



UNIVERSIDAD
DE LA REPUBLICA
URUGUAY

Análisis dinámico de los procesos transitorios en colectores solares

Renzo Alejandro Guido Cruz

Programa de Posgrado en Ingeniería Física
Facultad de Ingeniería
Universidad de la República

Montevideo – Uruguay
Agosto de 2025

FACULTAD DE INGENIERÍA
UDELAR

UNIVERSIDAD DE LA REPUBLICA
URUGUAY

Análisis dinámico de los procesos transitorios en colectores solares

Renzo Alejandro Guido Cruz

Tesis de Maestría presentada al Programa de Posgrado en Ingeniería Física, Facultad de Ingeniería de la Universidad de la República, como parte de los requisitos necesarios para la obtención del título de Magíster en Ingeniería Física.

Director:
D.Sc. Prof. Pedro Galione Klot

Codirector:
D.Sc. Prof. Juan Rodriguez-Muñoz

Director académico:
D.Sc. Prof. Rodrigo Alonso-Suárez

Montevideo – Uruguay
Agosto de 2025

Guido Cruz, Renzo Alejandro

Análisis dinámico de los procesos transitorios en colectores solares / Renzo Alejandro Guido Cruz. - Montevideo: Universidad de la República, Facultad de Ingeniería, 2025.

XIV, 96 p.: il.; 29, 7cm.

Director:

Pedro Galione Klot

Codirector:

Juan Rodriguez-Muñoz

Director académico:

Rodrigo Alonso-Suárez

Tesis de Maestría – Universidad de la República, Programa en Ingeniería Física, 2025.

Referencias bibliográficas: p. 94 – 96.

1. Energía Solar, 2. Colectores Solares, 3. Modelado numérico, 4. Procesos Transitorios. I. Galione Klot, Pedro, *et al.* II. Universidad de la República, Programa de Posgrado en Ingeniería Física. III. Título.

INTEGRANTES DEL TRIBUNAL DE DEFENSA DE TESIS

Dr. Prof.

Dr. Prof.

Dr. Prof.

Montevideo – Uruguay
Agosto de 2025

Agradecimientos

Me gustaría expresar mi sincero agradecimiento a todas las personas que hicieron posible mi formación de posgrado en Ingeniería y la realización de esta tesis, tanto en el plano académico como en el personal.

En primer lugar, deseo agradecer a mis tutores, Pedro y Juan, por su dedicación al proyecto y por la orientación brindada a lo largo de todo el proceso. Sus sugerencias, correcciones y aportes fueron fundamentales para concretar este trabajo. En particular, agradezco a Pedro por estar siempre dispuesto a escucharme, incluso cuando aparecía en su oficina con ideas rebuscadas o abstractas. También extiendo mi agradecimiento a Rodrigo, en su rol de Director Académico y como responsable del LES, por su apoyo y confianza.

A todo el equipo del LES en Salto, y especialmente a Francisco, quien llevó adelante la mayoría de los ensayos experimentales, muchas gracias por su compromiso y colaboración constante.

A mis compañeros de oficina (en Fcien, IFFI e IIMPI) y en especial a Juan Pedro, Mateo, Felipe, Tom, Marcos, Fede y Lúcia, por el intercambio cotidiano y las charlas que hicieron este camino mucho más llevadero.

A mi familia, mis amigos y mi equipo, por acompañarme siempre, en los momentos de victoria y derrota, brindándome apoyo incondicional.

Agradezco también al tribunal evaluador por el tiempo dedicado a la revisión de este trabajo y por los valiosos comentarios y sugerencias que puedan contribuir a mejorarlo.

Finalmente, quiero expresar mi profundo agradecimiento a la Universidad de la República, a la Facultad de Ciencias y a la Facultad de Ingeniería. Este año comprendí que la educación pública, gratuita y de calidad que brindan, tanto en grado como en posgrado, constituye una verdadera excepción a nivel mundial. Espero sinceramente que continúe siéndolo siempre.

Todo lo que puede decirse,
puede decirse con claridad;
y de lo que no se puede hablar,
se debe permanecer en silencio.

Tractatus Logicus-Phiolophicus
Ludwig Wittgeintein

Lista de figuras

1.1 Espectro de la radiación solar en el TOA. 3
1.2 Concentración del dióxido de carbono a lo largo de los años medida en el laboratorio Mauna Loa de la NOAA. Se observa también su derivada. Extraída de Masson-Delmotte et al. 2021 5
1.3 Consumo eléctrico del país estimado por ADME entre el 10 y el 17 de marzo. Extraído de su página web el 24 de marzo de 2025. Los colores indican la fuente energética utilizada: biomasa (anaranjado), solar (amarillo), eólica (verde), hidráulica (azules), roja (térmica) e importaciones. 6
1.4 Se muestra la potencia instalada y energía producida por año desde el 2000 al 2023. Extraída del Informe de Weiss y Spörk-Dür, 2023. 7
1.5 Fotografías de un concentrador lineal tipo Fresnel (izquierda) y uno de torre central (derecha). Extraídas de Fine Art America, 2025 y SolarPACES, 2025 respectivamente. 8
1.6 Nueva potencia instalada y nueva energía producida año a año discriminada por el tipo de energía. Extraída del Informe Weiss y Spörk-Dür, 2023. 9
1.7 Fotografías de un colector de tubos de vacío (izquierda) y un colector solar plano (derecha) con tanque de almacenamiento. 10

2.1 Esquema de la placa absorbedora y los tubos de cobre por los que circula agua. 13
2.2 Corte esquemático al FPSC donde se visualiza la estructura en la dimensión menor. 14
2.3 Diagrama de resistencias y capacitancias térmicas del colector solar. Con flechas naranjas se indican los ingresos de calor solar y en azul el calor de transporte del flujo. 15
2.4 Visualización del volumen de control de aluminio y de cobre. 18
2.5 Esquema del análisis térmico en las aletas. 22

2.6 Ejemplo de incremento de la temperatura de la aleta con respecto a la inicial. . . . 25
2.7 Serie de $|B_n|$ y $t_{c\ n}$ resuelta por Fourier. . . . 28
2.8 A la izquierda se muestra el ascenso de la temperatura media del aluminio y de la temperatura en el extremo adiabático de la aleta. Del lado derecho se muestra el error porcentual para la simulación y el caso teórico. 28
2.9 Esquema del modelado de la resistencia de contacto como aleta. . . . 29
2.10 Diagrama de cómo las fuerzas laterales deforman las aletas. . . . 31
2.11 Perfil de temperaturas esperado de las aletas para distintos valores de h_{cont} en $\text{W}/m^2\text{K}$. . . . 33
2.12 Pérdidas de carga estimadas en función del camino. . . . 35
2.13 Distribución de caudal en función del camino. . . . 35
2.14 Esquema sobre cómo se dan las reflexiones y las transmisiones en el sistema. G es la irradiacia solar, T y T' sin las transmisividades aire-vidrio y viceversa, R es la reflectividad y A es la absortividad de la pintura. . . . 37
2.15 Esquema que muestra algunos volúmenes de control de cobre y de aluminio. . . . 39
2.16 Diagrama de intercambios de calor entre volúmenes de control consecutivos. El índice k indica el paso temporal. . . . 39
2.17 Temperatura del absorbedor para el estado estacionario con el agua ingresando a 45 °C en condiciones de cielo claro. . . . 42
2.18 Se muestra el perfil de temperaturas para dos tubos del colector, a la izquierda para un día de cielo claro y a la derecha para un día parcialmente nublado. . . . 42
2.19 Se muestra el perfil de temperaturas en la dirección axial en el colector, a la izquierda para un día de cielo claro y a la derecha para un día parcialmente nublado. . . . 43

3.1 Esquema de la placa absorbedora y los tubos de cobre por los que circula agua. . . . 45
3.2 Se muestran dos fotografías del colector. A la izquierda se observa el colector montado en el banco de ensayos y a la derecha se muestra el colector en el taller, sin la cubierta de vidrio. . . . 46
3.3 Medidas de irradiancia solar global en plano inclinado delante y detrás del vidrio. . . . 49
3.4 Fracciones difusas definidas, índice de claridad y transmisividad de la atmósfera. . . . 50

3.5 Estimación de irradiancia incidente desde la dirección del sol. 51
3.6 Transmitancia experimental y ajuste. 52
3.7 En el panel de la izquierda se muestran las temperaturas en función del tiempo y a la derecha se muestra la irradiancia incidente. 53
3.8 Medidas experimentales y ajuste del rendimiento contra la temperatura reducida. 54
3.9 Medidas experimentales de temperatura de aluminio en 3 puntos del colector. 55
3.10 En el panel de la izquierda se muestran las temperaturas en función del tiempo y a la derecha se muestra la irradiancia y el ángulo incidente. . 56
3.11 Cantidades adimensionales. 57
3.12 Temperatura e irradiancia en función del tiempo al momento de retirar la manta del colector. 57
3.13 Temperatura y su derivada para los minutos siguientes al retirar la manta del colector. 58
3.14 Temperaturas y caudal en función del tiempo. 60
3.15 Ascenso y descenso de las temperaturas medidas en el aluminio al variar $\dot{m}$ como función del tiempo. 60
3.16 Ascenso y descenso de las temperaturas medidas al variar T_{ing} como función del tiempo. 61
3.17 En el panel izquierdo se muestran: $T_{out} - T_{in}$ (continua) y $T_{al\ 2} - T_{in}$ (trazo-punto) para los 4 días contra la irradiancia. A la derecha se observan $T_{1l\ 3} - T_{in}$ (continua) y $T_{al\ 1} - T_{in}$ (discontinua). 62
3.18 En el panel izquierdo se muestran la diferencia de temperaturas entre el aluminio y el agua dentro del tubo para la altura más baja contra la del medio. A la derecha se observa la misma diferencia para la termorresistencia más alta contra la segunda. 63

4.1 En el panel de la izquierda se muestran las temperaturas en función del tiempo medidas y a la derecha se muestra la diferencia de entre el aluminio y el agua a la misma altura del tubo ascendente. 66
4.2 En el panel de la izquierda se muestran las temperaturas en función del tiempo simuladas con R_{cont}=15 $\times 10^{-4}$ Km^2/W y a la derecha se muestra la diferencia de entre aluminio y agua en promedio comparando experimental y simulada. 67
4.3 Esquema del algoritmo de optimización que se utilizó. 69
4.4 Valor de R promedio para las curvas $\eta(T^*)$ para varios juegos de parámetros. Se fijó el valor de ϵ en 0.33, la leyenda indica el valor de α. 69

4.5 Para los tres días se muestra el promedio de la diferencia entre la temperatura de aluminio y de agua a la misma altura. Se contrastan resultados experimentales con simulaciones. Se fijaron los parámetros en $\alpha = 0.88$, $\epsilon = 0.33$ y R_{cont}=19 $\times 10^{-4}$ Km^2/W. 70
4.6 Para los tres días se muestra el promedio de la diferencia entre la temperatura de aluminio y de agua a la misma altura. Se contrastan resultados experimentales con simulaciones. Se fijaron los parámetros en $\alpha = 0.87$, $\epsilon = 0.33$ y R_{cont}=13 $\times 10^{-4}$ Km^2/W. 71
4.7 Diferencia cuadrática media entre ΔT de la simulación y las medidas del 28 de junio. 71
4.8 Diferencia cuadrática media entre $\eta(T^*)$ de la simulación y las medidas con los valores óptimos de α y R_{cont} variando la emisividad. 72
4.9 Curva de rendimiento del colector simulada comparada con la experimental. 73
4.10 Medidas de irradiancia e incidencia angular durante el ensayo de IAM. 74
4.11 Medidas de temperatura ambiente, entrada y salida durante el ensayo de IAM. 75
4.12 Curvas de rendimiento y IAM en función del ángulo de incidencia. . . . 76
4.13 Comparación entre las curvas de temperatura de salida y de aluminio en función del tiempo. 76
4.14 Comparación de la temperatura del agua de salida y su derivada para una sola subida. 77
4.15 Comparación de la suba de temperatura del aluminio. Se observa una demora en la subida experimental. 78
4.16 Comparación de los cambios de temperatura en el agua de salida al variar el caudal. 79
4.17 Saltos de temperatura en el aluminio entre la temperatura con caudal máximo (0 °C) y con mínimo para las tres termorresistencias. A la izquierda se encuentran las medidas y a la derecha las simulaciones. . . . 80
4.18 Saltos de temperatura en el aluminio entre la temperatura con caudal máximo (0 °C) y con mínimo para las tres termorresistencias. 81
4.19 Irradiancias y ángulo de incidencia para el 3 de julio (izquierda) y el 9 de julio (derecha). 82
4.20 Temperaturas de entrada, salida y ambiente para el 3 de julio (izquierda) y el 9 de julio (derecha). 82
4.21 Temperatura a mitad de altura en el aluminio para el 3 de julio (izquierda) y el 9 de julio (derecha). 83

4.22 Pérdidas y calor útil del colector en condiciones nominales. 84
4.23 Rendimientos del colector en condiciones nominales. 86
4.24 Aumento de rendimiento térmico con respecto a Baroni (izquierda) y su descomposición el rendimiento por arriba y por abajo (derecha). 87
4.25 Energía almacenada en función del tiempo luego de retirarse la manta del colector. A la izquierda se distingue por sección y a la derecha por material. 88
4.26 Comparación entre la curva simulada y el ensayo del SUN600. 90
4.27 Diferencia entre rendimiento simulado y ensayado para los cinco modelos. 91

Lista de tablas

2.1 Referencias: [R1] Bergman et al. 2011; [R2] Sartori, 2006; [R3] Li et al. 2017. 21

2.2 Coeficientes de pérdida de carga obtenidos de Idelchik et al. 1986 para las características del colector. 34

4.1 Comparación entre valores experimentales y simulados para τ y a_5. . . 78

4.2 Resumen de los valores de MBD y RMSD para el salto de caudal. Todos los valores en °C. 80

4.3 Resumen de los valores de MBD y RMSD para el temperaturas. Todos los valores en °C. 81

4.4 Resumen de los valores de capacidad térmica y almacenamiento de energía. 89

4.5 Parámetros geométricos y ópticos. *Aislados con lana de roca en lugar de lana de vidrio. 90

Tabla de contenidos

Lista de figuras VII

Lista de tablas XII

Lista de símbolos XII

Notaciones XII

Lista de siglas XII

1 Introducción 1

1.1 Historia del Sol . . . 1

1.1.1 Radiación solar . . . 3

1.1.2 Impacto del sector energético y cambio climático . . . 4

1.2 Energía solar . . . 6

1.2.1 Fotovoltaica y térmica . . . 6

1.2.2 Térmica de alta y media temperatura . . . 8

1.2.3 Térmica de baja temperatura . . . 9

1.3 Sobre esta tesis . . . 10

2 Modelado 12

2.1 Modelo físico . . . 14

2.1.1 Balances energéticos . . . 17

2.1.2 Aletas de aluminio . . . 21

2.1.3 Resistencia de contacto como aleta . . . 29

2.1.4 Distribución del caudal . . . 32

2.1.5 Óptica . . . 36

2.2 Discretización . . . 37

2.3 Test de funcionamiento . . . 41

3 Ensayos **44**
3.0.1 Instalaciones del LES . . . 44
3.0.2 Resumen de los ensayos . . . 46
3.1 Ensayo de transmitancia . . . 48
3.2 Norma ISO:9806 . . . 51
3.2.1 Ensayo de rendimiento . . . 51
3.2.2 Ensayo de IAM . . . 55
3.2.3 Ensayo de capacidad térmica . . . 56
3.3 Ensayos fuera de norma . . . 59
3.3.1 Ensayo salto de caudal . . . 59
3.3.2 Ensayo salto de temperatura . . . 61
3.4 Repetibilidad de las medidas . . . 61

4 Comparación, validación y análisis **65**
4.1 Ajuste . . . 66
4.1.1 Uniformidad de la resistencia de contacto . . . 66
4.1.2 Ajuste de parámetros . . . 68
4.2 Validación . . . 73
4.2.1 Modificador de ángulo de incidencia . . . 74
4.2.2 Capacidad térmica . . . 75
4.3 Validación por fuera de norma . . . 78
4.3.1 Salto de caudal . . . 78
4.3.2 Salto de temperatura . . . 80
4.3.3 Día parcialmente nublado . . . 81
4.4 Análisis de los resultados . . . 83
4.4.1 Análisis de las pérdidas . . . 83
4.4.2 Análisis del almacenamiento de energía . . . 87
4.5 Comparación con otros colectores de parrilla . . . 89

5 Conclusiones **92**

Referencias bibliográficas **94**

Glosario **96**

Capítulo 1

Introducción

1.1. Historia del Sol

Para los antiguos griegos, Helios era el dios del sol, y recorría el cielo de este a oeste en un carro. En la Teogonía de Hesíodo, él era uno de los tres hijos de los titanes Hiperión y Tea, hermano de Selene y Eos, las diosas de la luna y la aurora, y en dicha obra se relata lo siguiente:

> Tea concibió del amor de Hiperión y dio a luz
> al gran Helios y las brillantes Selene y Eos,
> que traen la luz a todos los mortales de esta tierra
> y a los inmortales dioses que gobiernan el ancho cielo.

Hiperión puede entenderse como el titán que representa el principio por el cual los cuerpos trazan sus órbitas, mientras que Tea encarna la fuente de la que emana toda luz. La unión de ambos explica simbólicamente el comportamiento del sol, que orbita en los cielos e ilumina la superficie terrestre.

Unos siglos más tarde, Platón utilizaría al sol como símbolo central en su famosa alegoría de la caverna. En La República, el filósofo traza un paralelismo entre el astro y la idea del bien, la más elevada de todas en su concepción de la realidad. Así como el sol ilumina y da calor a todos los objetos de la tierra, la idea del bien se manifiesta en todas las ideas o conceptos absolutos del pensamiento platónico. En el capítulo VII Sócrates le dice a Glaucón:

> Pues bien, querido Glaucón, debemos aplicar íntegra esta alegoría a lo que anteriormente ha sido dicho, comparando la región que se manifiesta por medio de la vista con la morada-prisión, y la luz del fuego que hay en ella con el poder del **sol**; compara, por otro lado, el ascenso y contemplación

> de las cosas de arriba con el camino del alma hacia el ámbito inteligible, y no te equivocarás en cuanto a lo que estoy esperando, y que es lo que deseas oír. Dios sabe si esto es realmente cierto; en todo caso, lo que a mí me parece es que lo que dentro de lo cognoscible se ve al final, y con dificultad, es la Idea del Bien.

Más cerca en el tiempo y en el espacio, para los incas el dios del sol era Inti. Según la tradición oral más aceptada, era hijo de Viracocha —la deidad creadora incaica— y hermano y esposo de Mama Quilla, diosa de la luna. A los hijos de Inti se les encomendó la misión de fundar el Imperio inca y la ciudad de Cuzco. La representación más habitual de Inti era un disco de oro con rayos, a menudo con un rostro en el centro, la cual perdura hasta hoy; inesperadamente, se encuentra en las banderas de Uruguay y Argentina.

De todas las leyendas mitológicas sobre el origen del sol, la que personalmente prefiero es la de J.R.R. Tolkien. En Arda existían dos árboles luminosos, Telperion y Laurelin, que iluminaban con ciclos de doce horas con "la luz más hermosa que se haya visto", hasta que Melkor y Ungoliant los destruyeron casi por completo. Con un único fruto de Laurelin, Yavanna (diosa de la tierra) y Varda (diosa de la luz) crearon el sol, que orbitaría el cielo para alumbrar el mundo entero.

Acorde a las teorías científicas más aceptadas en la actualidad, el Sol es una estrella como muchas otras, nacida hace aproximadamente 4600 millones de años a partir del colapso gravitatorio de una gran nube de gas molecular. En su núcleo, a temperaturas cercanas a los 15 millones kelvin, fusiona hidrógeno y lo convierte en helio, y libera la energía necesaria para contrarrestar la fuerza del colapso gravitatorio; energía que ilumina y da vida en la Tierra.

La masa del Sol es de aproximadamente 2×10^{30} kg, y su diámetro alcanza los 1.4 millones de km. Su distancia media con la Tierra es de 149.6 millones de km y completa una órbita en torno a ella cada 365.25 días. Dicha órbita es ligeramente elíptica, con una excentricidad de 0.0167, lo que provoca variaciones en la distancia entre el perihelio (147.1 millones de km) y el afelio (152.1 millones de km). La inclinación del eje terrestre, de 23.44 grados respecto al plano orbital, hace posibles las estaciones del año debido a que modifica la cantidad de radiación solar que recibe cada región del planeta a lo largo del ciclo anual.

Lo que durante siglos fue símbolo, mito o deidad, hoy se entiende como una estrella común cuya energía sostiene la vida en la Tierra. La mirada científica no reemplazó la fascinación hacia la estrella, sino que la transformó: nos permite comprender los procesos físicos detrás de ella que, desde siempre, marcaron el ritmo de los días, las

estaciones y las historias de las personas.

1.1.1. Radiación solar

La radiación que alcanza la Tierra desde el Sol se origina en la fotósfera, su capa visible, que se encuentra a una temperatura media de 5777K, y su emisión de radiación electromagnética puede aproximarse al comportamiento de un cuerpo negro en dicha temperatura. En la Figura 1.1 se muestra el espectro de la radiación solar que incide sobre el límite superior de la atmósfera terrestre (TOA). Se observa que la forma del espectro medido es muy similar a la de un cuerpo negro ideal. Aproximadamente el 50 % de la energía incidente se encuentra en el infrarrojo, un 40 % corresponde a la franja visible (en anaranjado en la figura) del espectro y solo un 10 % al ultravioleta. De ese 10 %, menos del 30 % alcanza la superficie terrestre: el resto es filtrado por la atmósfera. A su vez, se representa en la curva roja el espectro electromagnético medio de la radiación que llega efectivamente a la superficie terrestre, donde se puede observar tanto la atenuación del ultravioleta como la aparición de múltiples líneas de absorción asociadas a distintas moléculas.

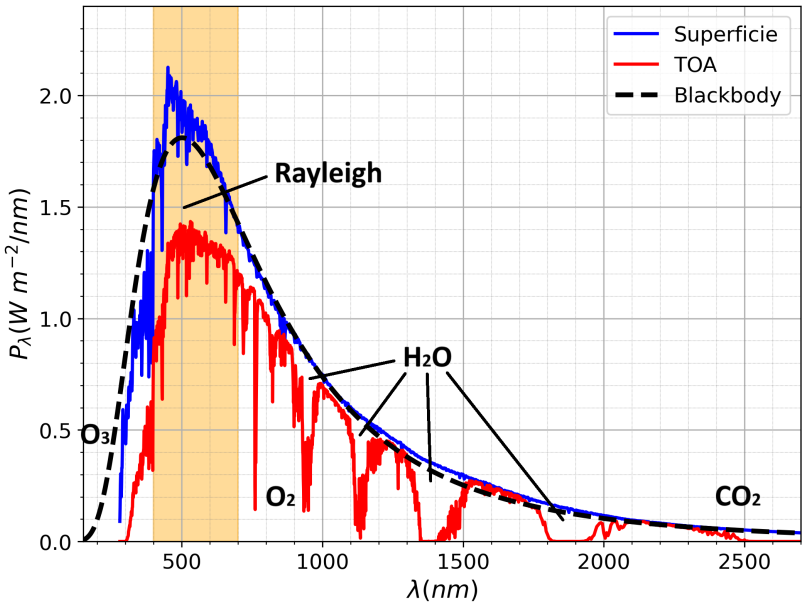


Figura 1.1: Espectro de la radiación solar en el TOA.

La atmósfera terrestre es una delgada capa de gases que envuelve al planeta: si se considera que el radio terrestre es de 6371 km, su espesor de apenas 100 km resulta ínfimo en comparación. De hecho, el 95 % de la masa gaseosa se concentra en los primeros 30 km desde la superficie y, a pesar de su delgadez, esta capa modifica de forma significativa el intercambio de calor entre la Tierra y el Sol, ya que es casi

transparente a la radiación solar y parcialmente opaca a la radiación infrarroja.

Las principales moléculas responsables de la absorción y emisión en el espectro solar son el ozono, el oxígeno y el vapor de agua. El ozono, presente en las capas altas de la atmósfera, filtra principalmente los fotones más energéticos, en la región ultravioleta. El oxígeno diatómico y el vapor de agua absorben ciertas longitudes de onda en el infrarrojo. Además, ocurre el fenómeno conocido como dispersión de Rayleigh, por el cual los fotones interactúan con las moléculas del aire y se dispersan, afectando más intensamente a las longitudes de onda más cortas. Es por este fenómeno que desde la Tierra el cielo se ve azul y el Sol ligeramente amarillento.

Otros gases presentes en la atmósfera son invisibles o casi invisibles en el espectro de la radiación solar, pero resultan parcialmente opacos a la radiación terrestre. Esta diferencia de comportamiento entre ambos espectros da lugar al efecto invernadero. Sin la presencia de la atmósfera y este efecto, la temperatura media en la superficie terrestre sería cercana a los -18 °C. La temperatura de equilibrio actual de la Tierra es de aproximadamente 17 °C, y depende de la transmisividad y reflectividad de la atmósfera en el espectro electromagnético. Estas propiedades ópticas están fuertemente ligadas a su composición, en particular a la concentración de los gases de efecto invernadero: CO_2, CH_4 y NO_2.

1.1.2. Impacto del sector energético y cambio climático

El principal motor del calentamiento global de origen antropogénico es el aumento del dióxido de carbono, consecuencia directa del uso masivo de combustibles fósiles. La concentración de CO_2 fue medida por primera vez de forma sistemática en el laboratorio de Mauna Loa, en Hawái, operado por la NOAA estadounidense. En la Figura 1.2 se presenta la evolución histórica de estas mediciones, donde se evidencia el incremento sostenido de la concentración de dióxido de carbono en la atmósfera. La curva puede ajustarse a una función exponencial, lo cual indica que, año a año, se agrega más dióxido de carbono a la atmósfera que el año anterior.

El aumento de los gases de efecto invernadero, especialmente del CO_2, está alterando el clima terrestre y generando una diversidad de consecuencias negativas [IPCC, 1995 e IPCC, 2007]. Detener esta tendencia implica, en una primera etapa, frenar el ritmo de crecimiento de estos gases en la atmósfera y, posteriormente, disminuir las emisiones. Esta meta forma parte de los Objetivos de Desarrollo Sostenible propuestos por las Naciones Unidas. El desarrollo sostenible se define como "...desarrollo que satisfaga las necesidades del presente sin poner en peligro la capacidad de las generaciones futuras para atender sus propias necesidades...". Esta definición fue formulada por primera vez en 1987 por la Comisión Mundial sobre el Medio Ambiente y el De-

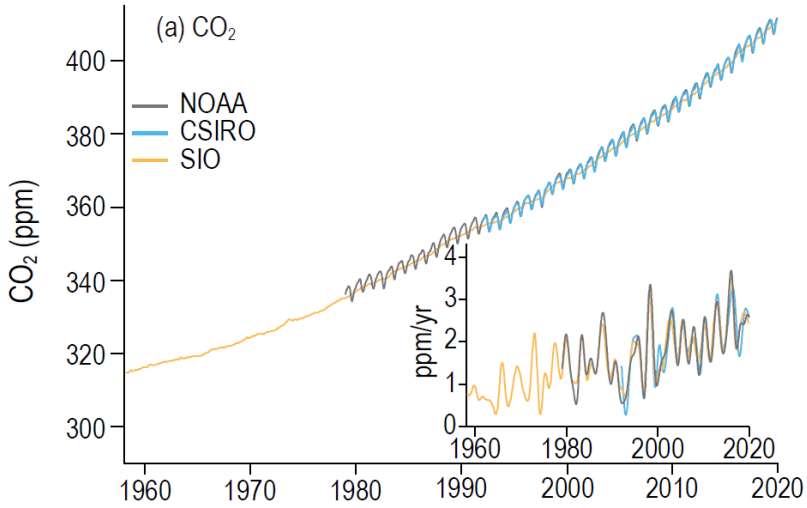


Figura 1.2: Concentración del dióxido de carbono a lo largo de los años medida en el laboratorio Mauna Loa de la NOAA. Se observa también su derivada. Extraída de Masson-Delmotte et al. 2021

.

sarrollo de la ONU. Las tres dimensiones fundamentales del desarrollo sostenible son: medioambiente, economía y sociedad.

Aproximadamente tres cuartas partes de las emisiones antropogénicas totales están asociadas al consumo de energía [IPCC, 2007 y Masson-Delmotte et al. 2021]. En Uruguay, un tercio del consumo de energía final corresponde al sector residencial, donde el calentamiento de agua sanitaria se lleva la mayor parte. Como en Uruguay este calentamiento se realiza mayoritariamente mediante termofones eléctricos, es posible observar un pico en la demanda eléctrica en las horas de la tarde, cuando una gran parte de la población calienta agua para bañarse. Este pico se visualiza en la Figura 1.3, que muestra el perfil de consumo eléctrico durante una semana típica de marzo.

A pesar de que casi la totalidad de la electricidad consumida en Uruguay proviene de fuentes renovables, es común que se recurra a turbinas térmicas aeroderivadas para cubrir los picos de demanda en la tarde o el mediodía. En este contexto, la energía solar térmica de baja temperatura puede contribuir a reducir el consumo eléctrico en los hogares durante el horario punta, disminuyendo tanto el impacto ambiental como la dependencia del país de combustibles fósiles importados. Además, a nivel de la economía residencial, presenta una buena compatibilidad con las tarifas de doble o triple horario ofrecidas por UTE.

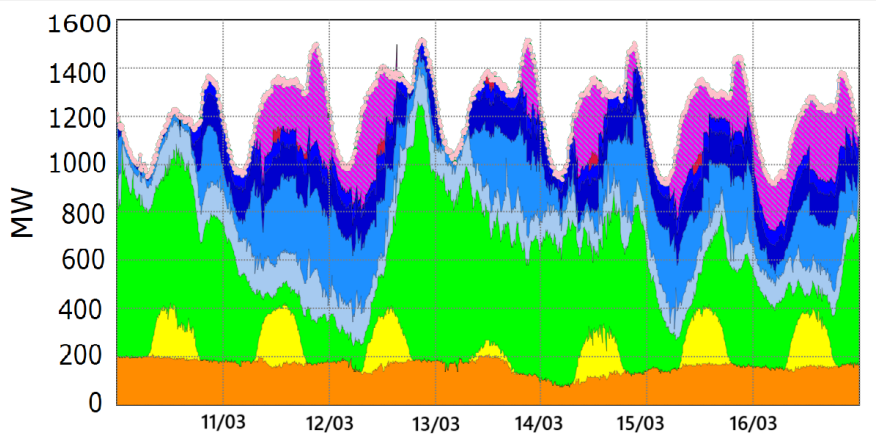


Figura 1.3: Consumo eléctrico del país estimado por ADME entre el 10 y el 17 de marzo. Extraído de su página web el 24 de marzo de 2025. Los colores indican la fuente energética utilizada: biomasa (anaranjado), solar (amarillo), eólica (verde), hidráulica (azules), roja (térmica) e importaciones.

1.2. Energía solar

1.2.1. Fotovoltaica y térmica

La primera fuente moderna de energía solar en desarrollarse fue la energía solar fotovoltaica, cuando en 1876 William Grylls Adams y Richard Evans demostraron que el selenio producía una corriente eléctrica al ser expuesto a la luz solar. Siete años más tarde, Charles Fritts desarrolló el primer dispositivo fotovoltaico con una junta de oro y selenio, con una eficiencia del 1 %. Saltando en el tiempo, en las décadas de 1950 y 1960 se produjeron descubrimientos clave para la producción de celdas fotovoltaicas, las cuales comenzaron a utilizarse en aplicaciones espaciales. Durante los años 70 y 80, la investigación en esta tecnología impulsó una reducción de costos que permitió algunas aplicaciones comerciales menores, como las calculadoras alimentadas por pequeñas celdas solares. En los años 90, se consolidó el concepto actual de panel solar para la generación de electricidad con fines residenciales e industriales. Actualmente, esta tecnología está en pleno auge y es considerada la forma de generación eléctrica más barata de la historia, gracias a la drástica disminución de costos iniciada en 2011, cuando China comenzó a fabricar paneles solares de silicio a gran escala.

Por otro lado, acorde a (Duffie et al. 2020, pp. 507-509), la energía solar térmica (EST) comenzó a ser investigada en 1938, cuando Godfrey L. Cabot donó fondos al Instituto Tecnológico de Massachusetts (MIT) para estudios sobre energía solar, lo que marcó el inicio de la investigación moderna en calefacción solar. El programa del MIT desarrolló métodos de cálculo del rendimiento de colectores (aún vigentes con modificaciones) y construyó cinco estructuras con calefacción solar. La Casa IV del

MIT, equipada con calentadores solares de agua y almacenamiento térmico, cubrió entre el 48 % y el 57 % de la demanda de calefacción y agua caliente durante dos años de operación experimental. Más adelante, Löf diseñó un sistema de calefacción por aire con colectores con cubierta de vidrio y almacenamiento en un lecho de piedras, una invención que implementó en su propia vivienda cerca de Denver en 1959. Luego de que se hicieran evaluaciones entre 1963 y 1978 que demostraron una reducción del 22 % en el rendimiento debido a la rotura del vidrio en los colectores, se destaca lo durable que es este sistema con un mantenimiento mínimo. Desde la década del 70, numerosos sistemas experimentales impulsaron la producción comercial de tecnologías solares tanto de calentamiento de agua como de aire.

Actualmente, la EST tiene alcance global y se posiciona entre las energías renovables con mayor potencia instalada. En la Figura 1.4 se presenta la potencia acumulada y la energía anual generada por sistemas solares térmicos. En comparación con otras fuentes renovables no convencionales, en 2023 se registraron 560 GW térmicos instalados que generaron 456 TWh mediante EST, mientras que la energía solar fotovoltaica alcanzó casi 1581 GW eléctricos instalados, que produjeron cerca de 1800 TWh. Por su parte, la energía eólica contaba con 1020 GW instalados, que generaron casi 2500 TWh de electricidad.

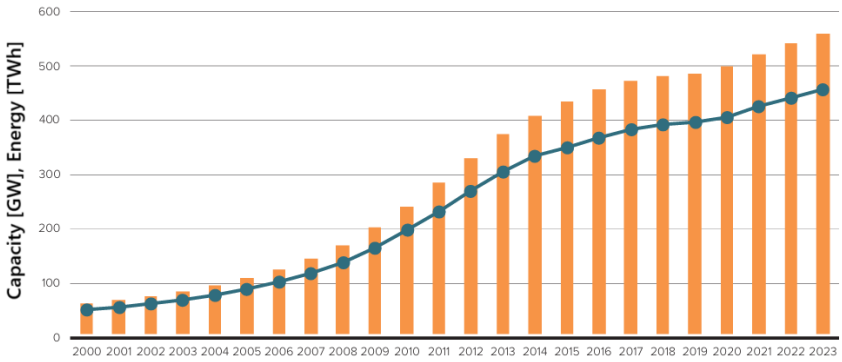


Figura 1.4: Se muestra la potencia instalada y energía producida por año desde el 2000 al 2023. Extraída del Informe de Weiss y Spörk-Dür, 2023.

Sin embargo, pese a que las tres fuentes presentan potencias instaladas del mismo orden de magnitud, la energía solar fotovoltaica se encuentra en plena expansión, y supera año a año sus récords de instalaciones. La energía eólica, luego de su crecimiento acelerado, sigue creciendo a un ritmo constante en los últimos años. En contraste, la EST crece de forma más lenta, con una tasa que ha disminuido recientemente. Se observa en la Figura 1.4 que el crecimiento anual de la EST es lento, con una tasa anual cercana al 4 %, donde se observa que la potencia instalada aumenta poco más de 20 GW por año.

1.2.2. Térmica de alta y media temperatura

La EST suele clasificarse según la temperatura alcanzada por el fluido de trabajo. Se considera de baja temperatura cuando opera por debajo de los 100 °C, de media temperatura entre los 100 y 400 °C, , y de alta temperatura luego de los 400 °C. La EST de media y alta temperatura se emplea principalmente para suministrar calor a procesos industriales, aunque también puede utilizarse para alimentar ciclos Rankine en la generación de energía eléctrica.

Para alcanzar las temperaturas requeridas en estos sistemas, se concentra la radiación solar mediante espejos o superficies reflectoras hacia un absorbedor. La temperatura alcanzada depende de la relación entre el área de captación, que es donde incide la radiación solar, y el área de concentración, que es donde se focaliza la energía. Esta relación, conocida como relación de concentración, es un parámetro adimensional clave en el diseño de sistemas solares térmicos de media y alta temperatura.

En la Figura 1.5 se muestran dos ejemplos de tecnologías correspondientes a esta categoría. A la izquierda, un colector solar tipo Fresnel lineal, comercialmente disponible, que alcanza temperaturas del orden de 250 °C. A la derecha, un sistema de torre central con helióstatos, capaz de alcanzar temperaturas de hasta 800 °C.



Figura 1.5: Fotografías de un concentrador lineal tipo Fresnel (izquierda) y uno de torre central (derecha). Extraídas de Fine Art America, 2025 y SolarPACES, 2025 respectivamente.

El LES cuenta con experiencia en este tipo de sistemas, habiendo publicado varios artículos (Muñoz et al. 2020, Ghazarian y Galione, 2019, Rodríguez Muñoz, 2021, Abal y Durañona, 2013). Actualmente trabaja en el desarrollo de un concentrador solar de temperatura media, con el objetivo de diseñar un módulo comercial que complemente o sustituya parcialmente el consumo de calderas destinadas a la generación de calor de procesos. El proyecto ANII se desarrolla en conjunto con la metalúrgica VOLFER, bajo la coordinación de Pedro Galione por el IIMPI-LES y Emmanuel Romano por VOLFER, y prevé que, hacia finales del presente año, se ensaye el primer prototipo, con la meta de contar con un diseño optimizado a mediados del próximo año.

En un trabajo anterior, se evaluó la factibilidad de instalar en Uruguay un generador

eléctrico de torre central, en el marco de la tesis de maestría de Agustín Ghazarian, en la cual se calculó el potencial solar en Delta del Tigre. El objetivo era alimentar el ciclo Rankine de una planta de ciclo combinado, aprovechando así la infraestructura ya existente; sin embargo, los resultados del análisis de LCOE no resultaron atractivos para avanzar hacia posteriores estudios.

1.2.3. Térmica de baja temperatura

Sin embargo, la aplicación más común de la EST es la de baja temperatura, orientada principalmente a la calefacción de ambientes y el calentamiento de agua con fines sanitarios . Esta tecnología, presente en el mercado desde la década de 1970, es la forma más eficaz de aprovechamiento de la energía solar térmica. En la Figura 1.6 se muestra la evolución de la potencia instalada de EST, discriminada por tipo de tecnología. Se observa que los colectores planos (FPC, por sus siglas en inglés) y los colectores de tubos evacuados (ETC) son las tecnologías predominantes, y ambas se emplean casi exclusivamente en aplicaciones de baja temperatura.

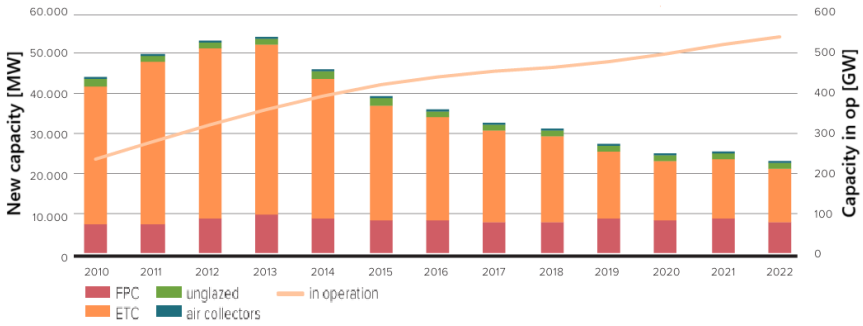


Figura 1.6: Nueva potencia instalada y nueva energía producida año a año discriminada por el tipo de energía. Extraída del Informe Weiss y Spörk-Dür, 2023.

Los ETC son especialmente populares en los mercados de China e India, lo que los posiciona como la tecnología más utilizada a nivel mundial. Estos colectores pueden utilizarse tanto para calefacción como para calentamiento de agua con fines sanitarios, mientras que los FPC se destinan principalmente a lo último. En Uruguay, ambos tipos de colectores pueden verse habitualmente en los techos de viviendas, especialmente en zonas de edificación baja, donde el recurso solar es abundante. La Figura 1.7 muestra ejemplos de ambos dispositivos en instalaciones reales.



Figura 1.7: Fotografías de un colector de tubos de vacío (izquierda) y un colector solar plano (derecha) con tanque de almacenamiento.

1.3. Sobre esta tesis

Este trabajo se enfoca en el comportamiento en estado transitorio de los colectores solares planos (FPSC, por sus siglas en inglés). Se denominan así por su forma característica: típicamente tienen dimensiones estándar de aproximadamente 2×1 m^2 y un espesor de unos 80 mm. Su principal uso es el calentamiento de agua para uso residencial, especialmente para baños y piscinas.

Estos colectores están formados por una placa absorbedora que capta la radiación solar y transfiere el calor a un conjunto de tubos por los que circula el agua que va a calentarse. La circulación puede ser natural o forzada, dependiendo de si se emplea una bomba o de si se aprovecha el efecto termosifón. Para que funcione el termosifón, el tanque de almacenamiento debe estar situado por encima del colector, y este último debe instalarse con una inclinación adecuada, como se ilustra en la Figura 1.7. En este trabajo se asumió una circulación forzada, considerando que el tanque de almacenamiento se encuentra alejado del FPSC.

Esta tesis aborda el problema del modelado de procesos transitorios en colectores solares, teniendo como objetivo un modelo completo del colector a partir de sus parámetros constructivos, que sea capaz de simular la respuesta del mismo ante cambios en distintos horizontes temporales, desde las horas a los pocos segundos. Como caso de prueba se realizaron ensayos y experimentos con un colector de fabricación

nacional, de la empresa Baroni, ya en desuso.

El manuscrito se divide en cinco capítulos: el primero es una introducción al problema y la ubicación de la energía solar térmica en el mix energético; el segundo capítulo es el más extenso, y comienza introduciendo la geometría y las propiedades constructivas de los FPSC, siguiendo por el modelo físico desarrollado, incluyendo la transferencia de calor, la óptica, el comportamiento mecánico de los componentes y la distribución de flujo, y cierra con la discretización computacional del modelo; el tercero es sobre los ensayos experimentales, donde se ensayo la transmisividad del vidrio, y el ensayo completo bajo norma del colector, que incluye un ensayo de rendimiento, de modificador por ángulo de incidencia y de capacidad térmica, los cuales fueron complementados por dos ensayos más; el cuarto capítulo compara los resultados experimentales y el modelo desarrollado, encontrando parámetros de calibración y discutiendo limitaciones, defectos y virtudes del modelo; por último se cierra con un capítulo breve de conclusiones.

Capítulo 2

Modelado

La presente tesis tiene como objetivo modelar físicamente cada componente del colector, considerando efectos que suelen ser ignorados por otros modelos físicos y computacionales, pero que resultan esenciales para predecir con precisión los cambios en la temperatura a escala de minutos. Los primeros modelos transitorios, que empleaban uno o dos nodos para representar la capacidad térmica del colector, como se realizaron en (Klein et al. 1974) o (Hilmer et al. 1999), mostraron mejoras cualitativas frente a los modelos sin nodos, aunque seguían siendo insuficientes para describir con fidelidad la dinámica del colector solar. La disposición en 5D utilizada en este trabajo es poco común en la literatura sobre colectores solares de placa plana, donde predomina la disposición en 3D, sin simular el aislante ni las aletas, como se aprecia en (Plantier et al. 2003) o (Jiandong et al. 2015). Un modelo similar en cuatro dimensiones fue desarrollado por (Kamminga, 1985), en el cual el aislante se representaba como un nodo adicional; sin embargo, la mayoría de los trabajos previos se centran en la respuesta del colector en días parcialmente nublados, donde los procesos se desarrollan en escalas del orden de decenas de minutos.

El presente estudio toma como punto de partida los modelos de Plantier, Jiandong y Kamminga. A medida que el modelo evolucionó y se contrastaron los resultados con datos experimentales, se evidenció que para reproducir el comportamiento dinámico del colector era necesario introducir ciertas modificaciones. Las principales mejoras fueron: modelar la aleta de forma detallada, caracterizando los procesos transitorios y considerando el perfil de temperaturas en su interior; incorporar el modelado óptico del vidrio, incluyendo la variación de la absortividad, transmisividad y reflectividad con el ángulo de incidencia; añadir el efecto de la suciedad en la cubierta de vidrio; considerar la conductividad térmica del tubo de cobre y de las aletas en el eje axial de los tubos ascendentes; incluir los cabezales, cuya omisión es frecuente en muchos modelos; y, finalmente, contemplar el contacto térmico imperfecto entre la aleta de aluminio y el

tubo de cobre, que introduce una resistencia térmica adicional. Se desarrolla la física y la matemática de estas modificaciones en este capítulo.

Comenzando por cómo es un colector solar plano, la Figura 2.1 se trata de un esquema de un FPSC estándar, y muestra un esquema de la placa absorbedora y los tubos del colector solar modelado. El agua ingresa por el cabezal inferior (a la izquierda en la figura), se distribuye entre diez (o cualquiera sea el número) tubos que recorren el plano del colector (en orientación horizontal en la figura). A lo largo de este recorrido se transfiere calor desde los tubos de cobre al agua. Como consecuencia, el agua incrementa su temperatura entre 5 y 10 °C y alcanza el cabezal superior, el cual recolecta el agua caliente y la conduce hacia la salida del colector.

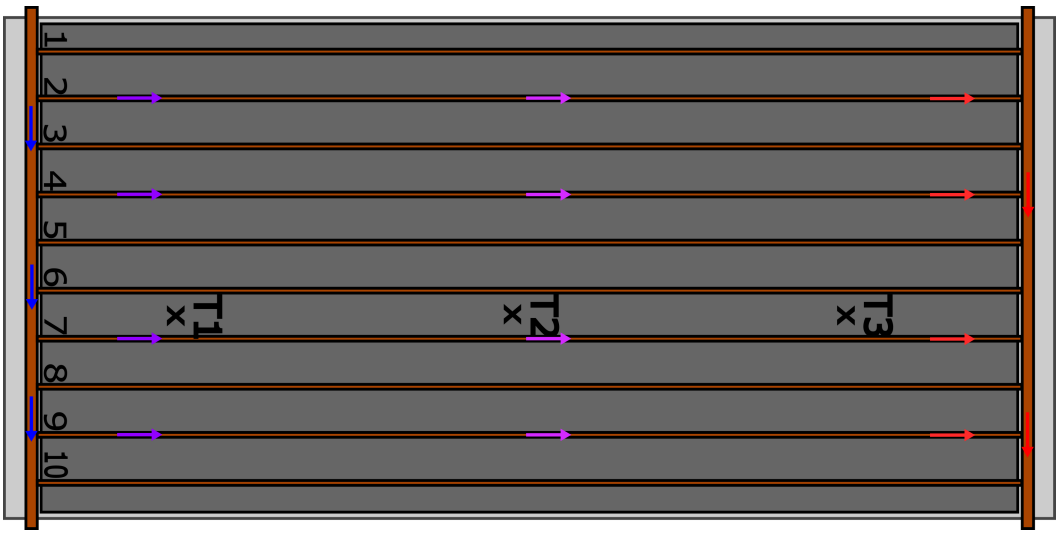


Figura 2.1: Esquema de la placa absorbedora y los tubos de cobre por los que circula agua.

Si se realiza un corte transversal del FPSC, se observa una estructura similar a la ilustrada en la Figura 2.2. En el caso del colector de Baroni, el espesor total del dispositivo es de apenas 80 mm. La superficie superior está compuesta por una cubierta de vidrio de 4 mm de espesor, la cual permite el paso de la irradiancia solar y aísla térmicamente la placa absorbedora del ambiente al mismo tiempo.

La placa absorbedora está fabricada en aluminio con un recubrimiento de pintura selectiva, diseñada para tener alta absortancia en el espectro solar y baja emisividad en el espectro térmico, lo cual minimiza las pérdidas por radiación infrarroja. El espesor de la placa es de 0.32 mm, valor suficiente para absorber la energía solar incidente y transferirla eficientemente a los tubos de cobre.

Los tubos ascendentes de cobre, encargados de transportar el fluido térmico, están dispuestos con un espaciamiento de 95 mm entre sí y tienen un diámetro de 1/4 de pulgada. Para reducir las pérdidas térmicas hacia la parte inferior del colector, se dispone

una capa de aislación de lana de vidrio de 25 mm de espesor, ubicada directamente sobre la carcasa exterior de aluminio.

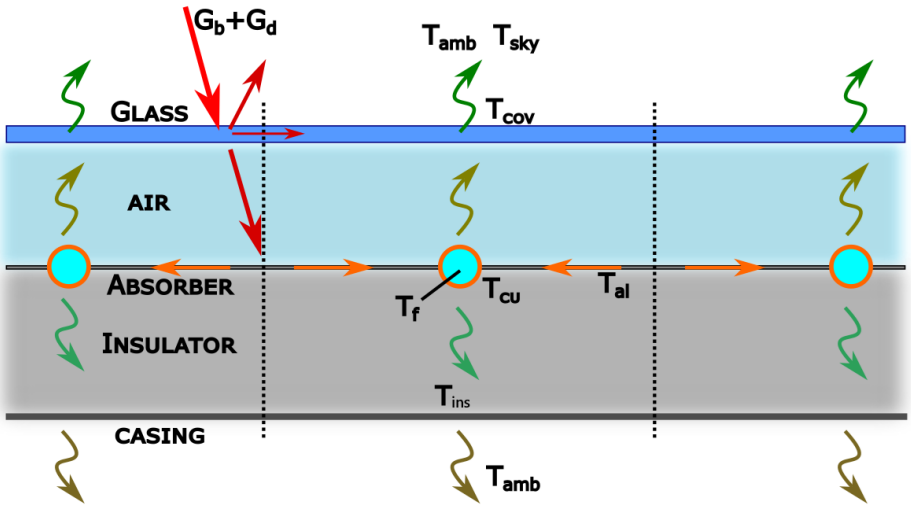


Figura 2.2: Corte esquemático al FPSC donde se visualiza la estructura en la dimensión menor.

2.1. Modelo físico

Para modelar térmicamente el FPSC se utilizará un modelo eléctrico equivalente de cada componente, que represente la inercia térmica de los elementos mediante capacitores, y la dificultad del paso de calor entre ellos mediante resistencias. En la Figura 2.3 se muestra el diagrama de resistencias térmicas y flujos de calor entre las distintas partes del sistema. Además, cada componente se discretizará en pequeñas partes que pueden intercambiar calor entre sí.

En el diagrama de resistencias se identifican las temperaturas más relevantes del sistema. Se modelan las temperaturas de las aletas de aluminio, del tubo de cobre, del aislante inferior, de la cubierta de vidrio y del volumen de fluido contenido dentro del tubo con capacidad térmica. También se representa la temperatura del extremo de la aleta en contacto con el tubo de cobre, aunque, dado que este contacto no es perfecto, las temperaturas no serán idénticas.

Las flechas naranjas indican los ingresos de calor solar, donde el ingreso principal es el que incide sobre las aletas de aluminio. Desde estas, el calor puede: i) escapar por debajo hacia el aislante, ii) perderse por radiación y convección hacia la cubierta, o iii) conducirse hacia el extremo de la aleta y transferirse al tubo de cobre. En un diseño eficiente, esta última vía debería ser considerablemente superior a la suma de las otras dos. En el nodo del tubo de cobre también se presentan pérdidas hacia arriba y hacia

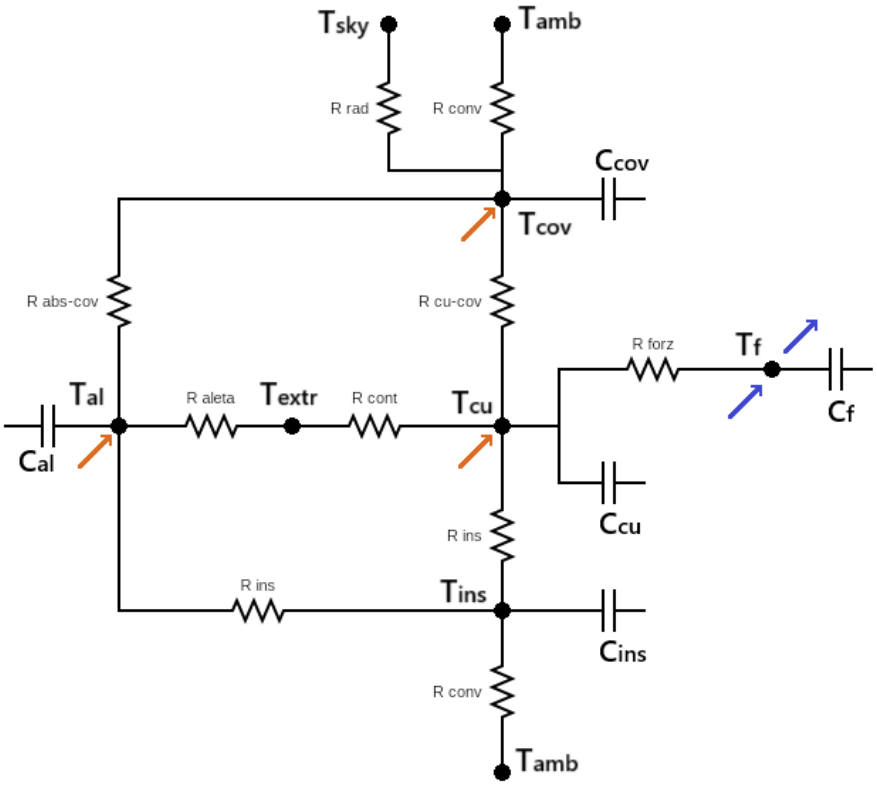


Figura 2.3: Diagrama de resistencias y capacitancias térmicas del colector solar. Con flechas naranjas se indican los ingresos de calor solar y en azul el calor de transporte del flujo.

abajo, pero la mayor parte del calor debería transferirse hacia el nodo del fluido, T_f, lo que eleva su temperatura. Las flechas azules asociadas a este nodo representan el transporte de calor entrante y saliente del fluido.

Por otra parte, el nodo de la cubierta (T_{cov}) recibe calor solar directo, el cual se suma al calor proveniente de la radiación y convección desde las aletas y los tubos. Esta cubierta almacena parte de ese calor, mientras que libera otra parte al ambiente por convección y por radiación hacia el cielo.

Cada nodo de temperatura está asociado a un capacitor que representa la inercia térmica del material modelado. Se asume que, dentro de cada elemento discretizado, la distribución de temperaturas es uniforme, por lo que un único capacitor por nodo resulta suficiente.

Las hipótesis consideradas para este modelo son:

- **Las líneas punteadas** en el corte transversal se asumen **adiabáticas**, lo que implica que cada tubo domina una región sin intercambiar calor con sus vecinos.
- **Las aletas de aluminio** se comportan como **adiabáticas en el punto medio** entre dos tubos, y su comportamiento transitorio se modela según los criterios

abordados más adelante.

- **La convección interna** entre la placa absorbedora y la cubierta de vidrio sigue el mecanismo descrito por la teoría de **Rayleigh–Bénard**.
- **La absortividad y emisividad** de la pintura selectiva se consideran **independientes del ángulo** de incidencia.
- Los **tiempos característicos** en las direcciones **perpendiculares al flujo** son **mucho menores** que en la dirección axial.
- **El aislante** conduce el calor suponiendo una resistencia térmica de **estado estacionario**.
- Se considera una **resistencia de contacto térmica** debida al contacto imperfecto entre el **extremo de la aleta y el tubo de cobre**, ya que la aleta se encuentra simplemente doblada por debajo del tubo.

El tiempo característico del vidrio y del aislante puede calcularse mediante la Ecuación 2.1, cuya validez se demostrará más adelante. Este tiempo depende únicamente del espesor ($2e$) de cada una de las capas y de la difusividad térmica del material. Para tiempos mayores que los indicados por esta ecuación, es válido asumir que la conducción térmica se comporta como en régimen estacionario.

$$t_c = \frac{e^2}{\pi^2 \alpha} \tag{2.1}$$

Para el vidrio, el tiempo característico es menor a 0.89 s, mientras que para el aislante es de 9.9 s. Por lo tanto, en procesos que ocurran a escalas temporales más rápidas, el modelo presentará una incertidumbre asociada, cuyo orden de magnitud dependerá de la relevancia térmica del vidrio y/o el aislante en dicho proceso. La ecuación para determinar los tiempos característicos del tubo de cobre y del fluido en dirección radial es similar, y los resultados son varios órdenes de magnitud menores, por lo que se consideran despreciables. El tratamiento de las aletas de aluminio se abordará más adelante.

Según Bergman et al. (2011), la hipótesis sobre la absortividad y la emisividad de la pintura es válida para ángulos pequeños. Estos son justamente los ángulos de interés, debido a que tanto la mayor fracción de energía incidente se da en las horas cercanas al mediodía, cuando la incidencia solar sobre el plano alcanza su punto máximo.

Por último, la inestabilidad de Rayleigh–Bénard ocurre cuando un fluido queda atrapado entre dos superficies sólidas y se calienta desde abajo (Nield, 1964). Debido a la variación de densidad con la temperatura, aparecen diferencias de empuje entre zonas del fluido, que pueden superar las fuerzas viscosas y dar lugar al inicio de la convección. Esta transición ocurre cuando la diferencia de temperatura entre las placas supera un

valor umbral. En este sistema, dicho umbral es menor a 1 °C, por lo que siempre que exista irradiancia solar incidente se formarán celdas de convección en el interior del colector.

Además de predecir cuándo se forman las celdas de convección, el análisis de la convección RB permite estimar la longitud de onda de dichas celdas, la cual depende de la diferencia de temperaturas entre las superficies. Sin embargo, en el colector solar la placa absorbedora no presenta una distribución uniforme de temperatura: su punto más caliente se ubica en la línea adiabática punteada, mientras que los tubos de cobre representan el punto más frío. Por lo tanto, el ascenso del aire ocurre sobre la línea punteada, y el descenso ocurre sobre los tubos. Para no complejizar en exceso el modelo, se asumirá que esta desviación respecto a la teoría no altera significativamente la transferencia de calor entre la placa absorbedora y la cubierta de vidrio. Además, se considera que el tiempo de formación de las celdas de convección es despreciable, y que, una vez formadas, transfieren calor como si estuvieran en régimen estacionario.

Los cabezales son algo más sencillos de modelar desde el punto de vista energético, ya que no están unidos a ninguna aleta. Por lo tanto, solo es necesario considerar el tubo de cobre, el fluido circulante, la cobertura de vidrio y el aislante inferior. La única particularidad relevante en la programación es que los cabezales fueron discretizados con un paso espacial variable, debido a que el agua circula a diferentes velocidades a lo largo de los distintos tramos del cabezal. Se discute esto en la sección de discretización al final del capítulo.

2.1.1. Balances energéticos

Retomando el diagrama de resistencias térmicas de la Figura 2.3, y a partir de las hipótesis previamente establecidas, pueden formularse los balances energéticos que gobiernan la dinámica del sistema. Las Ecuaciones 2.2 y 2.3 corresponden a los balances en los nodos T_{cu} y T_{al}, respectivamente, para un pequeño volumen del absorbedor comprendido entre dos líneas adiabáticas, con paso espacial dy. Los volúmenes de control del tubo de cobre y de la aleta de aluminio se muestran iluminados en la Figura 2.4.

$$\begin{aligned}\rho_{cu} c_{cu} dy A_t \frac{dT_{cu}}{dt} = S_{\text{abs}} D_t dy - \frac{D_t \frac{\pi}{2} dy}{R_{\text{ins}}}(T_{cu} - T_{\text{ins}}) - \frac{D_t \frac{\pi}{2} dy}{R_{abs-cov}}(T_{cu} - T_{\text{cov}}) \\ - h_f d_t \pi dy (T_{cu} - T_f) + \kappa_{cu} A_t dy \frac{d^2 T_{cu}}{dy^2} + \frac{T_{\text{extr}} - T_{cu}}{R'_{\text{cont}}} dy\end{aligned} \tag{2.2}$$

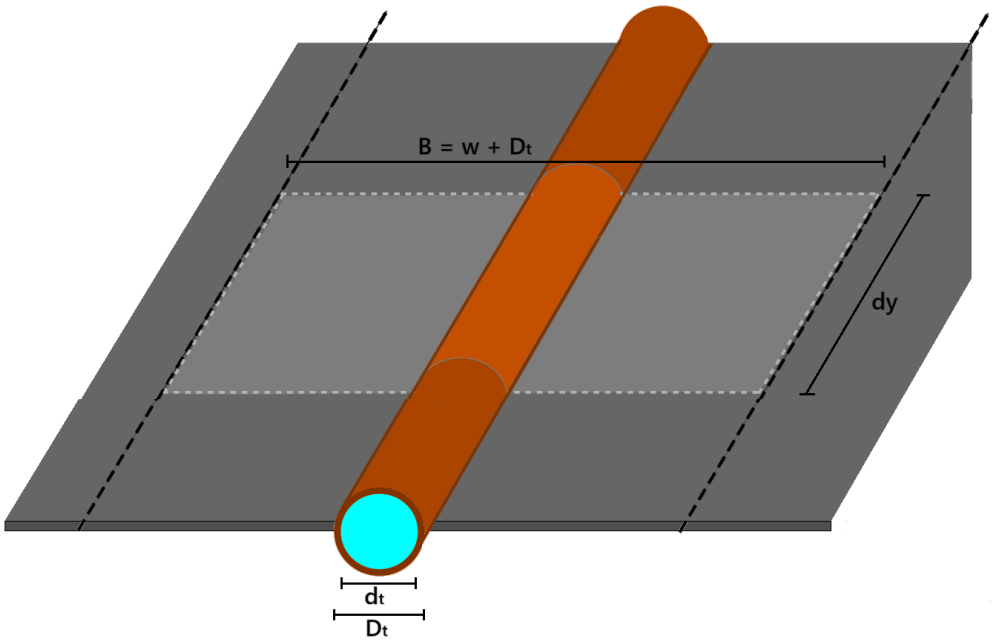


Figura 2.4: Visualización del volumen de control de aluminio y de cobre.

$$\begin{aligned}\rho_{al} w dy \delta \; c_{al} \frac{dT_{al}}{dt} =& S_{\text{abs}} w dy - \frac{w dy}{R_{\text{ins}}}(T_{al} - T_{\text{ins}}) - \frac{w dy}{R_{abs-cov}}(T_{al} - T_{\text{cov}}) \\ & - \frac{T_{\text{extr}} - T_{cu}}{R'_{\text{cont}}} dy + \kappa_{al} w \delta dy \frac{d^2 T_{al}}{dy^2}\end{aligned} \tag{2.3}$$

En ambas ecuaciones, el lado izquierdo representa el término de acumulación de energía sensible en el volumen de control, expresado como el producto de la densidad ρ, el calor específico c y el volumen correspondiente: dyA_t para el tubo, y $dy\delta$ para la aleta. En el lado derecho, ambos nodos ganan (o absorben) energía a una tasa S_{abs}, proporcional al área expuesta a la radiación solar (dyw para la aleta y dyD_t para el tubo), y pierden calor por intercambio térmico con el aislante inferior y con la cobertura superior, definiéndose R_{ins} como la resistencia térmica en régimen estacionario hasta el nodo del aislante (ubicado a mitad del mismo) y $R_{abs-cov}$ la resistencia total de transferencia de calor radiativa y convectiva entre placa y vidrio. Además, se incluye el intercambio de calor entre la aleta de aluminio y el tubo de cobre, a través de la resistencia térmica de contacto en su punto de unión (llamada R'_{cont}), así como la conducción térmica en dirección axial a lo largo del tubo. El balance correspondiente al nodo del tubo de cobre incorpora, además, el término de transferencia de calor útil al fluido circulante, con h_f el coeficiente de convección forzada entre cobre y fluido, y d_t el diámetro interno del tubo como se muestra en la Figura 2.4.

Por otra parte, puede realizarse el balance de energía en la cobertura de vidrio. Este se muestra en la Ecuación 2.4, donde los subíndices g indican que las propiedades corresponden al vidrio. Se definió $B = w + D_t$ como el ancho total del vidrio, la resistencia de convección forzada entre el vidrio y el exterior R_{conv} y la de radiación entre el vidrio y el cielo R_{rad}, con su temperatura T_{sky}. El término S_{cov} caracteriza la cantidad de energía se absorbe en el vidrio por unidad de área, el cual se detalla más adelante cómo se obtiene. Resumiendo, en la ecuación se observa que el vidrio gana energía por absorción directa de radiación solar, aunque esta será mucho menor que la absorbida por la pintura selectiva de la placa absorbedora; además, gana calor por convección y radiación desde la placa absorbedora, y lo pierde por convección al ambiente y por radiación hacia el cielo.

En el caso del vidrio, el aislante y el fluido, la conducción térmica en la dirección axial es despreciable, debido a que sus conductividades térmicas son muy bajas en comparación con las de los metales y además el espesor (que determina el área de transferencia de la conducción) es mucho menor que el largo, por lo que su efecto es despreciable en la dinámica térmica a lo largo del eje del colector.

$$\begin{aligned}\rho_g B dy 2e_g\ c_g \frac{dT_{\text{cov}}}{dt} = S_{\text{cov}} B dy + \frac{w dy}{R_{abs-cov}}(T_{al} - T_{\text{cov}}) + \frac{D_t dy}{R_{abs-cov}}(T_{cu} - T_{\text{cov}}) \\ - \frac{B dy}{R_{\text{conv}}}(T_{\text{cov}} - T_{\text{amb}}) - \frac{B dy}{R_{\text{rad}}}(T_{\text{cov}} - T_{sky})\end{aligned} \tag{2.4}$$

A continuación, se presenta el balance de energía del aislante, mostrado en la Ecuación 2.5. Los subíndices lv hacen referencia a las propiedades de la lana de vidrio, que es el material aislante utilizado en el colector desarrollado por Baroni. En este balance se observa que el aislante gana energía desde la placa absorbedora y la pierde hacia el ambiente, por la cara inferior del colector.

$$\begin{aligned}\rho_{\text{lv}} B dy 2e_{\text{lv}}\ c_{\text{lv}} \frac{dT_{\text{ins}}}{dt} = \frac{w dy}{R_{\text{ins}}}(T_{al} - T_{\text{ins}}) + \frac{D_t dy}{R_{\text{ins}}}(T_{cu} - T_{\text{ins}}) \\ - \quad \frac{B dy}{R_{\text{conv}} + R_{\text{ins}}}(T_{\text{ins}} - T_{\text{amb}})\end{aligned} \tag{2.5}$$

Por último, se establece el balance de energía para un pequeño volumen de fluido contenido en el interior de los tubos, como se expresa en la Ecuación 2.6. El agua presenta la particularidad de ser el único de los cinco volúmenes de control considerados que intercambia masa, además de energía. Sin embargo, contiene menos términos en su balance energético que los demás nodos. Además, el agua debe cumplir también el

balance de masa, expresado en la Ecuación 2.7.

$$\rho_f d_t^2 \frac{\pi}{4} dy \frac{du_f}{dt} = h_f d_t \pi dy (T_{cu} - T_f) - \dot{m}_{out} h_{out} + \dot{m}_{in} h_{in} \tag{2.6}$$

$$d_t^2 \frac{\pi}{4} dy \frac{d\rho_f}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \tag{2.7}$$

Ahora, se deben modelar las resistencias térmicas. La R_{ins} es simplemente la resistencia unidimensional al paso de flujo de calor: $\frac{e_{\text{lv}}}{\kappa_{\text{lv}}}$ y las resistencias de convección con el exterior son $\frac{1}{h_{\text{conv}}^{\text{ext}}}$ donde se calcula según la correlación que se afirma en [Bergman et al. 2011]. Se aclaran todas las definiciones de las resistencias y los coeficientes en la Tabla 2.1, así como la fuente dónde se afirma la correlación. La transferencia de calor desde la placa absorbedora hacia la cobertura de vidrio se da por dos mecanismos posibles: radiación y convección, caracterizados por los coeficientes h_{rad} y h_{conv}, respectivamente. Este último se asume constante según las hipótesis planteadas anteriormente y ambos se encuentran detallados en la tabla.

En cuanto al coeficiente de convección interno en los tubos de cobre, debe decirse que no se conoce con certeza si el flujo en el tubo ascendente está completamente desarrollado al inicio de dicho tramo. Sin embargo, dado que el fluido ha recorrido varios metros de tubería antes de ingresar, procedente del cabezal, es más coherente asumir que se encuentra térmicamente desarrollado. Por este motivo, en este trabajo se adopta un número de Nusselt constante e igual a 3.66, valor correspondiente a flujo laminar con capa límite térmica completamente desarrollada, según lo indicado en Bergman et al. 2011. La correlación de Sieder–Tate, recomendada para flujos no completamente desarrollados, no resultaría adecuada en este caso, ya que parte del supuesto de que el fluido ingresa desde un reservorio en reposo y desarrolla la capa límite a partir de ese punto; aplicarla aquí conduciría a sobrestimar el coeficiente de convección. La pertinencia de esta hipótesis se evaluará hacia el final de la tesis, en el ensayo de salto de caudal.

Reescribiendo las ecuaciones de balance de energía (2.2 a 2.5) se obtienen las ecuaciones finales que rigen el comportamiento del sistema térmico: 2.8, 2.9, 2.10 y 2.11. A esto se le suman las ecuaciones del agua previamente presentadas, que completan el conjunto de ecuaciones diferenciales necesarias para describir la dinámica del colector.

La forma en que estas ecuaciones son discretizadas será abordada en la sección siguiente. Sin embargo, antes de ello, es necesario detallar el modelo utilizado para las aletas de aluminio, el cual fue formulado con un tratamiento particular.

Parámetros	Valor o Fórmula
κ_{al}; c_{al}; ρ_{al}	170 $Wm^{-1}K^{-1}$; 875 $Jkg^{-1}K^{-1}$; 2770 kg^1m^{-3}
κ_{cu}; c_{cu}; ρ_{cu}	385 $Wm^{-1}K^{-1}$; 390 $Jkg^{-1}K^{-1}$; 8960 kg^1m^{-3}
h_f [R1]	$\frac{\kappa}{D}3.66$ para flujo laminar desarrollado.
h_{cav}	$\alpha_0\lvert T_{abs} - T_{cov}\rvert^n$. $\alpha_0 = 1.4 - \frac{\beta}{139}$ and $n = 0.28 + \frac{\beta}{1250}$.
h_{conv} [R2]	$0.037Re^{0.8}Pr^{0.33}\,\kappa\,L^{-1}$
h_{rad}	$\epsilon\ \sigma\ (T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2)(\frac{1}{\epsilon_{cu}} + \frac{1}{\epsilon_{cov}} - 1)^{-1}$
ϵ_{glass}	0.9 de la hoja del colector
T_{sky} [R3]	$\epsilon_{sky}^{0.25}T_{amb}$ con $\epsilon_{sky} = c_1 + c_2P_v\ \exp(\frac{c_3}{T_{amb}})$.
	$c_1 = 0.685$, $c_2 = 3.2 \times 10^{-5}Pa^{-1}$, $c_3 = 1699K$.
P_v	0.6 6.1094 $\exp(17.625\frac{T_{amb}-273}{T_{amb}-30.11})$

Tabla 2.1: Referencias: [R1] Bergman et al. 2011; [R2] Sartori, 2006; [R3] Li et al. 2017.

$$\begin{aligned}\rho_{cu}c_{cu}\frac{A_t}{D_t}\frac{dT_{cu}}{dt} = S_{\text{abs}} - \frac{\pi\kappa_{\text{lv}}}{2e_{\text{lv}}}(T_{cu} - T_{\text{ins}}) - (h_{\text{conv}} + h_{\text{rad}})\frac{\pi}{2}(T_{cu} - T_{\text{cov}}) \\ - h_f\frac{d_t}{D_t}\pi(T_{cu} - T_f) - \kappa_{cu}\frac{A_t}{D_t}\frac{d^2T_{cu}}{dy^2} + \frac{T_{\text{extr}} - T_{cu}}{D_tR'_{\text{cont}}}\end{aligned} \tag{2.8}$$

$$\begin{aligned}\rho_{al}\delta\ c_{al}\frac{dT_{al}}{dt} =& S_{\text{abs}} - \frac{\kappa_{\text{lv}}}{e_{\text{lv}}}(T_{al} - T_{\text{ins}}) - (h_{\text{conv}} + h_{\text{rad}})(T_{al} - T_{\text{cov}}) \\ & - \frac{T_{\text{extr}} - T_{cu}}{D_tR'_{\text{cont}}} - \kappa_{al}\delta\frac{d^2T_{al}}{dy^2}\end{aligned} \tag{2.9}$$

$$\begin{aligned}\rho_g 2e_g\ c_g\frac{dT_{\text{cov}}}{dt} = S_{\text{cov}} + (h_{\text{conv}} + h_{\text{rad}})(\frac{w}{B}T_{al} + \frac{D_t}{B}T_{cu} - T_{\text{cov}}) \\ - h^{\text{ext}}_{\text{conv}}(T_{\text{cov}} - T_{\text{amb}}) - \epsilon_g\sigma(T^4_{\text{cov}} - T^4_{sky})\end{aligned} \tag{2.10}$$

$$\begin{aligned}\rho_{\text{lv}}2e_{\text{lv}}\ c_{\text{lv}}\frac{dT_{\text{ins}}}{dt} &= \frac{\kappa_{\text{lv}}}{e_{\text{lv}}}(\frac{w}{B}T_{al} + \frac{D_t\pi}{2B}T_{cu} - T_{\text{ins}}) \\ &\quad - \left(\frac{1}{h^{\text{ext}}_{\text{conv}}} + \frac{e_{\text{lv}}}{\kappa_{\text{lv}}}\right)^{-1}(T_{\text{ins}} - T_{\text{amb}})\end{aligned} \tag{2.11}$$

2.1.2. Aletas de aluminio

La modelización térmica de las aletas de aluminio representa una de las partes más complejas -y heurísticas- del modelo. Los modelos de los que se partió (Kamminga, 1985, Plantier et al. 2003 y Jiandong et al. 2015) toman una única temperatura de absorbedor que representa un equivalente de la combinación tubos de cobre y aleta de

aluminio. Rápidamente, se observó que para realmente reproducir el comportamiento dinámico del colector y validar con el resultado experimental de la temperatura de aluminio se precisaba un modelo más completo, que tenga en cuenta los gradientes de temperatura en la aleta y el salto de temperaturas entre ella y el tubo de cobre. En la Figura 2.5 se muestra un esquema de las aletas y el tubo de cobre, indicando donde se tomó como inicio de la aleta y dónde el final. Trabajando primero las aletas, la ecuación que describe el comportamiento térmico de un pequeño elemento de aleta, considerando tanto la ganancia como las pérdidas de energía, se muestra en la Ecuación 2.12.

$$\frac{dU}{dt}^{dV} = \left[S_{\text{abs}} - (h_{\text{conv}} + h_{\text{rad}})(T - T_{\text{cov}}) - \frac{\kappa_{\text{ins}}}{e_{\text{ins}}}(T - T_{\text{ins}}) + \kappa_{al}\delta\nabla^2 T \right] dxdy \tag{2.12}$$

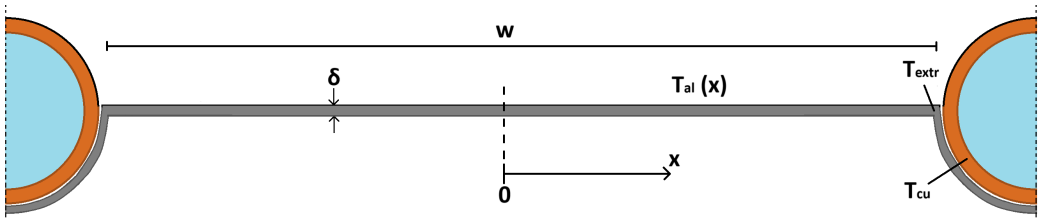


Figura 2.5: Esquema del análisis térmico en las aletas.

Siendo U^{dV} la energía interna del pequeño volumen de aleta, S_{abs} la energía solar por unidad de área que absorbe la placa, h_{conv} y h_{rad} son los coeficientes de transferencia de calor convectivo y radiativo respectivamente, κ_{ins} y κ_{al} son las conductividades térmicas del aislante y aluminio, e_{ins} es el espesor de aislante y δ es el espesor de la aleta.

La tasa de energía acumulada en cada unidad de volumen es proporcional al crecimiento de temperatura, puesto que toda la energía es sensible. Entonces $\frac{dU}{dt}^{dV} = \rho_{al} c_{al} \delta dxdy \frac{dT}{dt}$. Además, se define el coeficiente global de transferencia de calor $U_{\text{eq}} = h_{\text{conv}} + h_{\text{rad}} + \frac{\kappa_{\text{ins}}}{e_{\text{ins}}}$ y la temperatura equivalente asociada a ese coeficiente $T_{\text{eq}} = \frac{h_{\text{conv}} + h_{\text{rad}}}{U_{\text{eq}}} T_{\text{cov}} + \frac{\kappa_{\text{ins}}}{e_{\text{ins}} U_{\text{eq}}} T_{\text{ins}}$.

Con estas definiciones y tras algunos pasos algebraicos, se obtiene la ecuación diferencial en derivadas parciales (Ecuación 2.13) que rige el comportamiento térmico transitorio de las aletas. Esta ecuación presenta términos no lineales y representa una forma generalizada de la ecuación de difusión con fuentes y sumideros.

$$\rho_{al} c_{al} \delta \frac{dT}{dt} = S_{\text{abs}} - U_{\text{eq}}(T - T_{\text{eq}}) + \kappa_{al}\delta\nabla^2 T \tag{2.13}$$

La ecuación que describe el problema es una ecuación no lineal en derivadas parcia-

les. Si se asume que todos los parámetros son fijos o permanecen constantes dentro de un intervalo de tiempo pequeño, puede resolverse mediante métodos convencionales. Para ello, se requieren dos condiciones de borde, una en cada extremo del aluminio, y una condición inicial. Considerando que la aleta comienza en la línea punteada definida en el límite del borde del elemento de volumen mostrado en la Figura 2.4, el extremo correspondiente a $x = 0$ es adiabático por simetría, por lo que su derivada debe ser nula. En el límite de la aleta en contacto con el tubo, se adopta una temperatura de extremo T_{extr} que debe satisfacer simultáneamente la continuidad del flujo de calor con el tubo y la existencia de una resistencia térmica de contacto. La resistencia de contacto y la condición inicial se detallan más adelante.

La solución se plantea como la suma de una componente estacionaria y una componente transitoria; esta última, a su vez, se separa en funciones espaciales y temporales, tal como se expresa en la Ecuación 2.14. Adicionalmente, se introduce la hipótesis de que el gradiente térmico en la dirección x domina sobre el gradiente en la dirección y, lo que permite simplificar el término difusivo y suponer que las principales variaciones de temperatura ocurren a lo largo de la longitud de la aleta ($\frac{w}{2}$ en la Figura 2.5). Esta hipótesis, habitual en el modelado de colectores solares (p. ej., en Duffie et al. 2020), se corrobora posteriormente en la práctica.

$$T(t, x) = T_{st}(x) + \tau(t)X(x) \tag{2.14}$$

Donde la parte estacionaria es solución de la ecuación diferencial 2.15.

$$0 = S_{\text{abs}} - U_{\text{eq}}(T_{st} - T_{\text{eq}}) + \kappa_{al}\delta\frac{d^2T_{st}}{dx^2} \tag{2.15}$$

La función que es solución de esta ecuación se escribe en la Ecuación 2.16.

$$T_{st}(x) = T_{\text{NH}} - (T_{\text{NH}} - T_{\text{extr}})\frac{\cosh(mx)}{\cosh(\frac{1}{2}mw)} \tag{2.16}$$

Siendo $T_{\text{NH}} = \frac{S_{\text{abs}}}{U_{\text{eq}}} + T_{\text{eq}}$, $m^2 = \frac{U_{\text{eq}}}{\kappa_{al}\delta}$, w la longitud de aluminio entre los dos tubos, que en el caso del colector de Baroni es de 88 mm y T_{extr} es la temperatura del extremo contra el tubo de cobre, las cuales se mostraron en la Figura 2.5. Su valor es constante, y se determina con la condición de borde de que el calor conducido hasta el extremo debe ser trasmitido al tubo de cobre a través de la resistencia de contacto. Esta condición se escribe como en la ecuación 2.17.

$$\kappa\delta\frac{dT}{dx}|_{x=\frac{1}{2}w} = -(UA)_{\text{cont}}(T_{\text{extr}} - T_{cu}) \tag{2.17}$$

Donde $(UA)_{\text{cont}}$ es el parámetro global de transferencia de calor entre la aleta de

aluminio y el tubo de cobre. En el caso usual con las aletas a mayor temperatura que el cobre, el calor se escapa de las aletas, por lo que tendrá signo negativo. Se estudiará más adelante cómo se calcula.

Ahora, volviendo a la solución de la ecuación 2.13 en estado transitorio, se debe resolver la ecuación mostrada en 2.18.

$$\rho_{al} c_{al} \delta X(x) \frac{d\tau(t)}{dt} = -U_{\text{eq}} \tau(t) X(x) + \kappa_{al} \delta \tau(t) \frac{d^2 X(x)}{dx^2} \tag{2.18}$$

Dividiendo entre $\kappa\delta\ \tau(t)X(x)$ resulta la ecuación 2.19, donde se iguala a $-{\lambda_n}^2$ porque de ambos lados de la igualdad se tienen funciones que dependen de variables diferentes.

$$\frac{1}{\alpha_{al}\tau(t)} \frac{d\tau(t)}{dt} + m^2 = \frac{1}{X(x)} \frac{d^2 X(x)}{dx^2} = -{\lambda_n}^2 \tag{2.19}$$

Entonces la solución temporal del sistema es la que se escribe en 2.20.

$$\tau(t) = \exp\left(-({\lambda_n}^2 + m^2)\ \alpha_{al} t\right) \tag{2.20}$$

Donde puede definirse el tiempo característico del sistema $t_{c\ n} = \frac{1}{({\lambda_n}^2 + m^2)\ \alpha_{al}}$. Este tiempo característico será una medida de qué tan rápido va el sistema hacia la solución de equilibrio. Para tiempos varias veces mayores, puede suponerse que la solución transitoria ya decayó y las aletas conducen el calor como en estado estacionario.

Por otra parte, la solución espacial de la componente transitoria se muestra en la ecuación 2.21.

$$X(x) = A_n sin(\lambda_n x) + B_n cos(\lambda_n x) \tag{2.21}$$

Como la solución transitoria debe tener como condiciones de borde tener derivada nula en $x = 0$ y además debe cumplir ser solución de la ecuación homogénea, donde la condición de borde en $x = \frac{1}{2}w$ se aplica a la solución no homogénea. Entonces, debe cumplir que $X(x = \frac{1}{2}w) = 0$ de forma de no interferir con la otra parte de la solución. Para cumplir con ello, λ_n queda restringido a valores donde se anule la función coseno en el borde. Entonces se cumple que $\lambda_n = \frac{(2n+1)\pi}{w}$.

Por otra parte, $T(t, x)$ debe ser tal que se cumpla la condición inicial y resolviendo la serie de Fourier se llega a los valores de B_n para cada condición inicial. La solución completa se escribe en la Ecuación 2.22.

$$T(t,x) = T_{\text{NH}} - (T_{\text{NH}} - T_{\text{extr}}) \frac{\cosh(mx)}{\cosh(\frac{1}{2}mw)} + \sum_{n=0}^{\infty} B_n cos(\lambda_n x) e^{-t/t_{c\ n}} \tag{2.22}$$

Para cada n se tendrá un valor de λ_n y un tiempo característico $t_{c\ n}$ asociado. Sin embargo, el peso relativo de cada modo en la solución completa dependerá de su correspondiente coeficiente B_n, el cual está determinado por la condición inicial. Lo que sí puede asegurarse es que el más lento de estos tiempos característicos corresponde al caso $n = 0$. A partir de este razonamiento se deduce la validez de la expresión 2.1 utilizada anteriormente para estimar el tiempo característico, presentada en una sección previa. En particular, para la aleta de aluminio, el tiempo asociado al primer modo ($n = 0$) es cercano a 9.5 segundos, mientras que el siguiente tiempo relevante es aproximadamente un segundo.

Para dar una idea de cómo se comporta esta solución, se resolvió con condiciones iniciales homogéneas y temperatura de extremo constante. La radiación solar se tomó como homogénea y constante con S_{abs} en 700 W/m^2. Se observa la forma de la curva T(x) para varios tiempos en la Figura 2.6, donde se muestran que para los primeros segundos el crecimiento esperado es casi uniforme, y va tomando la forma del coseno hiperbólico para tiempos en el orden o mayores al característico.

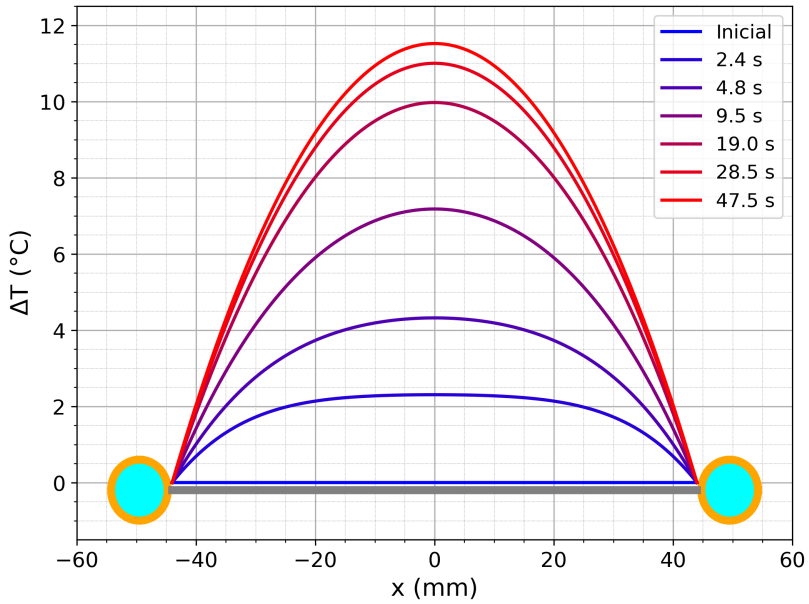


Figura 2.6: Ejemplo de incremento de la temperatura de la aleta con respecto a la inicial.

2.1.2.1. Modelo de aletas

Si bien la solución completa obtenida ofrece una descripción física precisa del comportamiento térmico de las aletas, no resulta práctica para su implementación directa en el modelo del colector. Esto se debe a que la condición inicial no suele ser homogénea, y además las condiciones climáticas (principalmente la irradiancia) pueden variar continuamente con el tiempo y, por lo tanto, los coeficientes B_n también cambian

en función de las condiciones climáticas. No obstante, dado que las aletas cumplen un rol fundamental, ya que son responsables de transferir una parte significativa de la energía absorbida por la placa hacia los tubos y, por ende, hacia el fluido, se buscó una estrategia de modelado que, sin perder realismo, mantuviera una implementación sencilla y computacionalmente eficiente.

Se optó entonces por mantener la forma de la solución estacionaria, pero introduciendo una corrección en la temperatura T_{NH}, que pasa a ser reemplazada por un término modificado T^*_{NH} que permite captar el efecto transitorio. Para simplificar el análisis, se trabajó con la temperatura media de la aleta por encima del extremo, la cual se calcula según las expresiones dadas en las ecuaciones 2.23 y 2.24.

$$\Delta T_{al}(t,x) = T(t,x) - T_{\text{extr}} = (T^*_{\text{NH}} - T_{\text{extr}}) \left(1 - \frac{\cosh(mx)}{\cosh(\frac{1}{2}mw)}\right) \tag{2.23}$$

$$\overline{\Delta T_{al}}(t) = \frac{2}{w}\int_0^{w/2} \Delta T_{al}(t,x)dx = (T^*_{\text{NH}} - T_{\text{extr}}) \left(1 - \text{tanhc}(\frac{1}{2}mw)\right) \tag{2.24}$$

Donde se define $\text{tanhc}(\frac{1}{2}mw) = \frac{\tanh(\frac{1}{2}mw)}{\frac{1}{2}mw}$ con el fin de dar mayor claridad a la expresión. Además, la temperatura T_{NH} se definió como $T_{\text{NH}} = \frac{S_{\text{abs}}}{U_{\text{eq}}} + T_{\text{eq}}$ y, de forma análoga, se introduce $T^*_{\text{NH}} = \frac{S^*_{\text{abs}}}{U_{\text{eq}}} + T_{\text{eq}}$, donde la nueva variable S^*_{abs} puede interpretarse como la cantidad de energía solar absorbida que sería necesaria para sostener el perfil estacionario de temperaturas observado en la aleta en el instante actual. Puede entenderse este cambio como una aproximación cuasi-estacionaria donde cada perfil de temperaturas de la aleta corresponde al estacionario de la absorción "efectiva".

El objetivo de esta formulación es, dado un valor conocido de $\overline{\Delta T_{al}}(t_0)$ en un instante t_0, poder suponer que la aleta presenta un perfil estacionario compatible con dicho valor medio y con la condición de borde a cada instante expresada en la ecuación 2.17. Utilizando esta condición de borde y conociendo $T_{cu}(t_0)$, se pueden determinar T_{extr} y T^*_{NH} en ese mismo instante utilizando la ecuación 2.24. A partir de T^*_{NH} se asocia un valor único de S^*_{abs}, el cual no necesariamente coincide con la radiación efectivamente absorbida por el colector solar. En consecuencia, se propone modelar la diferencia $S_{\text{abs}} - S^*_{\text{abs}}$ como la potencia por unidad de área absorbida o liberada por la aleta, dependiendo del signo, lo que permite capturar el comportamiento transitorio mediante la expresión de la ecuación 2.25.

$$\rho_{al}\delta c_{al}\frac{d}{dt}\overline{\Delta T_{al}}(t) = S_{\text{abs}} - S^*_{\text{abs}} \tag{2.25}$$

Conociendo las temperaturas del cobre y del aluminio, la resistencia de contacto y

la radiación incidente, de esta expresión puede obtenerse un valor único de aumento de la temperatura de la aleta dado S^*_{abs}, que se obtiene a cada paso como se explico anteriormente. En tal caso, las transferencias de energía —hacia los tubos, hacia el ambiente y hacia la propia aleta— resultan coherentes entre sí. Además, puede analizarse que cuando S^*_{abs} tiende al valor real de S_{abs}, la acumulación de energía sensible en la aleta tiende a desaparecer, lo cual indica que la aleta, bajo esas condiciones de radiación, alcanzó su estado estacionario. Por ejemplo, si la radiación solar aumenta bruscamente, las pérdidas térmicas y la transferencia al fluido permanecen inicialmente constantes, ya que dependen de $T_{al}(t, x)$, la cual aún no ha variado. En ese instante inicial, la diferencia de radiación se acumula íntegramente como energía sensible en la aleta. A medida que aumenta la temperatura media $\overline{\Delta T_{al}}(t_0)$, puede demostrarse que S^*_{abs} también crece de manera monótona hasta alcanzar el nuevo valor de S_{abs}.

2.1.2.2. Comparación con teoría

Para comparar el modelo propuesto con la solución teórica, se resolvió la ecuación 2.22 bajo condiciones de borde simplificadas. El caso de estudio considera una resistencia de contacto despreciable, de modo que se cumple $T_{\text{extr}} = T_{cu}$, y se asume un caudal de agua circulante lo suficientemente grande como para mantener constante la temperatura del tubo, es decir, se supone que h_f tiende a infinito. En este escenario, la condición inicial corresponde a una temperatura uniforme igual a la de entrada del agua, mientras que la radiación absorbida se mantiene constante y uniforme con un valor de $S_{\text{abs}} = 700\ \text{W}/m^2$. Este caso representa una de las perturbaciones más bruscas que puede experimentar la aleta. La ecuación 2.26 fue resuelta obteniendo una serie de coeficientes B_n que satisfacen la condición inicial, los cuales decaen progresivamente con el paso del tiempo.

$$T(0, x) = T_{cu} = T_{\text{NH}} - (T_{\text{NH}} - T_{\text{extr}}) \frac{\cosh(mx)}{\cosh(\frac{1}{2}mw)} + \sum_{n=0}^{\infty} B_n cos(\lambda_n x) \tag{2.26}$$

Además de los coeficientes B_n, también pueden calcularse los tiempos característicos asociados a cada modo. Ambos se presentan en la Figura 2.7, donde se grafican los valores absolutos de los B_n con el objetivo de visualizar el peso relativo de cada componente. Puede observarse que prácticamente toda la información relevante está contenida en el primer modo de Fourier. Asimismo, los tiempos característicos para los modos con $n > 0$ resultan muy breves: el correspondiente al segundo modo está en el orden de un segundo, y los siguientes son aun menores.

La solución obtenida con un paso temporal de $\Delta t = 0.28$ s para la temperatura

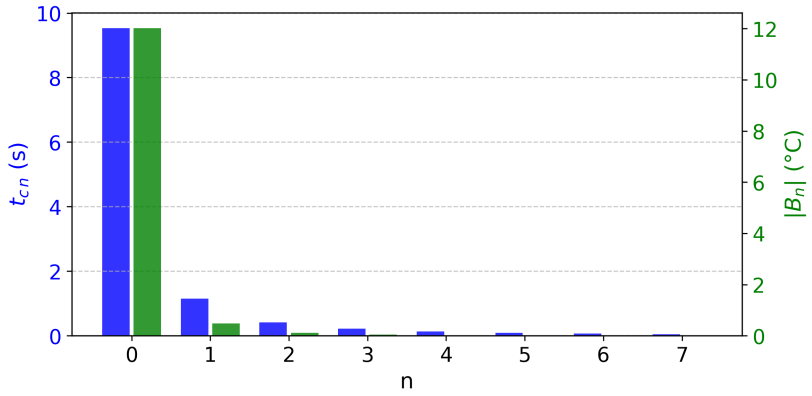


Figura 2.7: Serie de $|B_n|$ y $t_{c\ n}$ resuelta por Fourier.

promedio del aluminio y para la temperatura en el centro de la aleta se presenta en la Figura 2.8. En el gráfico de la izquierda se muestra el incremento de temperatura en función del tiempo, tanto para la simulación como para la solución teórica. Se destaca que ambas curvas siguen una evolución similar, aunque la simulación presenta un ascenso ligeramente más rápido. Esto indica que la energía absorbida está levemente sobrestimada, lo cual resulta razonable si se considera que, en el modelo propuesto, la temperatura aumenta inicialmente en el centro de la aleta, lo que genera tardíamente el mismo gradiente en el borde: esto se traduce en una menor transferencia de calor útil. Sin embargo, en el gráfico de la derecha puede apreciarse que el error máximo para este caso, que no supera el 7 %, se manifiesta alrededor de los diez segundos. Además, se verifica que el modelo no presenta error en estado estacionario.

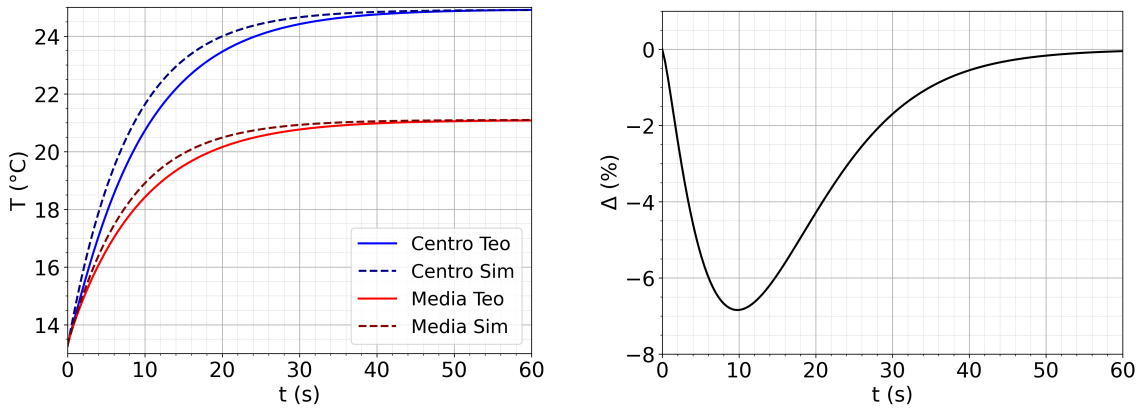


Figura 2.8: A la izquierda se muestra el ascenso de la temperatura media del aluminio y de la temperatura en el extremo adiabático de la aleta. Del lado derecho se muestra el error porcentual para la simulación y el caso teórico.

2.1.3. Resistencia de contacto como aleta

Como se mencionó anteriormente, la temperatura en el extremo de la aleta no coincide necesariamente con la del tubo de cobre, ya que existe una resistencia térmica al paso de calor entre ambos materiales. En la Figura 2.9 se muestra un esquema del pliegue del aluminio que pasa por debajo del tubo de cobre. En el colector de Baroni, el tubo de cobre está simplemente apoyado sobre la aleta de aluminio, lo que genera un contacto térmico deficiente. Esto se debe a la presencia de múltiples bolsas de aire entre los metales, que actúan como aislantes. En la mayoría de los colectores solares de alta gama, las aletas se sueldan al tubo de cobre para maximizar la transferencia de calor entre ellos.

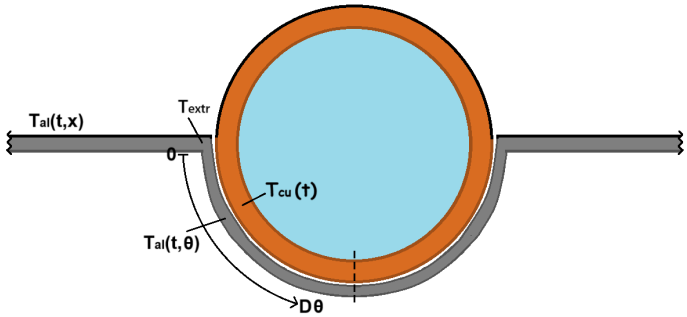


Figura 2.9: Esquema del modelado de la resistencia de contacto como aleta.

A partir del esquema, puede plantearse un modelo en el cual existe un coeficiente global de transferencia de calor, h_{cont}, entre el aluminio debajo del tubo y el cobre. Así, la transferencia térmica puede representarse mediante la ecuación 2.27, y modelarse el avance en la aleta como $\frac{D_t}{2}d\theta$ (asumiendo una geometría plana). Para modelar se utiliza la misma ecuación que en 2.15 eliminando el término de absorción de calor solar y modificando la transferencia de calor con h_{cont} hacia el tubo. Además, en el contacto deben cumplirse ciertas condiciones de borde: la temperatura de la aleta en $\theta = 0°$ debe coincidir con T_{extr}; la derivada de la temperatura debe ser continua en ese punto (por conservación del flujo de calor), y que el borde punteado se considere adiabático, ya que se espera una simetría en el ingreso de calor desde ambos lados del tubo.

$$\dot{Q}_{aleta} = dy \int_0^{\frac{\pi}{2}} h_{\text{cont}}(T_{al}(\theta) - T_{cu})\frac{D_t}{2}\, d\theta \tag{2.27}$$

La solución del perfil de temperaturas es análoga a la del caso anterior, aunque algo más sencilla debido a que no hay una ganancia de energía solar en esta sección. Se define entonces un parámetro de aleta circular M, tal que $M^2 = \frac{h_{\text{cont}}}{\kappa\ \delta}$. La condición de borde asociada a la conservación de energía permite determinar el incremento de

temperatura en el extremo de la aleta respecto a la del cobre, como se expresa en la ecuación 2.28. En la ecuación de balance en una sección de tubo de cobre (2.2) se definió R'_{cont} como el inverso de $M\tanh\left(M\frac{D\pi}{4}\right)\kappa\delta$.

$$Q_{util} = -\kappa\delta dy\frac{dT}{dx}|_{x=w/2} = M\tanh\left(M\frac{D\pi}{4}\right)(T_{\text{extr}} - T_{cu})\kappa\delta dy \tag{2.28}$$

El valor del aumento de temperatura depende directamente del valor de h_{cont}, para el cual no existen referencias unívocas. La estimación utilizada se encuentra en [Bergman et al. 2011], quien afirma que para una presión de contacto del orden de 100 kPa, el coeficiente h_{cont} debería situarse entre 1500 y 3500 W/m^{2}K. Esta resistencia de contacto surge debido a que el área efectiva de contacto, a nivel microscópico, es mucho menor que el área de contacto visible a nivel macroscópico. Además, se espera que dicho coeficiente varíe con la presión de contacto, ya que esta afecta directamente al área efectiva, incrementando o disminuyendo la fuerza entre ambas superficies. En el libro se afirma que aumentando 100 veces la presión el coeficiente aumenta por un factor de 10.

Sin embargo, la presión de contacto en el colector de Baroni es considerablemente menor a la referencia mencionada, dado que los tubos de cobre están simplemente apoyados sobre las aletas de aluminio, sin aplicación de fuerza adicional. Una primera estimación de esta presión puede obtenerse calculando la presión de apoyo.

Se midió la masa conjunta de los tubos de cobre y los cabezales, arrojando un valor de 6.7 kg. Asumiendo una hipótesis conservadora en la que todo el peso se distribuye uniformemente sobre los 10 tubos ascendentes, el área total de apoyo se calcula como $10 \times D_t \times L_t = 0.18$ m^2. Esto resulta en una presión de contacto de aproximadamente 0.36 kPa, lo cual se encuentra muy por debajo del valor de referencia de 100 kPa mencionado anteriormente.

Frente a esta discrepancia, se propuso una segunda hipótesis: que la expansión térmica de la chapa de aluminio durante la operación genera una fuerza de compresión adicional que mejora el contacto con los tubos.

Cuando las aletas, que primeramente se asumirán como "varillas" apoyadas simplemente en los extremos contra los tubos de cobre, se someten a un incremento de temperatura ΔT, se produce una dilatación térmica restringida. Se muestra un esquema de cómo las fuerzas laterales deforman las aletas en la Figura 2.10. La restricción a la dilatación genera una fuerza axial de compresión F en la varilla, proporcional al aumento de temperatura y dada en primer orden por $F = E\ \delta dy\ \alpha\Delta T$, donde E es el módulo de elasticidad y α el coeficiente de dilatación térmica. Para pequeñas variaciones de temperatura, la varilla permanece recta, acumulando compresión interna sin deflexión lateral.

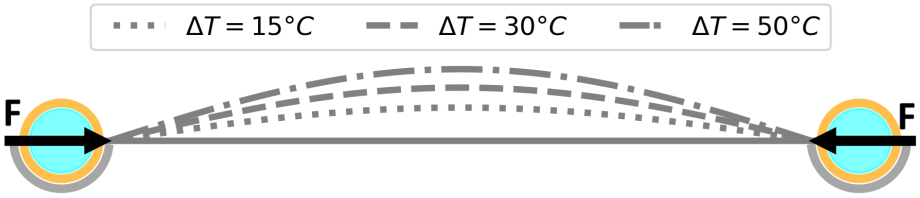


Figura 2.10: Diagrama de cómo las fuerzas laterales deforman las aletas.

Al continuar aumentando ΔT, la fuerza de compresión alcanza finalmente un valor crítico F_{cr}, dado por la teoría de pandeo de Euler para condiciones de doble apoyo simple: $F_{\text{cr}} = \pi^2 EI/w^2$, donde I es el momento de inercia de la sección transversal. En ese punto, el equilibrio rectilíneo se torna inestable y cualquier pequeña perturbación puede desencadenar una deflexión lateral. La ecuación de equilibrio para la deflexión $\nu(x)$ bajo la acción de la fuerza de compresión F es la descrita en la ecuación 2.29.

$$EI\frac{d^4\nu}{dx^4} + F\frac{d^2\nu}{dx^2} = 0 \tag{2.29}$$

La ecuación tiene condiciones de borde $\nu(0) = \nu(w) = 0$ debido al doble apoyo simple. Solo tiene soluciones no triviales si la fuerza es F_{cr}. Entonces la solución general luego de la bifurcación corresponde al primer modo de pandeo:

$$\nu(x) = A\sin\left(\frac{\pi x}{w}\right), \tag{2.30}$$

donde A es la amplitud de la deflexión. Se observa en la Figura 2.10 cómo para distintos valores de ΔT se deforman las aletas. La deformación en la figura está aumentada 5000 veces para poder apreciar la forma.

Para incrementos de temperatura mayores a ΔT_{cr}, el sistema entra en un régimen poscrítico donde la varilla desarrolla una deflexión con amplitud A creciente. En esta etapa, el aumento de ΔT no incrementaría la fuerza axial, sino que se traduce principalmente en una mayor curvatura. La forma de la varilla puede aproximarse mediante el primer modo de pandeo, $y(x) = A\sin(\pi x/w)$, y el crecimiento de la amplitud sigue una ley tipo raíz cuadrada: $A \propto \sqrt{\Delta T - \Delta T_{\text{cr}}}$. Para los parámetros del colector de Baroni, los valores críticos calculados son una fuerza de 244 Nm^{-1} y un ΔT_{cr} de 5.4 °C. La evolución de la fuerza y de la deflexión pueden expresarse como en las ecuaciones 2.31 y 2.32.

$$F = \begin{cases} E\delta w\alpha\Delta T, & \text{si} \quad \Delta T < \Delta T_{cr} \\ F_{cr}, & \text{si} \quad \Delta T > \Delta T_{cr} \end{cases} \tag{2.31}$$

$$\nu(x) = \begin{cases} 0, & \text{si} \quad \Delta T < \Delta T_{cr} \\ A \sin(\frac{\pi}{w}x), & \text{si} \quad \Delta T > \Delta T_{cr} \end{cases} \tag{2.32}$$

Con la amplitud $A = \frac{2w}{\pi}\sqrt{\alpha(\Delta T - \Delta T_{cr})}$

Si se considera que esta fuerza de compresión se distribuye de forma uniforme a lo largo de la dirección horizontal en medio tubo de cobre, la presión ejercida sería lineal con la temperatura hasta alcanzar la crítica, donde $P_{max} = \frac{F_{cr}}{0.5D_t} = 51$ kPa. Bajo esta presión de contacto, podrían esperarse coeficientes de transferencia de calor global h_{cont} menores a 1500 W/m^2K, pero en ese orden de magnitud.

En la Figura 2.11 se observa la variación en el perfil de temperaturas de equilibrio para distintos valores de h_{cont}. El sistema fue simulado partiendo de: una temperatura uniforme de 25°C, como se indica en verde; una irradiancia absorbida de 700 Wm^2 y una temperatura ambiente de $20C$. Se destaca que en todos los casos, el agua incrementa su temperatura en unos pocos grados, el cobre se eleva algunos grados por encima del agua, y las aletas son las que experimentan el mayor aumento térmico. Entonces, la temperatura del aluminio decrece cuanto mayor es el coeficiente de transferencia, lo que resulta en menores pérdidas térmicas. Además, se resalta que el salto de temperatura en $x = 44$ mm depende fuertemente de la resistencia de contacto, que puede variar desde unos pocos grados hasta casi diez. Incluso con un buen contacto térmico (2500 W/m^2K), la temperatura en el centro del aluminio se estima casi 20°C por encima de la del agua: este ascenso es relevante, porque va a condicionar directamente las pérdidas hacia el ambiente y la inercia térmica del colector. De las curvas también se destaca la forma del coseno hiperbólico, que para todos los casos es el mismo crecimiento y en este caso es de casi 10 °C entre el extremo y el centro del aluminio.

2.1.4. Distribución del caudal

La distribución del caudal dentro de un colector solar es un problema ya estudiado en la literatura [Jones y Lior, 1994; Weitbrecht et al. 2002]. En dichos trabajos se explica que, dependiendo de las dimensiones de los tubos y cabezales del colector, el caudal puede distribuirse uniformemente o concentrarse hacia los tubos finales. Esto depende de dónde se producen las mayores pérdidas de carga dentro del sistema: si predominan las pérdidas en los tubos ascendentes, el caudal tiende a distribuirse de manera uniforme; en cambio, si las pérdidas en los cabezales y las curvas son mayores, el fluido tiende a concentrarse los últimos tubos.

En este caso particular, dado que la distancia entre tubo y tubo es de solo 95 mm y

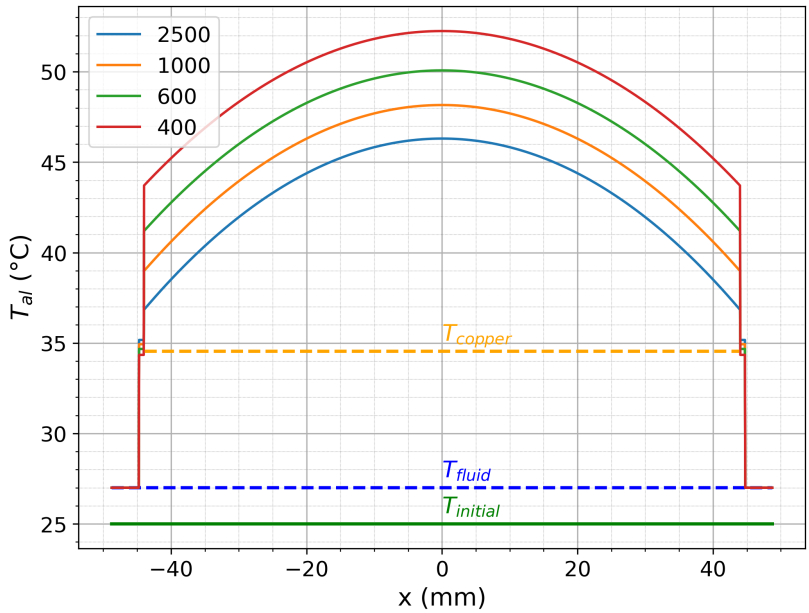


Figura 2.11: Perfil de temperaturas esperado de las aletas para distintos valores de h_{cont} en $\text{W}/m^2\text{K}$.

el largo de los tubos es de casi 2 metros, la pérdida de carga dominante se produce en los tubos ascendentes. Por lo tanto, se espera una distribución uniforme del caudal. En el artículo de Weitbrecht et al. 2002, se afirma que para valores cercanos o mayores a 200 del número FD (*flow distribution*), la no uniformidad del caudal se vuelve despreciable. Si el valor se encuentra cerca de 40, se espera un comportamiento exponencial donde la mayor parte del flujo se concentra en los tubos finales, y, por debajo de este valor, el comportamiento tiende a ser parabólico, donde el flujo evita los tubos centrales. El valor que se obtuvo a caudal nominal y con agua ingresando a 20 °C para el colector de Baroni es de 188, suficiente para considerarlo prácticamente uniforme.

De todas formas, se analizó la pérdida de carga elemento por elemento con el fin de corroborar que la distribución de flujo dentro del colector fuera la esperada. Para ello se emplearon las correlaciones presentadas en Jones y Lior, 1994 y en el Handbook of Hydraulic Resistance de Idelchik et al. 1986. Las pérdidas de carga en los tubos ascendentes se consideraron como pérdidas distribuidas, según se expresa en la ecuación 2.33, donde f representa el coeficiente de fricción obtenido a partir del diagrama de Moody para tuberías lisas o, en su caso, para flujo laminar. El tratamiento de los cabezales resulta más complejo, dado que en ellos coexisten pérdidas distribuidas y localizadas. Las primeras se deben al rozamiento y varían a lo largo del cabezal, ya que el caudal aumenta o disminuye progresivamente en cada tramo. Las pérdidas localizadas, en cambio, se originan por los cambios de dirección de parte del flujo; para su estimación se utilizaron correlaciones que dependen del número de Reynolds y de

la fracción de fluido desviado. Cabe destacar que la pérdida de carga difiere entre el flujo desviado y el flujo que continúa por el cabezal principal.

En la Tabla 2.2 se resumen los coeficientes de pérdida de carga empleados. En ella, los subíndices *div* y *conv* indican si corresponden a flujo divergente (cabezal inferior) o convergente (cabezal superior), mientras que los subíndices *side* y *str* refieren al flujo lateral y al flujo recto, respectivamente.

$$\Delta H_{asc} = f \frac{L_t}{D_t} \frac{v_t^2}{2g} \tag{2.33}$$

$\zeta_{conv-side}$	$1 + (\frac{v_t}{v_c})^2 - 2(\frac{v_{st}}{v_c})^2$
$\zeta_{conv-str}$	$1 + (1 - \frac{Q_t}{Q_c})^2 - (1.4 - \frac{Q_s}{Q_c})(\frac{Q_s}{Q_c})^2$
$\zeta_{div-side}$	$0.85 \left(1 + (\frac{v_t}{v_c})^2\right)$
$\zeta_{div-str}$	$0.4(\frac{Q_t}{Q_c})^2$

Tabla 2.2: Coeficientes de pérdida de carga obtenidos de Idelchik et al. 1986 para las características del colector.

Existen diez caminos posibles que puede tomar el fluido dentro del colector, dependiendo de por cual tubo realice el ascenso de un cabezal al otro. En la Figura 2.12 se muestran las pérdidas de carga para el cabezal inferior (azul), cabezal superior (rojo), los tubos ascendentes (anaranjado) y las totales (negro) para los diez caminos posibles a tomar por el flujo. Se observa que las pérdidas de carga en los cabezales son diferentes según cada camino, pero son mucho menores que las pérdidas en los tubos ascendentes, que representan el 80 % de las pérdidas totales. El criterio para definir el caudal que pasa por cada camino fue que las pérdidas totales sean iguales.

A partir de una primera estimación de la distribución del caudal, pueden calcularse las pérdidas de carga y obtener las totales discriminando por camino tomado. Con esas pérdidas de carga se puede re-calcular el caudal por camino e iterar hasta que la curva negra sea horizontal. El caudal que hace cerrar la iteración será el verdadero que irá por cada camino. Como las pérdidas dependen de la temperatura del fluido a través de la viscosidad, la distribución de caudal variará acorde a la temperatura del fluido de ingreso. En la Figura 2.13 se muestra el porcentaje del caudal total que recorre cada tubo. Se observa que el comportamiento de las curvas es casi plano, aunque no lo parece debido a que la escala magnifica las pequeñas variaciones. Aun así, esas diferencias muestran un ligero comportamiento parabólico o exponencial, con una tendencia del flujo de evitar los tubos intermedios y acumularse en los finales.

En la curva marrón (cuando el agua ingresa a 20 °C al colector), por el último tubo recorren unas tres centésimas más de caudal; en el tercero, cuarto y quinto, recorre una centésima menos que en promedio. A esta temperatura es correcto afirmar que el

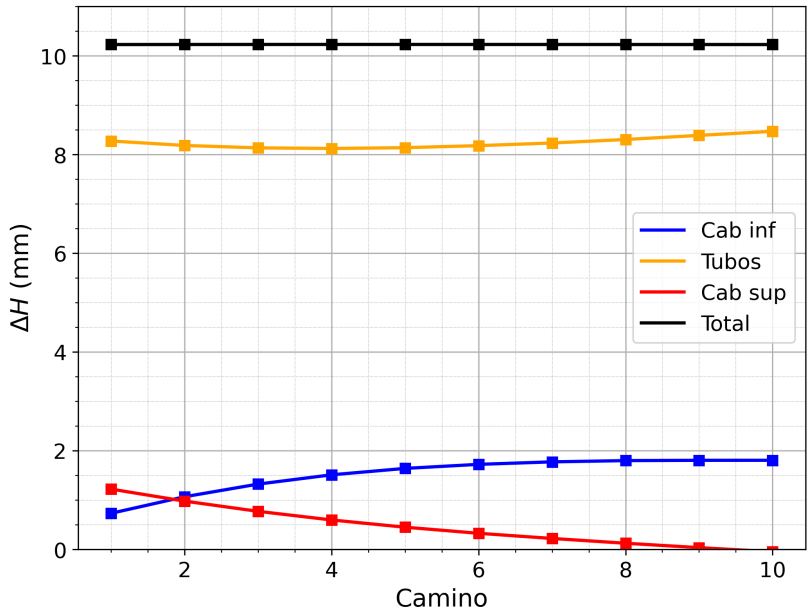


Figura 2.12: Pérdidas de carga estimadas en función del camino.

flujo se distribuye de manera uniforme. Para las temperaturas mayores, la estimación de flujos sugiere que el modelo debería tener en cuenta que el caudal no es uniforme. A pesar de ello, por simplicidad se tomó el caudal como uniforme para todos los tubos y la acumulación del caudal en los últimos tubos será una de las limitantes del modelo.

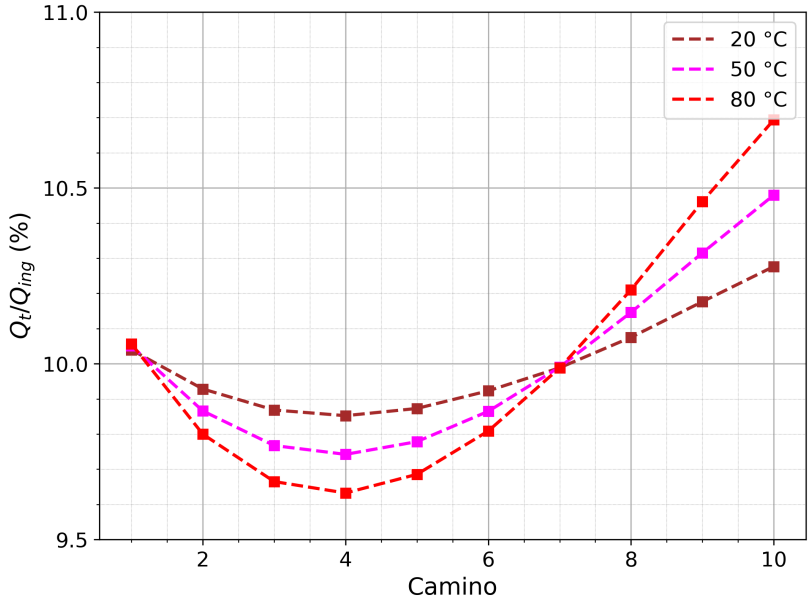


Figura 2.13: Distribución de caudal en función del camino.

Por último, es necesario aclarar que las correlaciones empleadas son válidas para flujos en régimen automodelado y con números de Reynolds elevados. No obstante, re-

sulta difícil garantizar que dichas condiciones se cumplan en todos los rangos de caudal y en cada tramo del colector. En consecuencia, los resultados presentados en la Figura 2.12 deben interpretarse considerando un margen de incertidumbre no despreciable. Para una estimación más precisa de las pérdidas de carga, sería necesario recurrir a una simulación computacional de dinámica de fluidos más completa, lo cual se reconoce que excede los objetivos y el alcance del presente trabajo.

2.1.5. Óptica

En las ecuaciones del balance de energía 2.9, 2.8 y 2.10 aparecen términos que representan la energía solar absorbida por unidad de tiempo y por unidad de área. La radiación solar incidente puede presentarse tanto como radiación directa (proveniente en la dirección del sol) como radiación difusa (llega desde todas las direcciones del cielo).

En la Figura 2.14 se esquematiza cómo se distribuye la energía de los rayos incidentes en el sistema. El espesor del vidrio es de 4 mm, su índice de refracción es 1.5, y el coeficiente de extinción declarado es de 12 m^{-1}. A partir de estas propiedades, pueden aplicarse las ecuaciones de Fresnel para un cierto ángulo de incidencia, considerando luz no polarizada. Se utilizó como guía el libro de Griffiths, 2023 para plantear las ecuaciones correspondientes. Esto permite calcular los coeficientes de transmisión y reflexión tanto de aire a vidrio como de vidrio a aire. También es posible obtener el coeficiente de absorción del vidrio cuando atraviesa un rayo de luz. Se decidió no presentar estos cálculos para no sobrecargar innecesariamente la lectura, pero pueden entenderse los planteos observando los rayos en la Figura. Los coeficientes globales de transmisión, reflexión y absorción (T_{vid}, R_{vid} y A_{vid} respectivamente) del vidrio obtenidos se explicitan en las ecuaciones 2.34, 2.35 y 2.36, donde τ y r son la transmisividad y la reflectividad de la interfaz aire-vidrio, y a el porcentaje de energía absorbida en un vidrio de espesor d. Los coeficientes τ, r y a dependen del ángulo de incidencia acorde a las ecuaciones de Fresnel, y esa dependencia se transmite a los coeficientes globales del vidrio.

$$T_{vid}(\theta) = \frac{\tau^2(1-a)}{1-r^2(1-a)^2} \tag{2.34}$$

$$R_{vid}(\theta) = r + \frac{\tau^2(1-a)^2 r}{1-r^2(1-a)^2} \tag{2.35}$$

$$A_{vid}(\theta) = \frac{\tau a}{1-r(1-a)} \tag{2.36}$$

La absortividad de la pintura selectiva fue declarada por el fabricante. A partir

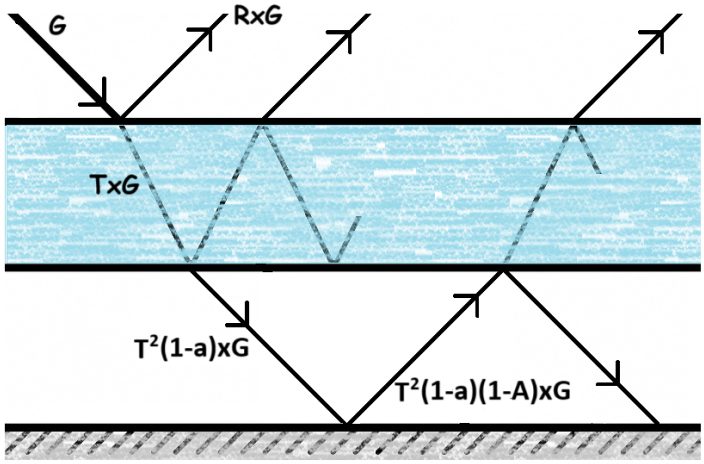


Figura 2.14: Esquema sobre cómo se dan las reflexiones y las transmisiones en el sistema. G es la irradiacia solar, T y T' sin las transmisividades aire-vidrio y viceversa, R es la reflectividad y A es la absortividad de la pintura.

del esquema y de las propiedades ópticas pueden construirse series geométricas que describan la energía absorbida por el vidrio y la placa. Se muestran las ecuaciones para calcular la energía absorbida por la placa y por el vidrio en 2.37 y 2.38, donde A_{abs} es la absortividad de la pintura selectiva. Para comprobar la validez de este modelo, se llevó a cabo un ensayo de transmisividad con un vidrio similar, el cual se presenta en el capítulo siguiente.

$$S_{\text{abs}}(\theta) = A_{abs}\frac{T_{vid}(\theta_b)\text{BTI} + T_{vid}(\theta_d)\text{DTI} + T_{vid}(\theta_r)\text{RTI}}{1-(1-A_{abs})R_{vid}(\theta_b)} \tag{2.37}$$

$$\frac{S_{\text{cov}}}{A_{vid}}(\theta) = \text{GTI} + (1-A_{abs})\left(\frac{T_{vid}(\theta_b)\text{BTI} + T_{vid}(\theta_d)\text{DTI} + T_{vid}(\theta_r)\text{RTI}}{1-(1-A_{abs})R_{vid}}\right) \tag{2.38}$$

En donde θ_b es el ángulo de incidencia de la radiación directa, θ_d es el ángulo efectivo de la irradiancia difusa proveniente de la bóveda celeste como definida en la ecuación 2.39 (Duffie et al. 2020), y θ_r es el efectivo de la reflejada. β es el ángulo de inclinación del colector.

$$\theta_d = 59.7\text{–}0.1388\beta + 0.001497\beta^2 \tag{2.39}$$

2.2. Discretización

Volviendo al modelo general del colector, las ecuaciones que gobiernan el sistema son las ecuaciones 2.6, 2.8, 2.9, 2.10 y 2.11. Para resolver el balance en el aluminio, se

utilizan las ecuaciones 2.23 y 2.25. A partir de estas ecuaciones, se debe definir cómo se discretizará el sistema en pequeños pasos espaciales Δy y temporales Δt.

Se tomó la decisión de resolver el sistema mediante un método híbrido entre implícito y explícito. Para el balance de energía en el cobre se utilizó un esquema implícito, con el fin de evitar restricciones en la resolución de la conducción térmica en dicho material. Los métodos implícitos suelen requerir mayor esfuerzo computacional que los explícitos, pero a cambio son mucho más robustos. Sin embargo, en este caso, dado que los términos de difusión en el cobre solo involucran interacción con sus vecinos inmediatos en el eje axial, se puede emplear el algoritmo de resolución de matrices tridiagonales descrito por Lee, 2011. Este algoritmo permite resolver la ecuación diferencial de forma implícita con un costo computacional comparable al de un método explícito. Así, se resuelve el estado del cobre en el paso $t + \Delta t$ considerando las interacciones con los demás elementos en el tiempo t.

El resto de las ecuaciones se resuelve de forma explícita, ya que no presentan mayores problemas de estabilidad.

El único otro aspecto importante a considerar en la discretización es que, para el fluido, el paso de tiempo máximo debe asegurar que no ingrese más fluido a cada volumen de control del que este puede almacenar. Esta condición puede expresarse, para tubos de sección constante, como en la ecuación 2.40, donde el paso espacial debe ser mayor que la distancia recorrida por el fluido en un tiempo Δt.

$$\Delta y \geq v_f \, \Delta t \tag{2.40}$$

Se eligieron un Δy de 30 mm para garantizar una buena resolución espacial y un Δt con el mayor valor posible compatible con un cierto caudal, cumpliendo la igualdad en la ecuación 2.40 para minimizar el error numérico.

En la Figura 2.15 se presenta un esquema de los volúmenes de control correspondientes al aluminio y al cobre. Allí no se representan las temperaturas del agua que circula por dentro de cada volumen de tubo de cobre, ni tampoco los volúmenes de aislante y cobertura de vidrio ubicados por debajo y por encima, respectivamente, de cada volumen de control.

La gran ventaja de haber elegido esta discretización es la alta resolución espacial en la dirección axial, aunque esto implica ceder cierta precisión debido a la hipótesis de que el intercambio de calor, tanto radiativo como convectivo, entre el aluminio, el cobre y la cobertura de vidrio se da exclusivamente con el pequeño volumen de control inmediatamente superpuesto. En la Figura 2.16 se observa que el intercambio de calor entre volúmenes de control consecutivos ocurre únicamente a través de la conducción en el tubo de cobre. Se prohíbe expresamente cualquier transferencia de calor —ya sea

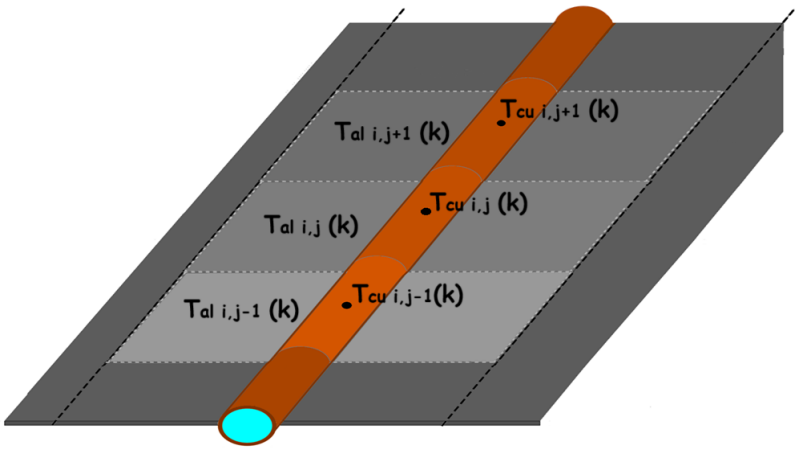


Figura 2.15: Esquema que muestra algunos volúmenes de control de cobre y de aluminio.

radiativa o conductiva— entre $T_{cu}^{i,j+1}$ y $T_{cov}^{i,j+1}$, con el fin de desacoplar las ecuaciones. Si bien en la realidad existe cierto intercambio entre estos volúmenes, las temperaturas involucradas son similares, por lo que los flujos de calor globales resultan prácticamente idénticos tanto si se considera el intercambio o no.

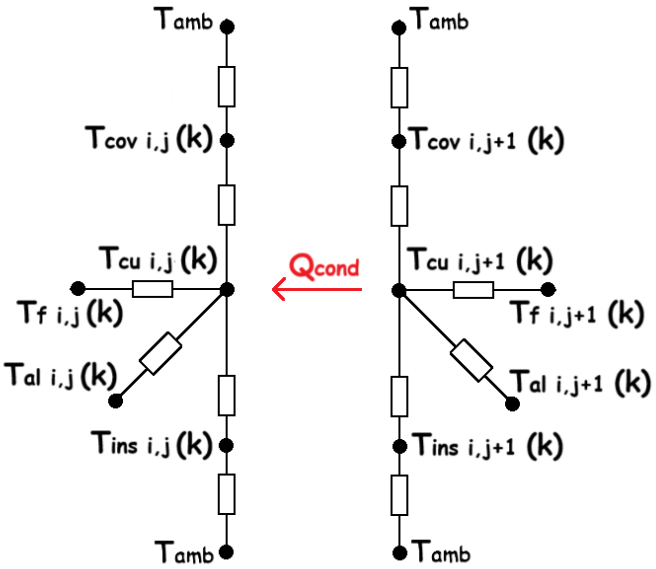


Figura 2.16: Diagrama de intercambios de calor entre volúmenes de control consecutivos. El índice k indica el paso temporal.

El flujo de calor por conducción mostrado en el diagrama anterior se da únicamente entre tubos de cobre, pero se definió una conductividad y un área efectiva de conducción que permiten tener en cuenta, de forma aproximada, la conducción a través de las aletas de aluminio. Esta simplificación se justifica mediante la hipótesis $\frac{dT_{al}}{dy} \sim \frac{dT_{cu}}{dy}$, la cual se apoya en el hecho de que ambas aletas de aluminio reciben la misma radiación

solar, presentan el mismo coeficiente de pérdidas y presentan la misma resistencia de contacto. Por lo tanto, la única diferencia entre sus perfiles de temperatura proviene de las condiciones de borde impuestas por el tubo de cobre. Se discutirá esta hipótesis a la luz de los primeros resultados del capítulo IV.

A partir de todas estas hipótesis y consideraciones, se obtienen finalmente las ecuaciones discretas a resolver: 2.41, 2.42, 2.43, 2.44, 2.45, 2.46. El orden de resolución es el mismo en el que están escritas. Primero se resuelve la temperatura en la aleta teniendo en mente el proceso transitorio descrito. Con esa información, se procede a resolver la ecuación correspondiente al tubo de cobre mediante el esquema implícito usando el algoritmo de matrices tridiagonales (TDMA, por sus siglas en inglés). Una vez obtenidas estas dos soluciones, se resuelven los cuatro balances restantes, donde los dos últimos están acoplados a través de las propiedades del agua.

$$T_{al}^{k+1} = T_{al}^{k} + \frac{\Delta t}{\rho_{al}\delta c_{al}}\left(S_{\text{abs}} - S_{\text{abs}}^{*}\right) \tag{2.41}$$

$$\begin{aligned} T_{cu\ j}^{k+1} - T_{cu\ j}^{k} = \frac{\Delta t D_t}{\rho_{cu} c_{cu} A_t}\Big[& S_{\text{abs}} - \frac{\pi \kappa_{\text{lv}}}{2e_{\text{lv}}}(T_{cu\ j}^{k+1} - T_{ins\ j}^{k}) \\ & - h_{tot}\frac{\pi}{2}(T_{cu\ j}^{k+1} - T_{cov\ j}^{k}) - h_f \frac{d_t}{D_t}\pi(T_{cu\ j}^{k+1} - T_{f\ j}^{k}) - \frac{Q'_{aleta}}{D_t}\Big] \\ & + \frac{\alpha_{cu}\Delta t}{\Delta y^{\,2}}\left(T_{cu\ j+1}^{k+1} + T_{cu\ j-1}^{k+1} - 2T_{cu\ j}^{k+1}\right) \end{aligned} \tag{2.42}$$

$$\begin{aligned} T_{cov\ j}^{k+1} - T_{cov\ j}^{k} = & \frac{\Delta t}{\rho_g 2e_g\ c_g}\Big[S_{\text{cov}} + h_{tot}(\frac{w}{B}T_{al\ j}^{k} + \frac{D_t}{B}T_{cu\ j}^{k} - T_{cov\ j}^{k}) \\ & - h_{\text{conv}}^{\text{ext}}(T_{cov\ j}^{k} - T_{\text{amb}}) - \epsilon_g \sigma (T_{cov\ j}^{k\ 4} - T_{sky}^{4})\Big] \end{aligned} \tag{2.43}$$

$$\begin{aligned} T_{ins\ j}^{k+1} - T_{ins\ j}^{k} = & \frac{\Delta t}{\rho_{\text{lv}} 2e_{\text{lv}}\ c_{\text{lv}}}\left[\frac{\kappa_{\text{lv}}}{e_{\text{lv}}}\left(\frac{w}{B}T_{al\ j}^{k} + \frac{D_t \pi}{2B}T_{cu\ j}^{k} - T_{ins\ j}^{k}\right)\right. \\ & \left. - \left(\frac{1}{h_{\text{conv}}^{\text{ext}}} + \frac{e_{\text{lv}}}{\kappa_{\text{lv}}}\right)^{-1}(T_{ins\ j}^{k} - T_{\text{amb}})\right] \end{aligned} \tag{2.44}$$

$$u_{f\ j}^{k+1} - u_{f\ j}^{k} = \frac{4h_f \Delta t}{\rho_f d_t}(T_{cu\ j}^{k} - T_{f\ j}^{k}) - \frac{4\Delta t}{\rho_f d_t^2 \pi dy}\left[\dot{m}_{out} h_{f\ j}^{k} + \dot{m}_{in} h_{f\ j-1}^{k}\right] \tag{2.45}$$

$$\rho_{f\ j}^{k+1} - \rho_{f\ j}^{k} = \frac{4\Delta t}{d_t^2 \pi dy}\left[\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}\right] \tag{2.46}$$

2.3. Test de funcionamiento

Para verificar el correcto funcionamiento del programa, se simularon un par de casos sencillos en los que la temperatura ambiente y la del agua en el ingreso se mantuvieron constantes en 20 y 45 °C, respectivamente. Además, se consideraron dos escenarios de irradiancia solar: por un lado, se tomó un día despejado, con 850 W/m^2 de radiación directa y 150 W/m^2 de radiación difusa; por el otro, te tomó un día parcialmente nublado, con 440 y 220 W/m^2 de radiación directa y difusa, respectivamente. La velocidad del viento se fijó en 3 m/s, y se establecieron otros parámetros del colector que resultan irrelevantes para el propósito de este test.

El principal resultado obtenido es la temperatura del absorbedor en régimen estacionario bajo condiciones de cielo claro. En la Figura 2.17 se presenta un gráfico de colores que representa las temperaturas del aluminio y del cobre en cada punto del colector. El agua entra por la esquina superior izquierda de la figura y sale por la esquina inferior derecha. A partir de esta figura pueden extraerse diagramas de temperatura en función de las coordenadas vertical y horizontal.

En la Figura 2.18 se muestran cortes del colector que permiten observar el perfil de temperaturas en la dirección perpendicular al flujo. A la izquierda se muestra el escenario con cielo despejado y a la derecha el escenario con cielo parcialmente nublado. Se resalta que, con menor radiación solar el centro del absorbedor alcanza temperaturas notablemente más bajas. Transmitir más calor útil desde las aletas hacia el tubo de cobre requiere una mayor pendiente de temperatura, lo que implica valores extremos más elevados.

También se verifica una de las hipótesis centrales del modelo: que las pendientes de temperatura en la dirección axial son mucho menores que en la dirección perpendicular. Entre cortes separados por más de un metro a lo largo del colector, solo se observan diferencias de temperatura de algunos pocos grados; sin embargo, en la dirección perpendicular, unos pocos milímetros pueden representar varios kelvin de diferencia.

Unos gráficos similares a los anteriores se presentan en la Figura 2.19, donde, en lugar de realizarse un corte perpendicular al flujo, se realiza un corte axial. En estos gráficos se incluyeron también los perfiles de temperatura del agua, del aislante y de la cobertura de vidrio.

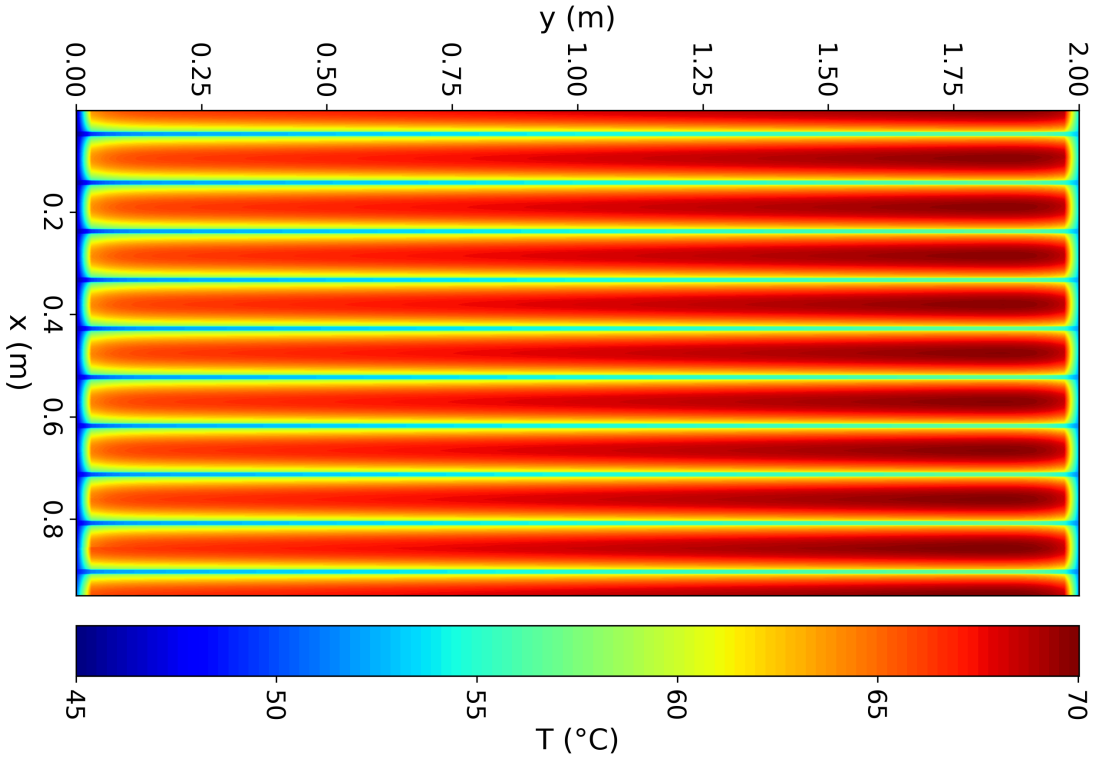


Figura 2.17: Temperatura del absorbedor para el estado estacionario con el agua ingresando a 45 °C en condiciones de cielo claro.

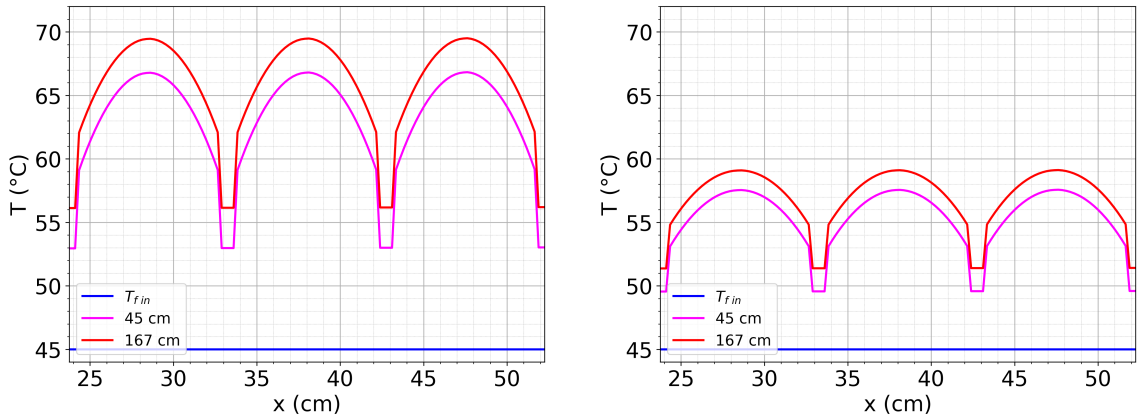


Figura 2.18: Se muestra el perfil de temperaturas para dos tubos del colector, a la izquierda para un día de cielo claro y a la derecha para un día parcialmente nublado.

En las curvas también puede observarse la caída de temperatura del cobre entre los tubos ascendentes y los cabezales, ya que estos últimos no están en contacto con las aletas de aluminio. El nodo correspondiente al aislante se ubica a mitad de camino entre el exterior y las aletas, considerando medio espesor de lana de vidrio hacia cada lado; por ello, es esperable que su temperatura esté aproximadamente a la mitad entre ambos extremos. La cobertura de vidrio, por su parte, mantiene una temperatura cercana a la del ambiente, y su pendiente en la dirección axial resulta prácticamente

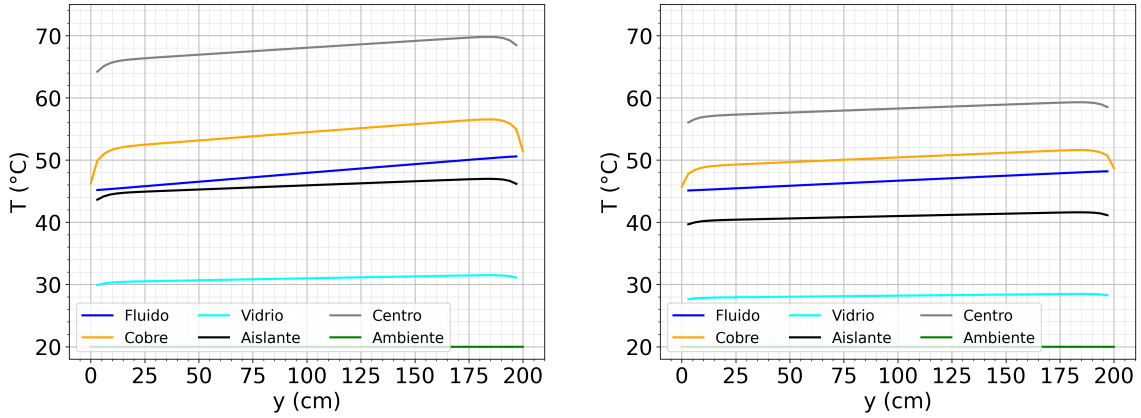


Figura 2.19: Se muestra el perfil de temperaturas en la dirección axial en el colector, a la izquierda para un día de cielo claro y a la derecha para un día parcialmente nublado.

despreciable.

Capítulo 3

Ensayos

Para validar el modelo del colector solar se realizaron ensayos experimentales en el Banco de Ensayos de Colectores Solares (BECS) del Laboratorio de Energía Solar, ubicado en Salto, Uruguay (Lat.: –31.28, Long.: –57.92). El BECS permite llevar a cabo ensayos normalizados conforme a la norma ISO 9806:2017, así como pruebas ad hoc destinadas a evaluar distintos aspectos del comportamiento térmico de los colectores solares. Al haber sido diseñado y construido por investigadores del propio LES, el conocimiento detallado de la instalación les permite también operarla en condiciones no estandarizadas, ampliando así su rango de aplicación experimental.

3.0.1. Instalaciones del LES

El banco de ensayos consiste en una plataforma de plano inclinado con ángulo acimutal variable, capaz de orientarse desde el noreste hasta el noroeste para seguir el movimiento aparente del sol a lo largo del día. La inclinación del plano también es ajustable, aunque durante esta campaña experimental se fijó en 45°, con el objetivo de minimizar el ángulo de incidencia promedio diario. En cada jornada de medición puede optarse por realizar un seguimiento acimutal del sol o mantener una orientación fija, según los requerimientos del ensayo. Adicionalmente a esta característica móvil, cuenta con varios instrumentos de medición de alta calidad.

Acorde a lo que exige la norma, cuenta con dos termorresistencias PT-100 de tres cables para medir la temperatura del agua a la entrada y salida del colector con una incertidumbre menor a 0.1K. Además, dispone de un caudalímetro electromagnético Endress & Hauser con una incertidumbre relativa menor al 0.5 %. Para las mediciones de radiación solar, se utilizaron dos piranómetros Kipp & Zonen (CMP 10 y CMP 11) de clase A, usados para medir la irradiancia global tanto en el plano horizontal como en el plano inclinado. Otro piranómetro de la misma marca, pero clase B (CMP 6), se utilizó con banda de sombra para medir la componente difusa de la radiación en

plano horizontal. Cabe aclara que es necesario aplicar un coeficiente de corrección a esta última medición, el cual está especificado en la hoja de datos del instrumento. Una descripción más detallada del banco de ensayo puede consultarse en Rodríguez-Muñoz et al. 2021.

Para este trabajo se añadieron tres termorresistencias PT-100 para medir la temperatura de las aletas de aluminio por debajo del colector, a una distancia de 0.28, 0.95 y 1.62 metros del cabezal inferior. Las PT-100 se ubicaron en el centro de la aleta con el fin de medir la máxima temperatura del sistema, y con esto se disminuye la incertidumbre, debido al perfil transversal de temperatura. En el esquema de la Figura 3.1 se puede ver a qué altura fueron colocadas estas termorresistencias (T1, T2 y T3). Se eligió esta posición porque, a mitad de camino entre los tubos, la derivada de la temperatura del aluminio en la dirección x es nula porque se espera cierta simetría entre tubos contiguos. Sin embargo, un pequeño desplazamiento lateral o una separación imperfecta entre la termorresistencia y la aleta puede introducir errores de varios grados de temperatura. Por este motivo, las mediciones de temperatura del aluminio presentan una incertidumbre significativamente mayor, y su confiabilidad es menor que la de las temperaturas del agua.

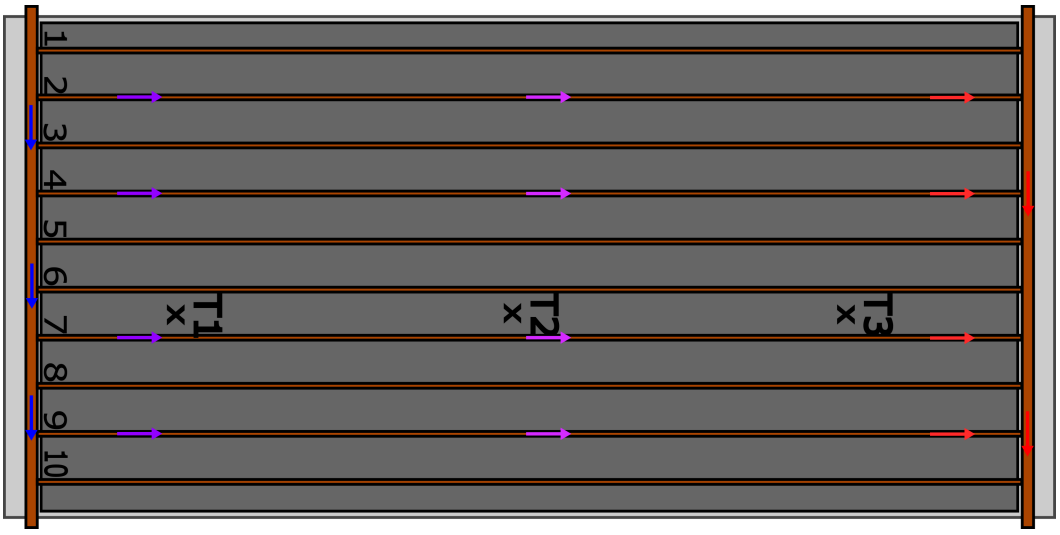


Figura 3.1: Esquema de la placa absorbedora y los tubos de cobre por los que circula agua.

En el panel izquierdo de la Figura 3.2 se muestra una fotografía del colector montado durante la campaña de mediciones. En ella se observan el plano inclinado del banco de ensayos, los ventiladores utilizados para generar convección forzada entre el vidrio y el aire, los piranómetros ubicados al costado izquierdo del colector y el cielo despejado de fondo característico de los días de ensayo tipo I. En el panel derecho se presenta una imagen de la placa absorbedora con los tubos de cobre, tomada durante el desensamblaje del colector para su relevamiento geométrico y la instalación de las

termorresistencias en la cara posterior de las aletas de aluminio.



Figura 3.2: Se muestran dos fotografías del colector. A la izquierda se observa el colector montado en el banco de ensayos y a la derecha se muestra el colector en el taller, sin la cubierta de vidrio.

3.0.2. Resumen de los ensayos

La norma ISO 9806 establece dos metodologías de ensayo: el Ensayo en Estado Estacionario (SST, por sus siglas en inglés) y el Ensayo Cuasi-Dinámico (QDT, también por sus siglas en inglés). En este trabajo, se utilizaron las secuencias de medición correspondientes al método SST para verificar el modelo numérico. Es importante destacar que existen tres subensayos independientes: (i) ensayo de desempeño, (ii) ensayo del modificador por ángulo de incidencia (IAM, por sus siglas en inglés), y (iii) ensayo de capacidad térmica efectiva. El modelo se corrió bajo las mismas condiciones climáticas y de operación que los ensayos experimentales, y sus resultados (ya sea la potencia útil o la temperatura de salida del colector) fueron comparados con las mediciones. Todos estos ensayos requieren días tipo I, es decir, días claros, con la mayor parte de la irradiacia siendo directa y un alto índice de claridad.

En el primer subensayo (desempeño) se determinó la potencia útil del colector para cuatro valores distintos de temperatura de entrada. Para cada valor se registraron cuatro puntos de medición independientes, totalizando dieciséis puntos experimentales. Cada punto correspondió al promedio de un período de aproximadamente diez minutos, durante el cual se verificaron las condiciones de estabilidad establecidas por la norma. Las mediciones se efectuaron con ángulos de incidencia pequeños, próximos a la normal. Este ensayo tiene por objetivo determinar la eficiencia del colector bajo incidencia normal y las pérdidas térmicas asociadas, motivo por el cual se realiza en estado estacionario y con incidencia normal, suprimiendo así los efectos dinámicos y las variaciones de las propiedades ópticas con el ángulo. A partir de este subensayo se obtiene la curva de eficiencia a incidencia normal, información esencial para evaluar el desempeño global del colector.

El segundo subensayo (IAM) se orientó a determinar la variación de la eficiencia con el ángulo de incidencia. Se midió la potencia útil del colector para varios ángulos comprendidos entre 40° y 70°, ajustando la temperatura de entrada de modo que la temperatura media del fluido fuera lo más próxima posible a la temperatura ambiente. Este ensayo complementa al anterior, ya que permite comparar la eficiencia obtenida para distintos ángulos de incidencia con la eficiencia de referencia bajo incidencia normal. El ensayo IAM integra en un único parámetro los efectos dependientes del ángulo, principalmente las variaciones en la transmisividad y reflectividad del vidrio, y en menor medida, los cambios en la absortividad de la pintura y las sombras internas generadas dentro del colector.

El tercer subensayo (capacidad térmica efectiva) se realizó de acuerdo con la Sección 25.2 de la norma ISO 9806. En este caso, se fijó la temperatura de entrada igual a la temperatura ambiente y se cubrió el colector con una manta reflectante hasta alcanzar el estado estacionario. Posteriormente, se retiró la cobertura, permitiendo que el colector se estabilizara nuevamente bajo irradiancia solar. Este ensayo, efectuado también con incidencia normal, permite analizar el comportamiento transitorio del colector y estimar su capacidad térmica efectiva.

Además de los ensayos normalizados, se llevaron a cabo dos pruebas complementarias en las que se variaron abruptamente la temperatura de entrada y el caudal del fluido. El objetivo fue evaluar la respuesta dinámica del modelo frente a cambios rápidos en las condiciones de operación. Asimismo, se realizaron mediciones durante días cubiertos o parcialmente nublados, con el fin de validar el modelo en un rango más amplio de condiciones de irradiancia.

Por último, se efectuó un ensayo de transmitancia en función del ángulo de incidencia para un vidrio con las mismas características que el utilizado en el colector

fabricado por Baroni. Para ello, se emplearon los dos piranómetros de clase A, midiendo la radiación incidente en el plano inclinado tanto delante como detrás del vidrio durante varios días completos, con el propósito de caracterizar experimentalmente la transmitancia angular del material.

3.1. Ensayo de transmitancia

El primero de los ensayos realizados fue el de transmitancia del vidrio. Con este ensayo se busca obtener la transmisividad en incidencia normal y ajustar cómo varía la misma con el ángulo de incidencia. Tiene una relevancia particular para dar una explicación física a una parte del IAM y además es muy relevante para modelar la eficiencia óptica del colector. Los resultados de este ensayo repercuten en el modelo de absorción en incidencia normal y, por lo tanto, en el ajuste del modelo de pérdidas térmicas.

En el ensayo de transmitancia, se midió la irradiancia total en plano inclinado (fijo, orientado hacia el norte y con 45° de inclinación) tanto delante como detrás del vidrio. En la Figura 3.3 se muestran los resultados del ensayo de la tarde del 22 de mayo de 2024, en función del ángulo relativo entre la normal del plano del vidrio y la posición del sol. Se observa que, como era de esperarse, la irradiancia medida delante del vidrio es sistemáticamente mayor que la medida detrás, salvo para ángulos muy grandes donde se ven irregularidades.

Dado que a grandes ángulos de incidencia se recibe muy poca potencia, se estableció un umbral de seguridad: solo se consideraron válidos aquellos puntos para los que la irradiancia medida delante del vidrio fue mayor a 400 $\mathrm{W/m^2}$. Como en el colector no se suelen obtener ángulos mayores a 60°, las medidas que no se contemplan no son especialmente relevantes.

Si bien lo más sencillo sería calcular la transmitancia como el cociente de las curvas, el ensayo era más complejo, así que se debió trabajar con la descomposición en componentes según su incidencia. La irradiancia total puede descomponerse en plano inclinado en directa, difusa y reflejada, como se muestra en la ecuación 3.1, donde además se distingue entre irradiancia difusa circunsolar e irradiancia proveniente del cielo.

$$\mathrm{GTI}_\beta = G_b \cos(\theta_r) + G_d^{cs} + G_d^{bc} + G_r \tag{3.1}$$

Utilizando el modelo de separación de Ruiz-Arias, es posible estimar las componentes directa y difusa de la irradiancia a partir del índice de claridad, definido como el cociente entre la irradiancia global en plano inclinado (GTI, por sus siglas en inglés) y

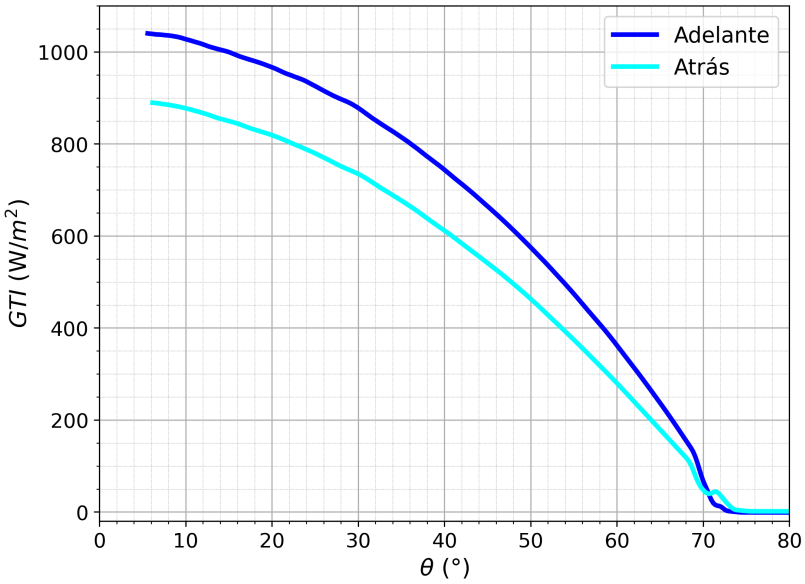


Figura 3.3: Medidas de irradiancia solar global en plano inclinado delante y detrás del vidrio.

la irradiancia incidente en el plano inclinado en el tope de la atmósfera (TOA, por sus siglas en inglés). A partir de dicho modelo, se estima la fracción difusa de la irradiancia para cada momento del día.

Con esta fracción y el índice de claridad, puede utilizarse el modelo de Hay-Davies para descomponer la irradiancia difusa en una componente circunsolar y otra proveniente del cielo, esta última asumida como isotrópica. En la Figura 3.4 se presentan los parámetros adimensionales calculados como función del ángulo de incidencia.

Asumiendo que toda la componente circunsolar proviene del mismo ángulo que la radiación directa, puede definirse el coeficiente f_{d2} como la fracción de irradiancia proveniente de la bóveda celeste respecto de la total. Con esto, es posible escribir las expresiones para la irradiancia incidente delante y detrás del vidrio, como se muestra en las Ecuaciones 3.2 y 3.3.

$$\mathrm{GTI}_{ad} = \mathrm{GTI}_{ad}(1 - f_{d2}) + G_d^{bc} + G_r \tag{3.2}$$

$$\mathrm{GTI}_{at} = \mathrm{GTI}_{ad}(1 - f_{d2})T(\theta) + G_d^{bc}T(\theta_d) + G_rT(\theta_r) \tag{3.3}$$

Dado que las componentes $G_d^{bc}T(\theta_d)$ y $G_rT(\theta_r)$ son pequeñas, se pueden estimar ángulos efectivos θ_d y θ_r para la irradiancia difusa y la irradiancia reflejada, respectivamente. A partir de estos ángulos, y estimando la transmitancia correspondiente, es posible despejar la transmitancia del vidrio en función del ángulo de incidencia, utilizando las mediciones experimentales. En la ecuación 3.4 se muestra este despeje,

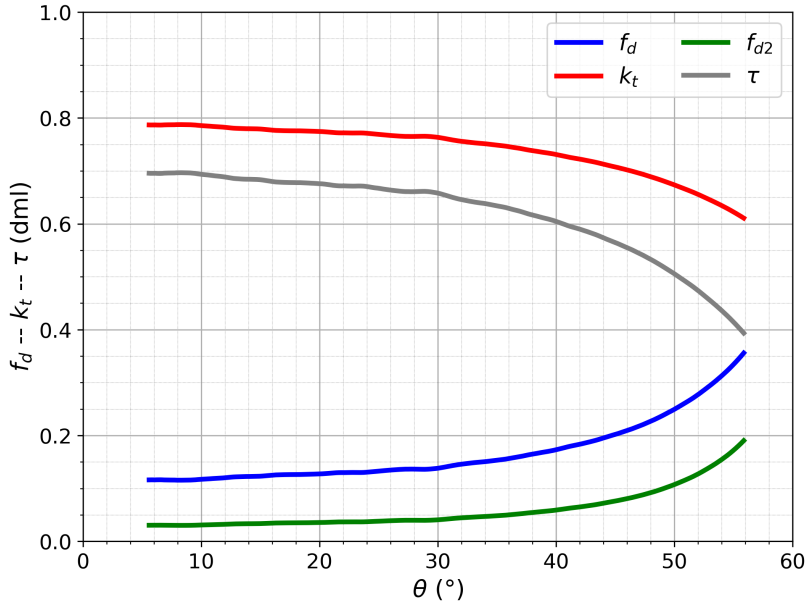


Figura 3.4: Fracciones difusas definidas, índice de claridad y transmisividad de la atmósfera.

que permite calcular la transmitancia a partir de los datos medidos, una vez conocidas las transmitancias para las componentes difusa y reflejada.

En la Figura 3.5 se muestran el numerador y el denominador de dicha ecuación, los cuales corresponden a estimaciones de la irradiancia que alcanza el vidrio desde la dirección del sol. Las estimaciones son más certeras cuanto más baja sea la fracción difusa f_{d2}, y deja de ser válido el cálculo para ángulos cercanos o mayores que 60°.

$$T(\theta) = \frac{\mathrm{GTI}_{at} - (G_d^{bc} T(\theta_d) + G_r T(\theta_r))}{\mathrm{GTI}_{ad}(1 - f_{d2})} \tag{3.4}$$

A partir del cociente entre las curvas roja y verde puede obtenerse la transmitancia global en función del ángulo. Para ajustar los datos empíricos, se construyó una curva teórica basada en las ecuaciones de Fresnel y en una estimación de la suciedad del vidrio, y se dejó un parámetro libre en cada una de estas componentes.

De las propiedades ópticas del vidrio, no se conoce a priori el coeficiente de extinción, aunque se espera que su valor se encuentre en el rango de 10 a 15 m^{-1}. Para estudiar las reflectividades en las interfaces de entrada y salida del vidrio, bajo iluminación solar no polarizada, se siguió el planteo de (Griffiths, 2023), el cual trata detalladamente las condiciones de borde para la onda electromagnética.

La ecuación 3.5 modela la transmitancia como función de los índices de refracción n_1 y n_2 (1 y 1.5 para el aire y el vidrio, respectivamente), del coeficiente de extinción λ, del ángulo de incidencia θ y del espesor del vidrio ($e = 4$ mm). Para modelar la suciedad, se adoptaron los enfoques propuestos por (Hegazy, 2001) y (Said y Walwil,

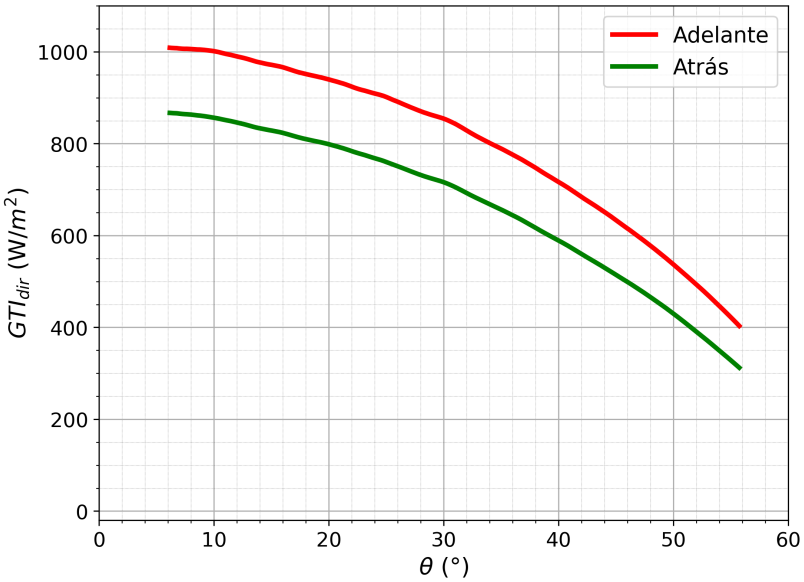


Figura 3.5: Estimación de irradiancia incidente desde la dirección del sol.

2014), quienes afirman que la pérdida de transmitancia normal depende de la cantidad de semanas transcurridas sin lluvia ni limpieza. Según dichos estudios, se espera una disminución entre el 1 y el 4 % en condiciones normales. La pérdida por suciedad se representa mediante el parámetro p_0 en la ecuación mencionada, y se divide por $\cos(\theta)$ debido a que, a mayor inclinación, la trayectoria óptica a través de la capa de polvo se incrementa.

$$T(\theta) = T_{\text{ideal}}(n_1, n_2, \lambda, \theta, e) \times \frac{p_0}{\cos(\theta)} \tag{3.5}$$

Los parámetros λ y p_0 se ajustaron a los datos experimentales mediante el método de mínimos cuadrados. En la figura 3.6 se presentan los datos medidos y la curva ajustada, obteniéndose un valor óptimo de $\lambda = 12.0 \pm 0.5$ m^{-1} y $p_0 = 0.015 \pm 0.002$, ambos dentro del rango esperado.

3.2. Norma ISO:9806

3.2.1. Ensayo de rendimiento

Con el fin de obtener la curva de rendimiento del colector solar, se hicieron una serie de mediciones del calor útil extraído bajo condiciones ambientales controladas durante un día de cielo claro. Con irradiancia incidente, temperatura ambiente y temperatura de ingreso al colector constantes, la norma exige que se mida la temperatura de salida durante períodos de diez minutos, cuatro veces, en un entorno cercano al

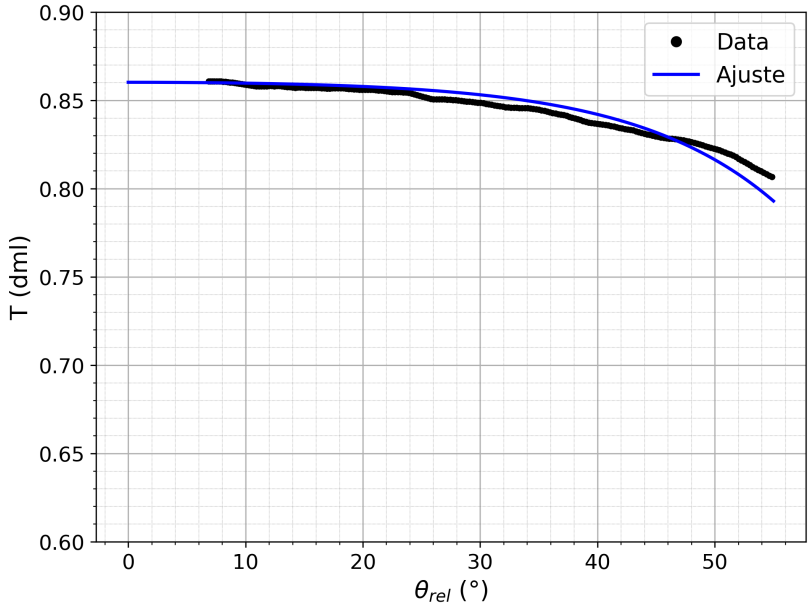


Figura 3.6: Transmitancia experimental y ajuste.

mediodía solar. Estas mediciones pueden promediarse para obtener un único punto de funcionamiento, que será parte de la curva de rendimiento. El caudal se mantuvo constante, determinado por la norma como 0.02 $\mathrm{kg{\cdot}s^{-1}{\cdot}m^{-2}}$, en unidades de flujo másico por segundo por unidad de área del colector. Además, el banco de ensayos cuenta con capacidad de seguimiento en el eje acimutal de la posición solar, por lo que el ángulo de incidencia varía mínimamente a lo largo del día. El ensayo sugiere ajustar los resultados de potencia útil contra temperatura media del colector a través de la ecuación 3.6.

$$\dot{Q}_{\text{util}} = \eta_0 G A_b - a_1 A_b (T_{\text{col}} - T_{\text{amb}}) - a_2 A_b (T_{\text{col}} - T_{\text{amb}})^2 \tag{3.6}$$

Donde el calor útil se mide como el salto de temperaturas entre entrada y salida, multiplicado por el caudal y por el calor específico del agua. La temperatura del colector T_{col} se define como la media entre la entrada y la salida del agua, la temperatura ambiente se mide en sitio con un termómetro aparte y los coeficientes η_0, a_1 y a_2 se ajustan experimentalmente. El significado físico de η_0 es la energía extraída al colector con $T_{\text{col}} - T_{\text{amb}} = 0$, cuando no habría pérdidas (aunque más adelante se muestra que si las hay) y se asocia a la eficiencia óptica del colector. Los parámetros a_1 y a_2 corresponden a las pérdidas térmicas del colector, siendo a_1 las pérdidas lineales y a_2 representaría el cambio en el coeficiente de pérdidas.

En la Figura 3.7 se muestra un resumen de las mediciones. En el panel izquierdo se presentan la temperatura ambiente y las temperaturas de entrada y salida del agua

durante un día de cielo claro. En el panel derecho se muestra la irradiancia incidente, descompuesta en sus componentes directa y difusa, junto con el correspondiente ángulo de incidencia.

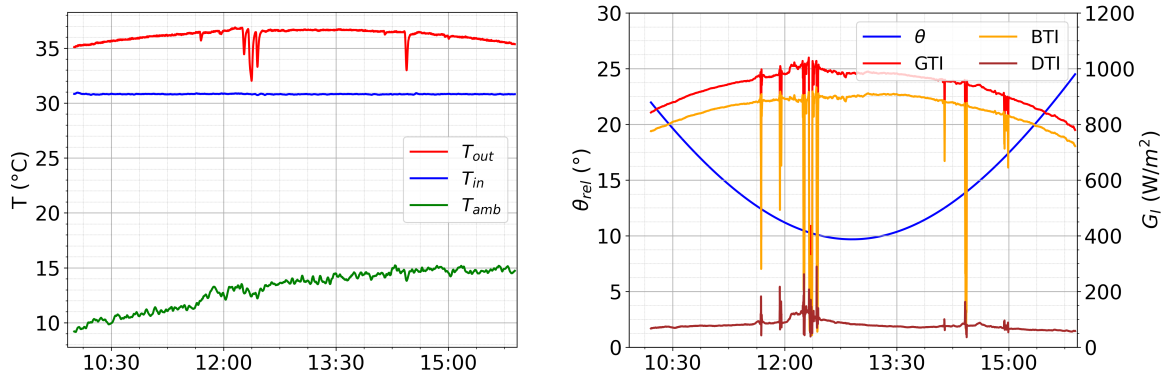


Figura 3.7: En el panel de la izquierda se muestran las temperaturas en función del tiempo y a la derecha se muestra la irradiancia incidente.

Se construyó la curva de rendimiento del colector a partir de cuatro mediciones realizadas en días claros. En la Figura 3.8 se muestra el ajuste de dicha curva, donde el rendimiento η se define según la ecuación 3.7, en función de la temperatura reducida definida en la ecuación 3.8. El intervalo de confianza (líneas punteadas) se calculó al 95 % de confianza.

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{\text{util}}}{GA_b} = \frac{\dot{m}c(T_{out} - T_{in})}{GA_b} \tag{3.7}$$

$$T^* = \frac{T_{out} - T_{amb}}{G} \tag{3.8}$$

Los resultados del ajuste son: $\eta_0 = 0.586 \pm 0.002$, $a_1 = (4.77 \pm 0.11)$ W m^{-2} K^{-1} y $a_2 = (8 \pm 1)$ mW m^{-2} K^{-2}. Los valores son coherentes con el orden de magnitud esperado en cada parámetro y con los valores usuales para colectores planos similares. Se puede unir ambos parámetros de pérdidas a_1 y a_2 en un único parámetro $a_1^* = a_1 + 2\Delta T_c a_2$, con una temperatura característica para aproximar la pendiente promedio de la función. Tomando ΔT_c de 30 °C, se tiene $a_1^* = (5.23 \pm 0.14)$ W m^{-2} K^{-1} como pendiente media de la curva.

Por otra parte, huelga decir que la incertidumbre de los dispositivos todavía no fue tenida en cuenta. La incertidumbre más grande es la de los piranómetros, que puede ser de hasta un 6 % de la medida. Sin embargo, para la irradiancia se cuenta con la ventaja de que aparece en el cociente de las magnitudes graficadas en el eje vertical y en el horizontal (ver las ecuaciones 3.7 y 3.8). En la Figura 3.8 se observan dos líneas discontinuas (en rosa) que representan un 5 % de diferencia sistemática en la señal del

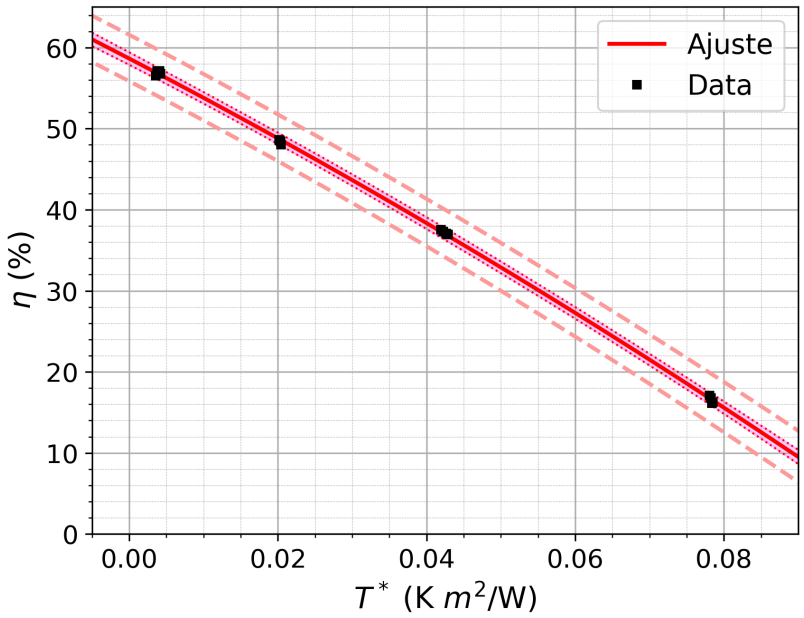


Figura 3.8: Medidas experimentales y ajuste del rendimiento contra la temperatura reducida.

piranómetro.

Además de las mediciones requeridas por la norma, se colocaron termorresistencias dentro del colector con el fin de validar el modelo del funcionamiento interno. Se instalaron tres termorresistencias en las aletas de aluminio, ubicadas entre los tubos 6 y 7, a distintas alturas: 0.28, 0.95 y 1.62 m desde el cabezal inferior. Se muestran las mediciones de estas termorresistencias en la Figura 3.9, donde se observa que la temperatura en el centro del aluminio es muy superior a la temperatura del agua, alrededor de 20 °C más. Además, se observa que la temperatura del aluminio cae rápidamente cuando pasa la nubosidad cerca de las 12:20 horas, mostrando que la temperatura en el aluminio tiene una menor inercia que la temperatura de salida, que representaría la inercia del colector en su conjunto.

En la figura puede observarse que las mediciones de temperatura del aluminio guardan una diferencia aproximadamente constante entre sí: la diferencia entre la termorresistencia media e inferior es similar a la diferencia entre la superior y la media. Además, se encuentran en el orden esperado: la temperatura más elevada se encuentra ubicada más cerca del cabezal superior, donde el agua circulante también alcanza mayor temperatura.

Sumado a todo esto, se observa también que la temperatura de la placa absorbedora puede ser muy superior a T_{col}, dando la pauta que el hecho de que T_{col} sea igual a T_{amb} no quiere decir que no existan pérdidas térmicas. Volviendo a la interpretación de η_0 como la eficiencia óptica, se puede extrapolar esta idea de la curva y argumentar que

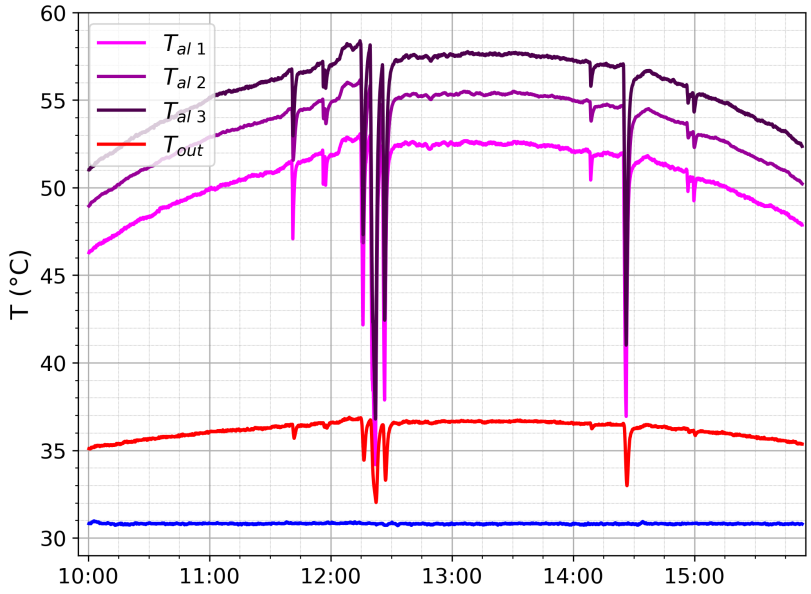


Figura 3.9: Medidas experimentales de temperatura de aluminio en 3 puntos del colector.

la interpretación no es completamente correcta, existen pérdidas térmicas cuando se tiene T_{col} similar a la ambiente.

3.2.2. Ensayo de IAM

Otro de los ensayos que se usan para caracterizar un colector solar es el ensayo de IAM. La dependencia óptica del colector es altamente sensible a diversas variables difíciles de medir, como la emisividad y absortividad angular de la pintura selectiva, las sombras internas que se generen en el colector, entre otras. En la Figura 3.10 se presentan los datos medidos en función del tiempo, de forma similar a lo mostrado en la Figura 3.7, pero en este caso con el colector inmóvil, orientado hacia el norte e inclinado a 45°. Como el colector se mantiene inmóvil. a lo largo del día la altura y el ángulo acimutal del sol varían, variando el ángulo de incidencia. En este ensayo se busca caracterizar la relación entre la potencia útil del colector y el ángulo de incidencia de la radiación solar.

A diferencia del ensayo anterior, en este caso es indispensable que el cielo se mantenga completamente despejado durante todo el período de medición. Esto puede corroborarse en la suavidad y continuidad de la curva roja del panel derecho. El ángulo de incidencia relativo varió entre un mínimo apenas por debajo de 10° y un máximo cercano a los 65°. La única variable que no puede ser controlada adecuadamente fue la temperatura ambiente, la cual aumentó aproximadamente 10 °C a lo largo del día, lo que generó una leve asimetría entre los datos de la mañana y los de la tarde.

Para obtener dicha curva se promediaron los datos de la mañana y de la tarde, lo

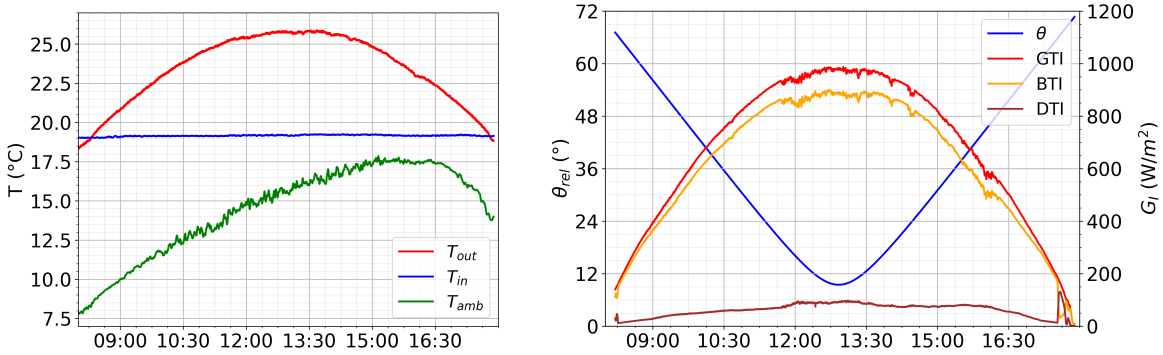


Figura 3.10: En el panel de la izquierda se muestran las temperaturas en función del tiempo y a la derecha se muestra la irradiancia y el ángulo incidente.

que permitió minimizar el efecto del comportamiento transitorio del colector debido a la acumulación de energía sensible, especialmente en la cubierta de vidrio. Se obtuvo la curva negra, que se muestra en la Figura 3.11, al calcular el rendimiento η para los valores promedio. La curva tiene el comportamiento esperado, pero debe recordarse que tiene dos variables: el ángulo y T^*.

Para eliminar la dependencia de T^*, la norma sugiere corregir por pérdidas térmicas, obtenidas a través del ensayo de rendimiento, de la forma que se muestra en la ecuación 3.9. Queda definida entonces la curva gris, que se interpreta como el rendimiento óptico del sistema en función del ángulo de incidencia cuando T^* es nula. La curva de IAM (verde) se calculó como el cociente entre el rendimiento óptico en función del ángulo y el rendimiento óptico en incidencia normal.

$$\eta_{\text{opt}}(\theta) = \eta(\theta) + a_1 T^* + a_2 T^{*2} G \tag{3.9}$$

También se incluyó en la figura la curva azul, correspondiente a la transmisividad del vidrio en función del ángulo de incidencia normalizada respecto a la transmitancia en incidencia normal, según el ajuste obtenido en el ensayo anterior. Se observa que las curvas verde y azul presentan una forma similar y prácticamente coinciden hasta que llegan a los 45°, lo que sugiere que, en ese rango, el único cambio significativo en el comportamiento óptico con el ángulo se debe a la transmisividad del vidrio. Para ángulos mayores, la transmisividad continúa siendo un factor relevante, aunque ya no es el único que afecta el rendimiento del colector.

3.2.3. Ensayo de capacidad térmica

El último de los ensayos exigidos por la norma que se llevó a cabo fue el correspondiente a la capacidad térmica del colector. En este ensayo, el agua ingresa al colector solar a un caudal constante, pero el absorbedor se encuentra inicialmente cubierto

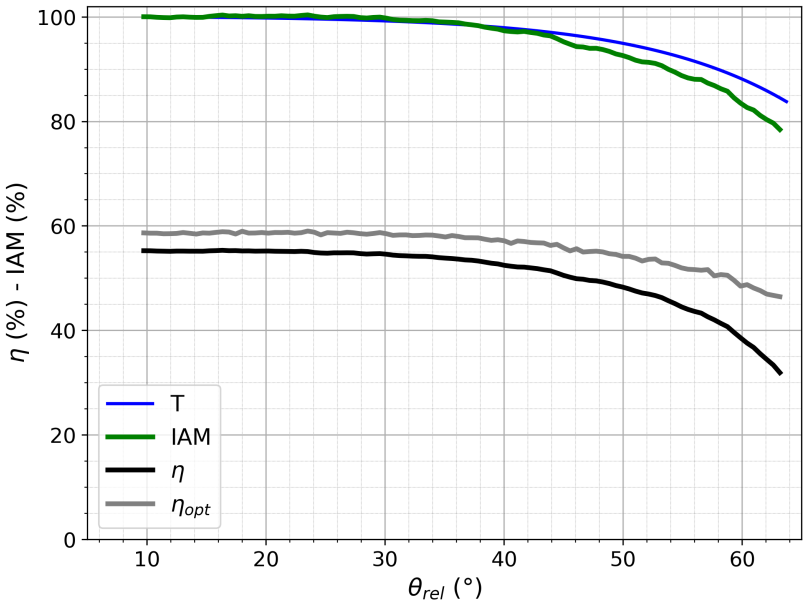


Figura 3.11: Cantidades adimensionales.

con una manta opaca, lo que hace que la radiación incidente sea despreciable. En un momento determinado, se retira la manta, lo que genera una entrada en escalón de irradiancia sobre el absorbedor del colector, algo que se puede ver en la Figura 3.12. En ella se muestra la evolución de las temperaturas de entrada, salida y ambiente cuando la manta es retirada y colocada nuevamente cada 20 minutos. Además de ello, se incluye la irradiancia en la gráfica, lo que evidencia los saltos del ingreso y cese de la radiación.

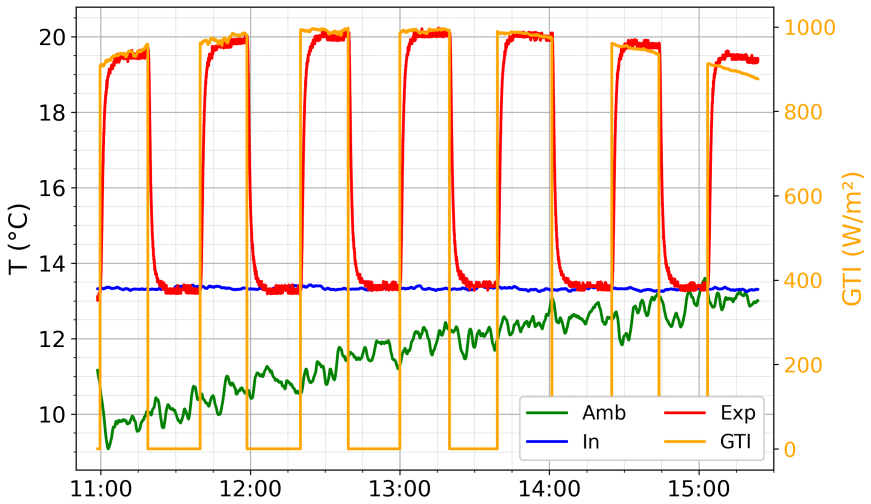


Figura 3.12: Temperatura e irradiancia en función del tiempo al momento de retirar la manta del colector.

El análisis requerido por la norma se lleva a cabo sobre una sola de estas entradas

en escalón. En la Figura 3.13 se muestra el comportamiento térmico del sistema para la perturbación ocurrida a las 14:20 horas, donde se grafica tanto la temperatura de salida como su derivada temporal. Para obtener una derivada continua y sin fluctuaciones bruscas fue necesario suavizar considerablemente los datos. En el instante inicial $t = 0$, se retira la manta del colector y comienza la absorción de energía solar: se observa una leve demora en la respuesta térmica del sistema, tras la cual la temperatura de salida del agua se eleva rápidamente y alcanza en pocos minutos un valor cercano al de régimen.

La norma define la capacidad térmica del colector como la integral en el tiempo de la diferencia entre la potencia útil que el colector entregaría en condiciones estacionarias y la que efectivamente entrega durante el transitorio , como se puede ver en la ecuación 3.10. Esta diferencia representa la energía almacenada por el colector por unidad de tiempo. Gráficamente, dicha integral es proporcional al área encerrada por el rectángulo comprendido entre $t = 0$ y $T = T_{st}$ restándole el área debajo la curva medida (curva roja).

$$a_5 \times A_b = C_{col} = \frac{1}{T_{col}^{st} - T_{col}^{in}} \int_0^{t_{st}} \dot{m}c(T_{out}^{st} - T_{out}(t))dt \tag{3.10}$$

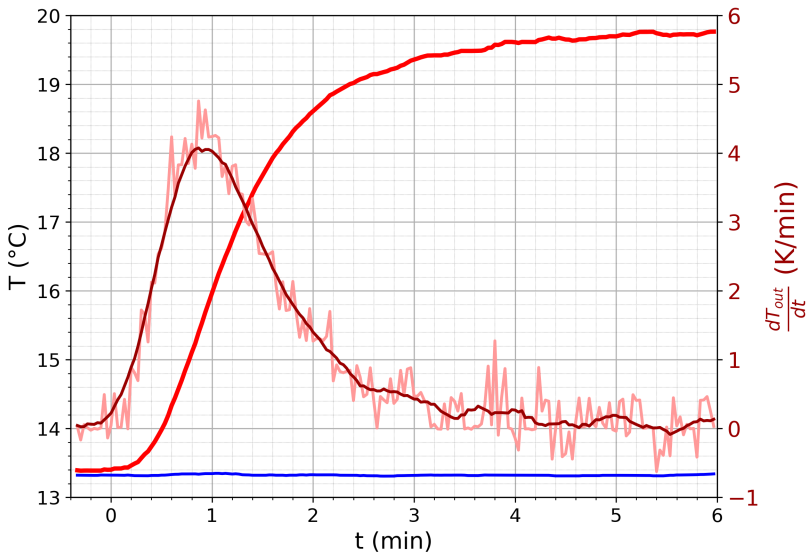


Figura 3.13: Temperatura y su derivada para los minutos siguientes al retirar la manta del colector.

A partir de este ensayo, se calculó la capacidad térmica del colector plano y se determinó el tiempo característico de respuesta del sistema, definido como el instante en que la derivada de la temperatura de salida cae por debajo de 0.5°C/min. Para la curva suavizada, este tiempo fue de (172 ± 4) s, con una incertidumbre estimada sobre la variación de la derivada entre 0.5 y 0.55°C/min. Esto se repitió para todas las

subidas de temperatura, así que se llevaron a cabo seis ensayos de capacidad térmica y se analizaron estadísticamente, lo que resultó en un valor promedio de tiempo característico de (169 ± 3) s.

A partir de los valores de tiempo característico y la definición de la ecuación 3.10 en el caso mostrado en la Figura 3.13 se obtuvo un valor de (13.0 ± 0.3) kJ kg^{-1}m^{-2} para el coeficiente a_5. La incertidumbre relativa del valor experimental fue menor al 3 %, y la razón principal de este valor yace en la determinación del instante inicial, que se consideró como la mitad del paso temporal de registro, es decir, 1 s. Se hizo de nuevo un tratamiento estadístico para los seis incrementos de temperatura, y se obtuvo un valor de coeficiente de capacidad térmica promedio de (13.0 ± 0.2) kJ kg^{-1}m^{-2}.

3.3. Ensayos fuera de norma

Además de los ensayos requeridos por la norma, se llevaron a cabo otros dos ensayos experimentales con el objetivo de capturar el comportamiento transitorio del colector solar frente a la variación de diferentes parámetros operativos. Los operarios del LES adaptaron las condiciones del ensayo para continuar midiendo con una precisión similar a la exigida por norma.

3.3.1. Ensayo salto de caudal

Una de las variaciones más simples de implementar consiste en inducir un cambio abrupto en el caudal de circulación. De manera análoga al ensayo con entrada en escalón de irradiancia, se restringe parcialmente la válvula de salida, lo que disminuye de forma súbita el caudal hasta un valor mínimo prestablecido. La Figura 3.14 muestra la temperatura ambiente y las temperaturas del agua de entrada y de salida para una secuencia de cambios de caudal cada veinte minutos. Se observa claramente que, al reducirse abruptamente el caudal, la temperatura de salida se incrementa rápidamente hasta alcanzar un nuevo punto de equilibrio. También se aprecia una ligera variación no intencional en la temperatura de entrada del agua.

Este nuevo punto de operación, correspondiente a un caudal reducido, implica un aumento generalizado en las temperaturas del sistema, lo que conlleva mayores pérdidas térmicas al ambiente. En la Figura 3.15 se presentan las temperaturas medidas en el aluminio durante estos cambios de caudal, y se evidencia que el salto térmico en el aluminio es menor que el observado en la temperatura de salida del agua. Esta diferencia puede atribuirse al mayor tiempo de permanencia del fluido en el interior del colector cuando el caudal es bajo, lo que permite que el agua alcance una temperatura más cercana a la del tubo de cobre.

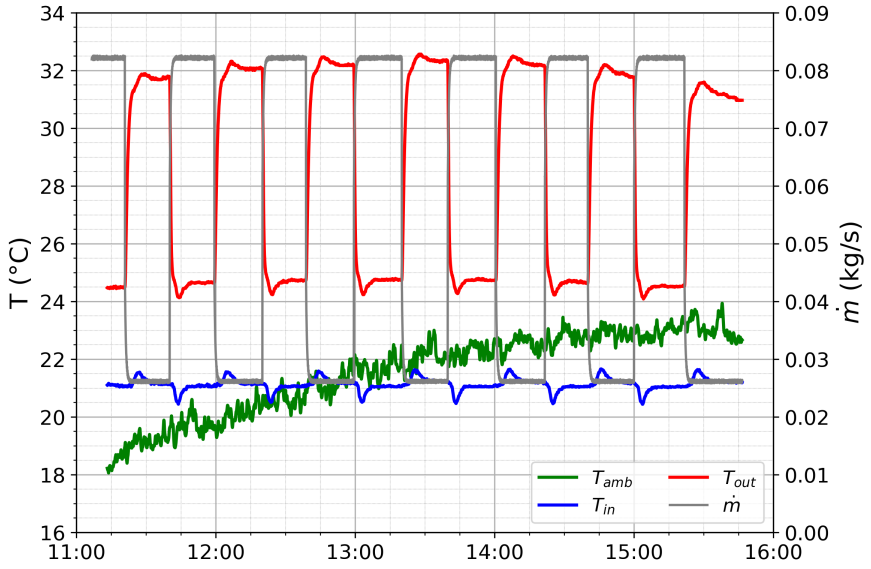


Figura 3.14: Temperaturas y caudal en función del tiempo.

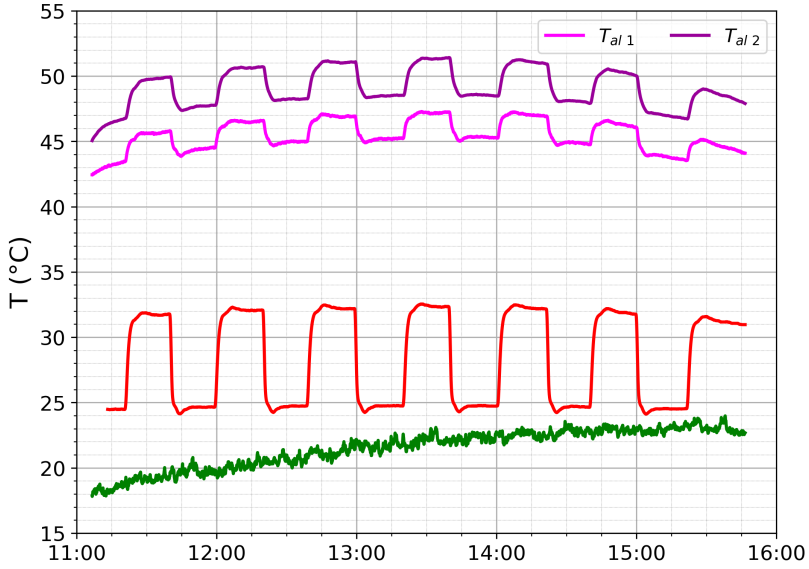


Figura 3.15: Ascenso y descenso de las temperaturas medidas en el aluminio al variar $\dot{m}$ como función del tiempo.

3.3.2. Ensayo salto de temperatura

Como último ensayo, se realizó una perturbación en forma de salto abrupto en la temperatura de entrada del agua al colector, manteniendo constantes tanto la irradiancia como el caudal, y se registraron las respuestas térmicas en la temperatura de salida de agua y la temperatura del aluminio en función del tiempo. Los resultados se presentan en la Figura 3.16, donde se observa que tanto el aluminio como el fluido responden de forma similar al cambio de temperatura de entrada del agua. Este comportamiento es esperable, debido a que el rendimiento del colector varía poco frente a pequeños cambios en la temperatura del fluido, por lo que la respuesta térmica es proporcional y rápida.

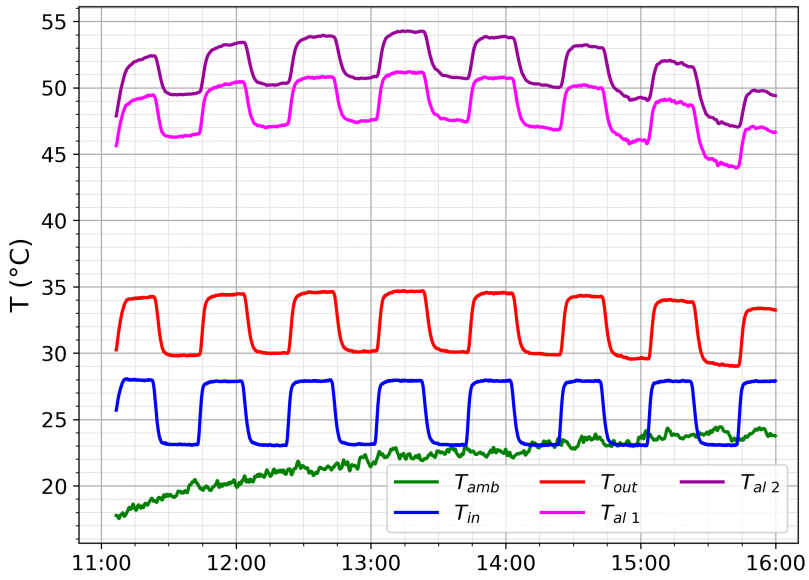


Figura 3.16: Ascenso y descenso de las temperaturas medidas al variar T_{ing} como función del tiempo.

3.4. Repetibilidad de las medidas

Los ensayos que se mostraron anteriormente se realizaron entre el 20 de junio y el 29 de julio de 2024. Para las medidas de irradiancia, temperatura de entrada, salida y ambiente, caudal y viento se tiene alta confianza en su repetibilidad y la estabilidad debido a que siguen estándares internacionales. Todos los años se ensaya un colector de referencia para verificar el funcionamiento del BECS.

Sin embargo, como las termorresistencias puestas en el aluminio no siguen los mismos estándares que el resto de las medidas, se analizó la repetibilidad de los datos en ensayos con varias semanas de diferencia. Para ello se tomaron cuatro días: el 28

de junio y el 3, 9 y 10 de julio, donde en todos los casos se midió el rendimiento del colector para el agua de entrada a temperatura ambiente. Todos los días la temperatura ambiente fue muy similar, ya que oscilaba entre 7 y 15 °C. Si bien los primeros tres días no pudo realizarse la medida de desempeño acorde a la norma debido a la nubosidad parcial o total que hubo, se pudo hacer la comparación entre los períodos con cielo claro y de baja nubosidad para tener una estimación de qué tan repetible es el experimento, porque las termorresistencias podrían haberse despegado de la placa absorbedora.

Para los cuatro días mencionados, se ordenaron los datos medidos según la irradiancia que presentaban y se calculó la temperatura media de las termorresistencias y del agua para cada intervalo de irradiancias. En la Figura 3.17 se pueden apreciar estas medidas: en el panel izquierdo se graficó $T_{out} - T_{in}$ para cada intervalo de irradiancia, con una línea para cada día. Además, siguiendo el mismo criterio, se añadió $T_{al\ 2} - T_{in}$ en trazo discontinuo. En el derecho se graficaron las diferencias de temperatura en el aluminio para la primera y la tercera termorresistencia. Se graficaron solo los datos con mayor irradiancia debido a que solo se quiere tener en cuenta los momentos claros de los días.

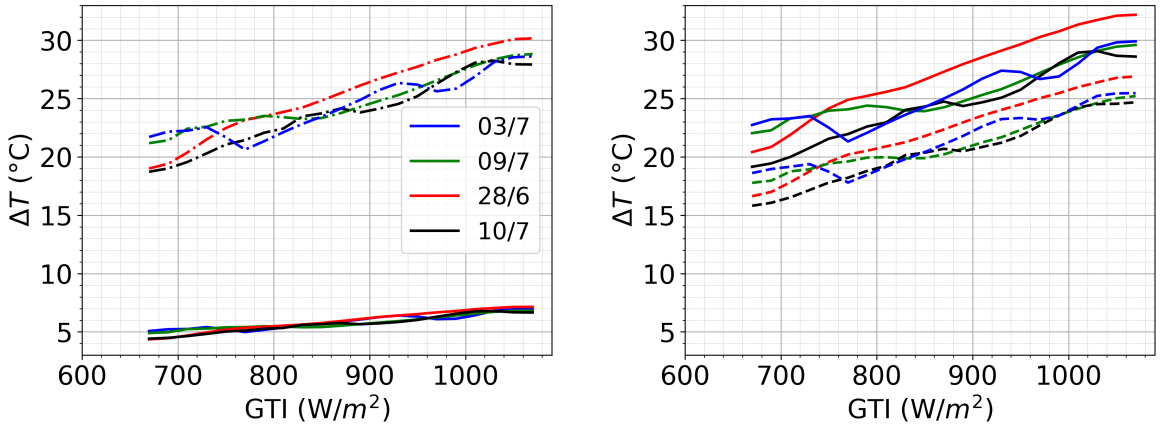


Figura 3.17: En el panel izquierdo se muestran: $T_{out} - T_{in}$ (continua) y $T_{al\ 2} - T_{in}$ (trazo-punto) para los 4 días contra la irradiancia. A la derecha se observan $T_{1l\ 3} - T_{in}$ (continua) y $T_{al\ 1} - T_{in}$ (discontinua).

A primera vista, no parece haber ninguna diferencia con tendencia para las temperaturas de salida del agua para los cuatro días. Su separación da una idea de la incertidumbre en la medida, que depende de otras condiciones climáticas y no únicamente de la GTI. Para el aluminio en el centro, la curva del 28/6 (roja) parece estar por encima de las demás, pero no de forma clara. En el panel derecho se repite el mismo patrón: tanto en el trazo continuo como discontinuo, la curva roja está por encima, aunque no de forma concluyente; en particular, en la termorresistencia más alta (trazo continuo) la curva roja parece sensiblemente más despegada que las demás.

Debe tenerse en cuenta que la temperatura de salida del agua no es exactamente la misma en los cuatro casos, y por tanto cualquier diferencia puede magnificarse cuando se analiza la temperatura del aluminio.

Con estos datos no parece concluyente decir si las mediciones de las temperaturas del aluminio en julio se llevaron a cabo de forma correcta. Para evaluar posibles cambios más directamente, se elaboró la Figura 3.18: en el panel izquierdo se graficó $T_{al\ 1} - T_{ag\ 1}$ contra $T_{al\ 2} - T_{ag\ 2}$ para los días 28 de junio y 10 de julio, y en el panel derecho se graficó $T_{al\ 3} - T_{ag\ 3}$ contra $T_{al\ 2} - T_{ag\ 2}$. En todos los casos se asumió que el agua dentro del tubo ascendente a la altura de la termorresistencia se puede calcular como lineal entre la temperatura de entrada y de salida del agua.

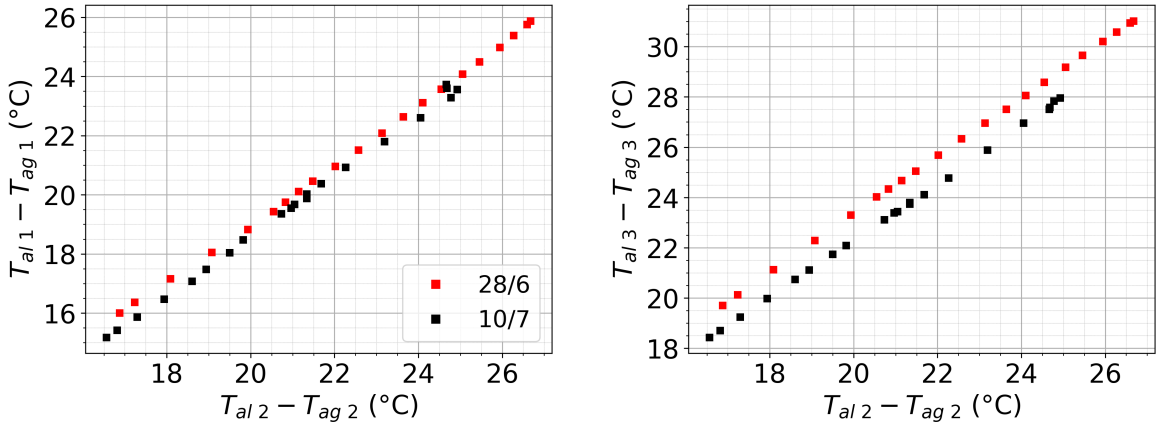


Figura 3.18: En el panel izquierdo se muestran la diferencia de temperaturas entre el aluminio y el agua dentro del tubo para la altura más baja contra la del medio. A la derecha se observa la misma diferencia para la termorresistencia más alta contra la segunda.

De los gráficos presentados puede concluirse que la temperatura en el aluminio para las termorresistencias 1 y 2 son similares entre el 28 de junio y el 10 de julio, debido a que los puntos rojos y negros en el panel izquierdo caen sobre la misma recta. Esto indica que las dos termorresistencias tienen el mismo salto de temperaturas entre aluminio y agua para días de temperatura ambiente similar. Sin embargo, en el panel derecho se observan dos tendencias muy distintas: por un lado, se tiene un salto de temperaturas entre el aluminio y el agua a la mitad del colector; por otro, se tiene el salto de temperaturas entre la medida de la termorresistencia 3 y el agua correspondiente, que es diferente según el día. Esta diferencia se interpreta como una falta de reproducibilidad en las medidas de la termorresistencia, probablemente debido a que esta se pueda haber despegado del aluminio, razón que explicaría por qué la temperatura el 10 de julio es menor que la temperatura el 28 de junio.

Este sencillo estudio de repetibilidad muestra que las medidas de la termorresistencia 3 no son confiables luego de los primeros días de medición, lo que deja incluso la duda sobre si en los primeros días la medida es correcta. Las termorresistencias 1 y 2

parecen indicar los mismos resultados en las mediciones hechas al inicio y dos semanas después. Dado que todos los ensayos de transitorios rápidos fueron llevados a cabo luego del 10 de julio, no se tendrá en cuenta la termorresistencia más alta en estos ensayos.

Capítulo 4

Comparación, validación y análisis

En este capítulo se presenta la simulación del modelo detallado en el Capítulo II y se la compara y valida con los resultados experimentales. En primer lugar, se analizan los datos correspondientes a un día claro, con el objetivo de verificar la uniformidad de la resistencia de contacto a lo largo del tubo. Posteriormente, se emplea el ensayo de rendimiento para comparar y ajustar los valores de absortividad, emisividad y resistencia de contacto, complementando este análisis con las mediciones de temperatura del aluminio obtenidas durante los primeros días de la campaña experimental. Las mediciones de temperatura del agua se tomaron como referencia principal, dado que se realizan bajo condiciones normalizadas, mientras que las temperaturas del aluminio se consideraron como información complementaria.

Estos parámetros (absortividad, emisividad y resistencia de contacto) requieren un ajuste debido a que: en el caso de la absortividad y emisividad de la pintura selectiva, se cuenta con valores de referencia proporcionados por el fabricante; sin embargo, estos parámetros dependen fuertemente del espesor de la capa de pintura, por lo que pueden presentar ligeras variaciones; en el caso de la resistencia de contacto térmico (parámetro particularmente relevante y sujeto a variación), solo se dispone de un valor de referencia como límite inferior: 4×10^{-4} $\mathrm{Km^2W^{-1}}$. Este valor puede ajustarse a partir de las mediciones de temperatura en el aluminio.

Más adelante, se valida el modelo comparando los resultados ajustados con los datos experimentales obtenidos en los ensayos transitorios, tanto los realizados bajo norma como aquellos efectuados fuera de norma. Adicionalmente, se incluyen comparaciones con mediciones correspondientes a días de cielo claro, parcialmente nublado y nublado. Finalmente, se analizan las pérdidas térmicas del colector y se estudian posibles estrategias de mejora.

4.1. Ajuste

4.1.1. Uniformidad de la resistencia de contacto

El primer día despejado registrado fue el 26 de junio de 2024. Se comenzará con una inspección visual donde se comparen los resultados experimentales y los simulados. Esta inspección servirá como argumento de que la resistencia de contacto es uniforme en el largo de los tubos ascendentes.

Durante la medición, el colector siguió al sol en el eje acimutal, con una inclinación de 45° respecto a la horizontal. El primer paso consiste en estimar la resistencia de contacto térmico comparando el salto de temperatura observado entre el aluminio y el agua durante el día. En la Figura 4.1, se muestran en el panel izquierdo las mediciones previamente presentadas en la Figura 3.9, excluyendo los momentos de nubosidad parcial.

Asumiendo como primera hipótesis que el incremento de temperatura es lineal a lo largo del tubo ascendente, puede estimarse la temperatura del agua a la altura de la termorresistencia ubicada en el centro de la aleta de aluminio a partir de las temperaturas de entrada y salida del agua. Al restar estos valores, se obtiene la diferencia de temperatura entre el centro del aluminio y el agua circulante, que actúa como condición de borde. Este resultado se presenta en el panel derecho de la Figura.

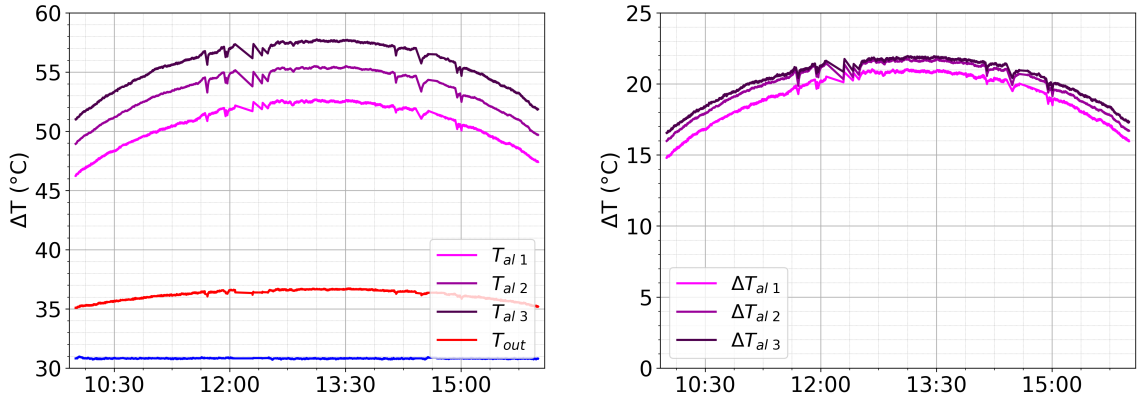


Figura 4.1: En el panel de la izquierda se muestran las temperaturas en función del tiempo medidas y a la derecha se muestra la diferencia de entre el aluminio y el agua a la misma altura del tubo ascendente.

Considerando que las termorresistencias poseen cierta incertidumbre asociada debido a que no fueron calibradas en el sitio exacto donde fueron colocadas, puede afirmarse a partir de la figura que las tres mediciones muestran un salto de temperatura muy similar entre el centro del aluminio y el agua. Esto permite suponer razonablemente que la resistencia de contacto y el coeficiente de convección interno presentan valores

uniformes a lo largo del tubo, a pesar de que el salto de temperaturas para la primera resistencia es ligeramente menor.

Utilizando como primera aproximación los parámetros proporcionados por el fabricante, se simuló el sistema con la misma temperatura de entrada del agua y los mismos valores de irradiancia solar que el 26 de junio, pero con distintos valores de R_{cont}: así fue como se obtuvieron los correspondientes valores de ΔT. En el panel izquierdo de la Figura 4.2 se muestran las temperaturas simuladas en el aluminio a lo largo del día para un ejemplo con R_{cont}=15 $\times 10^{-4}$ Km^2/W (valor arbitrario elegido con el fin de visualizar mejor). Partiendo desde la observación del orden de las tres curvas presentadas, los valores simulados, aunque son similares, presentan diferencias: el valor ΔT es más grande a medida que la posición se acerca al cabezal inferior. Este ordenamiento se explica por el hecho de que las pérdidas térmicas son proporcionales a la diferencia de temperatura con el ambiente; por lo tanto, a mayor altura del colector, se transfiere ligeramente menos calor útil por unidad de área al agua. En consecuencia, la diferencia máxima de temperatura entre el agua y el aluminio también es menor. No obstante, la diferencia es pequeña debido al buen aislamiento térmico del sistema. En el panel derecho de la misma figura se muestran superpuestas las curvas promedio de las tres alturas para el caso de R_{cont}=15 $\times 10^{-4}$ Km^2/W, valor que proporciona un buen ajuste visual con los datos experimentales. La curva negra representa el promedio de las tres curvas de la izquierda y la curva roja representa el promedio de las tres curvas de la Figura 4.1.

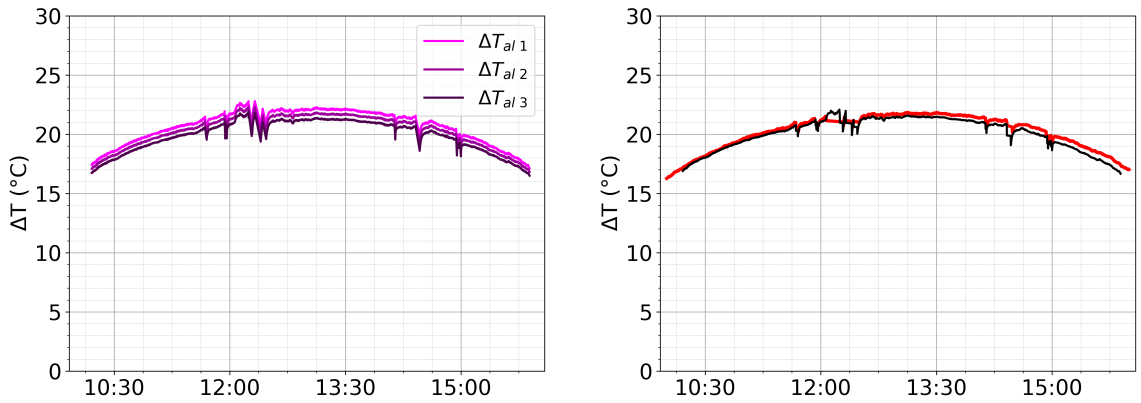


Figura 4.2: En el panel de la izquierda se muestran las temperaturas en función del tiempo simuladas con R_{cont}=15 $\times 10^{-4}$ Km^2/W y a la derecha se muestra la diferencia de entre aluminio y agua en promedio comparando experimental y simulada.

El valor que se muestra para la resistencia de contacto es bastante superior al valor de referencia esperado. A pesar de esta discrepancia, se adoptará este valor como posible, dado que no se dispone de mediciones de temperatura en el extremo de la aleta ni en el cobre, las cuales permitirían calcular de forma directa la resistencia a partir

de la diferencia experimental. Más adelante se calibrará este parámetro de forma más rigurosa. Es posible que el coeficiente de convección en el interior del tubo sea mayor al utilizado en la simulación, lo que resultaría en una temperatura menor para el cobre y, por ende, una condición de borde más baja que la estimada.

Sin embargo, observando los resultados obtenidos en la Figura 4.2 se considera que son suficientemente cercanos entre sí para considerar como válido que la resistencia de contacto es uniforme a lo largo del tubo ascendente.

4.1.2. Ajuste de parámetros

La optimización de parámetros se hizo a partir de la curva de rendimiento, simulando las condiciones reales de operación del colector durante el ensayo. Los tres parámetros por ajustar fueron: la absortividad y la emisividad de la pintura selectiva, en torno a los valores declarados de 0.88 y 0.25 respectivamente, y la resistencia de contacto, cercana al valor estimado previamente.

Como parámetro de optimización se utilizó la diferencia vertical entre los puntos experimentales (en negro) mostrados en la Figura 3.8 (capítulo anterior) y la curva simulada de rendimiento para cada tríada de parámetros (ϵ, α, R_{cont}). El valor residual R se definió mediante la ecuación 4.1, donde los coeficientes η_0, a_1 y a_2 se obtienen de la simulación para cada conjunto de parámetros. Para esta parte del ajuste se utilizaron las mediciones de temperatura del agua, ambiente, caudal y de irradiancia, dado que son más confiables, presentan menor incertidumbre y fueron tomadas bajo condiciones establecidas por la norma.

$$R^2 = -\frac{1}{N_j}\sum\left(\left(\eta_0 - a_1\ T_j^* - a_2\ G\ T_j^{*2}\right) - \eta_{exp}(T_j^*)\right)^2 \tag{4.1}$$

Durante el proceso de optimización, se observó que el error en la curva depende fuertemente de α y R_{cont} pero solo ligeramente de ϵ. El algoritmo de optimización se esquematiza en la Figura 4.3, y consiste en comenzar asumiendo que los valores de α y ϵ son los declarados por el fabricante y graficar la curva de error residual (R) variando la R_{cont} (cada curva de color en la Figura 4.4). Esto se realiza para varios α con el mismo ϵ. Se obtiene así una curva de mínimos $\alpha_{min}(R_{\text{cont}})$ donde los valores residuales son muy similares entre si (curva negra punteada en la Figura 4.4). Luego, los valores de esa curva se comparan con las medidas de aluminio (RMSD con T_{al}) para conocer cuál es la dupla de valores $\alpha_{min}(R_{\text{cont}})$ que menor error cuadrático tiene (en la Figura 4.7). Por último, con la dupla que tenga menor error cuadrático, se varía ϵ minimizando el error residual R (como en la Figura 4.8) y vuelve a repetirse el ciclo (con el nuevo ϵ) hasta que los tres valores se estabilicen. Se eligió este algoritmo para

dar mayor importancia a las mediciones de temperatura en agua y poner en segundo lugar a las mediciones en aluminio. Se detalla debajo este algoritmo paso a paso.

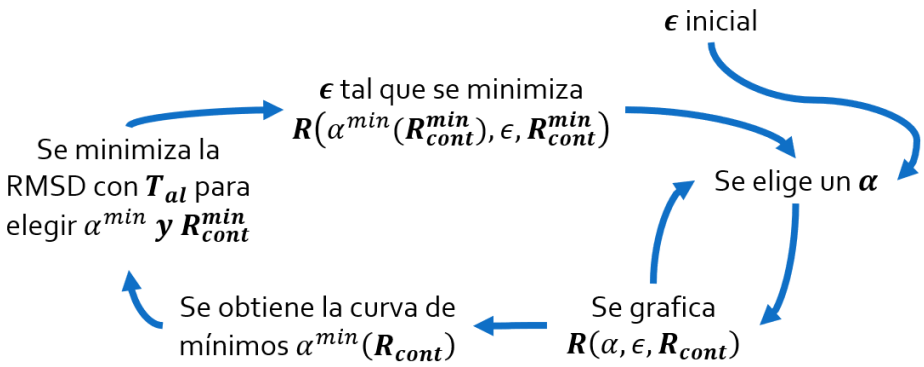


Figura 4.3: Esquema del algoritmo de optimización que se utilizó.

En la Figura 4.4 se presentan, para un valor fijo de ϵ (0.33 en este caso), las curvas de R en función de la resistencia de contacto, para distintos valores de absortividad. Se observa que todas las curvas $R(\alpha)$ presentan un mínimo en diferentes valores de R_{cont}, y que dicho mínimo crece con la absortividad.

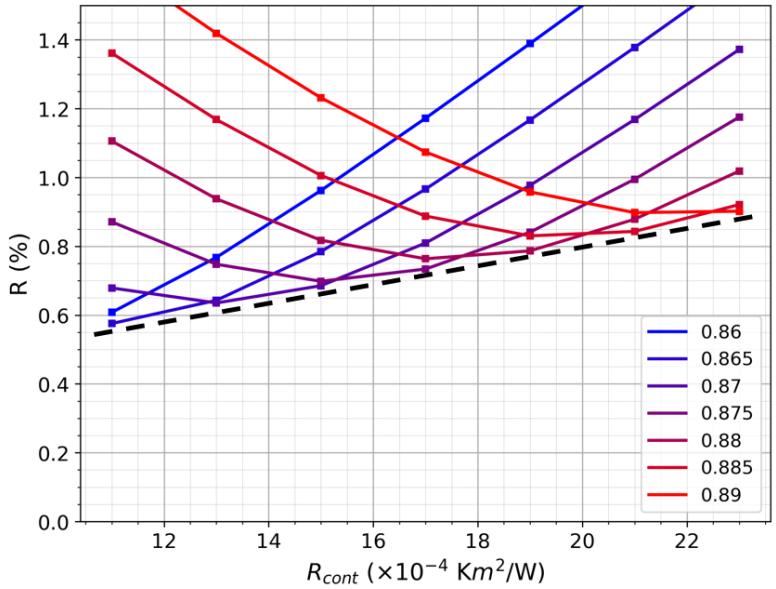


Figura 4.4: Valor de R promedio para las curvas $\eta(T^*)$ para varios juegos de parámetros. Se fijó el valor de ϵ en 0.33, la leyenda indica el valor de α.

Las diferencias entre los valores mínimos de R son muy reducidas, entre 0.6 y 0.9 % lo que permite seleccionar cualquiera de estas combinaciones (α, $R_{\text{cont-min}}$) sin comprometer la fidelidad de la simulación de la curva $\eta(T^*)$ con respecto a la experimental. La curva negra punteada representa este subconjunto de valores mínimos. Esto habilita la

posibilidad de definir la absortividad y la resistencia de contacto a partir de un criterio adicional, restringiendo a que se encuentren en la curva delimitada por sus mínimos que se observa en la Figura (curva negra a trazos).

Como α y R_{cont} son parámetros de alta relevancia al momento de determinar la temperatura máxima del aluminio, se utilizarán las mediciones en el centro del colector con el fin de obtener el par de valores que mejor ajusta los datos experimentales. Se sabe que se da una correlación positiva entre α, R_{cont} y la temperatura del aluminio, permitiendo que se usen los valores mínimos de las curvas $R(\alpha, R_{\text{cont}})$ para determinar la temperatura de aluminio y ajustar a los valores experimentales

En las Figuras 4.5 y 4.6 se muestran, para dos juegos distintos de parámetros, los resultados experimentales contrastados con las simulaciones correspondientes a los primeros tres días de la serie de mediciones. Estas figuras son análogas a la presentada en el panel derecho de la Figura 4.2. En la primera figura los valores utilizados para simular fueron de $\alpha = 0.88$, $\epsilon = 0.33$ y R_{cont}=19 $\times 10^{-4}$ Km^2/W y corresponden al mínimo de la curva roja de la Figura 4.4. En la segunda los valores fueron $\alpha = 0.87$, $\epsilon = 0.33$ y R_{cont}=13 $\times 10^{-4}$ Km^2/W y corresponden a una de las curvas violetas.

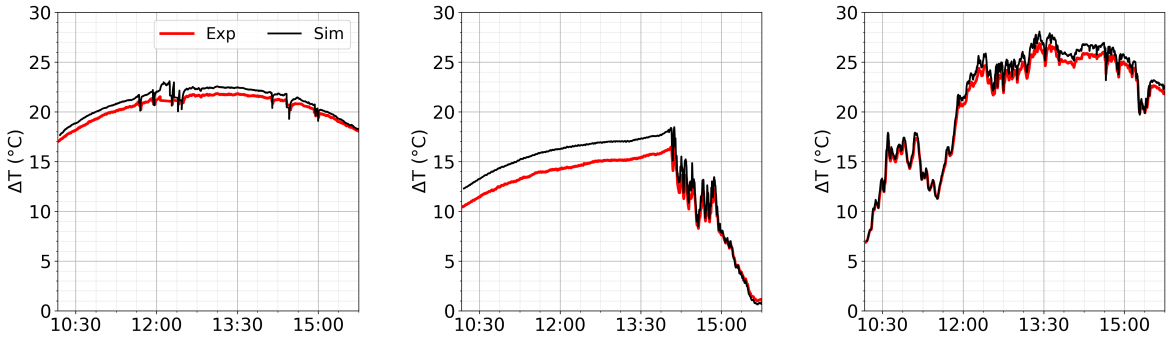


Figura 4.5: Para los tres días se muestra el promedio de la diferencia entre la temperatura de aluminio y de agua a la misma altura. Se contrastan resultados experimentales con simulaciones. Se fijaron los parámetros en $\alpha = 0.88$, $\epsilon = 0.33$ y R_{cont}=19 $\times 10^{-4}$ Km^2/W.

En la Figura 4.5 se observa que la simulación sobrestima (curvas negras) porque se utilizaron los valores más altos de α y R_{cont}, mientras que para la Figura 4.6 suele subestimar salvo para el 27 de junio. El 26 de junio, la temperatura del aluminio alcanzó aproximadamente 50 °C: el 27 de junio rondó los 70 °C, y el 28 de junio fue cercana a 40 °C.

Optimizando para que la diferencia promedio de temperaturas en los tres días sea la mínima posible, se calculó la desviación estándar que producía cada posible juego de datos α y R_{cont} entre medidas y simulaciones. En la Figura 4.7 se muestra la diferencia cuadrática media entre las curvas simulada y experimental en función de R_{cont}, considerando también la variación de α.

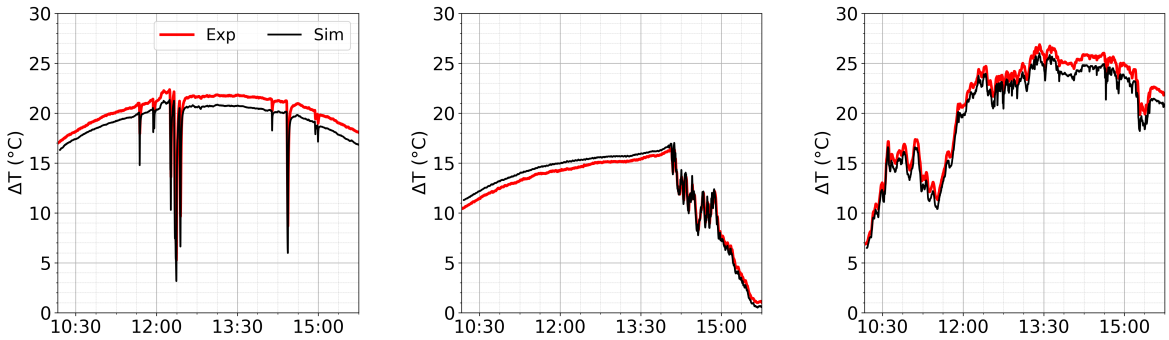


Figura 4.6: Para los tres días se muestra el promedio de la diferencia entre la temperatura de aluminio y de agua a la misma altura. Se contrastan resultados experimentales con simulaciones. Se fijaron los parámetros en $\alpha = 0.87$, $\epsilon = 0.33$ y R_{cont}=13 $\times 10^{-4}$ Km^2/W.

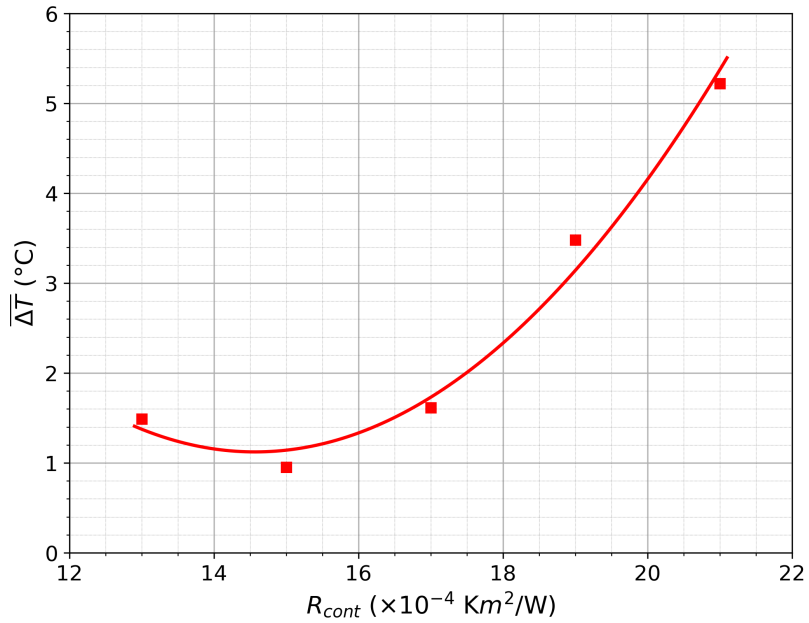


Figura 4.7: Diferencia cuadrática media entre ΔT de la simulación y las medidas del 28 de junio.

Se observa en dicha figura que el mínimo que se alcanza para el criterio de los tres valores se da en $R_{\text{cont}} \approx 15 \times 10^{-4}$ Km^2/W. Un ajuste parabólico a los datos permite refinar este valor a $R_{\text{cont}} = 14.6 \times 10^{-4}$ Km^2/W, acompañado por una absortividad de $\alpha = 0.874$.

Con nuevos estos valores, se vuelve a optimizar la curva de rendimiento, esta vez permitiendo que la emisividad ϵ varíe libremente, con el objetivo de justificar su elección inicial: este análisis se presenta en la Figura 4.8. Para obtener este valor, se iteró a partir del valor dado por el fabricante, como se dijo anteriormente.

Finalmente, a partir de todas estas optimizaciones, se obtienen los parámetros finales: $\epsilon = 0.33$, $\alpha = 0.874$ y $R_{\text{cont}} = 14.6 \times 10^{-4}$ Km^2/W. La curva de rendimiento

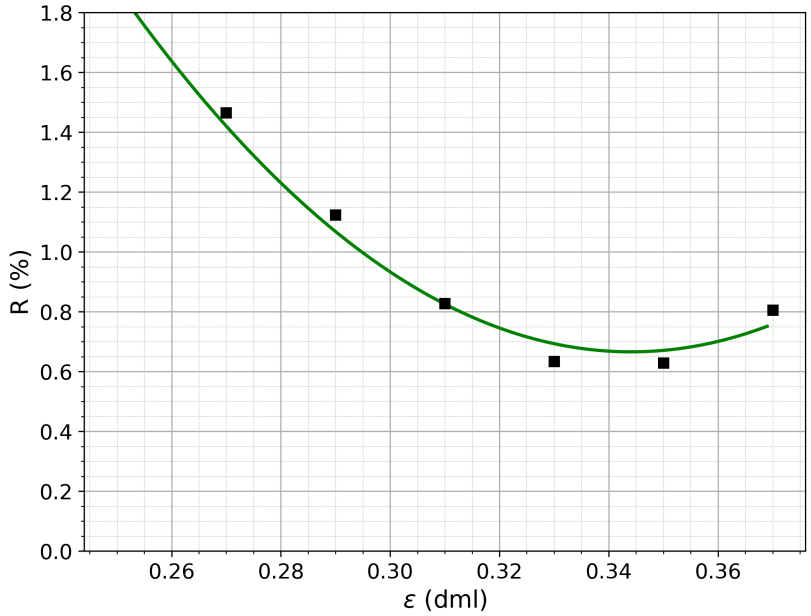


Figura 4.8: Diferencia cuadrática media entre $\eta(T^*)$ de la simulación y las medidas con los valores óptimos de α y R_{cont} variando la emisividad.

simulada con estos valores se muestra en la Figura 4.9, comparada con la curva experimental. Se observa que las diferencias son muy pequeñas y que la curva simulada (azul) se encuentra siempre dentro de los márgenes de incertidumbre. La distancia media entre la curva azul y los puntos experimentales es de 0.63 en puntos porcentuales de rendimiento. Como referencia, la distancia media entre los puntos experimentales y la curva roja ajustada por mínimos cuadrados es de 0.28, valor que representa el límite mínimo al que puede aspirar el modelo.

Los parámetros obtenidos para la curva experimental como se definen en la norma cumplen la ecuación 4.2 y son: $\eta_0 = 0.586 \pm 0.002$, $a_1 = 4.77 \pm 0.11$ W m^{-2} K^{-1} y $a_2 = 8 \pm 1$ mW m^{-2} K^{-2}. Para dar una mejor comparación, se puede definir una pendiente única como $a_1^* = a_1 + 2a_2\Delta T^*$ con una diferencia de temperaturas típica de 30 °C, por lo que $a_1^* = 5.23 \pm 0.14$ W m^{-2} K^{-1}.

Por otra parte, los valores simulados para la curva son: $\eta_0 = 0.585$, $a_1 = 5.03$ W m^{-2} K^{-1} y $a_2 = 2.6$ mW m^{-2} K^{-2}. Definiendo un único parámetro de pendiente este resulta de $a_1^* = 5.19$ W m^{-2} K^{-1}. Los parámetros de la simulación η_0 y a_1^* se encuentran dentro de los rangos con incertidumbre estadística de los ajustes experimentales y, además, teniendo en cuenta que la recta azul de rendimiento se encuentra por dentro de los límites experimentales, se considera que la simulación sí ajusta correctamente los resultados experimentales. Se debe recordar que la incertidumbre relativa de los instrumentos es superior a la estadística, ya que en el capítulo anterior se halló un 2 % de incertidumbre relativa. Además, la pendiente a_1^* sí se en-

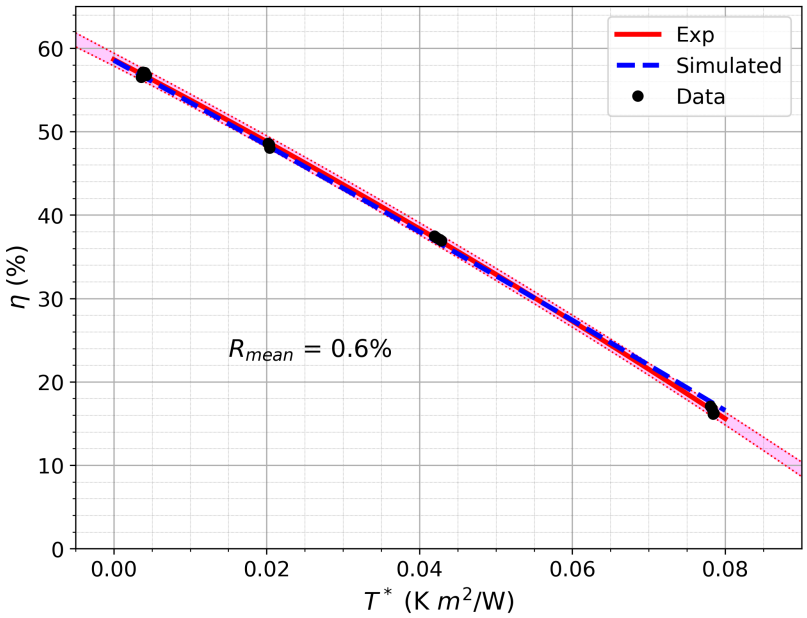


Figura 4.9: Curva de rendimiento del colector simulada comparada con la experimental.

cuentra dentro del rango experimental, dando a entender que la combinación a_1 y a_2 simulados se corresponden con los valores de pendiente experimentales. Por último, cabe aclarar que la incertidumbre en η_0 es muy baja, menor a 0.4 % de valor relativo.

$$\dot{Q}_{util} = \eta_0 G A_b - a_1 A_b (T_c - T_a) - a_2 A_b (T_c - T_a)^2 \tag{4.2}$$

4.2. Validación

Para dar los límites en los cuales es válido el modelo, se compararon los resultados experimentales en el ensayo del Modificador por Ángulo de Incidencia, con el objetivo de conocer hasta que ángulo el modelo es certero. El resultado fue que por debajo de los 45° de ángulo de incidencia solar, el modelo debería ser capaz de reproducir fidedignamente los resultados medidos.

Luego, a partir de los valores obtenidos para los parámetros en la sección anterior, se validó el modelo comparando los resultados que presenta ante los demás ensayos, particularmente los transitorios rápidos: el ensayo de capacidad térmica, el salto de caudal y salto de temperaturas. Estos ensayos son más exigentes que el de rendimiento, puesto que las entradas de irradiancia, caudal y temperatura al colector varían en un tiempo mucho más breve. Por último, se realizó una comparación visual entre modelo y experimento para días nublados y parcialmente nublados.

4.2.1. Modificador de ángulo de incidencia

El siguiente ensayo a comparar entre el modelo y los resultados experimentales corresponde al análisis del modificador de ángulo de incidencia. Como se mencionó en el capítulo anterior, el desempeño de los colectores solares disminuye con ángulos de incidencia elevados, debido a diversos factores. Entre ellos, se encuentran la reducción en la transmisividad del vidrio, la disminución de la absortividad de la pintura, el aumento en el espesor de las capas de suciedad que debe atravesar la radiación y las sombras que pueda proyectar el propio colector. En el modelo desarrollado se consideraron los efectos de la transmisividad del vidrio y la suciedad, mientras que las sombras y otras pérdidas ópticas no fueron incluidas.

Las medidas de irradiancia solar fueron presentadas previamente, pero se reproducen nuevamente en la Figura 4.10 para facilitar su consulta durante el análisis.

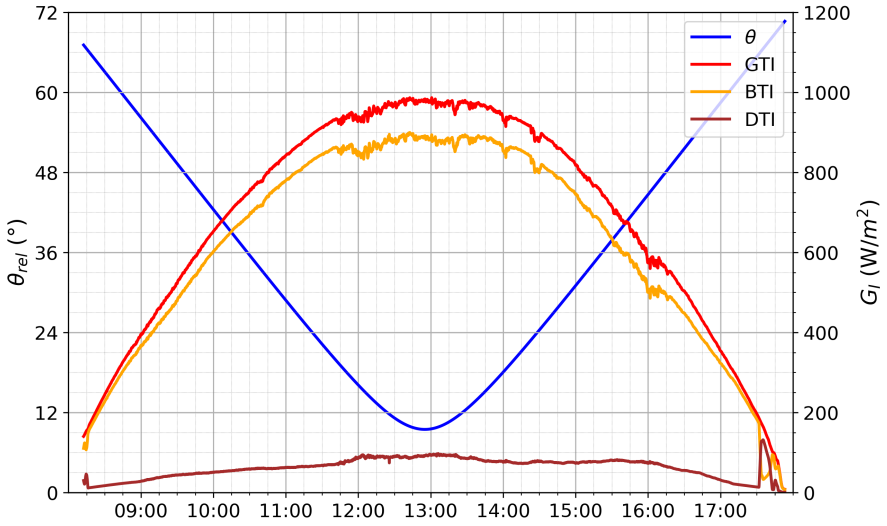


Figura 4.10: Medidas de irradiancia e incidencia angular durante el ensayo de IAM.

En la Figura 4.11 se muestra la comparación entre el modelo y los datos experimentales para la temperatura del agua a la salida del colector. Se observa un leve desfasaje tanto por la mañana como por la tarde, siendo más marcado durante la mañana. Este comportamiento sugiere que, para ángulos elevados, alguno de los factores no considerados en el modelo está incidiendo significativamente en la disminución del rendimiento.

Se hizo una comparación del rendimiento en función del ángulo de incidencia combinando la información de las Figuras 4.10 y 4.11, tanto para los resultados simulados como para los experimentales. A esta caída del rendimiento con el ángulo se la denomina Modificador de Ángulo de Incidencia. En la Figura 4.12 se grafican el rendimiento y el IAM en función de θ_{rel}, y se observa que el rendimiento simulado resulta ligeramente

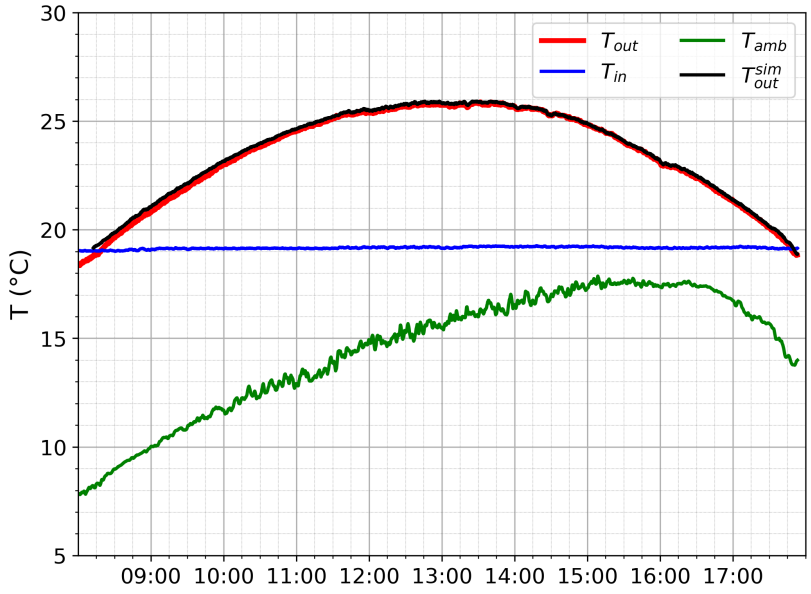


Figura 4.11: Medidas de temperatura ambiente, entrada y salida durante el ensayo de IAM.

superior al medido experimentalmente, incluso en rangos angulares para los cuales el modelo fue calibrado. Esta diferencia puede atribuirse a una mayor acumulación de suciedad sobre el vidrio durante el día del ensayo, en comparación con las condiciones del ensayo de transmisividad. Según Hegazy, 2001, la suciedad depositada en menos de 10 días puede reducir el rendimiento de un panel solar en varios puntos porcentuales.

Por otro lado, el coeficiente IAM se calcula como el cociente entre el rendimiento para un ángulo de incidencia dado y el rendimiento con incidencia normal. Su representación gráfica está dada por las curvas verdes de la Figura 4.12. Allí se aprecia que las curvas simulada y experimental presentan una forma muy similar; se diferencian levemente a partir de los 40°, mientras que para ángulos menores son prácticamente indistinguibles.

En la figura se observa que el rendimiento óptico simulado durante el día en el ensayo del IAM es ligeramente mayor al experimental. Esto habla de las ligeras variaciones en las condiciones climáticas que puedan influir en un comportamiento ligeramente distinto en resultados.

4.2.2. Capacidad térmica

La prueba más importante para el modelo del colector es la del comportamiento dinámico. El primer ensayo a replicar es el de la norma; este ensayo es el de capacidad térmica, cuyos resultados experimentales ya se mostraron en el capítulo anterior. En la Figura 4.13 se puede observar la superposición de las temperaturas encontradas en los ensayos experimentales y las simuladas; en específico, se puede apreciar una

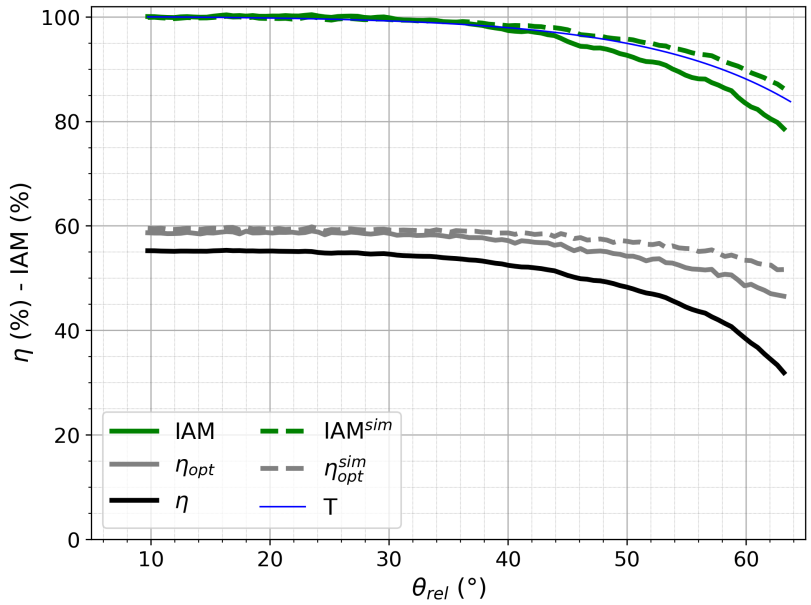


Figura 4.12: Curvas de rendimiento y IAM en función del ángulo de incidencia.

buena coincidencia entre los valores tanto para la temperatura del agua a la salida y la temperatura del aluminio a mitad de recorrido.

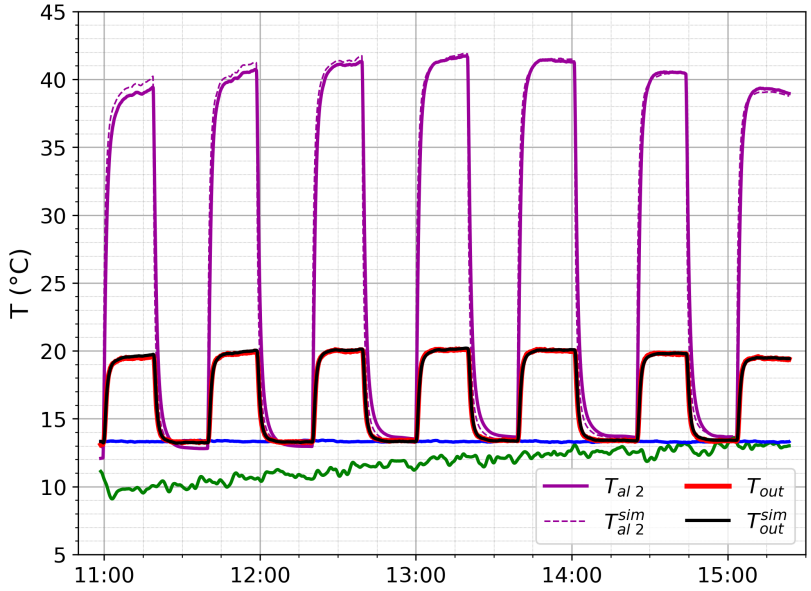


Figura 4.13: Comparación entre las curvas de temperatura de salida y de aluminio en función del tiempo.

En la Figura 4.14 se comparan las mediciones con el modelo de la temperatura del agua a la salida con su derivada. Se observa que la forma de la curva y de la derivada son muy similares; sin embargo, la curva simulada (negra) adelanta ligeramente a la roja en temperatura. Para la derivada (en magenta), se observa un pico un poco más

alto, aunque cualitativamente similar.

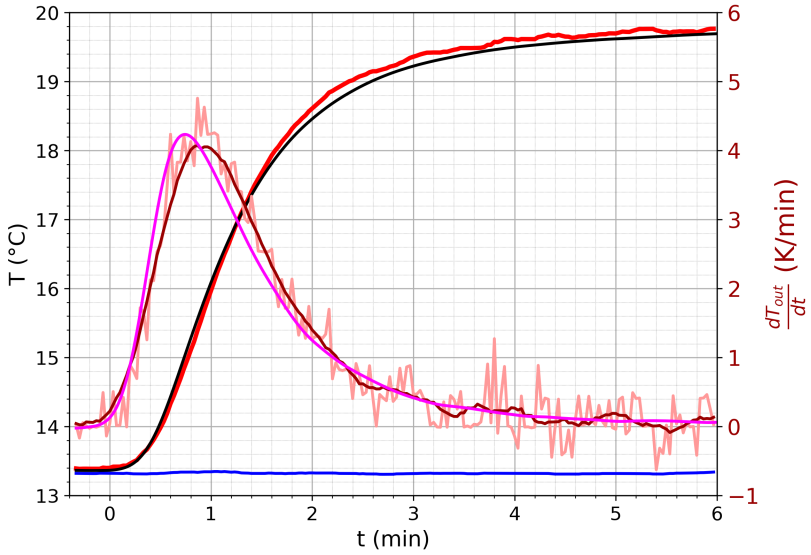


Figura 4.14: Comparación de la temperatura del agua de salida y su derivada para una sola subida.

Para el ejemplo graficado, el valor de tiempo característico simulado es de 168.8 ± 0.1 s y la inercia térmica por unidad de área es $a_5^{\text{sims}} = (12.87 \pm 0.01)\text{kJm}^{-2}\text{K}^{-1}$. Sin embargo, cuando se realiza el tratamiento estadístico a las seis subidas de temperatura se obtiene el tiempo característico en 172 ± 3 s y $a_5^{\text{sims}} = (13.0 \pm 0.2)\text{kJm}^{-2}\text{K}^{-1}$. El incremento de ambos valores en la incertidumbre surge de que los seis casos presentan condiciones climáticas ligeramente diferentes, por lo que el valor obtenido en cada una de ellas difiere de los demás.

Teniendo en cuenta los resultados experimentales del capítulo anterior, se observa que los resultados simulados se encuentran dentro del rango de incertidumbre experimental, por lo que se concluye que el modelo logra captar de buena forma el comportamiento de los colectores solares en transitorios de irradiancia. Con el ajuste del modelo propuesto para los perfiles de temperaturas de cada parte con sus respectivos intercambios de calor es suficiente para obtener un certero comportamiento dinámico ante la variación en la irradiancia. En la Tabla 4.1 se comparan los valores experimentales y simulados de τ y a_5 con su incertidumbre y error porcentual. Se observa la coincidencia de los rangos experimentales y simulados para ambos resultados.

Si se quiere realizar un ejercicio similar con el aluminio uno se enfrenta a un problema mayúsculo: el resultado experimental y la simulación coinciden en el caso estacionario, pero difieren fuertemente en el transitorio. Esto se atribuye a que el tiempo que la termorresistencia y la pasta térmica necesitan para estabilizarse con el aluminio es bastante alto, alrededor de un minuto. En la Figura 4.15 se observa la lentitud de

	$\tau_{\text{exp}}(s)$	$\tau_{\text{sim}}(s)$	$a_5^{\text{sim}}(\text{kJm}^{-2}\text{K}^{-1})$	$a_5^{\text{exp}}(\text{kJm}^{-2}\text{K}^{-1})$
Valor	169±3	172±3	13.0±0.2	13.0±0.2
Incertidumbre (%)	1.8	1.7	1.5	1.5
Error (%)	—	1.8	—	0

Tabla 4.1: Comparación entre valores experimentales y simulados para τ y a_5.

la medida de temperatura de aluminio. La MBD durante el estado estacionario (los últimos 10 minutos de cada subida) es de -0.3 °C, una diferencia de -1.1 % tomando como referencia la temperatura ambiente. La RMSD del estado estaciorio es de 0.4 °C que representa un 1.4 %. En estado transitorio, tomando los tres minutos siguientes a destapar el colector, se tiene un error máximo de 8.6 °C entre simulada y teórica.

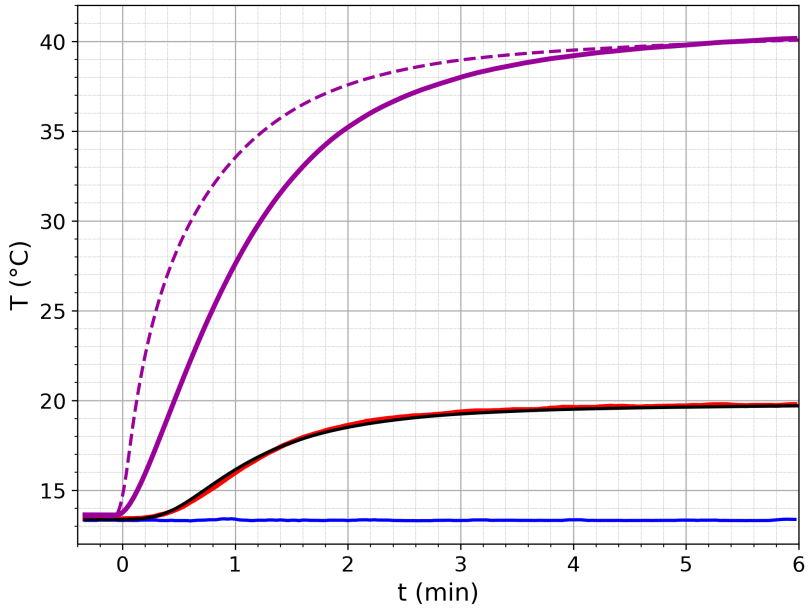


Figura 4.15: Comparación de la suba de temperatura del aluminio. Se observa una demora en la subida experimental.

4.3. Validación por fuera de norma

4.3.1. Salto de caudal

El siguiente ensayo realizado fue el de salto de caudal, donde se varió abruptamente del mínimo al máximo. Los resultados medidos ya se presentaron en el capítulo anterior, y los resultados simulados con los que se los compara se presentan en la Figura 4.16. Se observa que el salto de temperaturas que se da en el agua es acorde al que se esperaba en la simulación para ambos caudales. A su vez, la temperatura del aluminio en el centro del colector $T_{al\ 2}$ se encuentra apenas ligeramente por debajo de la

simulada, lo cual es atribuible a la incertidumbre y a la suciedad del vidrio ese día. Sin embargo, la simulación de la temperatura en función del tiempo para la termorresistencia número 1 tiene un error sistemático que no se explica por suciedad. Además, el salto de temperaturas entre los dos regímenes no coincide con el esperado.

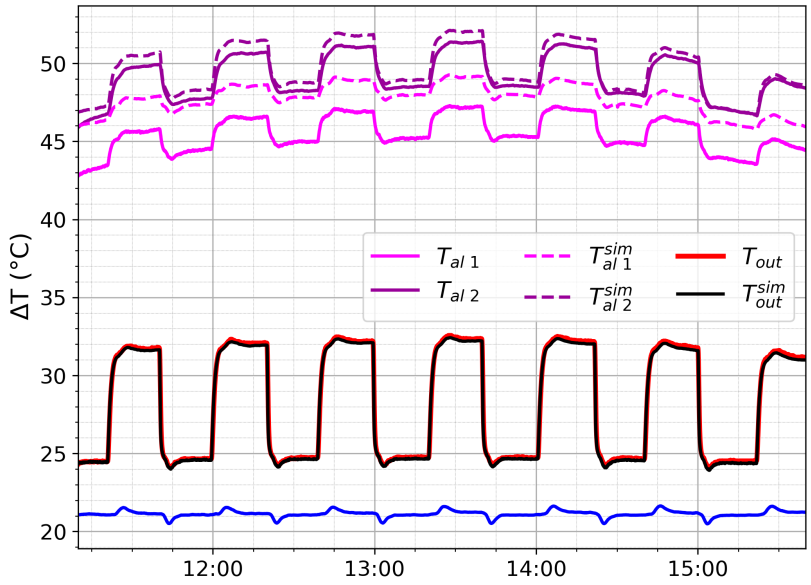


Figura 4.16: Comparación de los cambios de temperatura en el agua de salida al variar el caudal.

A partir de la Figura 3.14 puede analizarse el comportamiento del colector durante las siete disminuciones de caudal, que implican aumentos en la temperatura de salida, y los seis incrementos de caudal registrados. Para comparar la diferencia de temperatura del agua de salida entre las curvas simuladas y experimentales, se consideró un intervalo de tres minutos a partir de cada cambio de caudal. Sobre esas curvas se calcularon los indicadores estadísticos desviación media (MBD) y raíz media de la desviación cuadrática (RMSD). En la Tabla 4.2 se resumen los resultados obtenidos.

Se observa que los indicadores de desempeño se aproximan más a cero durante las disminuciones de caudal que durante los incrementos. Dado que el salto total de temperatura es del orden de 7 °C, las desviaciones correspondientes a las reducciones de caudal son inferiores al 1 % de dicho salto, mientras que para los aumentos de caudal alcanzan valores cercanos al 6 %. Estos resultados, si bien muestran errores relativamente bajos que permiten considerar satisfactorio el ajuste del modelo, evidencian un mejor desempeño predictivo bajo condiciones de caudal reducido.

Para estudiar por separado el salto de temperaturas generado por el cambio de caudal, se presenta en la Figura 4.17 la temperatura de aluminio para las tres termorresistencias tomando como valor de referencia la temperatura con caudal máximo. En el panel izquierdo se muestran las medidas y en el derecho la simulación, donde, viendo

Caudal	MBD	Max MBD	Min MBD	RMSD	Max RMSD	Min RMSD
Bajada	-0.051	0.002	-0.076	0.26	0.27	0.24
Subida	0.26	0.30	0.23	0.48	0.49	0.45

Tabla 4.2: Resumen de los valores de MBD y RMSD para el salto de caudal. Todos los valores en °C.

ambos paneles, se observa que los saltos en la temperatura de las termorresistencias 2 y 3 son razonablemente similares, mientras que la simulación subestima el salto de la termorresistencia 1 (la más cercana a la entrada de agua). Esto puede atribuirse a que el coeficiente de convección entre el tubo de cobre y el agua es ligeramente superior en la entrada del tubo, cuando todavía no se formó completamente el perfil térmico e hidráulico. Esto además podría explicar que el valor de la primera termorresistencia siempre es ligeramente menor al simulado. Si se vuelven a observar las Figuras 4.2 y 4.1 con esto presente, podría parecer que en todos los casos la primera termorresistencia indica una temperatura por debajo de la esperada por el modelo, lo cual podría llegar a implicar no una resistencia de contacto menor, sino un coeficiente de convección mayor por encontrarse cerca de la entrada (turbulenta) al tubo ascendente. Sin embargo, las se deberían tener más medidores en la placa absorbedora para comprobar esta hipótesis.

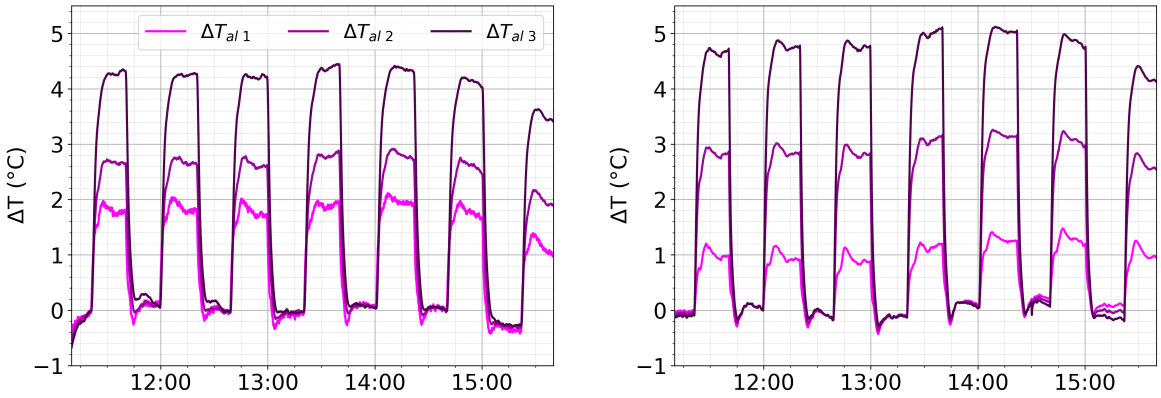


Figura 4.17: Saltos de temperatura en el aluminio entre la temperatura con caudal máximo (0 °C) y con mínimo para las tres termorresistencias. A la izquierda se encuentran las medidas y a la derecha las simulaciones.

4.3.2. Salto de temperatura

El último ensayo transitorio llevado a cabo fue el salto en la temperatura de entrada del agua. Este ensayo es un poco más lento que los anteriores, donde la subida de temperatura es gradual y se da en cuestión de minutos, a diferencia de las entradas escalón. Los resultados de la simulación se comparan con los experimentales en

la Figura 4.18, donde nuevamente se observa una buena correlación entre los datos experimentales y las simulaciones. Este ensayo actúa como validación de la dinámica del fluido recorriendo los cabezales y tubos del colector.

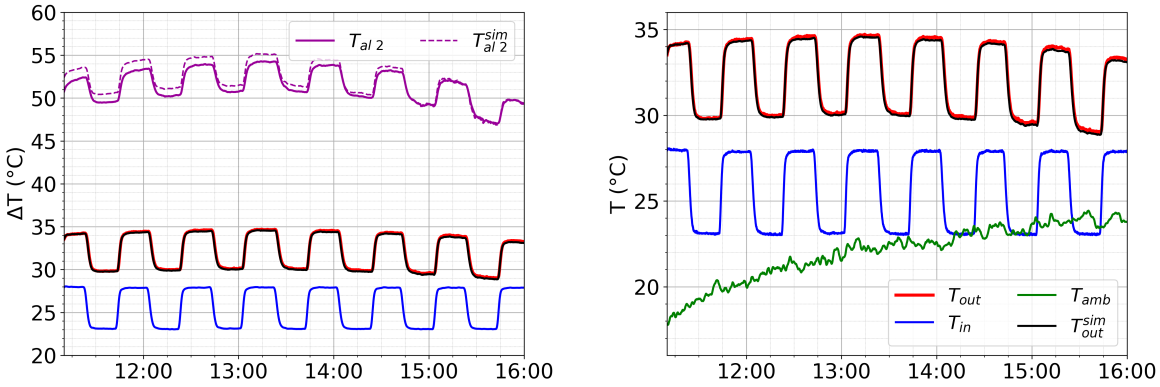


Figura 4.18: Saltos de temperatura en el aluminio entre la temperatura con caudal máximo (0 °C) y con mínimo para las tres termorresistencias.

En la Figura se aprecian siete incrementos y siete descensos en la temperatura de ingreso al colector. Para cada evento, se consideró un intervalo de siete minutos comprendido entre el inicio del ascenso (o descenso) de la temperatura de entrada y la estabilización de las temperaturas. Dentro de ese período, se comparó la temperatura de salida del agua obtenida mediante simulación con la medida experimentalmente. Los indicadores estadísticos de desempeño se presentan en la Tabla 4.3.

Los resultados muestran errores muy reducidos, inferiores al 2 % del salto de temperatura. Este mejor desempeño respecto al caso anterior resulta coherente, ya que el proceso de variación de temperatura es más lento: el ascenso de la temperatura de entrada requiere aproximadamente dos minutos, mientras que el cambio de caudal se produce de forma prácticamente instantánea.

Caudal	MBD	Max MBD	Min MBD	RMSD	Max RMSD	Min RMSD
Bajada	0.20	0.13	0.26	0.22	0.27	0.15
Subida	0.038	0.078	0.007	0.10	0.13	0.09

Tabla 4.3: Resumen de los valores de MBD y RMSD para el temperaturas. Todos los valores en °C.

4.3.3. Día parcialmente nublado

A modo de comparación visual entre el modelo optimizado y los datos experimentales, se presentan una serie de curvas que permiten apreciar las diferencias entre ambos. Las mismas corresponden a los días 3 y 9 de julio de 2024. El 3 presentó nubosidad completa en la tarde, mientras que el 9 presentó nubosidad parcial, con alternancia de sol

y nubes, lo que dio lugar a episodios de sobreirradiancia y caídas bruscas de radiación. Estas mediciones no fueron utilizadas durante la optimización de los parámetros, por lo que también cumplen la función de verificación independiente del modelo calibrado.

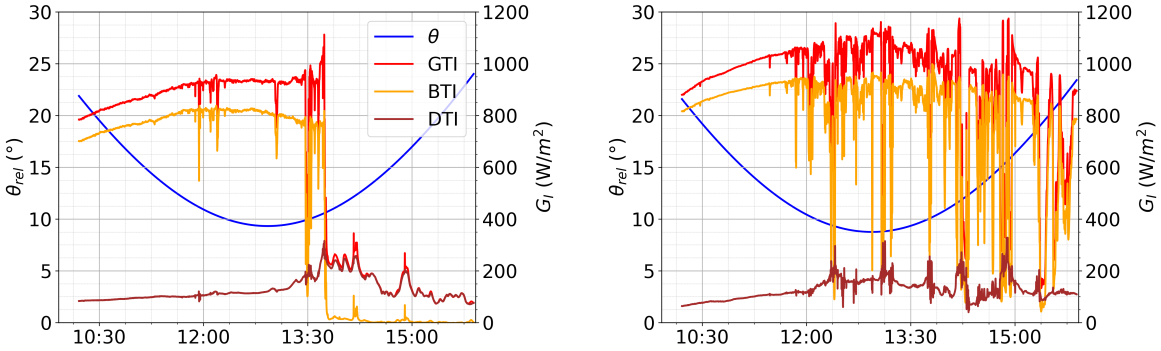


Figura 4.19: Irradiancias y ángulo de incidencia para el 3 de julio (izquierda) y el 9 de julio (derecha).

La Figura 4.20 presenta las mediciones de temperatura ambiente y de ingreso, así como la comparación entre la temperatura del agua de salida simulada y la experimental. Se observa una ligera sobrestimación del calor útil entregado por el modelo el 9 de julio. No obstante, ambas curvas reproducen con fidelidad el comportamiento térmico del colector, tanto cualitativa como cuantitativamente.

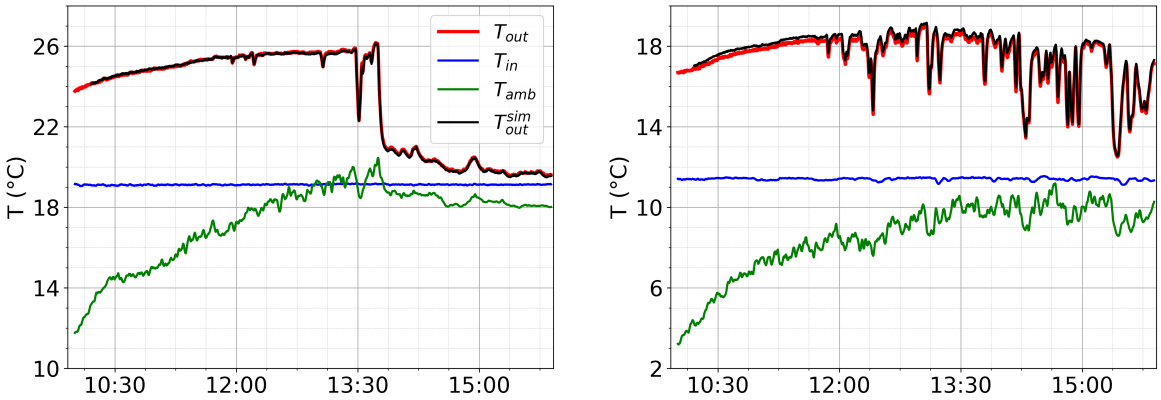


Figura 4.20: Temperaturas de entrada, salida y ambiente para el 3 de julio (izquierda) y el 9 de julio (derecha).

En el gráfico del 3 de julio, la desviación media diaria (MBD) entre la temperatura de salida experimental y la simulada es de 0.024 °C, mientras que la RMSD es de 0.061 °C. Si se subdivide el día en la mañana despejada (hasta las 12:30), los valores de MBD y RMSD son -0.005 y 0.051 °C, respectivamente. Para la tarde nublada (luego de las 14:00), se obtienen valores de 0.042 y 0.063 °C para el MBD y la RMSD. Tanto en condiciones nubladas como soleadas, se considera que el modelo reproduce adecuadamente la temperatura de salida del agua, dado que los indicadores permanecen razonablemente bajos.

Por otro lado, en el gráfico del 9 de julio, donde a partir del mediodía la condición del cielo fue parcialmente nublada, con sobre-irradiancias y nubes pasajeras, se obtuvo una MBD de -0.14 °C y una RMSD de 0.23 °C. Estos valores son varias veces mayores que los del caso anterior, aunque siguen siendo bajos en comparación con el salto total de temperaturas.

Por último, en la Figura 4.21 se comparan las mediciones de temperatura en el aluminio a media altura para ambos días. Se observa que, en general, la temperatura del aluminio simulada coincide con la medida experimental, salvo en algunos picos bruscos donde la simulación la tiende a sobrestimar.

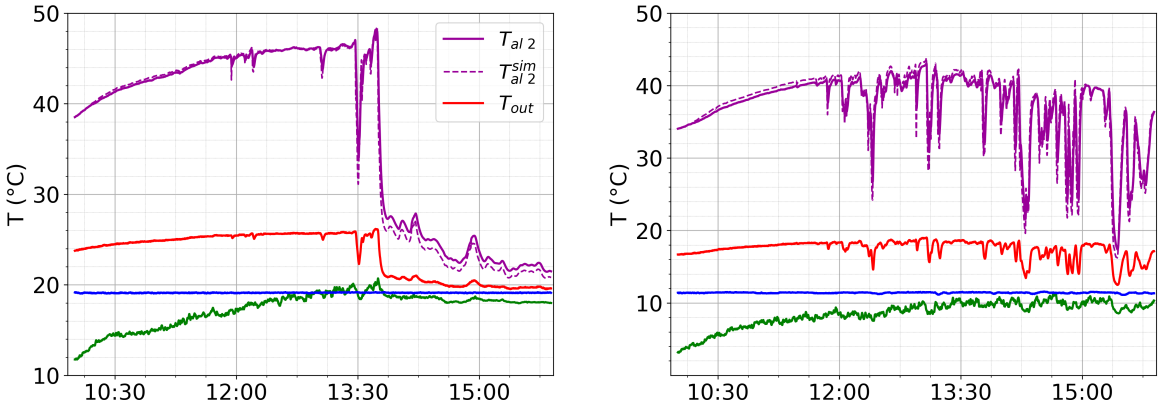


Figura 4.21: Temperatura a mitad de altura en el aluminio para el 3 de julio (izquierda) y el 9 de julio (derecha).

A partir del análisis de las figuras correspondientes a días nublados y parcialmente nublados, se concluye que el modelo optimizado es capaz de reproducir con buena precisión la respuesta térmica del colector ante variaciones climáticas típicas de la región.

4.4. Análisis de los resultados

4.4.1. Análisis de las pérdidas

La gran ventaja de contar con un modelo validado que reproduce adecuadamente la curva de rendimiento del colector es la posibilidad de evaluar detalladamente las pérdidas de energía: esto permite identificar fortalezas, debilidades y oportunidades de mejora en el dispositivo.

Con este objetivo, se realizaron simulaciones para condiciones fijas: temperatura ambiente de 25 °C, irradiancia de 1000 W m^{-2} con una fracción difusa $f_d = 0.15$ y velocidad de viento de 2m/s. Se simuló el comportamiento del colector en régimen estacionario para diferentes temperaturas de entrada, y se registró el calor útil y las

pérdidas por debajo, por encima y ópticas. En la Figura 4.22 se presentan el calor útil (curva azul), el calor incidente (curva roja), el absorbido (curva anaranjada), las pérdidas por arriba (curva verde), por debajo (curva gris) y las pérdidas totales (curva negra).

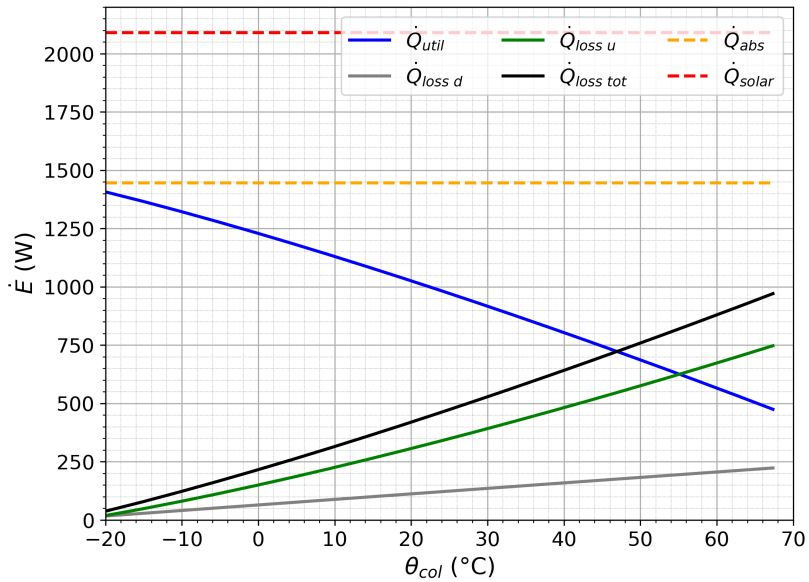


Figura 4.22: Pérdidas y calor útil del colector en condiciones nominales.

Es interesante observar que existen más de 150 W de pérdidas térmicas incluso cuando la temperatura del colector, definida como el promedio entre las temperaturas de entrada y salida del agua, coincide con la temperatura ambiente ($\theta_{col} = 0$°C). Esto sucede porque, para transferir calor desde las aletas al agua, debe generarse una diferencia de temperaturas que permita ese flujo. Dado que el área efectiva de contacto es reducida (los tubos ascendentes tienen un área de contacto menor a 500 cm^2 cada uno), se requieren saltos térmicos significativos. En el caso de $\theta_{col} = 0$°C, la temperatura promedio del aluminio alcanza aproximadamente 20°C por encima, lo que genera pérdidas tanto hacia arriba como hacia abajo. Además, debe considerarse que el vidrio no solo intercambia calor con el ambiente, sino también radiativamente con la bóveda celeste, cuya temperatura efectiva suele ser aproximadamente 15 °C inferior a la temperatura ambiente. Se observa en las curvas verde y gris que incluso con $\theta_{col} = -20$ °C las pérdidas por la parte superior del colector no se anulan.

Las curvas indican claramente que la mayor parte de las pérdidas térmicas ocurre a través del vidrio superior. Este elemento es imprescindible, ya que permite el ingreso de la radiación solar. Las pérdidas a través de la lana de vidrio son comparativamente menores, a pesar de que el espesor medido fue de 25mm, significativamente inferior al declarado (entre 38 y 50mm).

A partir de estos resultados, pueden definirse diversos tipos de rendimiento del colector. El más directo es el rendimiento total o bruto, definido como el cociente entre el calor útil extraído y la energía solar incidente sobre el área total del colector (incluyendo marco de aluminio y zonas sin absorbedor). Este rendimiento se grafica como la curva negra en la Figura 4.23, la cual coincide con la función ajustada previamente.

El rendimiento total puede interpretarse como el producto entre la eficiencia óptica y el rendimiento térmico. La eficiencia óptica se define como la fracción de energía solar incidente efectivamente absorbida por la placa absorbente y los tubos recubiertos con pintura selectiva. Esta eficiencia, representada por la curva horizontal anaranjada (70 %), es constante en el modelo y no depende de la temperatura del colector. El rendimiento térmico se muestra en la curva roja y corresponde al cociente entre el calor útil y la energía absorbida. A temperatura ambiente, este rendimiento ronda el 85 % y alcanza valores cercanos al 98 % cuando la temperatura del colector es 20 °C inferior a la ambiente.

A modo de *mamushka* rusa, el rendimiento térmico puede descomponerse en dos contribuciones: la correspondiente a pérdidas por debajo (curva gris) y la correspondiente a pérdidas por encima (curva verde). Se pueden definir dos sub-rendimientos térmicos como el rendimiento térmico que se obtendría si se anularan las pérdidas de la otra parte, como se muestra en la ecuación 4.3. Aunque el rendimiento térmico total no es igual al producto de estos dos sub-rendimientos, permiten interpretar cómo se vería afectado el rendimiento ante posibles modificaciones del diseño.

$$\eta_{\text{ter}} = 1 - \frac{Q_{\text{loss-up}} + Q_{\text{loss-down}}}{\eta_{\text{opt}} A_b G} \tag{4.3}$$

A simple vista, se observa que las dos principales fuentes de pérdida son la eficiencia óptica y las pérdidas térmicas por la cobertura de vidrio. Mejorar la eficiencia óptica es complejo: la transmisividad de un vidrio de buena calidad ronda el valor de 0.9; la absortividad de la pintura, el valor de 0.88, y la relación entre el área absorbente y el área bruta es del 92 %, lo que establece un límite teórico cercano al 73 %. En condiciones reales, se estima una eficiencia óptica de alrededor del 69 %, atribuible principalmente a la menor transmisividad para radiación difusa y a la suciedad del vidrio.

Las pérdidas por el vidrio cobertor sí pueden abordarse por dos vías: disminuyendo la temperatura del aluminio o reduciendo el coeficiente global de intercambio térmico entre la placa y el vidrio. Para reducir la temperatura del aluminio, es necesario minimizar la resistencia térmica entre el aluminio y el fluido. En muchos colectores solares, esto se logra soldando las aletas a los tubos, lo que elimina la resistencia de contacto y evita los saltos térmicos observados (ver Figura 2.11). Si bien también existe un salto de temperatura entre el cobre y el agua, reducirlo requeriría aumentar significativamente

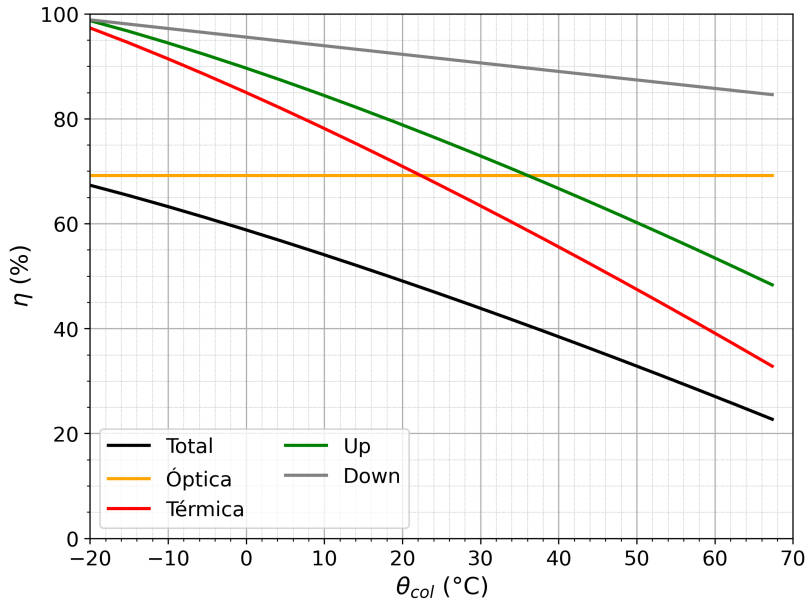


Figura 4.23: Rendimientos del colector en condiciones nominales.

el caudal o el diámetro de los tubos, lo cual no siempre es viable.

Para disminuir el coeficiente global de intercambio térmico entre el aluminio y el vidrio, se puede actuar sobre el componente radiativo o el convectivo. La única forma de reducir las pérdidas radiativas es disminuir la emisividad de la placa, lo cual puede lograrse aplicando una capa más gruesa de pintura selectiva. En el modelo se ajustó la emisividad a 0.33, cuando el fabricante declaraba 0.25, lo que sugiere un margen de mejora. En cuanto a la convección, se sabe que el coeficiente convectivo dentro del colector no varía significativamente con la distancia entre placas (mientras esta sea pequeña), por lo que las mejoras serían limitadas; sin embargo, aumentar el espesor del aislante inferior (lana de vidrio) sí es una medida eficaz para reducir las pérdidas por debajo.

La Figura 4.24 muestra el impacto esperado en el rendimiento térmico total y su descomposición para tres modificaciones evaluadas: soldar las aletas a los tubos (líneas discontinuas), aumentar el espesor de lana de vidrio de 25mm a 45mm (líneas trazo y punto) y aplicar más pintura selectiva para reducir la emisividad (líneas punteadas). En todas las curvas, el rendimiento térmico superior se indica en verde, el inferior en gris y el total en rojo.

Si se proyectara una nueva versión del colector de Baroni en función de estos resultados, debería evaluarse prioritariamente la posibilidad de soldar los tubos a las aletas y aumentar el espesor del aislante inferior. Como segunda línea de mejora, se podría considerar la aplicación de una mayor cantidad de pintura selectiva. En todos los casos, naturalmente, debe ponderarse el aumento del costo frente a la mejora obtenida en el

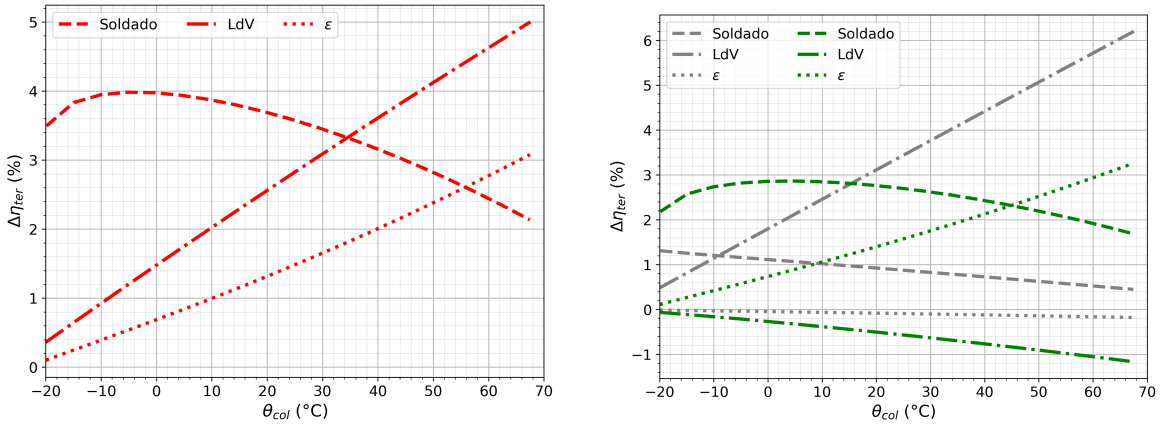


Figura 4.24: Aumento de rendimiento térmico con respecto a Baroni (izquierda) y su descomposición el rendimiento por arriba y por abajo (derecha).

rendimiento térmico.

4.4.2. Análisis del almacenamiento de energía

A pesar de que la definición de a_5 es muy conveniente para su determinación experimental, no constituye una definición correcta de capacidad térmica desde un punto de vista físico. La expresión dada en la ecuación 3.10 asume que, bajo nuevas condiciones de irradiancia máxima, todo el calor útil no extraído fue almacenado en el colector. Esta afirmación solo sería válida si las pérdidas de calor hacia el ambiente fueran iguales al inicio y al final del experimento. En la práctica, la energía total almacenada por el colector solar es superior a la calculada bajo esa hipótesis.

Para abordar esta cuestión, se analizó primero dónde y cuánta energía por unidad de tiempo se almacena en el colector solar. En el panel izquierdo de la Figura 4.25 se muestra la energía almacenada por unidad de tiempo para las tres regiones simuladas: los cabezales superior e inferior y los tubos ascendentes. Dos aspectos relevantes surgen de la forma de las curvas: el primero es que, en el análisis anterior, se asumía que el colector alcanzaba el estado estacionario y dejaba de almacenar energía en menos de 3 minutos. Sin embargo, si bien se observa un cambio de comportamiento en las curvas alrededor de ese tiempo, el colector continuaba almacenando una cantidad significativa de energía, más allá de que fuera decreciente.

El segundo aspecto destacable es que la mayor parte de la energía se almacena en los tubos ascendentes (incluyendo las aletas de aluminio); mientras que una porción mucho menor se almacena en el cabezal superior (curva anaranjada), y prácticamente nada se almacena en el cabezal inferior, el cual es irrelevante para este ensayo.

Integrando las curvas en todo el intervalo temporal considerado, se obtiene que el 93.9 % de la energía se almacena en los tubos, el 5.2 % en el cabezal superior y el

0.8 % en el inferior. Si se restringe la integración hasta el tiempo característico, estos porcentajes se modifican levemente a 92.4, 7.0 y 0.7 %, respectivamente. Además, se observa que casi el 60 % de la energía total se almacena durante los primeros tres minutos del ensayo.

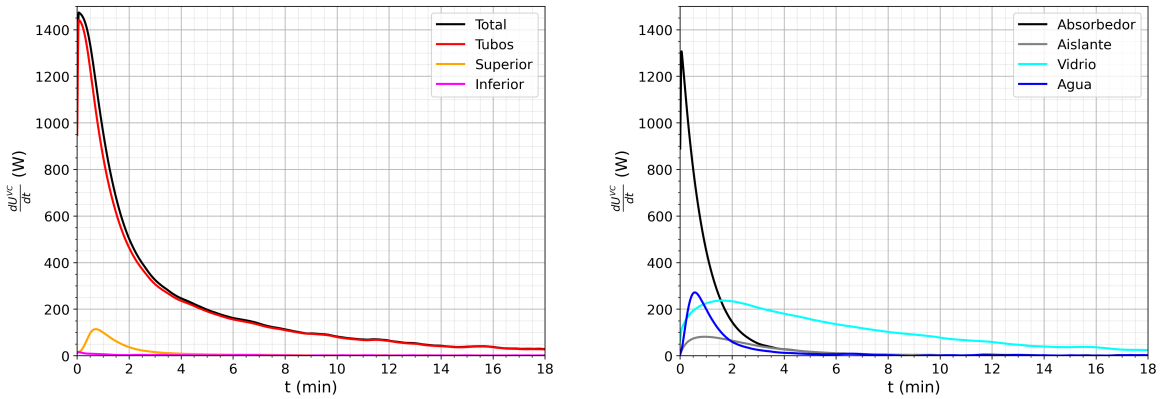


Figura 4.25: Energía almacenada en función del tiempo luego de retirarse la manta del colector. A la izquierda se distingue por sección y a la derecha por material.

Por otra parte, en el panel derecho de la Figura 4.25 se presenta la energía almacenada por unidad de tiempo, dividida en líneas distintas para cada material que la almacena. El mayor almacenamiento durante los primeros minutos ocurre en el absorbedor (cobre y aluminio), cuya tasa decrece rápidamente hacia cero luego del tiempo característico. En cambio, el agua, el vidrio y el aislante presentan un comportamiento con máximos definidos, seguidos de una caída en la tasa de almacenamiento.

El decaimiento del agua y del aislante es rápido: hacia los tres o cuatro minutos prácticamente no se acumula más energía en estos materiales. Por otro lado, el vidrio presenta una gran inercia térmica y continúa incrementando su temperatura durante toda la simulación. Esta inercia es la principal responsable de la cola que se observa en la curva del panel izquierdo. Esta característica se explica en parte porque la mayor parte de la masa del colector Baroni proviene del vidrio, con un peso cercano a los 20 kg. Las aletas de aluminio pesan aproximadamente 2 kg, y todo el cobre del colector suma unos 4.6 kg.

Naturalmente, la masa no es el único factor que determina la energía almacenada: también influyen el calor específico de cada material y el salto térmico que experimenta.

En la Tabla 4.4 se resumen los datos de masa, capacidad térmica y energía almacenada para cada material. Si bien el vidrio y el agua concentran la mayor parte de la capacidad térmica del sistema, la energía efectivamente almacenada en cada uno de ellos depende además del perfil de temperaturas alcanzado, por lo que no se mantiene una proporcionalidad directa con la capacidad térmica.

	Cobre + Aluminio	Agua	Vidrio	Aislante
Masa (kg)	2.01 + 4.63	1.68	20	1.57
Capacidad (kJ/K)	3.41	7.02	16.8	1.32
Capacidad (%)	12.0	24.6	58.8	4.6
Energía total (%)	33.0	10.4	49.2	7.3
Energía a τ (%)	50.9	15.1	26.0	8.0

Tabla 4.4: Resumen de los valores de capacidad térmica y almacenamiento de energía.

4.5. Comparación con otros colectores de parrilla

Para validar el modelo de forma más general, se buscaron otros colectores solares planos de parrilla. No todos los fabricantes hacen pública la información sobre las características geométricas y ópticas de sus colectores, pero se encontró información sobre algunos de ellos: el modelo A26 de Apricus, de Linuo Ritter, del SUN600.20 de Lacaze-Energies, y el CR100 de Chromagen con dos tipos diferentes de acabado superficial, con pintura selectiva (SP) y con Sputtering (Sput). Los ensayos que se les hicieron a estos colectores se encontraban certificados por Solarkeymark en su página web, salvo para el Chromagen SP, para el cual el fabricante brindaba la curva dado que no tenía certificado. Los datos se muestran en la tabla 4.5 en conjunto con los de Baroni. Se observan diferencias y similitudes con el colector de Baroni: en cuanto a las similitudes, en todos los colectores, se declaraba que la unión era soldada, por lo que se asumió una pequeña resistencia de contacto en todos los casos. Además, la transmisividad del vidrio y el diámetro de los tubos utilizados era similar en todos los casos. En cuanto a las diferencias, las cantidades que más variaban eran la emisividad, la absortividad, el área total y el número de tubos.

Se adaptó y corrió el modelo simulando un ensayo de rendimiento para todos los modelos de colectores con sus características particulares. En la Figura 4.26 se muestra la curva de ensayo de Solarkeymark en azul, y en negro se muestra la curva simulada con los datos constructivos declarados. Se observa que la diferencia entre las dos curvas es pequeña pero existente. Además, se observa que el rendimiento es superior al de Baroni por 12 puntos porcentuales con θ_{col} nulo, debido a sus diferentes propiedades, donde destacan: mayor absortividad, menor emisividad, la soldadura entre aletas y tubo y mayor transmisividad del vidrio. Para los cinco modelos presentados se obtuvieron curvas similares de rendimiento contra diferencia de temperaturas.

Como indicador de la exactitud del modelo, se calculó la diferencia entre el rendimiento simulado y el ensayado. Las curvas de diferencia se muestran en la Figura 4.27, donde se observa que el error en las curvas es bajo. Si la diferencia es negativa, el modelo está subestimando el rendimiento; si es positiva, está sobrestimando. Para cuatro

Parámetro	Baroni	SUN600	Apricus	Linuo	Ch SP	Ch Sput
N_{tub} (%)	10	10	9	14	7	7
A_b (m^2)	2.09	2.09	2.42	3.0	2.03	2.03
A_{abs} (m^2)	1.92	1.92	2.26	2.84	1.85	1.85
L_t (m)	1.94	1.93	1.89	1.91	1.75	1.75
L_c (m)	1.05	1.17	1.22	1.5	1.11	1.11
D_t (mm)	8.0	8.0	8.6	8.6	8.0	8.0
D_c (mm)	20.6	20.6	19.1	20.6	22.0	22.0
w (mm)	88	104	120	93.6	137	137
α (%)	88	92	95	95	90	95
ϵ (%)	25 – 33	5	5	5	45	5
τ_{vid}(%)	88	89.5	92	89.5	92	92
δ (mm)	0.32	0.40	0.40	0.40	0.40	0.40
$e_{\text{ins}}(mm)$	25	30	40	50	23*	23*
R_{cont}	14.6×10^{-4}	1×10^{-8}	1×10^{-8}	1×10^{-8}	1×10^{-8}	1×10^{-8}

Tabla 4.5: Parámetros geométricos y ópticos. *Aislados con lana de roca en lugar de lana de vidrio.

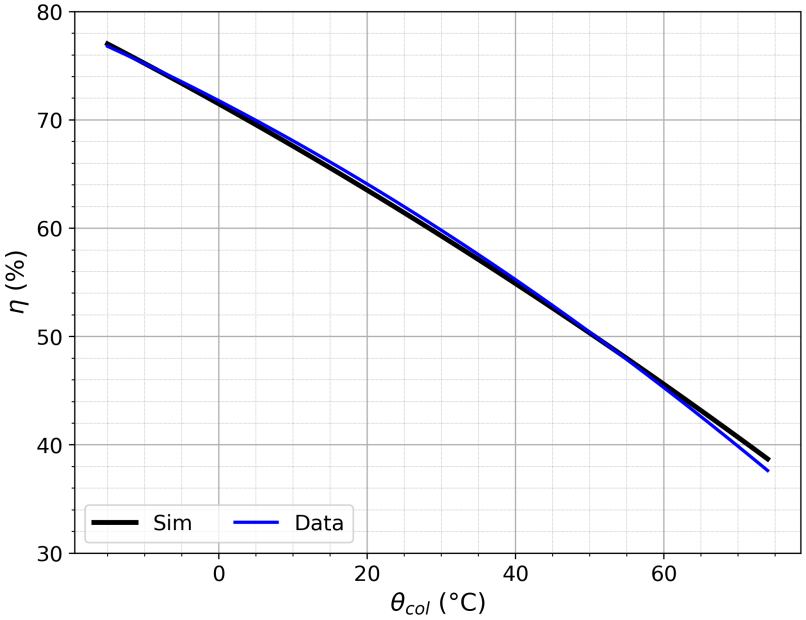


Figura 4.26: Comparación entre la curva simulada y el ensayo del SUN600.

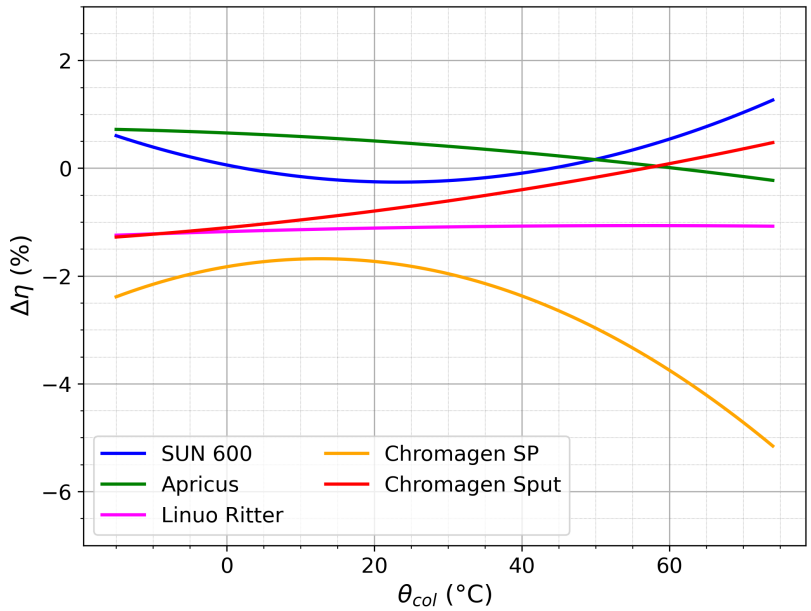


Figura 4.27: Diferencia entre rendimiento simulado y ensayado para los cinco modelos.

de los cinco modelos, la diferencia es menor a 1.5 puntos porcentuales de rendimiento para todas las temperaturas posibles. Solo el colector Chromagen con pintura selectiva (el cual no tiene ensayo certificado) tenía un error de entre 2 y 5 %.

Puede afirmarse entonces que el modelo no fue sobredimiensionado para ajustar específicamente el colector de Baroni, sino que mantiene la generalidad y la capacidad de reproducir otros resultados para geometrías similares.

Capítulo 5

Conclusiones

Se desarrolló un modelo físico para colectores solares planos del tipo parrilla, con el objetivo de representar su comportamiento dinámico bajo diferentes condiciones de operación. El modelo se construyó a partir de los balances de energía y masa, aplicados a cada componente del sistema. Para resolverlo, se discretizó espacialmente el colector y se emplearon ecuaciones de transferencia de calor junto con correlaciones empíricas obtenidas de la literatura para estimar los coeficientes de convección y las pérdidas de carga. Asimismo, se abordó teóricamente el estudio del comportamiento óptico del colector, considerando los principales mecanismos de absorción, reflexión y transmisión de la radiación solar.

Con el objetivo de calibrar validar el modelo, se llevaron a cabo ensayos experimentales en el banco de pruebas, siguiendo los protocolos establecidos por la norma ISO:9806, para un modelo fabricado por un productor local. Se realizaron los tres ensayos exigidos por la norma: desempeño, modificador de ángulo de incidencia y capacidad térmica. Estos ensayos permitieron evaluar el rendimiento del colector, su respuesta frente a variaciones del ángulo de incidencia de la radiación solar y su comportamiento transitorio ante fluctuaciones bruscas de la irradiancia.

Adicionalmente, se realizaron ensayos complementarios por fuera de norma, incluyendo pruebas con cambios abruptos en el caudal, de salto en la temperatura de ingreso y mediciones durante días nublados. Estos ensayos permitieron validar el modelo en un rango más amplio de condiciones operativas. Se incorporaron también mediciones de temperatura internas al colector, particularmente en las aletas de aluminio, con el fin de obtener información no contemplada por la normativa y mejorar la comprensión del campo térmico interno.

La comparación entre los resultados experimentales y las simulaciones numéricas permitió calibrar el modelo y estimar con mayor precisión una serie de parámetros inicialmente inciertos. Una vez calibrado, el modelo reprodujo con alta fidelidad la

evolución temporal de la temperatura de salida del agua, tanto en régimen estacionario como transitorio. Los valores de absortividad obtenidos coincidieron estrechamente con los declarados por el fabricante, mientras que la emisividad resultó ligeramente superior y la resistencia térmica de contacto considerablemente mayor que las referencias bibliográficas. Las diferencias observadas en la absortividad y la emisividad se atribuyen al posible desgaste o a una aplicación no uniforme de la pintura selectiva sobre la superficie absorbente. En cuanto a la resistencia térmica de contacto, el análisis de la deformación y de las fuerzas de pandeo entre las aletas de aluminio y los tubos de cobre sugiere que la falta de presión de acople podría explicar el valor más elevado obtenido respecto al esperado.

Con los parámetros ajustados, el modelo también logró reproducir con notable precisión las temperaturas medidas en las aletas de aluminio. Sin embargo, algunas de estas mediciones experimentales presentaron inconsistencias, posiblemente asociadas a errores de medición, particularmente en la termorresistencia 3. De forma similar, se identificó un pequeño error sistemático en las lecturas de la primera PT-100, atribuido al coeficiente de convección en la entrada del tubo ascendente.

En el ensayo de capacidad térmica, la correlación entre los resultados experimentales y las simulaciones fue excelente, tanto en la comparación visual como en los valores calculados del tiempo característico y la energía almacenada. Además, el modelo permitió evidenciar la elevada inercia térmica del vidrio, la cual, si bien influye en la dinámica del sistema, no afecta de manera significativa la cantidad de calor útil entregado por el colector.

El modelo desarrollado ofrece una herramienta sólida para analizar y comprender en detalle las pérdidas ópticas y térmicas, así como sus causas específicas. En consecuencia, puede emplearse para proponer modificaciones de diseño orientadas a mejorar la eficiencia global del sistema.

Finalmente, el modelo posee un carácter suficientemente general como para reproducir, con errores reducidos, el comportamiento térmico de otros colectores solares planos del tipo parrilla, siempre que se disponga de sus características geométricas y propiedades de los materiales.

Referencias bibliográficas

Abal, G., y Durañona, V. (2013, marzo). *Manual Técnico de Energía Solar Térmica – Vol. I: Fundamentos* (inf. téc.). Facultad de Ingeniería, Universidad de la República.

Bergman, T. L., Lavine, A. S., Incropera, F. P., y DeWitt, D. P. (2011). *Introduction to heat transfer*. John Wiley & Sons.

Duffie, J. A., Beckman, W. A., y Blair, N. (2020). *Solar engineering of thermal processes, photovoltaics and wind*. John Wiley & Sons.

Fine Art America. (2025). *Fine Art America – Discover Art You Love* [Accedido el 20 de abril de 2025]. https://fineartamerica.com

Ghazarian, A., y Galione, P. (2019). Thermo-economic evaluation of CSP technologies for their application in Uruguay.

Griffiths, D. J. (2023). *Introduction to electrodynamics*. Cambridge University Press.

Hegazy, A. A. (2001). Effect of dust accumulation on solar transmittance through glass covers of plate-type collectors. *Renewable energy*, *22*(4), 525-540.

Hilmer, F., Vajen, K., Ratka, A., Ackermann, H., Fuhs, W., y Melsheimer, O. (1999). Numerical solution and validation of a dynamic model of solar collectors working with varying fluid flow rate. *Solar Energy*, *65*(5), 305-321.

Idelchik, I. E., Steinberg, M., y Martynenko, O. G. (1986). *Handbook of hydraulic resistance* (Vol. 2). Hemisphere publishing corporation New York.

IPCC, I. P. O. C. C. (1995). IPCC Second Assessment: Climate Change 1995. *A report of the Intergovernmental Panel on Climate Change. Genf (http://www. ipcc. ch)*.

IPCC, I. P. O. C. C. (2007). Climate change 2007: The physical science basis. *Agenda*, *6*(07), 333.

Jiandong, Z., Hanzhong, T., y Susu, C. (2015). Numerical simulation for structural parameters of flat-plate solar collector. *Solar Energy*, *117*, 192-202.

Jones, G., y Lior, N. (1994). Flow distribution in manifolded solar collectors with negligible buoyancy effects. *Solar energy*, *52*(3), 289-300.

Kamminga, W. (1985). The approximate temperatures within a flat-plate solar collector under transient conditions. *International journal of heat and mass transfer*, *28*(2), 433-440.

Klein, S., Duffie, J., y Beckman, W. (1974). Transient considerations of flat-plate solar collectors.

Lee, W. (2011). Tridiagonal matrices: Thomas algorithm. *MS6021, Scientific Computation, University of Limerick*, *1054*.

Li, M., Jiang, Y., y Coimbra, C. F. (2017). On the determination of atmospheric longwave irradiance under all-sky conditions. *Solar Energy*, *144*, 40-48.

Masson-Delmotte, V., Zhai, P., Pirani, A., Connors, S. L., Péan, C., Berger, S., Caud, N., Chen, Y., Goldfarb, L., Gomis, M., et al. (2021). Climate change 2021: the physical science basis. *Contribution of working group I to the sixth assessment report of the intergovernmental panel on climate change*, *2*.

Muñoz, J. M. R., Monetta, A., Bove, I., Alonso-Suárez, R., et al. (2020). Ensayo cuasi-dinámico de colectores solares de placa plana en Uruguay de acuerdo a la norma ISO 9806: 2017. *ENERLAC. Revista de energía de Latinoamérica y el Caribe*, *4*(2), 10-26.

Nield, D. (1964). Surface tension and buoyancy effects in cellular convection. *Journal of Fluid Mechanics*, *19*(3), 341-352.

Plantier, C., Fraisse, G., y Achard, G. (2003). Development and experimental validation of a detailed flat-plate solar collector model. *ISES solar world congress*.

Rodríguez Muñoz, J. (2021). *Ensayos de desempeño térmico de colectores solares de placa plana* [Tesis de maestría]. Universidad de la República (Uruguay), Facultad de Ingeniería.

Rodríguez-Muñoz, J. M., Bove, I., y Alonso-Suárez, R. (2021). Novel incident angle modifier model for quasi-dynamic testing of flat plate solar thermal collectors. *Solar Energy*, *224*, 112-124. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.solener.2021.05.026

Said, S. A., y Walwil, H. M. (2014). Fundamental studies on dust fouling effects on PV module performance. *Solar Energy*, *107*, 328-337.

Sartori, E. (2006). Convection coefficient equations for forced air flow over flat surfaces. *Solar energy*, *80*(9), 1063-1071.

SolarPACES. (2025). *SolarPACES – Concentrating Solar Power Technologies* [Accedido el 20 de abril de 2025]. https://www.solarpaces.org

Weiss, W., y Spörk-Dür, M. (2023). SOLAR HEAT WORLD WIDE: Edition 2023. *Accessed: Nov*, *15*.

Weitbrecht, V., Lehmann, D., y Richter, A. (2002). Flow distribution in solar collectors with laminar flow conditions. *Solar Energy*, *73*(6), 433-441.