría de Energía (SENER). (2023). *Programa de desarrollo del sistema eléctrico nacional 2023-2037*. Recuperado el día 5 de noviembre de 2024, <https://www.gob.mx/sener/articulos/programa-de-desarrollo-del-sistema-electrico-nacional-2023-2037>
- Solargis (2021) *Solar resource map*. Recuperado el día 5 de noviembre de 2024, <https://solargis.com>
- Traslosheros-Zavala, K. G., Zavala-Guillén, I., Acuña-Ramírez, A., Cervantes-Astorga, M., Saucedo-Carvajal, D., & Carranza-Chávez, F. J. (2024). Modeling of a Solar Thermal Plant to Produce Hot Water and

- Steam for a Brewery Factory. *Energies*, 17(10), 2300. <https://doi.org/10.3390/en17102300>
- Ulloa-Godinez, H. H., García-Guadalupe, E. M., Ramírez-Sánchez, U. H., Regla-Carrillo, C. J., & Fajardo-Montiel, L. A. (2017). Solar Radiation Data for the State of Jalisco and Guadalajara Metropolitan Zone, Mexico. *Computational Water, Energy, and Environmental Engineering*, 6(3), 205–228. <https://doi.org/10.4236/cweee.2017.63015>
- Wikimedia Commons. (2024). *File:Solar spectrum es.svg*. Recuperado el día 5 de noviembre de 2024, https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Solar_spectrum_es.svg
- Winston, R. (1974). Principles of solar concentrators of a novel design. *Solar Energy*, 16(2), 89–95. [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(74\)90004-8](https://doi.org/10.1016/0038-092X(74)90004-8)
- Yoro, K. O., & Daramola, M. O. (2020). CO2 emission sources, greenhouse gases, and the global warming effect. *Advances in Carbon Capture: Methods, Technologies and Applications*, 3–28. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-819657-1.00001-3>
- Yuan, G., Fan, J., Kong, W., Furbo, S., Perers, B., & Sallaberry, F. (2020). Experimental and computational fluid dynamics investigations of tracking CPC solar collectors. *Solar Energy*, 199, 26–38. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2020.01.090>