

**UNIVERSIDAD DE COSTA RICA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA DE BIOSISTEMAS**

***ANÁLISIS Y OPTIMIZACIÓN DEL REQUERIMIENTO ENERGÉTICO DE UN SISTEMA
INTEGRADO DE TRATAMIENTO DE RESIDUOS HÚMEDOS PARA LA EXTRACCIÓN
DE PRODUCTOS DE ALTO VALOR COMERCIAL***

Trabajo Final de Graduación presentado ante la Escuela de Ingeniería de Biosistemas como
requisito para optar por el grado de

Licenciatura en Ingeniería Agrícola y de Biosistemas

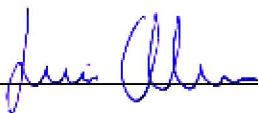
Luis Alonso Mora Corrales

Ciudad Universitaria Rodrigo Facio

San José, Costa Rica

2018

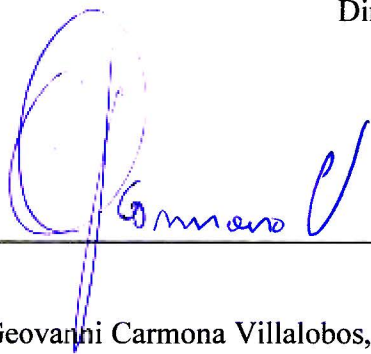
Trabajo Final de Graduación sometido a revisión por la Comisión de Trabajos Finales de Graduación de la Escuela de Ingeniería de Biosistemas de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Costa Rica, como requisito para optar por el grado de Licenciatura en Ingeniería Agrícola y de Biosistemas.



Ing. Luis Alonso Mora Corrales, Bach.
Candidato



Ing. Mauricio Bustamante Román, Ph.D.
Director, Comité Asesor



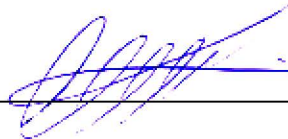
Ing. Giovanni Carmona Villalobos, Lic.
Miembro, Comité Asesor



Ing. Ronald Aguilar Álvarez, Ph.D.
Miembro, Comité Asesor



Ing. Marta Montero Calderón, Ph.D.
Miembro, Tribunal Examinar



Ing. Pedro Casanova Treto, DSc
Miembro, Tribunal Examinador

Dedicatoria

A mis padres, María del Rocío y Danilo.

Agradecimientos

Al director del comité asesor, Ing. Mauricio Bustamante Román, por su apoyo, su paciencia, sus consejos y por guiarme durante todo este año en el que me mantuve trabajando en este proyecto.

A los miembros del comité asesor, los profesores Ing. Geovanni Carmona Villalobos e Ing. Ronald Aguilar Álvarez, por sus valiosos aportes y recomendaciones en la fase final de este proyecto.

Al personal de la Estación Experimental Agrícola Fabio Baudrit Moreno, especialmente a su exdirector, el señor Ing. Agr. Werner Rodríguez Montero y al señor Ing. Alberto Miranda Chavarría.

Al Instituto Meteorológico Nacional por facilitar los datos meteorológicos solicitados en su momento y que fueron utilizados en este proyecto.

A mi familia, especialmente a mis padres, que de forma incondicional siempre me dieron su apoyo durante todo este tiempo de formación académica.

Especial agradecimiento a mi *Alma Mater*, la Universidad de Costa Rica, institución a la cual le debo mi formación académica y humanística. Espero devolverle a la sociedad lo que la sociedad me ha dado a través de esta prestigiosa institución.

A mis compañeros, amigos, profesores y cada una de las personas que estuvieron acompañándome durante todos estos años de estudios universitarios.

“Nadie llega a ningún lado sin la ayuda de alguien más”

- *Franklin Chang Díaz*

2.3.2.1.2.	Energía aprovechable en tanques de almacenamiento de energía térmica	53
2.3.3.	Intercambiadores de calor en sistemas de aprovechamiento de energía solar	53
2.3.3.1.	Coefficiente global de transferencia de calor en intercambiadores de calor	54
2.3.3.2.	Intercambiadores de calor de tipo helicoidales	55
2.3.3.2.1.	Determinación del coeficiente global de transferencia de calor en un intercambiador de calor de tipo helicoidal.....	56
2.3.3.2.2.	Transferencia de calor en la parte interna de un intercambiador de calor de tipo helicoidal	57
2.3.3.2.3.	Transferencia de calor en la parte externa de un intercambiador de calor de tipo helicoidal	57
3.	MATERIALES Y MÉTODOS	60
3.1.	Determinación de los parámetros de diseño de un sistema termofílico de biodigestión anaeróbica para el establecimiento de los criterios de simulación	60
3.2.	Obtención de las ecuaciones diferenciales que describen el comportamiento térmico de una unidad de aprovechamiento de energía solar para determinar el requerimiento de energía térmica en un sistema de tratamiento de residuos húmedos utilizando digestión anaeróbica ...	61
3.3.	Validación del modelo propuesto a partir de mediciones realizadas en campo para que pueda ser utilizado en la simulación dinámica de un sistema termofílico de biodigestión anaeróbica	64
3.3.1.	Criterios utilizados en el diseño del código en MATLAB y condiciones de simulación..	64
3.3.1.1.	Criterios utilizados en el modelo de colectores solares de placa plana.....	66
3.3.1.2.	Criterios utilizados en los modelos del tanque de almacenamiento de energía térmica y el tanque de almacenamiento presurizado	69
3.3.1.3.	Criterios utilizados en los modelos de los intercambiadores de calor	75
3.3.1.4.	Criterios utilizados en el modelo del digestor anaeróbico termofílico	76
3.3.2.	Procedimiento de validación de los modelos.....	76
3.3.2.1.	Validación del modelo de colectores solares de placa plana	77
3.3.2.2.	Validación del modelo de los tanques de almacenamiento y el digestor anaeróbico termofílico	78
3.4.	Simulación de una fuente de energía renovable en el sistema de digestión anaeróbica para el mejoramiento de la eficiencia global de generación energética	79

4.	RESULTADOS Y DISCUSIÓN	84
4.1.	Obtención de los parámetros de diseño de un sistema termofílico de biodigestión anaeróbica para establecer los criterios de simulación	84
4.2.	Obtención de las ecuaciones diferenciales que describen el comportamiento térmico de una unidad de aprovechamiento de energía solar para determinar el requerimiento de energía térmica en un sistema de tratamiento de residuos húmedos utilizando digestión anaeróbica ...	86
4.3.	Validación del modelo propuesto a partir de mediciones realizadas en campo para que pueda ser utilizado en la simulación dinámica de un sistema termofílico de biodigestión anaeróbica	90
4.3.1.	Validación del modelo de colectores solares de placa plana	90
4.3.2.	Validación del modelo de los tanques de almacenamiento y el digester anaeróbico termofílico	91
4.4.	Simulación de una fuente de energía renovable en un sistema termofílico de digestión anaeróbica para el mejoramiento de la eficiencia global de generación energética	98
5.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	111
5.1.	Conclusiones	111
5.2.	Recomendaciones	113
	Bibliografía	114

Índice de cuadros

Cuadro 1. Potencial energético de las fuentes renovables de energía que componen la matriz energética de Costa Rica [1].	3
Cuadro 2. Composición típica del biogás (porcentaje volumétrico) [9].....	5
Cuadro 3. Cuadro resumen de los diferentes tipos de colectores solares y sus respectivas variaciones [23].....	22
Cuadro 4. Variación de la transmisividad de la cubierta y absorptividad de la placa de un colector solar de placa plana según el ángulo de incidencia de la radiación solar [28].....	25
Cuadro 5. Condiciones de simulación utilizadas en la solución de las ecuaciones diferenciales que conforman el modelo en MATLAB.....	65
Cuadro 6. Valores de rugosidad equivalentes para tuberías comerciales nuevas (la incertidumbre de estos valores puede ser de hasta $\pm 60\%$) [17].	83
Cuadro 7. Coeficientes de pérdidas (kL) de varios accesorios de tubería para flujo turbulento (el factor de corrección de energía cinética es $\alpha = 2$ para flujo laminar totalmente desarrollado y $\alpha \approx 1$ para flujo turbulento totalmente desarrollado) [17].....	83
Cuadro 8. Principales características de diseño de los dispositivos que conforman el Sistema de Aprovechamiento de Energía Solar del SITRH.....	84
Cuadro 9. Flujos volumétricos en cada uno de los módulos de colectores solares para el escenario uno (36 m ² de área de colección solar).	99
Cuadro 10. Flujos volumétricos en cada uno de los módulos de colectores solares para el escenario dos (24 m ² de área de colección solar).....	99
Cuadro 11. Flujos volumétricos en cada uno de los módulos de colectores solares para el escenario tres (12 m ² de área de colección solar).	99

Índice de figuras

Figura 1. Estructura de la matriz de generación eléctrica de Costa Rica en 2016 [2].	1
Figura 2. a) Estructura de la matriz de generación eléctrica de Costa Rica en 2014 y b) Estructura de la matriz de generación eléctrica de Costa Rica proyectada para 2014-2030 [3].	2
Figura 3. Unidad de colectores solares de placa plana que componen el sistema de aprovechamiento de energía solar en el SITRH en la EEAFBM.	6
Figura 4. a) Tanque de almacenamiento de energía térmica presurizado, b) tanque de almacenamiento de energía térmica y c) digestor anaeróbico termofílico, del SITRH en la EEAFBM.	7
Figura 5. Bomba de recirculación, modelo UP 26-99 F de Grundfos.	7
Figura 6. Bomba de recirculación, modelo PB-135JA de Wilo.	7
Figura 7. Perfil de temperaturas en la unidad de 18 los colectores solares (36 m ²), tanque de almacenamiento de energía térmica y del digestor anaeróbico, en el sistema de aprovechamiento de energía solar del SITRH en la EEAFBM. Modificado de [5].	9
Figura 8. Esquema de conexión del sistema de aprovechamiento de energía solar del SITRH en la EEAFBM.	10
Figura 9. Esquema de la conexión de los 18 colectores solares de placa plana en el sistema de aprovechamiento de energía solar del SITRH en la EEAFBM.	10
Figura 10. Flujo de calor por el mecanismo de conducción a través de una pared plana grande de espesor Δx y área transversal A , con diferencial de temperatura $\Delta T = T_2 - T_1$ [15].	14
Figura 11. Representación gráfica de la transferencia de calor por convección forzada y convección natural desde un cuerpo sólido hacia el ambiente [15].	15
Figura 12. Comportamiento de un fluido coloreado que se inyectó en un flujo donde se observan los flujos laminar y turbulento en una tubería [17].	17
Figura 13. Representación gráfica de la transferencia de calor por radiación entre una superficie y las superficies que la circundan [15].	20
Figura 14. Tipos de colectores solares: a) Colector solar no concentrado de tubos de vacío. Modificado de [25], b) Colector solar no concentrado de placa plana. Modificado de [25].	23
Figura 15. Configuraciones de la tubería de transporte del fluido de trabajo. a) Corte transversal de un colector solar de placa plana, tubería por debajo de la placa absorbente en contacto total con el aislante térmico. b) Corte transversal de un colector solar de placa plana, tubería integrada en la placa absorbente. Modificado de [22].	26

Figura 16. Configuraciones de la tubería de transporte del fluido de trabajo. a) Tubos paralelos con distribuidor. Modificado de [22]. b) Forma de serpentin. Modificado de [27].	26
Figura 17. Esquema del corte transversal en un colector solar de placa plana. El contenedor y la cubierta protegen los componentes internos del colector solar. Modificado de [23].	27
Figura 18. Esquema de la radiación solar directa que incide sobre superficies horizontales e inclinadas [31].	31
Figura 19. Esquema de una red de resistencias térmicas en la sección transversal de un colector solar de placa plana con una cubierta. Análisis desde la placa del colector hacia la cubierta, el fondo y el ambiente [22].	35
Figura 20. Recinto rectangular cerrado inclinado con superficies isotérmicas [15].	40
Figura 21. Esquema del balance energético en un colector solar de placa plana, donde QA corresponde a la energía que incide sobre la placa del colector solar, Qu es la energía neta aprovechable y QL es la energía que se pierde a los alrededores. Modificado de [23].	45
Figura 22. Red de resistencias térmicas para la transferencia de calor a través de un cilindro compuesto de tres capas sujeto a convección en ambos lados [15].	47
Figura 23. Red de resistencias térmicas asociada con la transferencia de calor en un intercambiador de calor [15].	54
Figura 24. Esquema de la configuración de un intercambiador de calor helicoidal en un tanque de almacenamiento de energía térmica. Modificado de [36].	56
Figura 25. Esquema de un corte transversal en un intercambiador de calor helicoidal dentro de un tanque de almacenamiento de energía térmica [36].	59
Figura 26. Diagrama de un mezclador adiabático en operación estacionaria [13].	68
Figura 27. Dispositivo de Adquisición de Datos (DAQ), modelo CR1000 de Campbell Scientific, utilizado en este proyecto para registrar datos de temperatura.	77
Figura 28. Termopares tipo K utilizados para medir la temperatura del fluido y del sustrato en el digestor anaeróbico termofílico.	78
Figura 29. Flujoímetro utilizado para medir el caudal de operación de la bomba de recirculación en los colectores solares.	78
Figura 30. Esquema de funcionamiento del sistema de conducción del fluido de trabajo en los colectores solares.	81
Figura 31. Simbología de colores utilizada en el modelo y sus subsistemas.	86
Figura 32. Código orientado en bloques utilizado para simular el comportamiento termodinámico del sistema de aprovechamiento de energía térmica. Detalle del código del tanque de calentamiento presurizado en Anexo I.	87

Figura 33. Código orientado en bloques utilizado en la simulación para la activación temporizada de la bomba de recirculación en los colectores solares. Detalle del código en el bloque Function para la activación de la bomba en Anexo D.	87
Figura 34. Código orientado en bloques utilizado en la simulación para la activación de la bomba de calentamiento del digestor anaeróbico termofilico en función de la temperatura del sustrato. Detalle de la programación en el bloque Relay en Anexo F.....	88
Figura 35. Código orientado en bloques utilizado para simular dinámicamente la unidad de colectores solares de placa plana. En este caso, corresponde a una hilera de colectores solares, escenario tres (tres módulos, seis colectores solares). Detalle del código de un colector solar de placa plana en Anexo H.	89
Figura 36. Código orientado en bloques del subsistema del tanque de almacenamiento de energía térmica y su intercambiador de calor. Detalle del código del tanque de almacenamiento de energía térmica en Anexo J.....	89
Figura 37. Código orientado en bloques del subsistema del digestor anaeróbico termofilico y su intercambiador de calor. Detalle del código del digestor anaeróbico termofilico en Anexo L.	90
Figura 38. Perfiles horarios de temperatura en la salida de los colectores solares obtenidos a partir de datos del modelo y datos medidos durante un periodo de siete horas (9:00 horas a 16:00 horas) y su respectivo porcentaje de diferencia. Datos correspondientes al 25 de febrero, 2016.	91
Figura 39. Perfiles horarios de temperatura en el tanque de almacenamiento presurizado, obtenidos a partir de datos del modelo y datos medidos durante un periodo de siete días (del 20 al 26 de febrero, 2016).....	92
Figura 40. Diferencia porcentual obtenida en la validación del modelo del tanque presurizado a partir de datos del modelo y datos medidos durante un periodo de siete días (del 20 al 26 de febrero, 2016).	92
Figura 41. Perfiles horarios de temperatura en el tanque de almacenamiento de energía térmica, obtenidos a partir de datos del modelo y datos medidos durante un periodo de siete días (del 20 al 26 de febrero, 2016).....	93
Figura 42. Diferencia porcentual obtenida en la validación del modelo del tanque de almacenamiento de energía térmica a partir de datos del modelo y datos medidos durante un periodo de siete días (del 20 al 26 de febrero, 2016).	94
Figura 43. Perfiles horarios de temperatura en el digestor anaeróbico termofilico, obtenidos a partir de datos del modelo y datos medidos durante un periodo de siete días (del 20 al 26 de febrero, 2016).	95

Figura 44. Diferencia porcentual obtenida en la validación del modelo del digestor anaeróbico termofílico a partir de datos del modelo y datos medidos durante un periodo de siete días (del 20 al 26 de febrero, 2016).	95
Figura 45. Perfiles horarios de temperatura en el modelo del tanque presurizado obtenidos a partir de datos del modelo y datos medidos, y su respectivo porcentaje de diferencia, así como datos de radiación solar. Datos correspondientes al 26 de febrero, 2016.	96
Figura 46. Esquema de la simulación hidráulica efectuada en el programa EPANET para determinación de flujos volumétricos en cada uno de los módulos del sistema de conducción de fluido de trabajo en los colectores solares.	98
Figura 47. Perfil diario de temperatura promedio en el tanque de almacenamiento de energía térmica y en el digestor anaeróbico termofílico para una simulación de un año (365 días) contemplando el escenario uno (36 m ²).	101
Figura 48. Perfil diario de temperatura promedio en el digestor anaeróbico termofílico para una simulación de un año (365 días) contemplando el escenario uno (36 m ²).	101
Figura 49. Perfil diario de temperatura promedio en el tanque de almacenamiento de energía térmica y en el digestor anaeróbico termofílico para una simulación de un año (365 días) contemplando el escenario dos (24 m ²).	103
Figura 50. Perfil diario de temperatura promedio en el digestor anaeróbico termofílico durante un año de simulación, para el escenario dos (24 m ²).	103
Figura 51. Perfil diario de temperatura promedio en el tanque de almacenamiento de energía térmica y en el digestor anaeróbico termofílico para una simulación de un año (365 días) contemplando el escenario tres (12 m ²).	105
Figura 52. Perfil diario de temperatura promedio en el digestor anaeróbico termofílico durante un año de simulación, para el escenario tres (12 m ²).	105
Figura 53. Energía térmica total mensual recolectada por el sistema para cada uno de los escenarios de simulación (desde enero a junio de 2016).	106
Figura 54. Energía térmica total mensual recolectada por el sistema para cada uno de los escenarios de simulación (desde julio a diciembre de 2016).	107
Figura 55. Energía eléctrica total mensual consumida por el sistema para cada uno de los escenarios de simulación (desde enero a junio de 2016).	108
Figura 56. Energía eléctrica total mensual consumida por el sistema para cada uno de los escenarios de simulación (desde julio a diciembre de 2016).	108
Figura 57. Curva característica de la bomba de recirculación en los colectores solares de placa plana, UP26-99F GRUNDFOS [41].	121

Figura 58. Perfil diario de temperatura promedio en la salida de los colectores solares de placa plana para una simulación de un año (365 días) contemplando el escenario uno (36 m ²).	141
Figura 59. Perfil diario de temperatura promedio en el tanque de almacenamiento presurizado para una simulación de un año (365 días) contemplando el escenario uno (36 m ²).	141
Figura 60. Perfil de diario de temperatura promedio en el tanque de almacenamiento de energía térmica para una simulación de un año (365 días) contemplando el escenario uno (36 m ²).	142
Figura 61. Perfil diario de temperatura promedio en la salida de los colectores solares de placa plana para una simulación de un año (365 días) contemplando el escenario dos (24 m ²).	143
Figura 62. Perfil diario de temperatura promedio en el tanque de almacenamiento presurizado para una simulación de un año (365 días) contemplando el escenario dos (24 m ²).	143
Figura 63. Perfil diario de temperatura promedio en el tanque de almacenamiento de energía térmica para una simulación de un año (365 días) contemplando el escenario dos (24 m ²).	144
Figura 64. Perfil diario de temperatura promedio en la salida de los colectores solares de placa plana para una simulación de un año (365 días) contemplando el escenario tres (12 m ²).	145
Figura 65. Perfil diario de temperatura promedio en el tanque de almacenamiento presurizado para una simulación de un año (365 días) contemplando el escenario tres (12 m ²).	145
Figura 66. Perfil diario de temperatura promedio en el tanque de almacenamiento de energía térmica para una simulación de un año (365 días) contemplando el escenario tres (12 m ²).	146

Abreviaturas y acrónimos

UCR	Universidad de Costa Rica.
EEAFBM	Estación Experimental Agrícola Fabio Baudrit Moreno.
IMN	Instituto Meteorológico Nacional.
ICE	Instituto Costarricense de Electricidad.
MINAE	Ministerio de Ambiente y Energía.
RAO	Residuos Agrícolas Orgánicos.
SITRH	Sistema Integrado de Tratamiento de Residuos Húmedos.
CSTR	Reactor de Agitación Continua, por sus siglas en inglés.
VFSS-CTW	Humedal Artificial de Flujo Vertical para Tratamiento, por sus siglas en inglés
HDPE	Polietileno de Alta Densidad, por sus siglas en inglés.
DAQ	Sistemas de Adquisición de Datos, por sus siglas en inglés.
ODE	Ecuación Diferencial Ordinaria, por sus siglas en inglés.

Nomenclatura

- I_T : Radiación solar global [W/m²].
- I_B : Radiación solar directa [W/m²].
- I_D : Radiación solar difusa [W/m²].
- I_G : Radiación solar reflejada [W/m²].
- R_B : Factor de inclinación de la radiación solar directa [adimensional].
- G_{Bt} : Radiación solar directa que incide sobre una superficie inclinada [W/m²].
- G_B : Radiación solar directa que incide sobre una superficie horizontal [W/m²].
- θ : Ángulo de incidencia sobre un punto de la superficie terrestre [grados].
- Φ : Zenit en un punto de la superficie terrestre [grados].
- L : Latitud en un punto de la superficie terrestre [grados].
- δ : Ángulo de declinación en un punto de la superficie terrestre [grados].
- h : Ángulo horario en un punto de la superficie terrestre [grados].
- N_d : Número de día del año (1 a 365).
- α : Absortividad de un cuerpo a la radiación solar incidente [adimensional].
- τ : Transmisividad de un cuerpo a la radiación solar incidente [adimensional].
- ρ : Reflectividad de un cuerpo a la radiación solar incidente [adimensional].
- ε : Emisividad de una superficie [adimensional].
- σ : Constante de Stefan-Boltzmann [5,67x10⁻⁸ W/m²·K⁴].
- g : Aceleración de la gravedad [9,81 m/s²].
- η_o : Eficiencia óptica de un colector solar de placa plana [adimensional].
- ω : Ángulo de inclinación de un colector solar respecto a la horizontal [grados].
- N : Número de cubiertas translúcidas de un colector solar de placa plana.
- v : Velocidad del viento sobre la cubierta de un colector solar de placa plana [m/s].
- T_a : Temperatura ambiente [°C].
- T_∞ : Temperatura de cielo [°C].
- T_g : Temperatura de la cubierta translúcida de un colector solar de placa plana [°C].
- T_p : Temperatura de la placa absorbente de un colector solar de placa plana [°C].
- A_s : Área superficial [m²].
- A_t : Área transversal [m²].
- U : Coeficiente global de transferencia de calor a los alrededores [W/m²·°C].

- m***: Masa [kg].
- ṁ***: Flujo másico [kg/s].
- V***: Volumen [m³].
- v̇***: Flujo volumétrico [m³/s].
- ρ***: Densidad [kg/m³].
- C_p***: Calor específico [J/kg·°C].
- k***: Conductividad térmica [W/m·°C].
- h_c***: Coeficiente de transferencia de calor por convección [W/m²·K].
- h_r***: Coeficiente de transferencia de calor por radiación [W/m²·K].
- β***: Coeficiente de expansión volumétrica [1/K].
- μ***: Viscosidad dinámica [Pa·s].
- ν***: Viscosidad cinemática [m²/s].
- Nu***: Número de Nusselt [adimensional].
- Ra_L***: Número de Rayleigh [adimensional].
- Pr***: Número de Prandtl [adimensional].
- Gr_L***: Número de Grashoff [adimensional].
- L_c***: Longitud característica de una configuración geométrica [m].
- γ***: Espesor de aislante térmico [m].

Resumen

La Estación Experimental Agrícola Fabio Baudrit Moreno de la Universidad de Costa Rica, ubicada en el distrito de San José, cantón central de la provincia de Alajuela, cuenta con un sistema integrado de tratamiento de residuos húmedos a partir de biodigestión anaeróbica termofílica, con el que se generan productos de alto valor comercial como biogás y fertilizante. El biogás es utilizado como fuente para generación de energía eléctrica o calórica para autoconsumo y el fertilizante es utilizado como mejorador de suelos de cultivo.

El presente proyecto tiene como objetivo establecer un modelo matemático que pueda ser utilizado para simular dinámicamente el comportamiento termodinámico de un sistema de aprovechamiento de energía solar, en el Sistema Integrado de Tratamiento de Residuos Húmedos de la Estación Experimental Agrícola Fabio Baudrit Moreno, para implementar un uso eficiente de la energía en el sistema.

El modelo fue validado utilizando datos de temperatura recolectados en campo durante una semana del mes de febrero de 2016. Utilizando el modelo propuesto se simuló dinámicamente la unidad de aprovechamiento de energía solar para un año completo utilizando como variables de entrada datos meteorológicos del año 2016, contemplando tres diferentes escenarios respecto a la configuración en el funcionamiento del sistema: 1) utilizando 36 m² de colectores solares, 2) utilizando 24 m² de colectores solares y 3) utilizando 12 m² de colectores solares.

Se determinó que un área de colección solar de 24 m² es suficiente para mantener un digestor anaeróbico de 17 m³ ubicado en el distrito San José de Alajuela, Costa Rica, a temperaturas termofílicas ($45\text{ °C} \pm 3\text{ °C}$) durante todo un año. Con esta área de colección solar el promedio anual de energía térmica recolectada es de 38 000 kJ y la energía eléctrica promedio anual consumida por el sistema es de 96,7 kW-h.

El modelo propuesto en este proyecto puede ser implementado en una fase de diseño previa a la construcción de un Sistema Integrado de Tratamiento de Residuos Húmedos para generación de productos de alto valor comercial por medio de biodigestión anaeróbica. Con este modelo es posible proyectar a través del tiempo la demanda de energía térmica de sistemas de este tipo en una ubicación determinada, utilizando datos meteorológicos y los parámetros de diseño del sistema como datos de entrada al modelo.

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Panorama energético nacional

La matriz de generación eléctrica nacional es el término utilizado para referirse a la estructura de participación de las diferentes fuentes de energía utilizadas para la producción de electricidad a nivel nacional. En Costa Rica, esta matriz se compone de fuentes que son tomadas en su mayoría por recursos naturales renovables [1].

Un esquema de la matriz energética nacional de 2016 se muestra en la Figura 1. Como se observa, un 98,21% de la energía eléctrica fue generada a partir de fuentes renovables tales como agua, geotermia, viento, biomasa y el sol. Desde el año 2014, Costa Rica ha generado más del 98,53% de su electricidad a partir de estas fuentes renovables de energía [2].

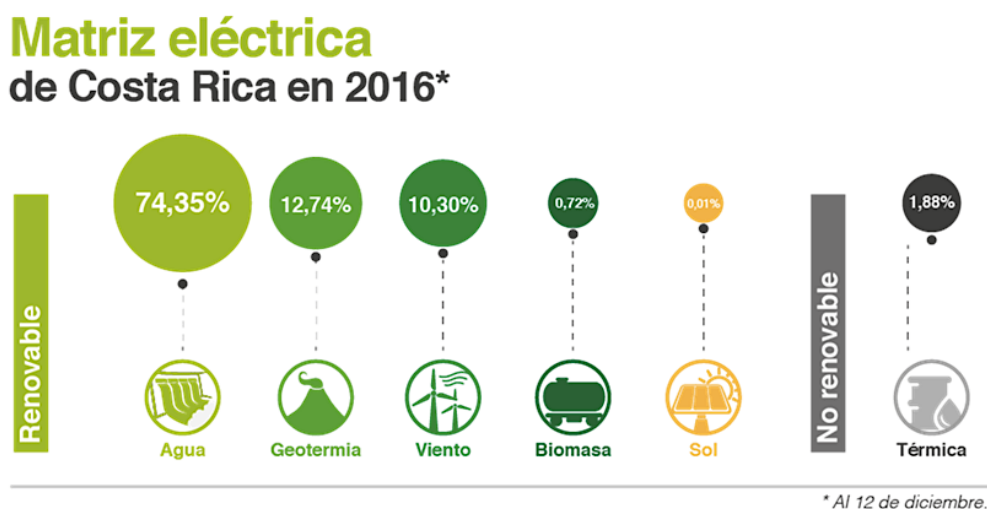


Figura 1. Estructura de la matriz de generación eléctrica de Costa Rica en 2016 [2].

Según estimaciones del Instituto Costarricense de Electricidad (ICE), durante los últimos 25 años el consumo eléctrico total nacional tuvo un crecimiento promedio anual de 4,40%, y se proyecta para un escenario medio, que la tasa promedio de crecimiento anual para el periodo 2014-2030 sea de 4,00%. Este crecimiento en el consumo energético es el que determina las necesidades de ampliación de la infraestructura de producción eléctrica, tal como se presenta en el Plan de Expansión de Generación Eléctrica 2014 del ICE, en el cual, para atender con la demanda estimada, se ha proyectado una capacidad instalada para el año 2030, la cual se muestra en la Figura 2-b [3].

Para este año se estima que el aporte de las fuentes biomásica y solar sea del 8% de la matriz energética total. En la Figura 2-a se muestra la matriz de generación eléctrica en 2014.

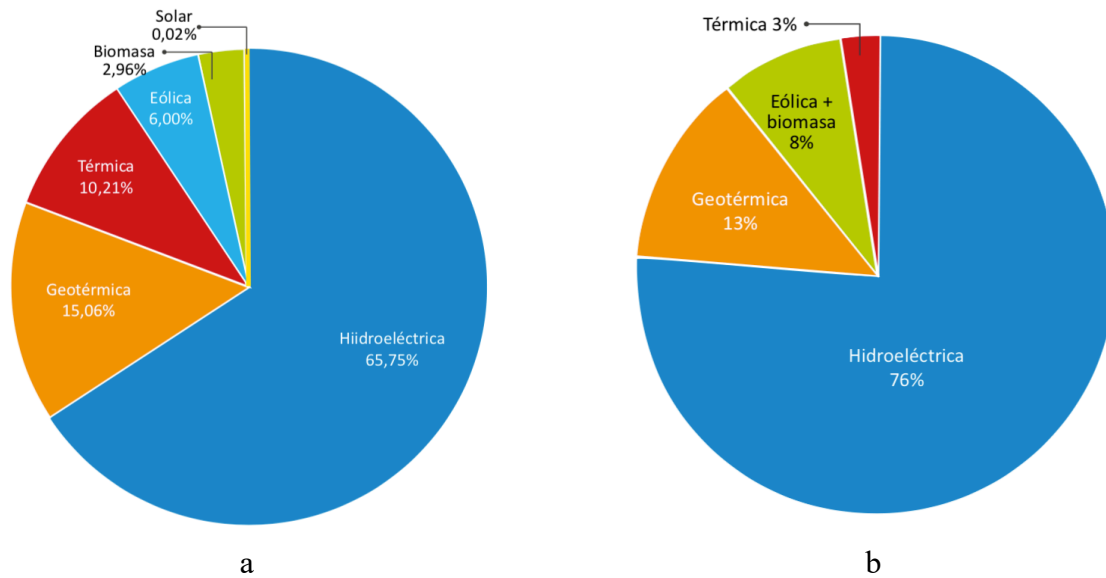


Figura 2. a) Estructura de la matriz de generación eléctrica de Costa Rica en 2014 y b) Estructura de la matriz de generación eléctrica de Costa Rica proyectada para 2014-2030 [3].

Según el VII Plan Nacional de Energía 2015-2030, publicado por el Ministerio de Ambiente y Energía de Costa Rica (MINAE), la política energética de los próximos años debe ir orientada en alcanzar una sostenibilidad energética con un bajo nivel de emisiones de gases de efecto invernadero (GEI), basada en el uso de fuentes limpias y renovables. El plan destaca además la apertura de condiciones reales para que los consumidores participen a pequeña escala en la generación de electricidad, de forma que puedan producir total o parcialmente la energía que consumen (generación distribuida) [3].

Adicionalmente, las políticas del Sistema de Generación del ICE se enfocan en mantener a largo plazo una condición de uso mínimo de combustibles fósiles, con el fin de minimizar la dependencia de los derivados del petróleo, dada la volatilidad de los precios y la incertidumbre de la evolución futura; y en la búsqueda de continuar con la diversificación de las fuentes renovables de generación para reducir la vulnerabilidad a las variaciones naturales de los recursos renovables.

Esta necesidad de ampliar y diversificar las fuentes de energía renovable se ve también justificada en estudios realizados para determinar el potencial de estos recursos energéticos. Como se observa en el Cuadro 1, el potencial identificado de cada fuente es significativo cuando se relaciona el

potencial energético identificado y el instalado de cada fuente renovable. Hasta 2014 el porcentaje de potencial instalado total era de apenas un 22%, siendo la fuente solar la menos aprovechada hasta ese momento. El potencial identificado corresponde a la suma de proyectos identificados para los cuales existe algún tipo de evaluación preliminar e incluye la capacidad ya instalada. La capacidad instalada corresponde a la potencia de placa [1].

Cuadro 1. Potencial energético de las fuentes renovables de energía que componen la matriz energética de Costa Rica [1].

Fuente energética	Potencial identificado MW	Capacidad instalada MW	Potencial remanente MW	Porcentaje instalado %
Hidroeléctrica	7137	1935	5202	27
Geotérmica	875	217	658	25
Eólica	2400	278	2122	12
Biomásica	445	40	405	9
Solar	577	11	566	2
Total	11434	2482	8952	22

El potencial identificado de generación con biomasa no se encuentra disponible en su totalidad por factores como viabilidad, costo de acopio, proceso en los sistemas agrícolas y la realidad de dispersión de residuos agrícolas orgánicos en algunos sistemas pecuarios que dependen o no de sistemas productivos extensivos [4].

1.2. Energía en el sector agrícola y agroindustrial

Las actividades agrícolas y agroindustriales generan grandes cantidades de residuos orgánicos, tales como excretas de animales, residuos de piña, bagazo de caña de azúcar, residuos del beneficiado de café, cascarilla del arroz entre otros. Alguna de esta biomasa es actualmente utilizada para fines energéticos.

En el año 2016 Costa Rica contó con una capacidad instalada de generación con biomasa de 46,9 MW utilizando Residuos Agrícolas Orgánicos (RAO), cuyo mayor aporte provino de la biomasa seca (44,5 MW) asociada al bagazo de los ingenios azucareros, mientras que el instalado restante

provino de la biomasa húmeda (2,8 MW), siendo esta última la menor desarrollada respecto a la seca, pero que sin embargo cuenta con el impulso del Programa de Biogás del ICE a través del cual se brinda asesoría y acompañamiento a empresas privadas, aunque aún es incipiente y se limita a cubrir demanda propia [1]. La combustión de la biomasa seca como el bagazo de la caña y la aplicación terrestre de desechos húmedos (es decir, estiércol animal), que son los enfoques de eliminación más utilizados en el sector agrícola y agroindustrial, en algunos casos pueden tener un rendimiento económico desfavorable y producir emisiones de gases de efecto invernadero (GEI), además de contaminar el aire y cuerpos de agua [5].

1.3. Generación distribuida y biodigestión en Costa Rica

Una alternativa para el aprovechamiento de los combustibles o biomasa locales es la generación distribuida, la cual, consiste en tecnologías de conversión a pequeña escala ubicadas cerca del punto de consumo [6]. Este sistema representa una posible solución al inconveniente del transporte y almacenamiento de la biomasa, debido a que uno de los fundamentos para generación de energía eléctrica a partir de esta fuente es asegurar a largo plazo la disponibilidad de materia prima [7].

Una de las tecnologías potencialmente adaptables a la generación distribuida son los sistemas de tratamiento de residuos húmedos por medio de biodigestión anaeróbica. Estos sistemas comprenden una compleja reacción bioquímica llevada a cabo en varias etapas en un digestor donde colonias de microorganismos anaeróbicos metabolizan la materia orgánica (biomasa) en una mezcla gaseosa que se compone principalmente de metano y dióxido de carbono (biogás) [8].

Una de las ventajas más importantes asociadas a la biodigestión anaeróbica es la obtención de productos de valor comercial como biogás y fertilizante a partir de un recurso renovable como la biomasa. Por un lado, el biogás, que es rico en metano (Cuadro 2), puede ser utilizado como una fuente de energía a partir de procesos de combustión, ya sea para calor de proceso o generación de electricidad [9]. Mientras que el fertilizante, el cual se obtiene del digestato sólido remanente del proceso de biodigestión, reduce la necesidad de producir fertilizantes inorgánicos. Como resultado, la biodigestión anaeróbica proporciona beneficios económicos a través de la sustitución de energía y fertilizantes a partir de la biomasa residual de las actividades agrícolas y agroindustriales [8].

Cuadro 2. Composición típica del biogás (porcentaje volumétrico) [9].

Componente del biogás	Composición del biogás (%)
Metano (CH ₄)	45,0 - 65,0
Dióxido de carbono (CO ₂)	30,0 - 40,0
Sulfuro de hidrógeno (H ₂ S)	0,30 - 3,00
Amoniac (NH ₃)	0,00 - 1,00
Vapor de agua (H ₂ O)	0,00 - 10,0
Nitrógeno (N ₂)	0,00 - 5,00
Oxígeno (O ₂)	0,00 - 2,00
Hidrógeno (H ₂)	0,00 - 1,00

La temperatura es uno de los parámetros principales que afectan el proceso de biodigestión anaeróbica, debido a que tiene influencia directa con el crecimiento microbiano y en consecuencia con el rendimiento de producción de metano [8]. Por ejemplo, los sistemas de tratamiento de residuos húmedos a partir de biodigestión anaeróbica termofílica requieren que las culturas microbianas permanezcan a temperaturas entre los 45 °C y 57 °C. A diferencia de los sistemas mesofílicos (32 °C - 42 °C), los primeros degradan la materia orgánica de una forma más rápida, permitiendo tiempos de retención hidráulicos menores, mejores rendimientos de producción de biogás y eliminación de patógenos, promoviendo un efecto de higienización, con lo cual es posible reemplazar un pretratamiento de higienización de la biomasa a utilizar [10].

Debido a la importancia y necesidad de mantener el sustrato a temperaturas cercanas a los 45 °C, este tipo de sistemas de biodigestión anaeróbica, requieren de unidades auxiliares que provean la energía térmica necesaria. Una alternativa para suplir tal requerimiento energético es implementar sistemas de aprovechamiento de energía solar en conjunto con sistemas de biodigestión anaeróbica.

1.4. Planteamiento del problema

La Estación Experimental Agrícola Fabio Baudrit Moreno (EEAFBM), es un centro de investigación agrícola ubicado en el distrito de San José, en el cantón central de la provincia de Alajuela (10°00'29.02'' N, 84°15'57.35'' O), adscrita a la Facultad de Ciencias Agroalimentarias de la Universidad de Costa Rica. Se encuentra a una altitud de 840 msnm y cuenta con una

extensión de 53,6 hectáreas, cuyas instalaciones que se han destinado a la docencia, investigación y acción social desde 1955 [11].

Desde marzo de 2013, la EEAFBM cuenta con un Sistema Integrado de Tratamiento de Residuos Húmedos (SITRH) por medio de biodigestión anaeróbica termofílica, diseñado y construido por la Escuela de Ingeniería de Biosistemas (en ese entonces Escuela de Ingeniería Agrícola) de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Costa Rica y el Departamento de Ingeniería Agrícola y de Biosistemas de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Estatal de Michigan, con el financiamiento de la Oficina de Asuntos del Hemisferio Occidental del Departamento de Estado de los Estados Unidos [12].

Con este sistema la EEAFBM realiza investigación relacionada con la generación de energía a partir de fuentes renovables como la biomasa, utilizando desechos agrícolas orgánicos en un proceso de biodigestión anaeróbica para producir biogás y fertilizante. Con el biogás se genera electricidad, a la vez que se evalúa la viabilidad de este tipo de sistemas en complemento con otra fuente renovable como la energía solar.

El SITRH se compone de un sistema de aprovechamiento de energía solar, un biodigestor termofílico de reactor continuo con agitación (CSTR, por sus siglas en inglés), una bolsa de almacenamiento de biogás, dos generadores eléctricos y un sistema de humedales artificiales (VFSS-CTW, por sus siglas en inglés) para el tratamiento del efluente líquido.



Figura 3. Unidad de colectores solares de placa plana que componen el sistema de aprovechamiento de energía solar en el SITRH en la EEAFBM.



Figura 4. a) Tanque de almacenamiento de energía térmica presurizado, b) tanque de almacenamiento de energía térmica y c) digestor anaeróbico termofilico, del SISTRH en la EEAFBM.



Figura 5. Bomba de recirculación, modelo UP 26-99 F de Grundfos.



Figura 6. Bomba de recirculación, modelo PB-135JA de Wilo.

El sistema de aprovechamiento de energía solar se compone de una unidad de 18 colectores solares de placa plana (36 m^2) (Figura 3), un tanque de agua caliente presurizado ($0,620 \text{ m}^3$) (Figura 4-a), un tanque de almacenamiento de energía térmica (6 m^3) (Figura 4-b) y dos bombas centrífugas que se encargan de recircular el fluido de trabajo (agua) a través de los colectores y un intercambiador de calor al interior del digestor termofilico (Figura 5 y Figura 6, respectivamente). Este sistema

tiene la función de recolectar la energía de la radiación solar y convertirla en energía térmica, almacenarla y que sea utilizada para mantener la temperatura del sustrato en el digestor termofílico (Figura 4-c) cerca de los 45 °C (temperatura termofílica).

Los colectores solares de placa plana tienen la función de recolectar energía de la radiación solar y convertirla en energía térmica, con las bombas de recirculación se transfiere ese calor al tanque de almacenamiento o reservorio de energía térmica a partir de un intercambiador de calor. El tanque presurizado cumple la función de mantener la tubería presurizada evitando la evaporación del fluido de trabajo (aumenta la temperatura de vaporización), mientras que en el digestor es donde se lleva a cabo la reacción bioquímica de biodigestión anaeróbica para producción de biogás a partir de desechos húmedos. A través de un intercambiador de calor al interior del digestor anaeróbico, la energía almacenada en el tanque de almacenamiento térmico es transferida al sustrato para mantener temperaturas termofílicas.

Según investigaciones previas, el fluido de trabajo en los colectores solares puede alcanzar temperaturas pico de hasta 90 °C a medio día en los meses de mayor radiación solar (época seca), esto permite que en el tanque de almacenamiento de energía térmica el fluido de trabajo se mantenga a temperaturas entre 50 °C y 78 °C. Esto representa una cantidad de energía térmica suficiente para mantener el digestor a una temperatura termofílica consistente de aproximadamente 46 °C. En la Figura 7 se muestra el perfil de temperaturas en el sistema de aprovechamiento de energía solar para el mes de febrero de 2016, con el que es posible comprobar que 36 m² de colectores solares es área suficiente para satisfacer la demanda térmica de un digestor anaeróbico termofílico de 17 m³ en Costa Rica [5].

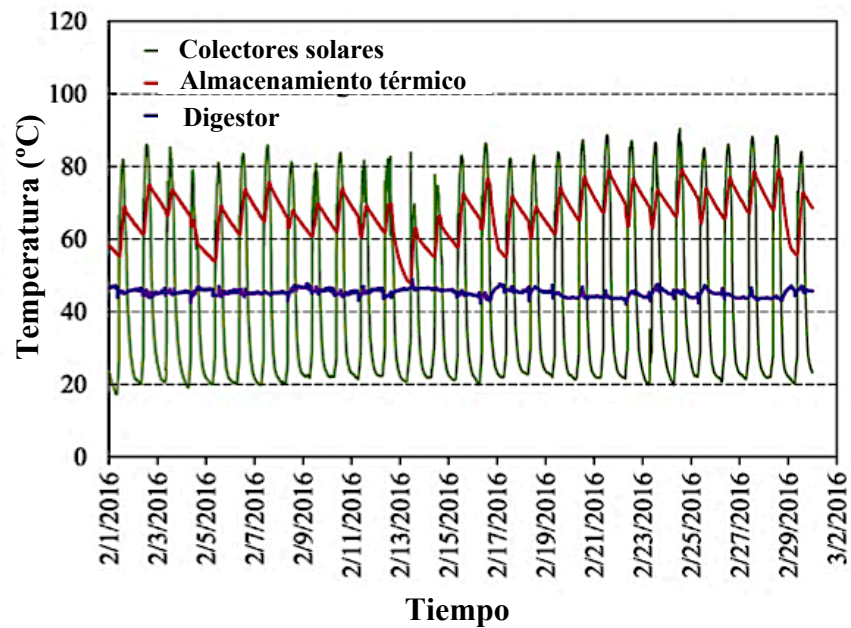


Figura 7. Perfil de temperaturas en la unidad de 18 los colectores solares (36 m²), tanque de almacenamiento de energía térmica y del digestor anaeróbico, en el sistema de aprovechamiento de energía solar del SITRH en la EEAFBM. Modificado de [5].

Se considera la posibilidad de que la energía térmica necesaria para mantener el digestor termofílico a temperaturas cercanas a los 45 °C pueda ser abastecida por el funcionamiento de una menor cantidad de colectores solares que con la que cuenta el sistema actualmente.

La importancia de determinar la cantidad de área necesaria de colección de energía térmica radica en que, si la temperatura del sustrato es menor que la temperatura termofílica, el cultivo bacteriano puede inhibir su actividad, de forma que, al no asegurar condiciones termofílicas, se ve comprometido el rendimiento en la producción de biogás del SITRH. Adicionalmente, la instalación de una cantidad mayor de colectores solares de la que es necesaria conllevaría a que se aumenten algunos costos asociados a inversión inicial, operación y mantenimiento.

En la Figura 8 se muestra un esquema del sistema de aprovechamiento de energía solar. El sistema se compone de dos vías independientes en las que los fluidos de trabajo no se mezclan, pero sí intercambian calor. En la primera vía (color azul), el fluido de trabajo es trasegado por acción de una bomba a través de los colectores solares (Figura 5), pasando por un intercambiador de calor al interior del tanque de almacenamiento de energía térmica y calentando el fluido de trabajo almacenada en él, para finalmente ser almacenado en el tanque de almacenamiento presurizado.

En la segunda vía (color magenta), el fluido de almacenamiento de energía térmica al interior del tanque de almacenamiento es trasegado por acción de otra bomba (Figura 6) a través de un intercambiador de calor instalado al interior del digester termofílico, calentando el sustrato hasta la temperatura deseada.

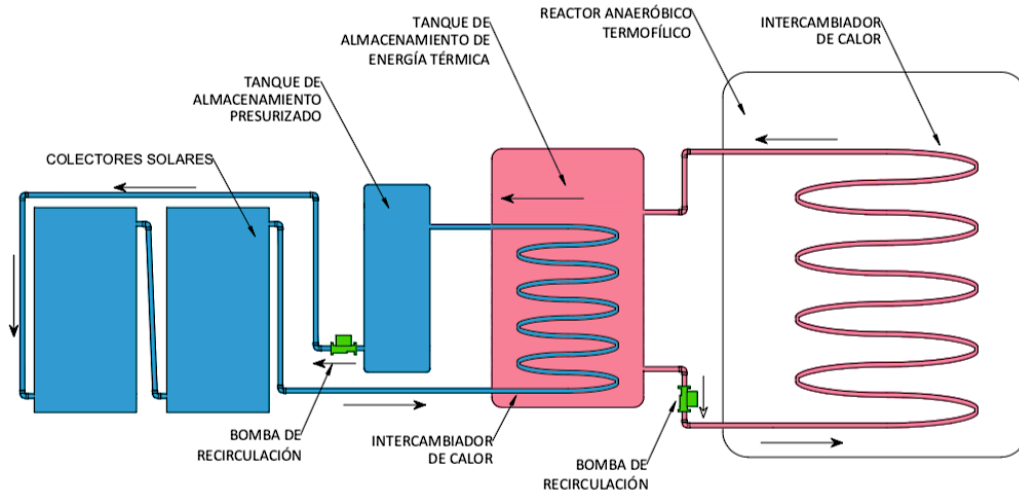


Figura 8. Esquema de conexión del sistema de aprovechamiento de energía solar del SISTRH en la EEAFBM.

Los 18 colectores solares se encuentran conectados en módulos, tres módulos se conectan en paralelo para formar una hilera y las tres hileras se encuentran conectadas en paralelo (Figura 9).

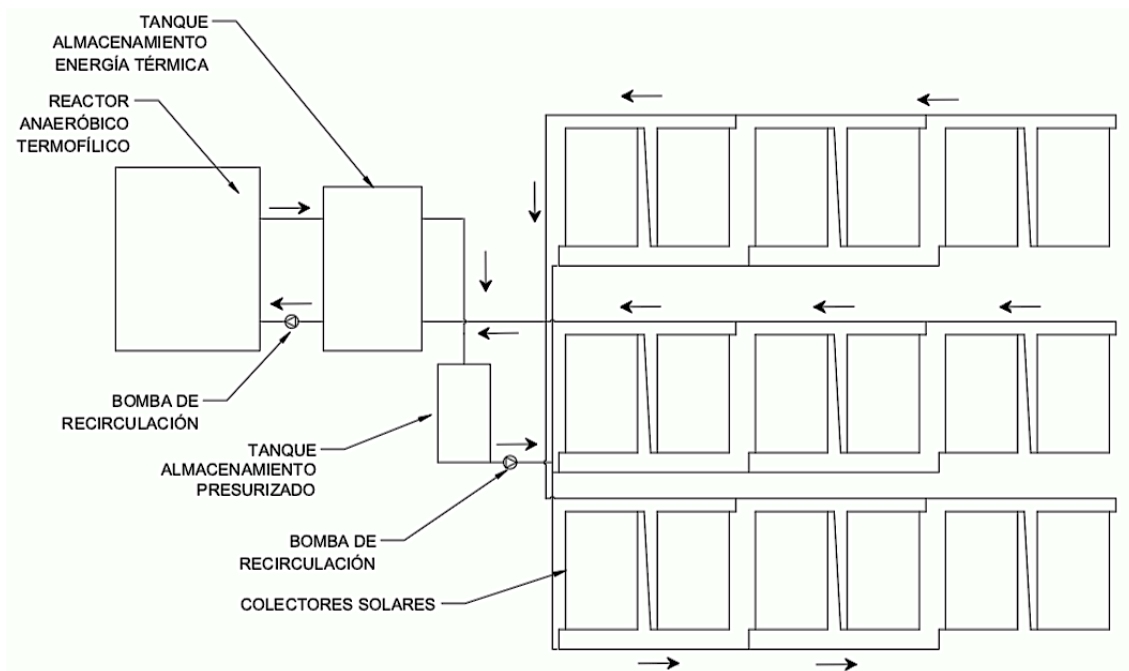


Figura 9. Esquema de la conexión de los 18 colectores solares de placa plana en el sistema de aprovechamiento de energía solar del SISTRH en la EEAFBM.

Un módulo se compone de dos colectores solares de placa plana conectados en serie, una hilera corresponde a tres módulos conectados en paralelo y las tres hileras se encuentran conectadas en paralelo.

1.5. Objetivos del proyecto

Objetivo general

Simular dinámicamente el comportamiento térmico de un sistema de aprovechamiento de energía solar en una unidad de tratamiento de residuos húmedos mediante biodigestión anaeróbica termofílica para implementar un uso eficiente de los recursos energéticos.

Objetivos específicos

1. Determinar los parámetros de diseño de un sistema de aprovechamiento de energía solar en una unidad de tratamiento de residuos húmedos mediante biodigestión anaeróbica termofílica para establecer los criterios de simulación.
2. Obtener las ecuaciones diferenciales que describen el comportamiento térmico de una unidad de aprovechamiento de energía solar para determinar el requerimiento de energía térmica en un sistema de tratamiento de residuos húmedos utilizando digestión anaeróbica.
3. Validar el modelo propuesto a partir de mediciones realizadas en campo para que pueda ser utilizado en la simulación dinámica de un sistema termofílico de biodigestión anaeróbica.
4. Simular una fuente de energía renovable en un sistema termofílico de biodigestión anaeróbica para el mejoramiento de la eficiencia global de generación energética.

2. MARCO TEÓRICO

2.1. Termodinámica y energía

Se entiende por *Termodinámica* como aquella disciplina de la física que se encarga del estudio de la energía, sus aspectos y transformaciones, entendiéndose como *energía*, a la capacidad para causar cambios. El estudio de la termodinámica se rige por dos leyes fundamentales, conocidas como Primera y Segunda Ley de la Termodinámica [13].

La Primera Ley de la Termodinámica, conocida también como *Principio de Conservación de la Energía*, expresa que, durante una interacción, la energía puede cambiar de una forma a otra, pero su cantidad total permanece constante, es decir, la energía no se crea ni se destruye. Por lo tanto, el cambio en la energía de un cuerpo o un sistema ($\Delta E_{sist.}$) es igual a la diferencia entre la entrada (E_e) y la salida de energía (E_s) en ese sistema. Esto se entiende como balance de energía, expresado como:

$$\Delta E_{sist.} = E_e - E_s \quad (1)$$

La Segunda Ley de la Termodinámica establece que la energía tiene calidad y cantidad, y que los procesos reales ocurren hacia donde disminuye la calidad de la energía. Es decir, desde una perspectiva de energía en forma de calor, esta nunca fluirá espontáneamente desde un objeto a una menor temperatura termodinámica, hacia un objeto a una mayor temperatura termodinámica [13].

2.2. Transferencia de calor

Si bien a partir de la termodinámica es posible determinar la cantidad de energía transferida en un sistema cuando este pasa de estado de equilibrio a otro, esta no hace referencia al tiempo transcurrido en tal proceso. En algunas aplicaciones de la ingeniería, a menudo es más importante la rapidez y las razones de esa transferencia de energía. Tales situaciones pueden ser estudiadas a través de la *Transferencia de Calor* [14]. La transferencia de calor es la ciencia que se encarga del estudio de las razones de la transferencia de la energía en forma de calor, mediante los mecanismos de conducción, convección y radiación [15].

2.2.1. Transferencia de calor por conducción (ley de Fourier de la conducción de calor)

La transferencia de calor por conducción es aquella que se da desde las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de las interacciones entre ellas, teniendo lugar en sólidos y en fluidos (líquidos y gaseosos), siempre y cuando estos últimos no se encuentren en movimiento, es decir, que sus moléculas permanezcan en posiciones relativamente fijas. La rapidez de la conducción de calor a través de un medio depende de la configuración geométrica, su espesor y del material con el que esté hecho, además del diferencial de temperatura a través de él [15].

La teoría matemática de la conducción de calor fue desarrollada por Joseph Fourier en 1822, quien determinó que, a través de un cuerpo sólido rectangular (o placa plana) cuyos lados opuestos presentan temperaturas T_1 y T_2 , y los demás lados permanecen completamente aislados, la razón de transferencia de calor desde la pared a la temperatura T_1 hacia la pared a la temperatura T_2 (Figura 10), es proporcional al gradiente térmico ($\Delta T = T_2 - T_1$) y al área transversal perpendicular a la dirección de la transferencia de calor e inversamente proporcional al espesor del sólido. La constante de proporcionalidad se conoce como conductividad térmica y su valor depende del material del que esté hecho el cuerpo [16].

La Ley de Fourier de la conducción de calor se representa a partir de la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (2)$$

donde:

\dot{Q}_{cond} : es la tasa de transferencia de calor por conducción [W].

k : es el coeficiente de conductividad térmica del material [W/m·°C].

A : es el área transversal perpendicular a la dirección de la transferencia de calor [m²].

x : es el espesor del sólido a través del cual se da la transferencia de calor [m].

ΔT : diferencial o gradiente de temperatura a través del sólido [°C].

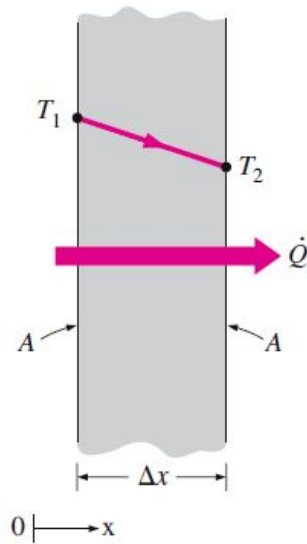


Figura 10. Flujo de calor por el mecanismo de conducción a través de una pared plana grande de espesor Δx y área transversal A , con diferencial de temperatura $\Delta T = T_2 - T_1$ [15].

2.2.2. Transferencia de calor por convección (ley de Newton del enfriamiento)

El mecanismo de transferencia de calor por convección es considerado por algunos autores como el más complejo de los tres. Tiene lugar únicamente en fluidos y su representación matemática se rige a partir de la Ley de Newton del enfriamiento [15].

A pesar de la complejidad que conlleva el estudio de la convección, se ha observado que la razón de transferencia de calor por este mecanismo es proporcional a la diferencia de temperaturas y se expresa de manera conveniente a partir de la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{conv} = h_c A_s (T_s - T_\infty) \quad (3)$$

donde:

h_c : es el coeficiente de transferencia de calor por convección [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$].

A_s : es el área superficial a través de la cual se da la transferencia de calor por convección [m^2].

T_s : es la temperatura de la superficie de un sólido o fluido [$^\circ\text{C}$].

T_∞ : es la temperatura del fluido suficientemente alejado de la superficie de un sólido o fluido [$^\circ\text{C}$].

El principio fundamental de la transferencia de calor por convección se debe al hecho que las partículas del fluido a través del cual tiene lugar el flujo de calor se encuentran en movimiento. Entre mayor sea este movimiento mayor será la tasa de transferencia de calor, debido a que fracciones del fluido a temperaturas menores entran en contacto con fracciones o superficies sólidas que se encuentran a temperaturas mayores [14]. El efecto de este movimiento se encuentra implícito en el coeficiente de transferencia de calor por convección de la Ecuación 3.

Es por esta razón que el abordaje del mecanismo de convección se hace desde dos perspectivas distintas. Cuando el movimiento del fluido es forzado a fluir sobre una superficie utilizando medios externos como ventiladores o bombas (incluso por acción del viento), la convección se denomina forzada, mientras que, cuando el movimiento del fluido se da únicamente por acción de las fuerzas de empuje causadas por la diferencia de densidad debido a la variación de la temperatura en ese fluido, la convección se conoce como natural. Una representación de ambas formas de convección se muestra en la Figura 11 [15].

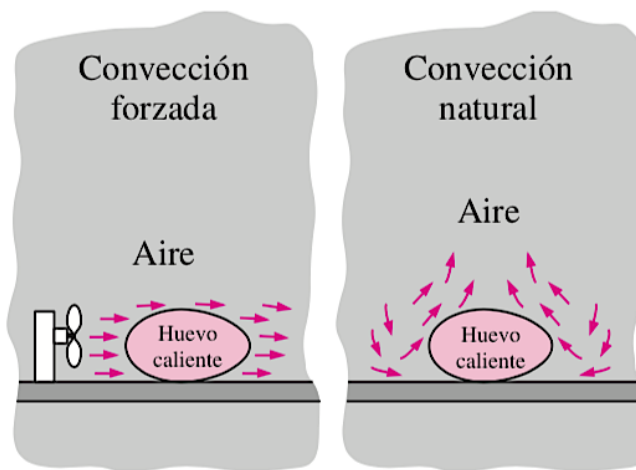


Figura 11. Representación gráfica de la transferencia de calor por convección forzada y convección natural desde un cuerpo sólido hacia el ambiente [15].

2.2.2.1. Números adimensionales en la transferencia de calor por convección

Comúnmente son utilizados en el estudio de la convección una serie de números adimensionales, con el objetivo de reducir el número de variables totales. Estos parámetros son:

- **Número de Nusselt (Nu)**

Conocido como el coeficiente adimensional de transferencia de calor por convección, el número de Nusselt, nombrado así en honor a Wilhelm Nusselt, representa el mejoramiento de la transferencia de calor a través de una capa de fluido como resultado de la convección en relación con la conducción a través de la misma capa de fluido. Entre mayor sea el número de Nusselt, más eficaz es la convección [15]. El número de Nusselt está determinado por la siguiente relación:

$$Nu = \frac{h_c L_c}{k} \quad (4)$$

donde:

h_c : es el coeficiente de transferencia de calor por convección en el fluido [$W/m^2 \cdot ^\circ C$].

k : es el coeficiente de conductividad térmica del fluido [$W/m \cdot ^\circ C$].

L_c : es la longitud característica de la configuración geométrica [m].

- **Número de Prandtl (Pr)**

El número de Prandtl representa la relación entre la difusión molecular de la cantidad de movimiento y la difusión molecular del calor. En otras palabras, este parámetro indica que tan rápido se disipa la cantidad de movimiento respecto al calor en un fluido determinado. Así, por ejemplo, los metales líquidos presentan valores del número de Prandtl mucho menores a la unidad, pues el calor se difunde con mayor rapidez en estos [14], [15]. El número de Prandtl está determinado por la siguiente relación:

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (5)$$

donde:

μ : es la viscosidad dinámica del fluido [$kg/m \cdot s$].

C_p : es el calor específico del fluido [$J/kg \cdot K$].

k : es el coeficiente de conductividad térmica del fluido [$W/m \cdot ^\circ C$].

- **Número de Reynolds (Re)**

Como se mencionó anteriormente, la convección forzada es aquella en la que el fluido es forzado por la acción de medios externos, a fluir sobre una superficie o dentro de un recinto (por ejemplo, una tubería), razón por la cual, su estudio requiere del análisis de cómo este movimiento afecta la rapidez de la transferencia de calor.

Tal movimiento se clasifica en regímenes conocidos como laminar y turbulento. El flujo laminar se caracteriza por líneas de corriente suaves y movimiento sumamente ordenado, mientras que en el flujo turbulento se originan fluctuaciones de velocidad y movimiento desordenado, como se muestran en la Figura 12 [17].

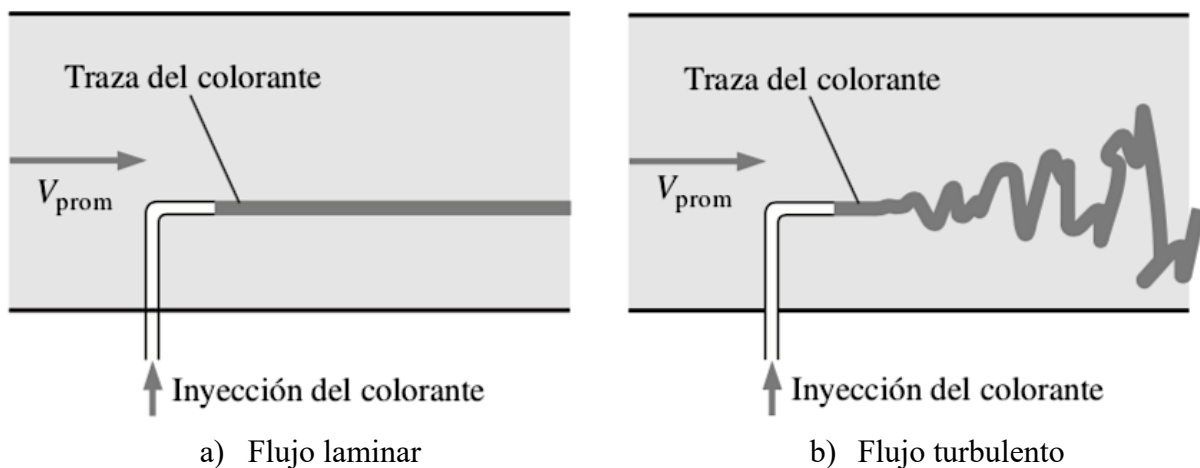


Figura 12. Comportamiento de un fluido coloreado que se inyectó en un flujo donde se observan los flujos laminar y turbulento en una tubería [17].

En 1880, Osborn Reynolds descubrió que el régimen del flujo depende principalmente de la razón de las fuerzas inerciales a las fuerzas viscosas en el fluido [15]. Esta relación se conoce como número de Reynolds, y se determina por la siguiente ecuación:

$$Re = \frac{V L_c}{\nu} \quad (6)$$

donde:

V : es la velocidad del fluido [m/s].

L_c : es la longitud característica (diámetro en el caso de tuberías) [m].

ν : es la viscosidad cinemática [m²/s].

El número de Reynolds en donde un flujo se vuelve turbulento se denomina número de Reynolds crítico (Re_{cr}) y depende de la geometría y condiciones del flujo [17].

- Número de Grashoff (Gr_L)

El número adimensional de Grashoff representa la razón entre la fuerza de flotabilidad y la fuerza viscosa que actúa sobre un fluido, por lo tanto, este rige el régimen de flujo en la convección natural, es decir, el papel que desempeña el número de Reynolds en la convección forzada es realizado por el número de Grashoff en la convección natural, por lo que este proporciona el criterio principal en la determinación de si un flujo es laminar o turbulento [15]. El número de Grashoff está determinado por la siguiente relación:

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} \quad (7)$$

donde:

g : es la aceleración de la gravedad [m/s²].

β : es el coeficiente de expansión volumétrica [1/K].

T_s : es la temperatura de la superficie [°C].

T_∞ : es la temperatura del fluido suficientemente alejado de la superficie [°C].

L_c : es la longitud característica de la geometría [m].

ν : es la viscosidad cinemática [m²/s].

Para el caso de gases ideales, el coeficiente de expansión volumétrica representa el inverso de la temperatura (en unidades Kelvin):

$$\beta = \frac{1}{T} \quad (8)$$

donde:

T : es la temperatura del gas ideal [K].

El aire ambiente (mezcla de aire seco y vapor de agua) puede considerarse como gas ideal con muy bajos porcentajes de error a presión atmosférica y temperaturas menores a 50 °C.

- **Número de Rayleigh (R_L)**

El número de Rayleigh no es más que el producto de los números de Grashoff y de Prandtl, por lo tanto, este representa la razón de las fuerzas de flotabilidad y los productos de la difusividad térmica y de cantidad de movimiento en un fluido [15].

$$Ra_L = Gr_L Pr \quad (9)$$

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} Pr \quad (10)$$

2.2.3. Transferencia de calor por radiación (ley de Stefan-Boltzmann)

La radiación es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. Todos los cuerpos a una temperatura mayor al cero absoluto emiten radiación térmica y a diferencia de los mecanismos de conducción y convección, la transferencia de calor por radiación no requiere de la presencia de un medio para propagarse [18].

Cuando una superficie a una temperatura termodinámica (T_s) se encuentra completamente encerrada por una superficie mucho más grande (o negra) a una temperatura termodinámica (T_∞) y separada por un gas que no interfiere con la radiación, la razón neta de transferencia de calor por radiación entre ambas superficies se da por:

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon\sigma A_s(T_s^4 - T_\infty^4) \quad (11)$$

donde:

ε : es la emisividad de la superficie.

σ : es la constante de Stefan-Boltzmann [$5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$].

A_s : es el área de la superficie [m^2].

T_s : es la temperatura de la superficie [$^\circ\text{C}$].

T_∞ : es la temperatura del medio circundante [$^\circ\text{C}$].

La Ecuación 11 se fundamenta en la Ley de Stefan-Boltzmann, la cual indica que la razón de radiación que puede emitir una superficie a una temperatura termodinámica T_s (en unidades Kelvin o Rankine) está dada por:

$$\dot{Q}_{emitida,max} = \varepsilon\sigma A_s T_s^4 \quad (12)$$

Donde para un cuerpo negro (superficie idealizada que emite la máxima radiación térmica), la emisividad toma un valor de uno.

En la Figura 13 se muestra un esquema de la transferencia de calor por radiación que tiene lugar desde una superficie o hacia esta, completamente encerrada por una superficie mucho más grande considerada como un cuerpo negro [15].

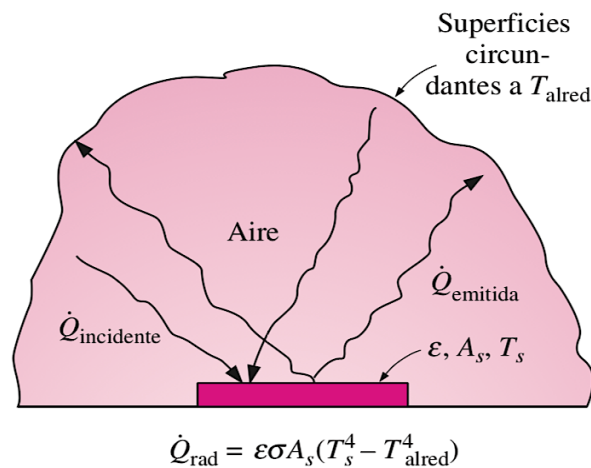


Figura 13. Representación gráfica de la transferencia de calor por radiación entre una superficie y las superficies que la circundan [15].

La transferencia de calor por radiación hacia una superficie o desde esta, rodeada por un gas como el aire, ocurre paralelamente a la convección (o a la conducción si no existe un movimiento masivo del fluido) entre esa superficie y el fluido. Por lo tanto, la transferencia total se determina sumando las contribuciones de ambos mecanismos de transferencia. Por conveniencia, se define un coeficiente combinado de transferencia de calor (h_{comb}), producto de la suma del coeficiente de transferencia de calor por convección y un coeficiente de transferencia de calor por radiación [15]. De esta forma, sumando las Ecuaciones 3 y 11 se obtiene que:

$$\dot{Q}_{total} = h_c A_s (T_s - T_\infty) + \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_\infty^4) \quad (13)$$

$$\dot{Q}_{total} = h_{comb} A_s (T_s - T_\infty) \quad (14)$$

Donde el coeficiente combinado de transferencia de calor se expresa como:

$$h_{comb} = h_c + h_r \quad (15)$$

$$h_{comb} = h_c + \varepsilon \sigma (T_s + T_\infty) (T_s^2 + T_\infty^2) \quad (16)$$

2.3. Sistemas de aprovechamiento de energía solar

La energía solar puede ser aprovechada de dos formas distintas, ya sea a partir de sistemas que la convierten en energía eléctrica, conocidos como celdas fotovoltaicas, o convirtiéndola en energía térmica a partir de colectores solares. En ambos casos, la energía recolectada puede ser almacenada y transferida cuando así sea requerida para suplir las necesidades para las cuales el sistema fue diseñado. En aquellos sistemas que aprovechan la energía solar convirtiéndola en energía térmica, la energía es almacenada en un tanque con un fluido que posea una alta capacidad calorífica, mientras que, a partir de intercambiadores de calor y sistemas de tuberías, el calor es transferido hasta los puntos de consumo [19].

2.3.1. Colectores solares

Los colectores solares son dispositivos cuya función principal es convertir la radiación solar en energía térmica, con el objetivo que esta sea utilizada para satisfacer algunas necesidades energéticas. Estos elementos son el componente principal de todo sistema de aprovechamiento de energía solar y debido a la forma en cómo funcionan, se distinguen como tipos especiales de intercambiadores de calor de baja, media o alta temperatura [20]. Estos elementos absorben la energía solar, la convierten en energía calórica y la transfieren a un fluido. El fluido de trabajo puede ser agua, mezclas de agua con líquidos anticongelantes, aire e incluso aceites [21].

Por la forma en cómo los colectores solares captan la radiación solar, pueden ser clasificados en concentrados y no concentrados (Cuadro 3). El colector solar no concentrado presenta la misma área tanto para interceptar la radiación solar como para absorberla. El colector solar concentrado da seguimiento solar y posee superficies reflectantes cóncavas para interceptar la radiación y enfocarla en un área receptora más pequeña, aumentando así el flujo de radiación [22].

Cuadro 3. Cuadro resumen de los diferentes tipos de colectores solares y sus respectivas variaciones [23].

1. Concentrados		2. No concentrados	
	1.1.1. Disco parabólico	2.1. Placa plana	
1.1. Parabólico	1.1.2. Cilindro parabólico	2.2. Tubos de vacío	
	1.1.3. Combinado	2.3. Parabólico compuesto	
1.2. Concentrador de multisuperficies		2.4. Estanque solar	
1.3. Lentes de concentración			
1.4. Lente de Fresnel			

Dentro de la categoría de colectores solares no concentrados, se encuentran dos tipos principales, los de placa plana y de tubos de vacío (Figura 14-a y Figura 14-b). La principal característica de este tipo de colectores es que utilizan tanto radiación solar directa como difusa, razón por la cual, son el tipo de colectores más utilizado en sistemas de calentamiento de agua para uso doméstico, por su adaptabilidad incluso en días poco soleados [22].

Los colectores concentrados (Figura 14-c y Figura 14-d), a pesar de utilizar únicamente radiación solar directa (no funcionan en días nublados), son más convenientes para procesos que requieren altas temperaturas en el fluido de trabajo (150 °C – 400 °C) [24].

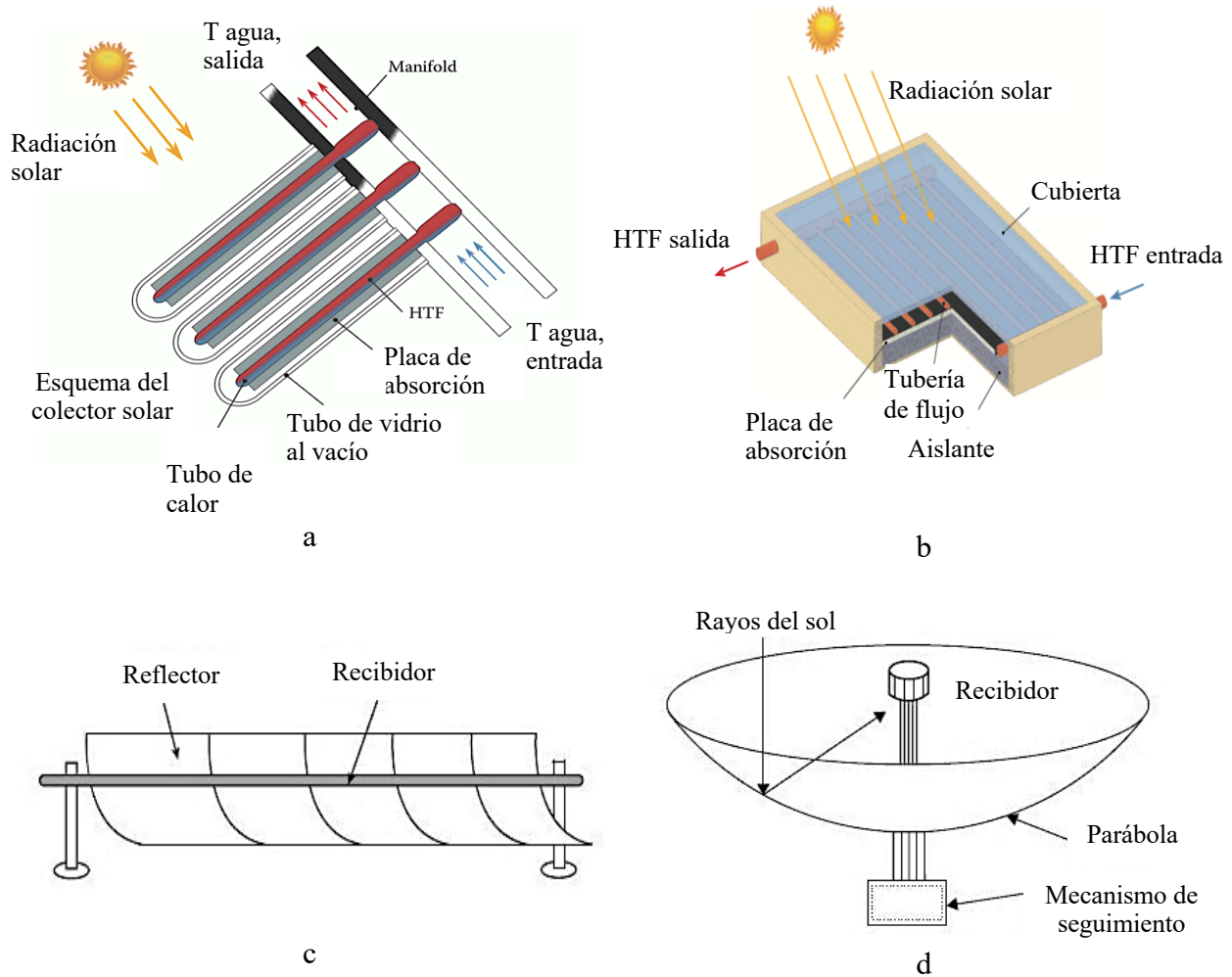


Figura 14. Tipos de colectores solares: a) Colector solar no concentrado de tubos de vacío.

Modificado de [25], b) Colector solar no concentrado de placa plana. Modificado de [25].

Tipos de colectores solares: c) Colector solar concentrado de canal parabólico. Modificado de

[22], d) Colector solar concentrado de disco parabólico. Modificado de [22].

Para fines del presente proyecto, se prestará especial atención a los colectores solares de tipo no concentrados de placa plana, por ser estos los que se utilizan en el sistema de aprovechamiento de energía solar en el Sistema Integrado de Tratamiento de Residuos Húmedos (SITRH).

Un colector solar de placa plana es un colector de tipo no concentrado, es decir, no requiere seguimiento solar y utiliza radiación solar tanto directa como difusa para convertirla en energía térmica. Son dispositivos más simples que los de tipo concentrado, requieren de poco mantenimiento y su aplicación más común es como unidad de calentamiento de agua [26].

La utilización de colectores solares de placa plana es más conveniente para casos donde son requeridos fluidos de trabajo para bajas temperaturas (27 °C a 71 °C). El término colector de placa plana generalmente hace referencia a un recinto aislado y cerrado, con una o dos cubiertas transparentes a la radiación de onda corta, equipado con una placa absorbente que entrega la energía térmica al fluido que es trasegado por medio de una serie de tuberías que atraviesan el colector en su interior [24].

Generalmente, un colector solar de placa plana se compone de los siguientes elementos:

a) Cubierta translúcida

La cubierta translúcida tiene como función principal transmitir la mayor fracción posible de radiación solar (radiación de longitud de onda corta, entre 0,3 μm a 3 μm) y transmitir la menor fracción de radiación térmica (radiación de longitud de onda larga, entre 5 μm a 50 μm) que emiten las superficies que absorben energía [26]. Por esta facultad, la cubierta es la encargada de generar el efecto invernadero característico en colectores solares de placa plana [27].

Un colector solar de placa plana puede estar equipado con una o más cubiertas. Entre más cubiertas, menor es la transferencia de calor desde la placa hacia el ambiente (pérdidas de calor del sistema); sin embargo, menor será también la transmisividad global del colector y mayor el costo de construcción [28].

La transmisividad también dependerá del ángulo de incidencia de la radiación solar, medido desde la normal de la superficie de la cubierta translúcida. Entre mayor sea este ángulo menor será la transmisividad de la cubierta [29]. Esta es la razón por la que se busca que la radiación directa incida de forma perpendicular sobre la superficie del colector solar.

En el Cuadro 4 se observan datos de transmisividad de una y dos cubiertas y absorptividad de la placa y su variación respecto al ángulo de incidencia de la radiación solar directa [28].

Cuadro 4. Variación de la transmisividad de la cubierta y absorptividad de la placa de un colector solar de placa plana según el ángulo de incidencia de la radiación solar [28].

Ángulo de incidencia (grados)	Transmisividad		Absorptividad de la placa
	Una cubierta	Doble cubierta	
0	0,87	0,77	0,96
10	0,87	0,77	0,96
20	0,87	0,77	0,96
30	0,87	0,76	0,95
40	0,86	0,75	0,94
50	0,84	0,73	0,92
60	0,79	0,67	0,88
70	0,68	0,53	0,82
80	0,42	0,25	0,67
90	0,00	0,00	0,00

Los materiales más comúnmente utilizados para construir la cubierta son plásticos y vidrios con bajo contenido de hierro, debido a su alta transmisividad [20]. La cubierta también funciona como protección de los componentes internos a las condiciones ambientales, como lluvia, granizo, nieve y polvo.

b) Tubería de conducción

A través de la tubería de conducción es transportado el fluido de trabajo desde la entrada del colector hasta su salida. La tubería puede estar colocada por debajo de la placa absorbente o integrada a esta (Figura 15-a y Figura 15-b), y puede conectarse en forma paralela o en forma de serpentín (Figura 16-a y Figura 16-b). Esta tubería debe ser construida utilizando diferentes metales, por su alta conductividad térmica, especialmente cobre por su bajo costo [30].

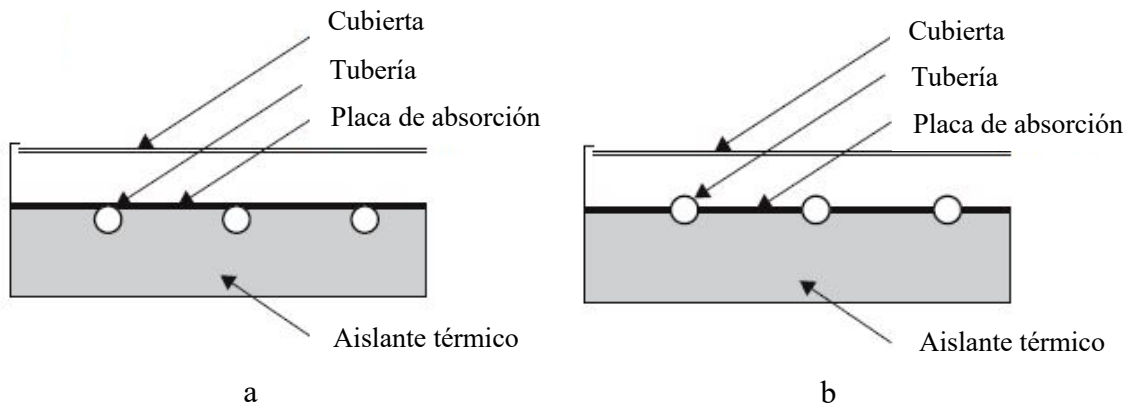


Figura 15. Configuraciones de la tubería de transporte del fluido de trabajo. a) Corte transversal de un colector solar de placa plana, tubería por debajo de la placa absorbente en contacto total con el aislante térmico. b) Corte transversal de un colector solar de placa plana, tubería integrada en la placa absorbente. Modificado de [22].

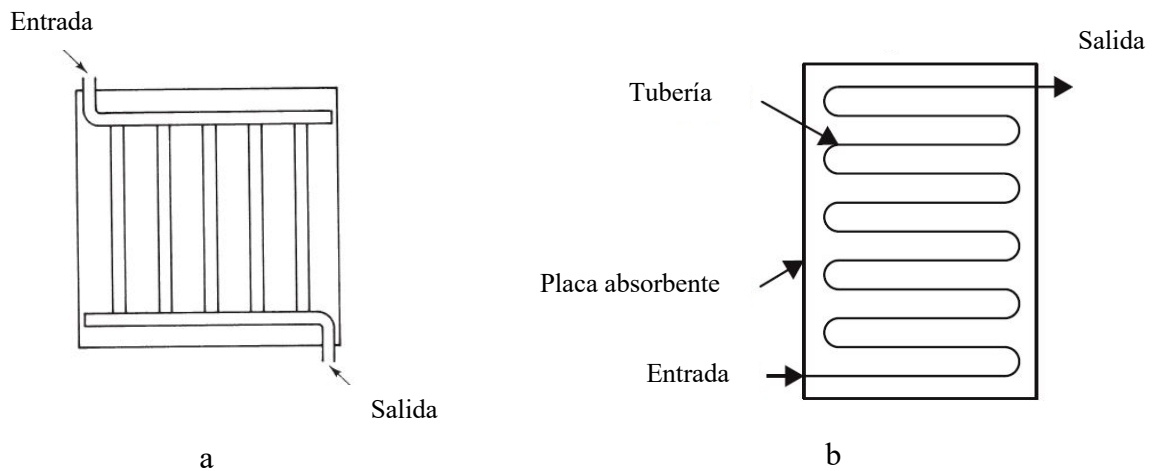


Figura 16. Configuraciones de la tubería de transporte del fluido de trabajo. a) Tubos paralelos con distribuidor. Modificado de [22]. b) Forma de serpentín. Modificado de [27].

c) Placa absorbente

La placa del colector tiene la función de absorber la mayor cantidad de energía de la radiación solar y convertirla en energía calórica para luego transferirla al fluido de trabajo que circula a través de la tubería metálica [28]. Este elemento debe ser construido a partir de materiales selectivos, es decir, que posean una gran absorción de radiación de onda corta y una baja emitancia de radiación de onda larga. Los materiales usualmente utilizados son: cobre, aluminio y acero inoxidable con

recubrimientos de cromo negro, níquel negro o cobalto negro, entre otros [27]. Las características ópticas del receptor de energía deben ser lo más similares posible a las de un cuerpo negro, especialmente de alta absorbencia [20].

d) Aislamiento

La función del aislante es minimizar la disipación calor hacia los alrededores, lo cual, aumenta la eficiencia térmica del colector. Los requisitos que deben poseer los materiales para ser usados como aislantes térmicos son: una baja conductividad térmica, no volátiles, no tóxicos, que no absorban agua y con una baja deformabilidad. El espesor mínimo de la capa de aislante (en metros) que se coloca en el fondo del colector solar puede calcularse utilizando la siguiente relación [23]:

$$\gamma \geq \frac{k_{100}}{1,45} \quad (17)$$

donde:

γ : es el espesor de la capa de aislante térmico [m].

k_{100} es la conductividad térmica del material aislante a 100 °C [W/m·K].

e) Contenedor

El contenedor es una especie de cajón construido a base de materiales livianos que contiene y protege los demás componentes del colector solar. En la Figura 17 se presentan los diferentes elementos que componen un colector solar de placa plana [23].

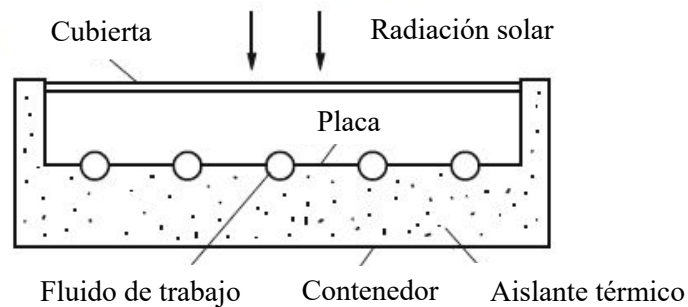


Figura 17. Esquema del corte transversal en un colector solar de placa plana. El contenedor y la cubierta protegen los componentes internos del colector solar. Modificado de [23].

2.3.1.1. Análisis térmico en un colector solar de placa plana

Con el objetivo de determinar la tasa de producción de energía térmica en un colector solar, es necesario evaluar su rendimiento térmico. El valor de esta energía térmica recolectada (Q_u) se obtiene como resultado de un balance de energía [20].

El análisis térmico de un colector solar es necesario para determinar la cantidad de energía producida y contrarrestarla con la cantidad de energía requerida para un proceso en específico. Para esto es necesario tener en cuenta aspectos como el tipo, características y propiedades de los materiales que componen el colector, especialmente de la placa y la cubierta; la dimensiones y características del colector, la ubicación donde se instalaría el colector solar para conocer las condiciones atmosféricas (condiciones de temperatura, radiación solar, viento y precipitación), el ángulo de inclinación del colector y el tipo y características del fluido de trabajo.

Un análisis térmico de cualquier sistema requiere de la implementación de un balance de energía. Para esto, se utiliza el concepto que se expone en la Ecuación 1 (Primera Ley de la Termodinámica), aplicándose a un sistema o volumen de control definido. Si el concepto se aplica a un colector solar, se sabe que la energía que entra al sistema es aquella absorbida por la placa absorbente y que es transformada en energía térmica para ser transferida al fluido de trabajo. Por otra parte, la energía que sale del sistema está determinada por aquella fracción que se pierde a los alrededores del sistema más aquella energía útil que es apartada por el fluido de trabajo para posteriormente ser aprovechada. De esta forma, la ecuación de balance energético en un colector solar sería:

$$C_c \frac{dT_c}{dt} = \dot{Q}_a - \dot{Q}_l - \dot{Q}_u \quad (18)$$

donde:

t : es el tiempo [s]

T_c : es la temperatura del fluido de trabajo en el colector solar [$^{\circ}\text{C}$].

\dot{Q}_a : es la tasa de energía absorbida por la placa del colector solar [W].

\dot{Q}_l : es la tasa de calor que se pierde a los alrededores del colector solar [W].

\dot{Q}_u : es la tasa de calor aprovechable en el colector solar [W].

C_c : es la capacidad calorífica del fluido de trabajo en el colector solar [W/K].

$$C_c = m_c C_p \quad (19)$$

m_c : es la masa del fluido de trabajo en el colector solar [kg].

C_p : es el calor específico del fluido de trabajo en el colector solar [J/kg·°C].

Bajo condiciones de estado estacionario ($\frac{dT}{dt} = 0$), el cambio en la energía del sistema es igual a cero ($\Delta E_{sistema} = 0$), lo que indica que, la tasa de energía calórica absorbida (de entrada) y la tasa de energía calórica que se disipa (de salida) son iguales, por lo tanto:

$$\dot{Q}_u = \dot{Q}_a - \dot{Q}_l \quad (20)$$

Por otra parte, bajo condiciones de estado no estacionario ($\frac{dT}{dt} \neq 0$), si el cambio en la temperatura del sistema respecto al tiempo es mayor a cero, el sistema aumenta de temperatura ($\Delta E_{sistema} > 0$). En el caso contrario ($\Delta E_{sistema} < 0$), el sistema disminuye de temperatura [23].

La importancia de los colectores de placa plana en procesos térmicos es tal que su rendimiento térmico se trata con considerable detalle. Esto se hace para desarrollar una comprensión de cómo funciona el componente [26].

2.3.1.1.1. Radiación solar absorbida por un colector solar de placa plana

La radiación solar absorbida por una superficie plana se compone de tres formas distintas de radiación: directa, difusa y aquella reflejada por el suelo y otros cuerpos. En algunas ocasiones, la radiación reflejada por el suelo puede ser despreciable o bien, considerarse como parte de la radiación difusa. Se tiene entonces que la radiación solar se compone de:

$$I_T = I_B + I_D + I_G \quad (21)$$

donde:

I_T : es la radiación solar global o total [W/m^2].

I_B : es la radiación solar directa [W/m^2].

I_D : es la radiación solar difusa [W/m^2].

I_G : es la radiación solar reflejada [W/m^2].

Existen varios modelos que son utilizados para determinar la radiación solar que incide sobre una superficie inclinada. Uno de ellos es el modelo de *Cielo Isotrópico*, desarrollado originalmente por *Hottel & Woertz (1942)* y mejorado por *Liu & Jordan (1960)*, en el cual, se asume que la combinación de radiación difusa y radiación reflejada por los cuerpos es isotrópica, por lo tanto, la suma de ambas sobre una superficie inclinada será la misma independientemente de la orientación. De esta forma, dichos autores desarrollaron la siguiente ecuación [31].

$$I_T = I_B R_B + I_D \left[\frac{1 + \cos\theta}{2} \right] + \rho_G (I_B + I_D) \left[\frac{1 - \cos\theta}{2} \right] \quad (22)$$

donde:

ρ_G : es la reflectividad del suelo [adimensional].

R_B : es el factor de inclinación de la radiación directa [adimensional].

Los términos $\left[\frac{1 + \cos\theta}{2} \right]$ y $\left[\frac{1 - \cos\theta}{2} \right]$ corresponden a los factores de visión desde el colector hacia el cielo y hacia el suelo, respectivamente.

El factor de inclinación de la radiación directa (R_B) está determinado por la relación entre la radiación directa que incide sobre una superficie inclinada (G_{Bt}) y la radiación directa que incide sobre una superficie horizontal (G_B) (Figura 18).

$$R_B = \frac{G_{Bt}}{G_B} = \frac{\cos\theta}{\cos\Phi} \quad (23)$$

donde:

θ : es el ángulo de incidencia [grados].

Φ : es el zenit [grados].

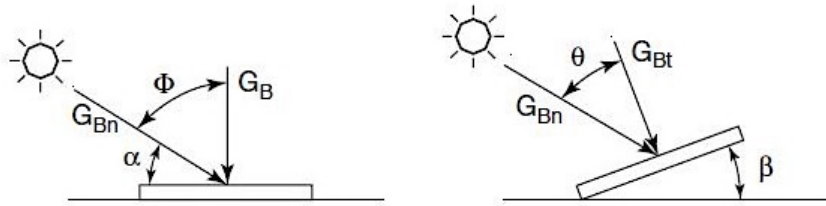


Figura 18. Esquema de la radiación solar directa que incide sobre superficies horizontales e inclinadas [31].

El zenit es el ángulo que se forma entre los rayos del sol (radiación directa) y la vertical o el eje normal de la superficie. Este ángulo puede obtenerse a partir de la siguiente ecuación:

$$\cos(\Phi) = \text{sen}(L) \cdot \text{sen}(\delta) + \cos(L) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(h) \quad (24)$$

donde:

L : es la latitud local (el ángulo formado entre una línea imaginaria desde el centro de la tierra hasta el punto de interés en el plano ecuatorial) [grados].

h : es el ángulo horario en un punto de la superficie de la tierra (definido como el ángulo a través del cual la tierra giraría para llevar el meridiano del punto directamente debajo del sol) [grados].

δ : es el ángulo de declinación [grados].

El ángulo de declinación se define como la distancia angular desde los rayos del sol y el ecuador. Este ángulo depende del día del año (N_d) y se calcula a partir de la siguiente relación:

$$\delta = 23,45 \cdot \text{sen} \left[\frac{360}{365} (284 + N_d) \right] \quad (25)$$

El ángulo de incidencia (θ), es aquel que se forma entre los rayos del sol y la normal de la superficie donde inciden. Para superficies inclinadas viendo hacia el sur ubicadas en el hemisferio norte, puede ser utilizada la siguiente ecuación para determinar el ángulo de incidencia sobre la superficie:

$$\cos(\theta) = \text{sen}(L - \omega) \cdot \text{sen}(\delta) + \cos(L - \omega) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(h) \quad (26)$$

donde:

ω : es el ángulo de inclinación de la superficie sobre la horizontal [grados].

Nótese que el cálculo de la radiación solar que incide sobre una superficie es relativamente complejo, pues depende de parámetros que cambian durante el día e incluso durante el año.

Puede ser utilizada la Ecuación 22 del modelo de Cielo Isotrópico para determinar la razón de radiación solar absorbida por la placa de un colector solar, realizando las modificaciones que se muestran en la siguiente ecuación [22]:

$$S = I_B R_B (\tau\alpha)_B + I_D (\tau\alpha)_D \left[\frac{1 + \cos\theta}{2} \right] + \rho_G (I_B + I_D) (\tau\alpha)_G \left[\frac{1 - \cos\theta}{2} \right] \quad (27)$$

donde:

$(\tau\alpha)_B$: es la eficiencia óptica del colector solar a la radiación directa [adimensional].

$(\tau\alpha)_D$: es la eficiencia óptica del colector solar a la radiación difusa [adimensional].

$(\tau\alpha)_G$: es la eficiencia óptica del colector solar a la radiación reflejada [adimensional].

Sin embargo, cuando se cuenta con la posibilidad de medir la radiación solar global que incide sobre la superficie del colector solar, en vez de utilizar la Ecuación 27, puede optarse por implementar una relación mucho más sencilla:

$$S = I_T (\tau\alpha)_{av} \quad (28)$$

donde $(\tau\alpha)_{av}$ es la eficiencia óptica promedio (a la radiación directa, difusa y reflejada) y puede aproximarse de la siguiente forma:

$$(\tau\alpha)_{av} \approx 0,96(\tau\alpha)_B \quad (29)$$

De la Ecuación 28 se obtiene la radiación solar total absorbida por una superficie por unidad de área, por lo que modificándola es posible obtener la razón total de energía absorbida por la placa.

$$Q_a = I_T A_c (\tau\alpha)_{av} \quad (30)$$

donde:

A_c : es el área superficial de la placa absorbente del colector solar [m²].

2.3.1.1.2. Energía transferida a los alrededores en un colector solar de placa plana

Como sucede en la mayoría de los sistemas donde se involucran fenómenos de transferencia de calor, existe una fracción de energía térmica que es transferida desde el sistema hacia sus alrededores, como producto de la diferencia de temperaturas entre el sistema y su entorno. Cuando esto sucede, el sistema es considerado como no adiabático, término utilizado para denotar a un sistema termodinámico que intercambia energía con sus alrededores [13].

La energía que se transfiere a los alrededores del sistema es considerada energía perdida por el hecho de que no es posible aprovecharla para realizar un trabajo. Esta transferencia de calor a los alrededores del sistema sucede a través de los tres mecanismos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación.

Es posible tratar los efectos de los tres mecanismos de transferencia de calor de forma simplificada a través de un coeficiente general, conocido como Coeficiente Global de Transferencia de Calor (U), de forma que, la tasa de energía térmica que se pierde hacia los alrededores sea representada a partir de la siguiente ecuación [14]:

$$\dot{Q}_l = U_c A_c (T_p - T_a) \quad (31)$$

donde:

A_c : es el área superficial de la placa absorbente [m^2].

T_p : es la temperatura de la placa absorbente [$^{\circ}C$].

T_a : es la temperatura ambiente [$^{\circ}C$].

2.3.1.1.2.1. Determinación del coeficiente global de transferencia de calor a los alrededores en un colector solar de placa plana (U_c)

En colectores solares de placa plana, el análisis de la pérdida de calor al entorno se hace desde la placa absorbente, de forma que, con base a la configuración geométrica del colector, representada por un recinto rectangular cerrado, exista una tasa de energía térmica que se transfiere tanto por la parte superior (desde la placa hacia la cubierta y desde la cubierta hacia los alrededores) como por la parte inferior (a través del material aislante en el fondo del colector) [22].

Desestimando las pérdidas de calor por los costados del colector, el coeficiente global de transferencia de calor se representa como:

$$U_c = U_{tc} + U_{bc} \quad (32)$$

donde:

U_c : es el coeficiente global de transferencia de calor a los alrededores [$W/m^2 \cdot K$].

U_{tc} : es el coeficiente de transferencia de calor a los alrededores desde la parte superior de la placa absorbente [$W/m^2 \cdot K$].

U_{bc} : es el coeficiente de transferencia de calor a los alrededores desde la parte inferior de la placa absorbente [$W/m^2 \cdot K$].

Bajo la suposición que la transferencia de calor se da de forma unidireccional y en estado estacionario, es posible realizar el análisis a partir del concepto de resistencias térmicas, tal como se muestra en la Figura 19. Cabe resaltar que, en este esquema de resistencias utilizado en el modelo del presente estudio, no se toma en cuenta la pérdida de calor por los costados del colector solar, debido a que pueden tomarse como despreciables en comparación con las pérdidas por las partes superior e inferior del colector solar.

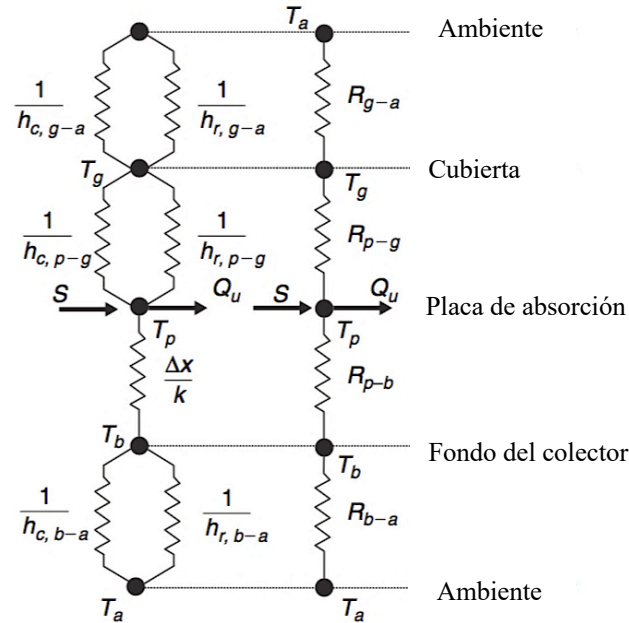


Figura 19. Esquema de una red de resistencias térmicas en la sección transversal de un colector solar de placa plana con una cubierta. Análisis desde la placa del colector hacia la cubierta, el fondo y el ambiente [22].

De esta forma, la Ecuación 32 se modifica a:

$$\frac{1}{R_c} = \frac{1}{(R_{p-g} + R_{g-a})} + \frac{1}{(R_{p-b} + R_{b-a})} \quad (33)$$

La resistencia térmica en la parte superior de la placa absorbente se compone de dos resistencias térmicas en serie:

R_{p-g} : es la resistencia térmica desde la placa absorbente hasta la cubierta translúcida del colector solar, que comprende los efectos de la convección y la radiación (resistencias en paralelo) [$m^2/K \cdot W$] (Figura 19).

$$R_{p-g} = \frac{1}{h_{c,p-g} + h_{r,p-g}} \quad (34)$$

donde:

$h_{c,p-g}$: es el coeficiente de transferencia de calor por convección desde la placa hacia la cubierta del colector solar [$W/m^2 \cdot K$].

$h_{r,p-g}$: es el coeficiente de transferencia de calor por radiación desde la placa hacia la cubierta del colector solar [$W/m^2 \cdot K$].

R_{g-a} : es la resistencia térmica desde la cubierta translúcida del colector solar hacia el ambiente, que comprende los efectos de la convección y la radiación (resistencias en paralelo) [$m^2 / K \cdot W$].

$$R_{g-a} = \frac{1}{h_{c,g-a} + h_{r,g-a}} \quad (35)$$

donde:

$h_{c,g-a}$: es el coeficiente de transferencia de calor por convección desde la cubierta del colector solar hacia ambiente [$W/m^2 \cdot K$].

$h_{r,g-a}$: es el coeficiente de transferencia de calor por radiación desde la cubierta del colector solar hacia ambiente [$W/m^2 \cdot K$].

Por lo tanto:

$$U_{tc} = \frac{1}{R_{p-g} + R_{g-a}} \quad (36)$$

Mientras que la resistencia térmica en la parte inferior de la placa absorbente se compone de las siguientes resistencias en serie:

R_{b-a} : es la resistencia térmica desde el fondo del colector solar hacia el ambiente, que comprende los efectos de la convección y la radiación (resistencias en paralelo) [$m^2 / K \cdot W$].

$$R_{b-a} = \frac{1}{h_{c,b-a} + h_{r,b-a}} \quad (37)$$

donde:

$h_{c,b-a}$: es el coeficiente de transferencia de calor por convección desde el fondo del colector solar hacia ambiente [$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$].

$h_{r,b-a}$: es el coeficiente de transferencia de calor por radiación desde el fondo del colector solar hacia ambiente [$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$].

R_{p-b} : es la resistencia térmica desde la placa absorbente hasta el fondo del colector solar, que comprende los efectos de la conducción [$\text{m}^2/\text{K}\cdot\text{W}$].

$$R_{p-b} = \frac{\lambda}{k} \quad (38)$$

donde:

k : es la conductividad térmica del material aislante [$\text{W}/\text{m}\cdot^\circ\text{C}$].

λ : es el espesor del material aislante [m].

El proceso para determinar el coeficiente de transferencia de calor por la parte superior del colector solar (desde la placa y la cubierta hasta el ambiente) es relativamente más complejo que para determinar el mismo coeficiente a través de la parte inferior. Para determinar el coeficiente de transferencia de calor por la parte inferior es posible desestimar los efectos tanto de la radiación como de la convección, debido a que la temperatura en el fondo del colector es baja en comparación con la placa (superficie en contacto con al ambiente) y a que la emisividad del material es también baja. De esta forma, el coeficiente global de transferencia de calor desde la placa hacia el ambiente por la parte inferior quedaría reducida de la siguiente manera:

$$U_{bc} = \frac{k}{\lambda} \quad (39)$$

- **Procedimiento iterativo para determinar el coeficiente de transferencia de calor a los alrededores por la parte superior del colector solar (U_{tc})**

La tasa de calor por unidad de área que se pierde a los alrededores a través de la parte superior del colector solar es el resultado de los efectos de la convección y la radiación entre dos superficies planas paralelas. En estado estacionario, el calor que se transfiere desde la placa absorbente hasta la cubierta translúcida es igual al calor que se transfiera desde la cubierta hasta el ambiente (o hasta cualquier otra cubierta adyacente) [26]. La tasa de calor por unidad de área que se transfiere desde la placa hasta la cubierta se determina utilizando el concepto de coeficiente combinado de transferencia de calor (Ecuaciones 14 y 15), por lo tanto, se expresa como [22]:

$$q_{p-g} = (h_{c,p-g} + h_{r,p-g})(T_p - T_g) \quad (40)$$

donde:

q_{p-g} : es el calor transferido por unidad de área desde la placa hacia la cubierta [W/m²].

T_p : es la temperatura de la placa absorbente del colector solar [°C].

T_g : es la temperatura de la cubierta translúcida del colector solar [°C].

Por simplicidad, y debido al inconveniente de medir la temperatura de la placa absorbente (T_p), este puede tomarse como el promedio de las temperaturas de salida (T_{sc}) y de entrada (T_{ec}) del fluido de trabajo en el colector solar, de forma que:

$$T_p = \frac{T_{ec} + T_{sc}}{2} \quad (41)$$

El coeficiente de transferencia de calor por radiación (h_r) entre dos superficies planas paralelas, en este caso, la placa y la cubierta, puede ser determinado a partir de la siguiente relación [22]:

$$h_{r,p-g} = \frac{\sigma(T_p + T_g)(T_p^2 + T_g^2)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_g} - 1} \quad (42)$$

donde:

σ : es la constante de Stefan-Boltzmann [$5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$].

ε_p : es la emisividad de la placa absorbente del colector solar [adimensional].

ε_g : es la emisividad de la cubierta translúcida del colector solar [adimensional].

Mientras que el coeficiente de transferencia de calor por convección (h_c) entre dos placas planas horizontales se obtiene despejándose de la Ecuación 4 [15]:

$$h_{c,p-g} = \frac{Nu \cdot k}{L} \quad (43)$$

donde:

k : es la conductividad térmica del aire contenido entre ambas superficies paralelas [$\text{W/m} \cdot \text{K}$].

L : es la distancia entre ambas superficies planas paralelas [m].

Nu : es el número de Nusselt para recintos cerrados rectangulares inclinados [adimensional].

Para recintos rectangulares cerrados (dos placas paralelas), donde el fluido contenido en este es aire, *Hollands et al (1976)* [15] desarrollaron una ecuación (Ecuación 44) para proporciones dimensionales grandes ($H/L \geq 12$) (Figura 20) que se correlaciona muy bien para ángulos de inclinación (ω) de hasta 70° respecto a la horizontal y números de Rayleigh (Ra_L) menores al orden de 10^5 .

$$Nu = 1 + 1,44 \left[1 - \frac{1708}{Ra_L \cos(\omega)} \right]^+ \left(1 - \frac{1708(\sin 1,8(\omega))^{1,6}}{Ra_L \cos(\omega)} \right) + \left[\frac{Ra_L \cos(\omega)^{1/3}}{18} - 1 \right]^+ \quad (44)$$

donde:

ω : es el ángulo de inclinación del colector solar respecto a la horizontal [grados]

Ra_L : es el número de Rayleigh [adimensional].

Gr_L : es el número de Grashoff [adimensional].

Pr : es el número de Prandtl [adimensional].

La notación $[\]^+$ en la Ecuación 44 indica que, si la cantidad entre corchetes es negativa, esta debe igualarse a cero [15].

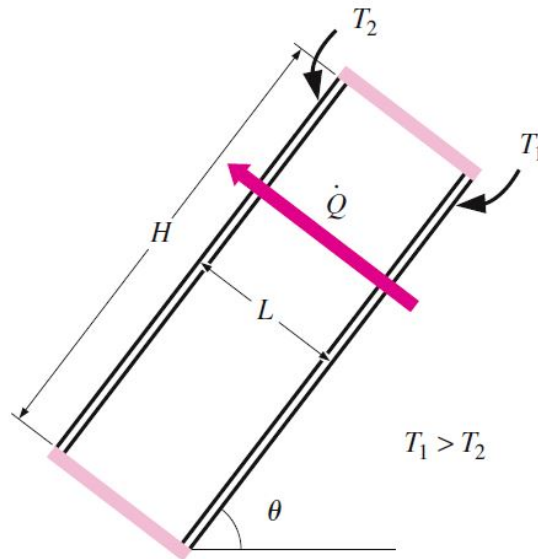


Figura 20. Recinto rectangular cerrado inclinado con superficies isotérmicas [15].

La ecuación del número de Grashoff (Ecuación 7) aplicada a dos superficies planas paralelas, se modifica de la siguiente forma:

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_p - T_g)L_{cr}^3}{\nu^2} \quad (45)$$

donde:

β : es el coeficiente de expansión volumétrica del aire [1/K].

g : es la aceleración de la gravedad [9,81 m/s²].

L_{cr} : es la longitud característica del colector solar [m]

ν : es la viscosidad cinemática del aire [m²/s]

Las propiedades del fluido (β, ν, Pr, k) entre las placas (aire) se evalúan a la temperatura promedio, es decir, la media aritmética de las temperaturas de la cubierta y la placa:

$$T_{prom} = \frac{T_p + T_g}{2} \quad (46)$$

Ahora, la ecuación que determina la tasa de calor por unidad de área que se transfiere desde la cubierta del colector hasta los alrededores se expresa como [22]:

$$q_{g-a} = (h_{c,g-a} + h_{r,g-a})(T_g - T_a) \quad (47)$$

donde:

T_a : es la temperatura ambiente [$^{\circ}\text{C}$].

El coeficiente de transferencia de calor por radiación (h_r) entre una superficie y el cielo, considerado como un cuerpo negro a cualquier temperatura (T_{∞}), está dado por la Ecuación (16). Por conveniencia se utiliza la temperatura ambiente (T_a) en lugar de la temperatura de cielo (T_{∞}):

$$h_{r,g-a} = \sigma \varepsilon_g (T_g + T_a)(T_g^2 + T_a^2) \quad (48)$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección desde la cubierta hacia el ambiente ($h_{c,g-a}$) no se puede obtener a partir de la Ecuación 43, pues esta aplica únicamente para los casos donde la convección es natural en recintos cerrados (dos placas planas).

Para determinar el coeficiente U_{tc} , es necesario asumir una temperatura inicial de la cubierta (T_g) y realizar una serie de iteraciones hasta que, para una temperatura de la placa definida (T_p), la temperatura de la cubierta no cambie significativamente. Esto debido a que las propiedades del aire entre las placas dependen de la temperatura promedio (Ecuación 46). Para este procedimiento, se deben igualar las Ecuaciones 40 y 47, y solucionar algebraicamente para T_g , la ecuación resultante.

Para la gran mayoría de las situaciones, utilizar temperatura ambiente (T_a) en vez de temperatura de cielo (T_{∞}) no representa mayor inconveniente en los resultados obtenidos para el coeficiente global de transferencia de calor y por lo tanto para la determinación de la tasa de transferencia de calor por la parte superior del colector solar. Esto porque la variación de los resultados obtenidos entre utilizar una u otra temperatura son considerados como despreciables [26].

La temperatura de cielo es un parámetro ficticio utilizado para modelar los intercambios de radiación de onda larga con el cielo. Algunos autores han implementado modelos para determinar

la temperatura de cielo contemplando parámetros tales como la temperatura de aire seco externo, temperatura de rocío e incluso el grado de nubosidad; sin embargo, tales procedimientos siguen presentando problemas debido a que no existe una correlación aceptable en ciertas condiciones climáticas o para sitios específicos del planeta [32].

- **Coefficiente de transferencia de calor por convección forzada (h_c) en la cubierta del colector solar.**

Determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección desde la cubierta hacia el ambiente ($h_{c,g-a}$) involucra tomar en cuenta los efectos de las corrientes de viento que circulan sobre la cubierta del colector solar. Esta situación se denomina convección forzada, y en estos casos la tasa de transferencia de calor desde la placa del colector hacia el ambiente aumenta considerablemente en comparación con la convección natural, especialmente en aquellos colectores que disponen de una sola cubierta.

Algunos autores han realizado experimentos con la finalidad de obtener ecuaciones empíricas que presenten aceptables correlaciones para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección por la cubierta de colectores solares de placa plana, utilizando rangos específicos de velocidad del viento, longitud característica del colector solar y el régimen en el que se encuentre el fluido en movimiento (laminar o turbulento) [33]. Sin embargo, aún no se dispone de investigación realmente aceptada para dar con tal parámetro, por lo que se propone utilizar la siguiente ecuación para determinarlo [14].

$$h_{c,g-a} = \frac{8,6 V^{0,6}}{L_{cr}^{0,4}} \quad (49)$$

donde:

$h_{c,g-a}$: es el coeficiente de transferencia de calor por convección en la parte superior del colector solar de placa plana [$W/m^2 \cdot K$].

V: es la velocidad del viento [m/s].

L_{cr} : es la longitud característica del colector solar [m].

Para el caso en el que no se disponga de datos de velocidad del viento para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección en la cubierta del colector solar ($h_{c,g-a}$) a partir de Ecuación 49, se recomienda utilizar un valor mínimo de $5 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ que corresponde a condiciones de convección natural [22].

- **Procedimiento para determinar el coeficiente de transferencia de calor a los alrededores por la parte superior del colector solar (U_{tc}) a partir de ecuaciones empíricas.**

El método iterativo para determinar el coeficiente de transferencia de calor a los alrededores de un colector solar de placa plana por la parte superior es un procedimiento tedioso y requiere de una considerable cantidad de tiempo, especialmente en aquellos casos donde el colector solar cuenta con dos o más cubiertas protectoras. Incluso cuando se disponga de habilidades de programación, de forma que un programa computacional pueda realizar las iteraciones con una tolerancia relativamente baja, el tiempo requerido para la programación del código y los recursos computacionales pueden ser inconvenientes.

Una ecuación semiempírica fue desarrollada por Klein (1979), para determinar el coeficiente global de transferencia de calor por la parte superior de un colector solar de placa plana con N número de cubiertas, siguiendo los procedimientos anteriormente desarrollados por Hottel & Woertz (1942) y Klein (1975). La ecuación propuesta por Klein (Ecuación 50) se ajusta a experimentos realizados en colectores solares de placa plana, con rangos de temperatura promedio de la placa del colector solar entre temperatura ambiente y $200 \text{ }^\circ\text{C}$ y con un error de $\pm 0,3 \text{ W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$ [34].

$$U_{tc} = \left[\frac{N}{\frac{C}{T_p} \left(\frac{T_p - T_a}{N + f} \right)^{0,33} + h_{c,g-a}} \right]^{-1} + \frac{\sigma(T_p^2 + T_a^2)(T_p + T_a)}{\frac{1}{\varepsilon_p + 0,05N(1 - \varepsilon_p)} + \frac{2N + f - 1}{\varepsilon_g} - N} \quad (50)$$

$$f = (1 - 0,04 \cdot h_{c,g-a} + 0,0005 \cdot h_{c,g-a}^2)(1 + 0,091 \cdot N) \quad (51)$$

$$C = 365,9(1 - 0,00883\omega + 0,0001298\omega^2) \quad (52)$$

donde:

N : es el número de cubiertas que posee el colector solar de placa plana.

$h_{c,g-a}$: es el coeficiente de transferencia de calor por convección desde la cubierta hacia los alrededores [$W/m^2 \cdot K$] (Ecuación 49).

ω : es el ángulo de inclinación del colector solar respecto a la horizontal [grados].

T_p : es la temperatura de la placa absorbente del colector solar [$^{\circ}C$].

T_a : es la temperatura ambiente [$^{\circ}C$].

ε_p : es la emisividad de la placa absorbente del colector solar [adimensional].

ε_g : es la emisividad de la cubierta translúcida del colector solar [adimensional].

2.3.1.1.3. Energía útil obtenida en un colector solar de placa plana

La energía o calor útil, es aquella fracción de energía que podrá ser aprovechada para un fin en específico, en este caso, tal energía se dispone como calor sensible, y se expresa de la siguiente forma:

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_c C_p (T_{sc} - T_{ec}) \quad (53)$$

donde:

\dot{m}_c : es el flujo másico del fluido de trabajo a través del colector solar [kg/s].

C_p : es el calor específico del fluido de trabajo [$J/kg \cdot K$].

T_{sc} : es la temperatura de salida del fluido de trabajo en el colector solar [$^{\circ}C$].

T_{ec} : es la temperatura de entrada del fluido de trabajo al colector solar [$^{\circ}C$].

De esta forma, la ecuación general de balance energético para un colector solar de placa plana expuesta en la Ecuación 18, puede ser expresada de la siguiente forma:

$$C_c \frac{dT_c}{dt} = I_T A_c (\tau \alpha)_{av} - U_c A_c (T_p - T_a) - \dot{m}_c C_p (T_{sc} - T_{ec}) \quad (54)$$

En la Figura 21 se muestra un esquema del balance de energía (Ecuación 54) en un colector solar de placa plana [23].

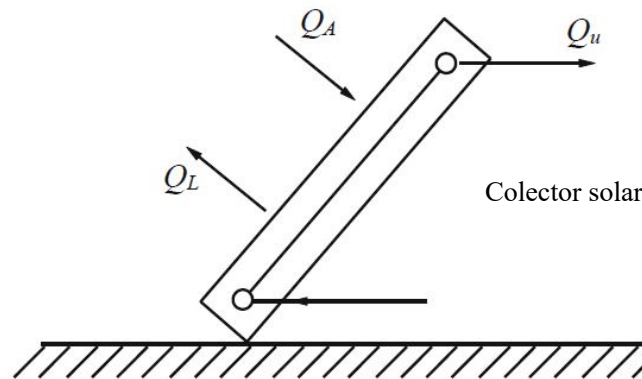


Figura 21. Esquema del balance energético en un colector solar de placa plana, donde Q_A corresponde a la energía que incide sobre la placa del colector solar, Q_u es la energía neta aprovechable y Q_L es la energía que se pierde a los alrededores. Modificado de [23].

2.3.2. Sistemas de almacenamiento de energía térmica

Los sistemas de almacenamiento de energía térmica son una de las partes más importantes de un sistema de calentamiento con energía solar, especialmente durante la noche y en casos donde estos son utilizados para satisfacer necesidades continuas de energía [35]. Estos sistemas consisten en un tanque aislado (para disminuir la transferencia de calor a los alrededores) que contiene el fluido de trabajo o medio de almacenamiento, equipados con tuberías, controladores y otros componentes que permitan de forma efectiva agregar, almacenar y remover la energía térmica cuando sea necesario [21].

2.3.2.1. Análisis térmico en tanques de almacenamiento de energía térmica

Para sistemas completamente mezclados o no estratificados, la energía (Q_s) del sistema líquido de almacenamiento a una temperatura uniforme, operando bajo un diferencial de temperaturas finitas, está dado por la siguiente relación [35]:

$$Q_s = C_s \Delta T_s \quad (55)$$

donde:

T_s : es la temperatura del fluido de trabajo en el tanque de almacenamiento [$^{\circ}\text{C}$].

C_s : es la capacidad calorífica del fluido de trabajo en el tanque de almacenamiento [J/K].

$$C_s = mCp \quad (56)$$

donde:

m : es la masa del fluido de trabajo en el tanque de almacenamiento [kg].

Cp : es el calor específico del fluido de trabajo en el tanque de almacenamiento [$\text{J/kg}\cdot\text{K}$].

A partir de un balance de energía es posible obtener una ecuación para determinar el comportamiento térmico a través del tiempo de un sistema de almacenamiento de energía, de forma que:

$$C_s \frac{dT_s}{dt} = \dot{Q}_u - \dot{Q}_l - \dot{Q}_{tl} \quad (57)$$

donde:

\dot{Q}_u : es la tasa de energía solar recolectada y entregada al tanque de almacenamiento de energía térmica [W].

\dot{Q}_l : es la tasa de energía térmica que se extrae del tanque de almacenamiento de energía térmica para un uso específico [W].

\dot{Q}_{tl} : es la tasa de energía térmica que se pierde a los alrededores del tanque de almacenamiento de energía térmica [W].

2.3.2.1.1. Energía transferida a los alrededores en tanques de almacenamiento de energía térmica

La tasa de energía que se pierde a los alrededores de un tanque de almacenamiento de energía térmica está dada por la siguiente relación:

$$\dot{Q}_{tl} = U_s A_s (T_s - T_a) \quad (58)$$

donde:

U_s : es el coeficiente global de transferencia de calor a los alrededores del tanque [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$].

A_s : es el área superficial del tanque de almacenamiento de energía térmica [m^2].

Las Ecuaciones 31 y 58 son las mismas, pero ambas aplicadas a dos configuraciones geométricas distintas, por lo que la determinación del coeficiente global de transferencia de calor (U) difiere de una configuración geométrica a la otra.

2.3.2.1.1.1. Determinación del coeficiente global de transferencia de calor a los alrededores en un tanque de almacenamiento de energía térmica (U)

La forma más conveniente de determinar este coeficiente es a partir de un análisis de resistencias térmicas, debido a que, es posible asumir que la transferencia de calor desde el fluido de trabajo hacia los alrededores es unidireccional y en estado estacionario.

De esta forma, se establece una red de resistencias térmicas en serie desde el centro del cilindro hacia los alrededores, a través de las diferentes capas que lo componen, tal como se muestra en la Figura 22 [15].

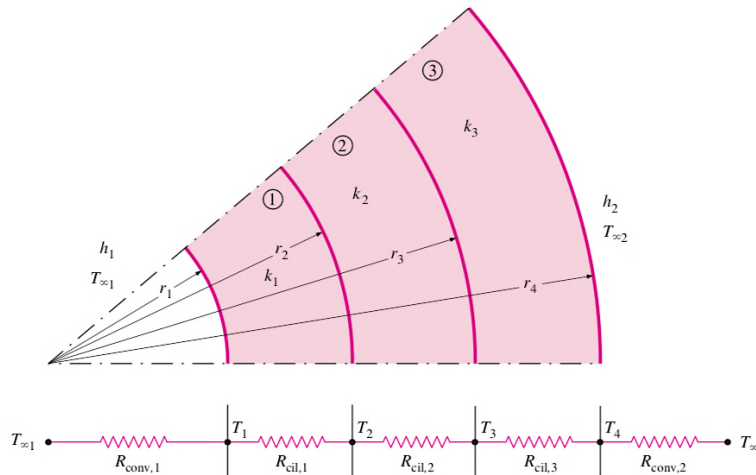


Figura 22. Red de resistencias térmicas para la transferencia de calor a través de un cilindro compuesto de tres capas sujeto a convección en ambos lados [15].

De esta forma se obtiene que:

$$U_s A_s = \frac{1}{R_s} \quad (59)$$

$$R_s = R_{conv,1} + R_{cond,1} + R_{cond,2} + R_{cond,3} + R_{conv,2} \quad (60)$$

donde:

$R_{conv,1}$: es la resistencia térmica originada por el diferencial de las temperaturas entre el fluido de almacenamiento en el tanque y de la superficie interna del tanque. Esta comprende los efectos de la convección en el fluido de trabajo:

$$R_{conv,1} = \frac{1}{h_{conv,1} 2\pi r_1 L} \quad (61)$$

$R_{cond,1}$: es la resistencia térmica originada por el diferencial de las temperaturas de la superficie interna del tanque y la superficie interna del aislante térmico. Esta comprende los efectos de la conducción a través de la pared interna del tanque:

$$R_{cond,1} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L k_1} \quad (62)$$

$R_{cond,2}$: es la resistencia térmica originada por el diferencial de las temperaturas de la superficie interna del aislante térmico y la superficie externa del aislante térmico. Esta comprende los efectos de la conducción a través de la capa de aislante térmico del tanque:

$$R_{cond,2} = \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi L k_2} \quad (63)$$

$R_{cond,3}$: es la resistencia térmica originada por el diferencial de las temperaturas de la superficie externa del aislante térmico y la superficie externa del tanque. Esta comprende los efectos de la conducción a través de la pared externa del tanque:

$$R_{cond,3} = \frac{\ln(r_4/r_3)}{2\pi L k_3} \quad (64)$$

$R_{conv,2}$: es la resistencia térmica originada por el diferencial de las temperaturas de la pared superficial del tanque y del medio circundante (aire). Esta comprende los efectos de la convección en el aire:

$$R_{conv,2} = \frac{1}{h_{conv,2} 2\pi r_4 L} \quad (65)$$

donde:

r_n : es la distancia medida desde el centro hasta la capa n , ya sea esta capa de recubrimiento interno, externo o de aislante térmico en el tanque de almacenamiento de energía térmica, considerando una configuración geométrica cilíndrica [m].

k_n : es la conductividad térmica de la capa n , ya sea esta capa de recubrimiento interno, externo o de aislante térmico en el tanque de almacenamiento de energía térmica [W/m·°C].

L : es la altura del tanque de almacenamiento de energía térmica [m].

$h_{conv,1}$: es el coeficiente de transferencia de calor por convección desde el fluido de almacenamiento hacia la pared interna del tanque de almacenamiento de energía térmica [W/m²·K].

$h_{conv,2}$: es el coeficiente de transferencia de calor por convección desde la capa externa del tanque hacia los alrededores o el aire ambiente [W/m²·K].

Para el rango de temperatura de trabajo en sistemas de calentamiento de agua para propósitos de baja temperatura la conductividad térmica (k) de los materiales aislantes varía muy poco, por lo que se establecen como parámetros constantes, por lo tanto, las resistencias térmicas por conducción (Ecuaciones 62, 63 y 64) serán parámetros constantes.

Por otra parte, los coeficientes de transferencia de calor por convección (h_c) de los fluidos (agua dentro del tanque y aire en los alrededores), son altamente dependientes de la temperatura, por lo tanto, varían durante el día, razón por la cual, se prestará mayor atención al análisis de la pérdida de calor por convección.

El análisis de la pérdida de calor por convección se hace contemplando dos casos distintos:

- 1) Cuando el fluido se encuentra estático, la transferencia de calor desde el fluido a las paredes del tanque se da por convección natural y la configuración geométrica del tanque se toma como la de un cilindro vertical.
- 2) Cuando el fluido se encuentra en movimiento a través del tanque, la transferencia de calor desde el fluido hacia las paredes del tanque se da por convección forzada y las paredes del tanque funcionan como dos placas paralelas verticales.

Para ambas configuraciones geométricas la longitud característica (L_c) es la misma, es decir, la altura del tanque de almacenamiento de energía térmica. Esto porque la altura es la dimensión mayor, en comparación con el diámetro (para la configuración de cilindro vertical) y en comparación con la distancia entre las placas paralelas verticales.

2.3.2.1.1.1. Pérdida de calor por convección natural en el tanque de almacenamiento de energía térmica

La pérdida de calor por convección natural tiene lugar en el exterior del tanque, desde la superficie externa hacia los alrededores, y al interior del tanque desde el fluido de almacenamiento hacia las paredes internas, cuando el fluido se encuentra estático.

Para el caso de las configuraciones geométricas cilíndricas verticales es posible determinar el número de Nusselt utilizando la siguiente ecuación empírica, desarrollada por *Churchill & Chu (1975)* [15].

$$Nu = \left(0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right)^2 \quad (66)$$

donde:

Ra_L : es el número de Rayleigh [adimensional].

Gr_L : es el número de Grashoff [adimensional].

Sin embargo, esta ecuación debe utilizarse siempre y cuando se cumpla la siguiente relación:

$$\frac{D}{L} \geq \frac{35}{Gr_L^{1/4}} \quad (67)$$

donde:

L : es la altura total del tanque [m].

D : es el diámetro externo del tanque [m].

Gr_L : es el número de Grashoff [adimensional].

Una vez obtenido el número de Nusselt, se determina a partir de la Ecuación 4, el coeficiente de transferencia de calor por convección desde la superficie externa hacia los alrededores del tanque:

$$h_{conv,2} = \frac{Nu \cdot k}{L_c} \quad (68)$$

donde:

k : es el coeficiente de transferencia de calor por conducción del fluido exterior (aire) [W/m·°C].

L_c : es la longitud característica de la configuración geométrica (la altura del tanque) [m].

2.3.2.1.1.1.2. Pérdida de calor por convección forzada en tanques de almacenamiento de energía térmica

La convección forzada tiene lugar cuando el fluido se encuentra en movimiento a través del tanque y por sus dimensiones, las paredes del tanque pueden tratarse como placas planas paralelas. Como se mencionó anteriormente, este mecanismo dependerá del régimen del flujo que es trasegado a través del tanque, ya sea laminar o turbulento, determinado por el número de Reynolds (Ecuación 6). En este caso, la longitud característica de la Ecuación 6 será la altura del tanque.

Cuando el flujo sobre toda la placa (pared del tanque) sea completamente laminar ($Re < 5 \times 10^5$), el número de Nusselt puede ser determinado utilizando la Ecuación 69, siempre y cuando el número de Prandtl (Pr) sea mayor a 0,6.

$$Nu = 0,664 Re^{0,5} Pr^{1/3} \quad (69)$$

Mientras que, cuando el flujo sobre toda la placa sea completamente turbulento ($Re > 5 \times 10^5$), el número de Nusselt puede determinarse utilizando la Ecuación 70, siempre y cuando el número de Reynolds (Re) sea menor al orden de 1×10^7 y el número de Prandtl (Pr) se encuentre entre 0,6 y 60.

$$Nu = 0,037Re^{0,8}Pr^{1/3} \quad (70)$$

Para el caso de las tuberías que trasiegan el fluido de trabajo desde los colectores solares hacia los tanques de almacenamiento, el número de Nusselt para flujos turbulento ($Re \geq 10\,000$) puede ser determinado utilizando la ecuación de *Dittus-Boelter (1930)*.

$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^{1/3} \quad (71)$$

De igual forma, para flujos laminares completamente desarrollados, ($Re < 10\,000$) en tuberías circulares a temperatura superficial constante, el número de Nusselt toma un valor de:

$$Nu = 3,66 \quad (72)$$

Una vez determinado el número de Nusselt respectivo, se obtiene el coeficiente de transferencia de calor por convección (h_c) utilizando la Ecuación 4, de forma que:

$$h_{conv,1} = \frac{Nu \cdot k}{L_c} \quad (73)$$

donde:

k : es el coeficiente de transferencia de calor por conducción del fluido interior (agua) [$W/m \cdot ^\circ C$].

L_c : es la longitud característica de la configuración geométrica (la altura del tanque) [m].

2.3.2.1.2. Energía aprovechable en tanques de almacenamiento de energía térmica

La energía térmica útil es aquella energía almacenada que puede ser utilizada para un fin en específico, por lo tanto, está representada por la diferencia entre la energía recolectada y entregada al tanque de almacenamiento y la energía térmica que se extrae del tanque de almacenamiento.

$$\dot{Q}_u - \dot{Q}_l = \dot{m}Cp(T_{st} - T_{et}) \quad (74)$$

donde:

\dot{m} : es el flujo másico del fluido de trabajo a través del tanque de almacenamiento [kg/s].

T_{st} : es la temperatura de salida del fluido de trabajo en el tanque [°C].

T_{et} : es la temperatura de entrada del fluido de trabajo en el tanque [°C].

Por lo tanto, la Ecuación 57 de balance energético en un tanque de almacenamiento, queda definida de la siguiente forma:

$$C_s \frac{dT_s}{dt} = \dot{m}Cp(T_{st} - T_{et}) - U_s A_s (T_s - T_a) \quad (75)$$

2.3.3. Intercambiadores de calor en sistemas de aprovechamiento de energía solar

Los intercambiadores de calor son dispositivos que facilitan el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a diferentes temperaturas y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre sí. En estos elementos, la transferencia de calor suele comprender convección en cada fluido y conducción a través del material sólido que los separa [15].

La relación que determina la tasa de calor transferida de un fluido a otro a un gradiente de temperatura dado es la siguiente:

$$Q_h = U_h A_h \Delta T_h \quad (76)$$

donde:

U_h : es el coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador de calor [W/m²·K].

A_h : es el área superficial del material que separa los fluidos [m²].

ΔT_h : es el gradiente de temperatura entre los fluidos [°C].

2.3.3.1. Coeficiente global de transferencia de calor en intercambiadores de calor

Un intercambiador de calor está relacionado con dos fluidos que fluyen separados por una pared sólida. En primer lugar, el calor se transfiere del fluido caliente hacia la pared por convección, después a través de la pared por conducción y por último, de la pared hacia el fluido frío de nuevo por convección, por lo tanto, la red de resistencias térmicas asociada con este proceso de transferencia de calor comprende dos resistencias por convección y una por conducción, como se muestra en la Figura 23 [15].

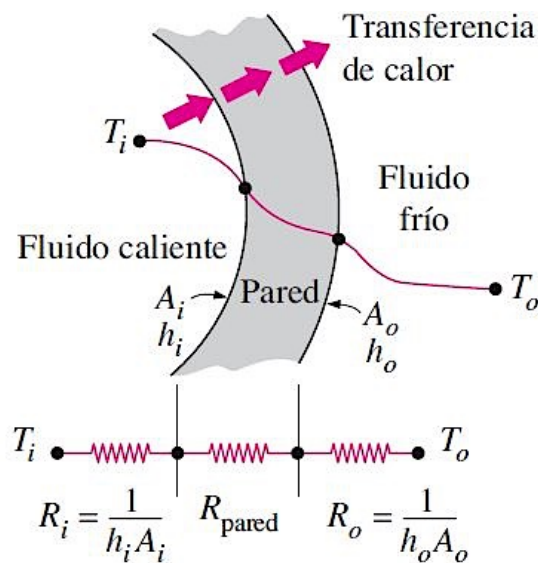


Figura 23. Red de resistencias térmicas asociada con la transferencia de calor en un intercambiador de calor [15].

La resistencia térmica total (R_h) del intercambiador de calor, se expresa como:

$$U_h A_h = \frac{1}{R_h} \quad (77)$$

$$R_h = R_i + R_{pared} + R_o \quad (78)$$

donde:

R_i : es la resistencia térmica asociada a la convección desde el fluido caliente hacia la pared que separa ambos fluidos [$m^2 \cdot K/W$].

R_{pared} : es la resistencia térmica asociada a la conducción a través de la pared que separa ambos fluidos [$m^2 \cdot K/W$].

R_o : es la resistencia térmica asociada a la convección desde la pared que separa ambos fluidos hacia el fluido frío [$m^2 \cdot K/W$].

La Ecuación 78 puede desarrollarse en términos del coeficiente global de transferencia de calor y agregar las resistencias térmicas debido a los factores de incrustación externos e internos:

$$\frac{1}{U_h A_h} = \frac{1}{h_{ci} A_i} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_{co} A_o} + f_i + f_o \quad (79)$$

donde:

h_{ci} : es el coeficiente de transferencia de calor por convección en parte interna del intercambiador de calor [$W/m^2 \cdot K$].

h_{co} : es el coeficiente de transferencia de calor por convección en parte externa del intercambiador de calor [$W/m^2 \cdot K$].

d_i : es el diámetro interno de la tubería [m].

d_o : es el diámetro externo de la tubería [m].

k : es la conductividad térmica del intercambiador de calor [W/m].

L : es la longitud de la tubería por donde se trasiega el fluido caliente [m].

f_i : es el factor de incrustación interno [$m^2 \cdot K/W$].

f_o : es el factor de incrustación externo [$m^2 \cdot K/W$].

2.3.3.2. Intercambiadores de calor de tipo helicoidales

Estos equipos son utilizados para cuando las necesidades energéticas son bajas o promedios, o bien, para tasas de flujo bajas, con el objetivo de lograr una mayor velocidad de la transferencia de calor [36]. Como se observa en la Figura 24, en este tipo de intercambiadores el fluido caliente es

trasegado a través de una tubería helicoidal, para calentar un fluido a una temperatura más baja, contenido en un recinto cerrado o tanque.

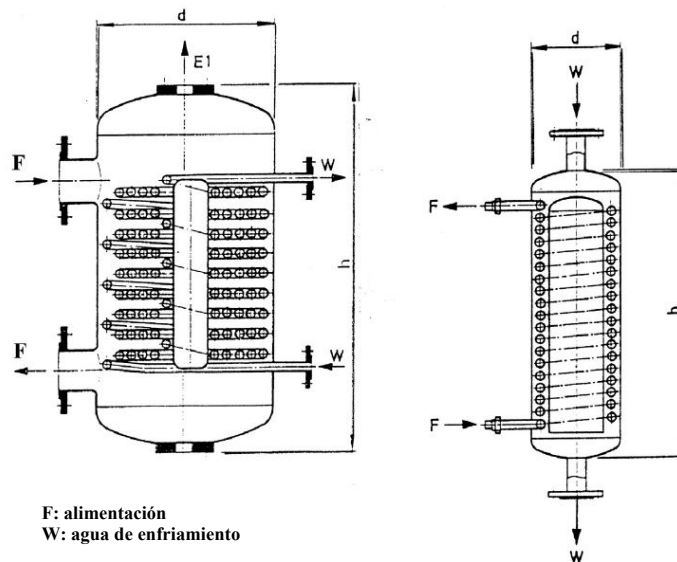


Figura 24. Esquema de la configuración de un intercambiador de calor helicoidal en un tanque de almacenamiento de energía térmica. Modificado de [36].

2.3.3.2.1. Determinación del coeficiente global de transferencia de calor en un intercambiador de calor de tipo helicoidal

Para el caso de los dispositivos de almacenamiento de energía térmica y colectores solares, las pérdidas de calor a los alrededores deben disminuirse al máximo para procurar un aceptable rendimiento en estos elementos. Así, los coeficientes globales de transferencia de calor a los alrededores deben ser valores relativamente bajos, incluso a altos gradientes de temperatura.

Para el caso de los intercambiadores de calor debe suceder completamente lo contrario. Los coeficientes globales de transferencia de calor deben ser valores altos, con el fin de que la mayor cantidad de energía desde el fluido caliente sea transferida al fluido frío.

El análisis de este coeficiente global de transferencia de calor, al igual que para el caso de los tanques de almacenamiento, se hace desde dos partes distintas, la parte interna y la parte externa. Con la diferencia de que, el fluido contenido en la parte externa es agua a una temperatura generalmente menor que la de la parte interna.

2.3.3.2.2. Transferencia de calor en la parte interna de un intercambiador de calor de tipo helicoidal

La parte interna del intercambiador de calor helicoidal hace referencia al interior de la tubería por donde es trasegado el fluido de calentamiento.

Para este caso, es posible utilizar la correlación de *Dittus-Boelter (1930)* para determinar el número de Nusselt, válida para números de Reynolds superiores a 10 000 (Ecuación 71). Sin embargo, algunos autores indican que estas correlaciones pueden no ser exactas cuando el régimen de flujo ronda el punto crítico, debido a las variaciones en las propiedades del fluido. Para esto, *Mokry et al (2011)* desarrollaron una correlación para el agua, aplicable para flujos másicos entre 200 y 1500 kg/m²·s [37].

$$Nu = 0,0061Re^{0,904}Pr^{0,684} \left(\frac{\rho}{\rho_w} \right)^{0,564} \quad (80)$$

donde:

ρ : es la densidad del fluido de trabajo [kg/m³]

ρ_w : es la densidad del fluido de trabajo a la temperatura de pared [kg/m³].

El coeficiente de transferencia de calor por convección en parte interna del intercambiador de calor se obtiene a partir de la Ecuación 4.

$$h_{ci} = \frac{Nu \cdot k}{d_i} \quad (81)$$

2.3.3.2.3. Transferencia de calor en la parte externa de un intercambiador de calor de tipo helicoidal

La parte externa del intercambiador hace referencia a la parte externa a la tubería de conducción del fluido de calentamiento, entre la tubería y el cilindro que contiene el fluido a calentar (Figura 24).

Debido a que por este cilindro el caudal del fluido de calentamiento es relativamente bajo, se recomienda utilizar la siguiente correlación desarrollada por *Coates & Pressburg (1959)* para determinar el número de Nusselt, válida para números de Reynolds en el rango de 50 – 10 000 [36].

$$Nu = 0,6Re^{0,5}Pr^{0,31} \quad (82)$$

Por otra parte, para números de Reynolds superiores a 10 000, *Kern (1950)* desarrolló la siguiente correlación para determinar el número de Nusselt [36]:

$$Nu = 0,36Re^{0,55}Pr^{\frac{1}{3}}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (83)$$

donde:

μ : es la viscosidad dinámica del fluido de trabajo [Pa·s].

μ_w : es la viscosidad dinámica del fluido de trabajo a la temperatura de pared [Pa·s].

El coeficiente de transferencia de calor por convección externa se obtiene de la siguiente ecuación:

$$h_{co} = \frac{Nu \cdot k}{d_i} \left(1 + 3,5 \frac{d_i}{D_H}\right) \frac{d_i}{d_o} \quad (84)$$

donde:

k : es la conductividad térmica del fluido interno [W/m·K].

d_i : es el diámetro interno de la tubería del intercambiador de calor [m].

d_o : es el diámetro externo de la tubería del intercambiador de calor [m].

D_H : es el diámetro del helicoide formado por la tubería de intercambiador [m] (Figura 25).

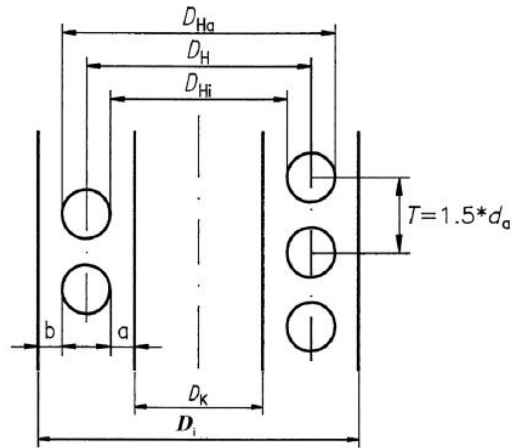


Figura 25. Esquema de un corte transversal en un intercambiador de calor helicoidal dentro de un tanque de almacenamiento de energía térmica [36].

Las ecuaciones y conceptos acá definidos son la base para la implementación del análisis de todos los procesos de transferencia de calor que tienen lugar en un sistema de aprovechamiento de energía solar y que serán utilizadas para establecer un modelo que simule dinámicamente el comportamiento térmico de un sistema de aprovechamiento de energía solar en un Sistema Integrado de Tratamiento de Residuos Húmedos (SITRH).

3. MATERIALES Y MÉTODOS

3.1. Determinación de los parámetros de diseño de un sistema termofílico de biodigestión anaeróbica para el establecimiento de los criterios de simulación

El paso inicial del proyecto fue establecer los parámetros generales de diseño, principales características, materiales de construcción y dimensiones de los diferentes dispositivos que componen el sistema de aprovechamiento de energía solar. Esto con la finalidad de caracterizarlo y relacionar tales parámetros con las necesidades energéticas del SITRH mediante biodigestión anaeróbica termofílica.

La caracterización de estos dispositivos y elementos se hizo a partir de mediciones en campo, consulta de catálogos de fabricantes y consulta al personal encargado del SITRH, en la EEAFBM.

Los dispositivos caracterizados son los que se muestran en la Figura 8:

1. Unidad de colectores solares.
2. Tanques de almacenamiento presurizado.
3. Tanque de almacenamiento de energía térmica.
4. Digestor anaeróbico termofílico (CSTR).
5. Intercambiador de calor al interior del tanque de almacenamiento de energía térmica.
6. Intercambiador de calor al interior del digestor anaeróbico termofílico.
7. Bomba de recirculación del fluido de trabajo en los colectores solares.
8. Bomba de recirculación del fluido de trabajo para calentamiento del digestor anaeróbico.
9. Sistema de tubería de trasiego del fluido de trabajo en los colectores solares.

Los principales parámetros considerados son:

- Dimensiones y características de los materiales de manufactura.
- Capacidades volumétricas y flujos volumétricos.
- Temperatura de reacción del digestor anaeróbico termofílico.

Cabe destacar que, aunque el sistema se encontraba ya construido cuando se desarrolló este proyecto, no se disponía de información referente a los parámetros de diseño, razón por la cual fue necesario recolectarla.

3.2. Obtención de las ecuaciones diferenciales que describen el comportamiento térmico de una unidad de aprovechamiento de energía solar para determinar el requerimiento de energía térmica en un sistema de tratamiento de residuos húmedos utilizando digestión anaeróbica

Se implementó un análisis termodinámico a partir de balances de energía, con la finalidad de determinar las ecuaciones de estado que describen el comportamiento térmico a través del tiempo de los diferentes dispositivos que componen el sistema de aprovechamiento de energía solar.

Las ecuaciones de balance energético obtenidas para colectores solares de placa plana y tanques de almacenamiento de energía térmica fueron comparadas con las ecuaciones de balance de energía disponibles en la literatura.

3.2.1. Colectores solares de placa plana

Se planteó la siguiente ecuación para determinar la razón de cambio respecto al tiempo de la temperatura del fluido de trabajo en un colector solar de placa plana.

$$\frac{dT_c}{dt} = \frac{I_T A_c \eta_o}{\rho V_c C_p} - \frac{U_c A_c (T_p - T_a)}{\rho V_c C_p} - \frac{\dot{v}_c (T_{sc} - T_{ec})}{V_c} \quad (85)$$

donde:

t : es el tiempo [s].

T_c : es la temperatura del fluido de trabajo en el colector solar [°C].

I_T : es la radiación solar global o total que incide sobre el colector solar [W/m²].

A_c : es el área superficial de la placa del colector solar [m²].

η_o : es la eficiencia óptica del colector solar [adimensional].

ρ : es la densidad del fluido de trabajo en el colector solar [kg/m³].

C_p : es el calor específico del fluido de trabajo en el colector solar [J/kg·°C].

T_p : es la temperatura de la placa absorbente del colector solar [°C].

T_a : es la temperatura ambiente [°C].

T_{sc} : es la temperatura del fluido de trabajo a la salida del colector solar [°C].

T_{ec} : es la temperatura del fluido de trabajo a la entrada del colector solar [°C].

\dot{v}_c : es el flujo volumétrico del fluido de trabajo a través del colector solar [m³/s].

V_c : es el volumen del fluido de trabajo en el colector solar [m³].

A_c : es el área superficial de la placa absorbente del colector solar [m²].

U_c : es el coeficiente global de transferencia de calor del colector solar [W/m²·K].

Esta ecuación es una modificación de la Ecuación 54, desarrollada de esta forma con el objetivo de obtener una ecuación diferencial que fuese utilizada en el modelo que simula dinámicamente el sistema de aprovechamiento de energía solar.

3.2.2. Tanques de almacenamiento de energía térmica

Se planteó la siguiente ecuación para determinar la razón de cambio respecto al tiempo de la temperatura del fluido de trabajo utilizado para almacenar energía térmica en un tanque de almacenamiento de energía térmica.

$$\frac{dT_s}{dt} = \frac{\dot{v}_t(T_{ss} - T_{es})}{V_s} - \frac{(UA)_s(T_s - T_a)}{\rho V_s C_p} \quad (86)$$

donde:

t : es el tiempo [s].

T_s : es la temperatura del fluido de trabajo en el tanque de almacenamiento [°C].

T_{ss} : es la temperatura del fluido de trabajo a la salida en el tanque de almacenamiento [°C].

T_{es} : es la temperatura del fluido de trabajo a la entrada del tanque de almacenamiento [°C].

T_a : es la temperatura ambiente [°C].

\dot{v}_s : es el flujo volumétrico del fluido de trabajo a través del tanque de almacenamiento [m³/s].

V_s : es el volumen del fluido de trabajo en el tanque de almacenamiento [m³].

ρ : es la densidad del fluido de trabajo en el tanque de almacenamiento [kg/m³].

C_p : es el calor específico del fluido de trabajo en el tanque de almacenamiento [J/kg·°C].

A_s : es el área superficial externa del tanque de almacenamiento [m²].

U_s : es el coeficiente global de transferencia de calor del tanque de almacenamiento [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$].

Esta ecuación es una modificación de la Ecuación 75, desarrollada de esta forma con el objetivo de obtener una ecuación diferencial que fuese utilizada en el modelo que simula dinámicamente el sistema de aprovechamiento de energía solar.

3.2.3. Intercambiadores de calor

Se planteó la siguiente ecuación para determinar la razón de cambio respecto al tiempo de la temperatura del fluido de trabajo en un intercambiador de calor.

$$\frac{dT_h}{dt} = \frac{\dot{v}_h(T_{eh} - T_{sh})}{V_h} - \frac{U_h A_h (T_h - T_s)}{\rho V_h C_p} \quad (87)$$

donde:

t : es el tiempo [s].

T_h : es la temperatura del fluido de trabajo en el intercambiador de calor [$^{\circ}\text{C}$].

T_{sh} : es la temperatura del fluido de trabajo a salida en el intercambiador de calor [$^{\circ}\text{C}$].

T_{eh} : es la temperatura del fluido de trabajo a la entrada del intercambiador de calor [$^{\circ}\text{C}$].

T_s : es la temperatura del fluido de trabajo en el tanque de almacenamiento [$^{\circ}\text{C}$].

\dot{v}_h : es el flujo volumétrico del fluido de trabajo a través del intercambiador de calor [m^3/s].

V_h : es el volumen del fluido de trabajo en el intercambiador de calor [m^3].

ρ : es la densidad del fluido de trabajo en el intercambiador de calor [kg/m^3].

C_p : es el calor específico del fluido de trabajo en el intercambiador de calor [$\text{J}/\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C}$].

A_h : es el área superficial externa del intercambiador de calor [m^2].

U_h : es el coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador de calor [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$].

3.2.4. Digestor anaeróbico termofílico

Se planteó la siguiente ecuación para determinar la razón de cambio respecto al tiempo de la temperatura del sustrato en el digestor anaeróbico termofílico.

$$\frac{dT_r}{dt} = \frac{\rho \dot{v}_h Cp (T_{eh} - T_{sh})}{\rho_r V_r Cp_r} - \frac{U_r A_r (T_r - T_a)}{\rho_r V_r Cp_r} \quad (88)$$

donde:

t : es el tiempo [s].

T_r : es la temperatura del sustrato en el digestor anaeróbico termofílico [°C].

T_{sh} : es la temperatura del fluido de trabajo a salida en el intercambiador de calor [°C].

T_{eh} : es la temperatura del fluido de trabajo a la entrada del intercambiador de calor [°C].

T_a : es la temperatura ambiente [°C].

\dot{v}_h : es el flujo volumétrico del fluido de trabajo a través del intercambiador de calor [m³/s].

V_r : es el volumen del sustrato en el digestor anaeróbico termofílico [m³].

ρ : es la densidad del fluido de trabajo en el intercambiador de calor [kg/m³].

Cp : es el calor específico del fluido de trabajo en el intercambiador de calor [J/kg·°C].

ρ_r : es la densidad del sustrato en el digestor anaeróbico termofílico [kg/m³].

Cp_r : es el calor específico del sustrato en el digestor anaeróbico termofílico [J/kg·°C].

A_r : es el área superficial externa del digestor anaeróbico termofílico [m²].

U_r : es el coeficiente global de transferencia de calor del digestor anaeróbico termofílico [W/m²·K].

3.3. Validación del modelo propuesto a partir de mediciones realizadas en campo para que pueda ser utilizado en la simulación dinámica de un sistema termofílico de biodigestión anaeróbica

Las ecuaciones diferenciales de balance energético de los dispositivos que componen el sistema de aprovechamiento de energía solar fueron solucionadas dinámicamente utilizando el programa informático MATLAB y herramientas de simulación en bloques (Simulink), a partir de un modelo que determina el comportamiento térmico de estos dispositivos a través del tiempo.

3.3.1. Criterios utilizados en el diseño del código en MATLAB y condiciones de simulación

Las ecuaciones de balance energético obtenidas para cada uno de los dispositivos del sistema de aprovechamiento de energía solar (Ecuaciones 85, 86, 87 y 88) fueron ligeramente modificadas con el objetivo que pudieran ser utilizadas en un modelo matemático que simula dinámicamente el comportamiento térmico de este sistema. Tales modificaciones atienden a la necesidad de contar

con un modelo con la cantidad necesaria de variables de entrada conocidas que permitan dar con la solución de las ecuaciones diferenciales de cada uno de los dispositivos. Estas modificaciones se muestran en las secciones 3.3.1.1 (modelo de colectores solares), 3.3.1.2 (modelo de tanques de almacenamiento), 3.3.1.3 (modelo de intercambiadores de calor) y 3.3.1.4 (modelo digestor anaeróbico termofílico).

Las condiciones de simulación ingresadas en el programa para solucionar las ecuaciones diferenciales del modelo se muestran en el Cuadro 5.

Cuadro 5. Condiciones de simulación utilizadas en la solución de las ecuaciones diferenciales que conforman el modelo en MATLAB.

Versión de MATLAB	R2018b
Tamaño del paso	Fijo
Solucionador	ODE3
Orden de integración	Tercer orden
Actualización de estado	Continua
Esquema de integración	Explícito
Paso	5 segundos

El tamaño del paso debe ser escogido por el usuario con base en las características dinámicas propias del modelo que se desea simular. Para este caso, MathWorks, la casa productora del programa MATLAB, recomienda utilizar un tamaño de paso fijo para modelos de códigos generados en los que se simulen distintos interruptores (*switches*). Una forma de determinar el valor del tamaño del paso es correr el modelo utilizando paso variable y observar cuál es el valor del tamaño utilizado por el programa para resolverlo [38].

Para determinar el tipo de solucionador se utilizó la opción de que el programa por sí solo escogiera el solucionador más adecuado para el tipo de modelo establecido en este proyecto (*autosolver*). El solucionador ODE3 fue el utilizado para resolver las ecuaciones diferenciales del modelo. Este solucionador presenta un esquema de integración explícito, el cual utiliza información pasada para calcular el siguiente paso [38].

3.3.1.1. Criterios utilizados en el modelo de colectores solares de placa plana

Se utilizó la Ecuación 89 para simular dinámicamente el comportamiento térmico de los colectores solares de placa plana. Esta ecuación es una modificación de la Ecuación 85, debido a que se hace la suposición de que la temperatura de salida del fluido de trabajo (T_{sc}) es igual a la temperatura del fluido en el volumen de control (T_c) (el colector solar) y la temperatura de entrada a los colectores (T_{ec}) es la misma temperatura de salida del tanque de almacenamiento presurizado (T_{st}).

$$\frac{dT_{sc}}{dt} = \frac{I_T A_c \eta_o}{\rho V_c C_p} - \frac{U_c A_c (T_p - T_a)}{\rho V_c C_p} - \frac{\dot{v}_c (T_{sc} - T_{st})}{V_c} \quad (89)$$

A continuación, se presentan las consideraciones establecidas en el modelo para dar solución a la Ecuación 89.

1. La eficiencia óptica del colector solar (η_o) se obtuvo de la Ecuación 29.
2. El coeficiente global de transferencia de calor a los alrededores del colector solar (U_c) se obtuvo de la Ecuación 32.
3. El coeficiente de transferencia de calor a los alrededores del colector por la parte inferior (U_{cb}) se obtuvo de la Ecuación 39.
4. El coeficiente de transferencia de calor a los alrededores del colector por la parte superior (U_{ct}) se obtuvo de la relación semi-empírica de *Klein (1975)*, Ecuación 50.
5. El coeficiente de transferencia de calor por convección por la cubierta del colector solar ($h_{c,g-a}$) se obtuvo de la Ecuación 49.
6. El flujo volumétrico en cada colector solar (\dot{v}_c) se obtuvo a partir de una simulación hidráulica, con la que se determinó el caudal de operación de la bomba de recirculación, utilizando la curva característica (Detalle en la sección 3.4).

Las propiedades físicas del fluido de trabajo (agua) dependientes de la temperatura como la densidad (ρ) y calor específico (C_p) fueron determinadas utilizando las siguientes ecuaciones empíricas:

$$\rho = 997,2 + (3,1439 \times 10^{-3})T - (3,7574 \times 10^{-3})T^2 \quad (90)$$

$$C_p = 4176,2 - (9085,4 \times 10^{-5})T + (5473 \times 10^{-6})T^2 \quad (91)$$

Estas ecuaciones se dan en unidades de kg/m^3 y $\text{J/kg}\cdot\text{K}$, respectivamente, y son aplicables para temperaturas (T) entre $0\text{ }^\circ\text{C}$ y $150\text{ }^\circ\text{C}$ [39].

Es importante aclarar que algunas condiciones en las ecuaciones utilizadas en el modelo cambian en función de si existe o no un flujo volumétrico a través del colector solar, condición determinada por el accionamiento de la bomba de recirculación. Por lo tanto, se tiene que:

- Cuando el flujo volumétrico a través de los colectores solares sea igual a cero ($\dot{v}_c = 0$), la densidad (ρ) y el calor específico (C_p) del fluido de trabajo dependerán de la temperatura de salida del colector solar (T_{sc}), y la temperatura de la placa (T_p) será igual a la temperatura de salida del colector solar (T_{sc}).
- Cuando el flujo volumétrico sea mayor que cero ($\dot{v}_c > 0$), la densidad (ρ) y el calor específico (C_p) del fluido de trabajo dependerán de la temperatura promedio (Ecuación 41) entre las temperaturas de salida (T_{sc}) y entrada (T_{ec}) del colector solar. De igual forma, la temperatura de la (T_p) será igual al promedio de estas dos temperaturas.

Nótese que, la Ecuación 50 depende de la temperatura de la placa del colector solar, por lo que estas condiciones también afectarán el cálculo de coeficiente de transferencia de calor del colector solar a través de la parte superior.

La Ecuación 89 fue utilizada para simular dinámicamente el comportamiento térmico de un solo colector solar, por lo que fue necesario implementar un análisis para determinar la temperatura final, una vez que los fluidos de salida de dos o más colectores solares se mezclan.

Considerando un sistema adiabático (Figura 26), cuando se combinan dos o más masas de fluidos que se encuentran a temperaturas distintas, la temperatura final de la masa resultante (o la mezcla de masas) se obtiene de un balance de energía, de forma que, si no existen pérdidas a los alrededores, la energía calórica de la mezcla es igual a la suma de las energías calóricas de los fluidos antes de mezclarse. Esto quiere decir que:

$$Q_m = Q_1 + Q_2 + Q_3 + \dots + Q_n \quad (92)$$

donde:

Q_m : es la energía calórica del fluido originado al mezclar las n masas de fluidos [W].

n : es el número de fluidos que se mezclan.

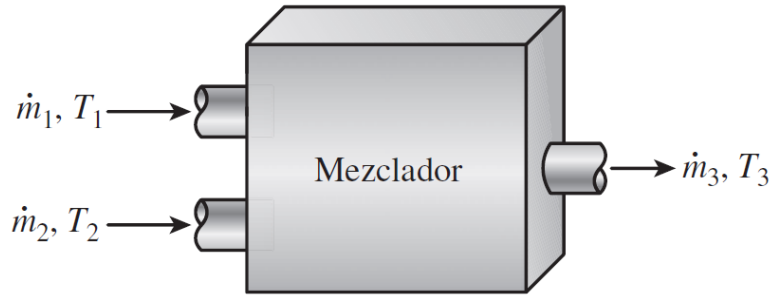


Figura 26. Diagrama de un mezclador adiabático en operación estacionaria [13].

La energía calórica en cada uno de los fluidos antes de mezclarse y de la mezcla, se conoce como calor sensible (calor debido a un cambio en la temperatura), por lo que la Ecuación 92 puede expresarse de la siguiente forma:

$$\dot{m}_m CpT_m = \dot{m}_1 CpT_1 + \dot{m}_2 CpT_2 + \dot{m}_3 CpT_3 + \dots + \dot{m}_n CpT_n \quad (93)$$

Ahora, suponiendo que la densidad y el calor específico del fluido de trabajo en cada colector solar no varía de uno a otro de forma significativa, estos parámetros se cancelan en la ecuación, por lo tanto, es posible dar con la ecuación que determina la temperatura final de la mezcla.

$$T_m = \frac{\dot{v}_1 T_1 + \dot{v}_2 T_2 + \dot{v}_3 T_3 + \dots + \dot{v}_n T_n}{\dot{v}_m} \quad (94)$$

donde:

T_m : es la temperatura de la mezcla de fluidos a diferentes temperaturas [°C].

\dot{v}_m : es el flujo volumétrico total después de la mezcla de fluidos a diferentes temperaturas [m³/s].

$$\dot{v}_m = \dot{v}_1 + \dot{v}_2 + \dot{v}_3 + \dots + \dot{v}_n \quad (95)$$

Las variables de entrada al modelo de colectores solares son la radiación solar global (I_T), la temperatura ambiente (T_a), la velocidad del viento (V), el flujo volumétrico de operación de la bomba de recirculación (Figura 5) (\dot{v}_c) y la temperatura de entrada a los colectores (T_{ec}). La variable de salida de este modelo es la temperatura de salida en los colectores solares (T_{sc}).

3.3.1.2. Criterios utilizados en los modelos del tanque de almacenamiento de energía térmica y el tanque de almacenamiento presurizado

La ecuación utilizada para simular el comportamiento térmico de los tanques de almacenamiento fue la Ecuación 96, la cual, es una ligera modificación de la Ecuación 86, debido a que se hace la suposición de que la temperatura de salida del fluido de trabajo (T_{ss}) es igual a la temperatura del fluido en el volumen de control (T_s). Esto debido a que se asume que los tanques no se encuentran estratificados.

$$\frac{dT_{ss}}{dt} = \frac{\dot{v}_s(T_{ss} - T_{es})}{V_s} - \frac{U_s A_s (T_{ss} - T_a)}{\rho V_s C_p} \quad (96)$$

A continuación, se presentan las consideraciones establecidas en el modelo para dar solución a la Ecuación 86, para el caso específico del tanque de respaldo.

1. El flujo volumétrico a través del tanque (\dot{v}_s) se obtuvo a partir de una simulación hidráulica, con la que se determinó el caudal de operación de la bomba de recirculación, utilizando la curva característica.
2. La densidad y el calor específico del fluido de trabajo en el tanque se obtuvieron utilizando las Ecuaciones 90 y 91, respectivamente.

Esta ecuación se utilizó tanto para el tanque de almacenamiento presurizado con capacidad para 0,620 m³, así como para el tanque de almacenamiento de energía térmica con capacidad para 6 m³ (Figura 4-a y Figura 4-b, respectivamente).

3.3.1.2.1. Determinación del coeficiente global de transferencia de calor a los alrededores en los tanques de almacenamiento (U_s)

A diferencia de los colectores solares, no se dispone en la bibliografía de una ecuación empírica para determinar el coeficiente global de transferencia de calor a los alrededores para el caso de los tanques de almacenamiento, por lo que se procedió a incorporar en el código, un procedimiento iterativo para determinar este parámetro.

Como se mostró anteriormente en la sección del marco teórico, este coeficiente depende de si existe o no un flujo volumétrico del fluido de trabajo a través del tanque de almacenamiento, por lo que deben contemplarse los casos de convección natural y convección forzada.

3.3.1.2.1.1. Convección natural externa en los tanques de almacenamiento de energía térmica

Para el análisis de la pérdida de calor desde la superficie externa del tanque hacia los alrededores, se establece para este dispositivo una configuración geométrica de cilindro vertical, cuya longitud característica (L_c) se toma como la altura del tanque.

Las propiedades físicas del fluido (aire) (ν, k y Pr) se obtuvieron de la tabla de propiedades del aire a presión atmosférica (Anexo B) (el código toma todos los valores de la tabla de propiedades del aire y realiza las interpolaciones correspondientes) y se evalúan a la temperatura de película ($T_{pel,e}$), es decir, el promedio de las temperaturas superficial externa del tanque (T_{se}) y la temperatura ambiente (T_a).

$$T_{pel,e} = \frac{T_{se} + T_a}{2} \quad (97)$$

Debido a que el aire a presión atmosférica y temperatura ambiente es considerado como un gas ideal, el coeficiente de expansión volumétrica (β) puede obtenerse utilizando la Ecuación 8, utilizando la temperatura de película externa ($T_{pel,e}$) en unidades Kelvin (K), de forma que:

$$\beta = \frac{1}{T_{pel,e}} \quad (98)$$

Seguidamente se determina si la configuración geométrica cumple con la relación expuesta en la Ecuación 67, de forma que pueda ser utilizada la Ecuación 66 para determinar el número de Nusselt. El número de Grashoff en este caso, se determina utilizando la Ecuación 7, en función de las temperaturas ambiente (T_a) y superficial externa del tanque (T_{se}), de forma que:

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_{se} - T_a)L_t^3}{\nu^2} \quad (99)$$

Utilizando la Ecuación 68, se determina el coeficiente de transferencia de calor por convección desde la superficie externa del tanque hacia sus alrededores.

$$h_{conv,2} = \frac{Nu \cdot k}{L_c} \quad (100)$$

3.3.1.2.1.2. Convección interna en los tanques de almacenamiento de energía térmica

El análisis de la convección interna se realiza bajo dos posibilidades: natural y forzada.

Al igual que en el caso de la convección natural externa, el análisis de la convección natural interna puede realizarse estableciendo una configuración geométrica de cilindro vertical y aplicar la Ecuación 66 para el número de Nusselt, utilizando la temperatura superficial interna del cilindro y la temperatura interna del fluido (agua) en el tanque, para determinar la temperatura de película interna y así las propiedades físicas del fluido (ν, k, Pr, β). Nótese que, para este caso, al tratarse de agua, el coeficiente de expansión volumétrico se obtiene de la tabla de propiedades del agua saturada (Anexo A), al igual que las demás propiedades.

De esta forma, se sustituye la temperatura de pared externa (T_{se}) por la temperatura de pared interna (T_{si}). Las Ecuaciones 97, 99 y 100 se modifican a:

$$T_{pel} = \frac{T_{si} + T_t}{2} \quad (101)$$

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_{si} - T_a)L_t^3}{\nu^2} \quad (102)$$

$$h_{conv,1} = \frac{Nu \cdot k}{L_c} \quad (103)$$

Se analiza en convección forzada cuando existe un flujo volumétrico a través del tanque. Este análisis depende del régimen en el que se encuentre el fluido (agua) que se trasiega a través del tanque, ya sea turbulento o laminar. Para este caso, se consideran la pared interna del tanque como una placa plana vertical.

La convección interna forzada en régimen turbulento sobre una placa plana tiene lugar cuando se cumple que $Re \geq 5 \times 10^5$, por lo que se utiliza la Ecuación 70 para determinar el número de Nusselt. En el caso contrario ($Re < 5 \times 10^5$), se utiliza la Ecuación 69.

El número de Reynolds se obtiene de la Ecuación 6, utilizando para determinar la velocidad promedio del fluido a través del tanque, la siguiente relación:

$$V_{prom} = \frac{\dot{v}_s}{A_{st}} \quad (104)$$

donde:

A_{st} : es el área transversal del tanque [m^2].

De igual forma, se utiliza la Ecuación 103 para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección al interior del tanque.

Como se observa, este procedimiento depende de las temperaturas superficiales de las paredes internas y externas del tanque, sin embargo, estos son datos de los que no se dispone, por lo que es necesario suponer tales valores y realizar iteraciones hasta que, para un dato de temperatura ambiente dado, no cambien de forma significativo (según la tolerancia del código).

Para determinar la temperatura superficial interna y comparar si es diferente (dentro del error permisible) a la temperatura supuesta, se utiliza la Ecuación 105.

$$T_{si} = T_t - \dot{Q}_{ls} \cdot R_{conv,1} \quad (105)$$

donde:

T_t : es la temperatura del fluido de trabajo en el tanque de almacenamiento presurizado [°C].

\dot{Q}_{ls} : es la tasa de calor que se transfiere desde el fluido de trabajo al ambiente [W].

$R_{conv,1}$: es la resistencia térmica por convección desde el fluido de trabajo hacia la pared interna del tanque de almacenamiento presurizado (Ecuación 61).

De forma similar, la temperatura superficial externa se obtiene de la Ecuación 106.

$$T_{se} = \dot{Q}_{ls} \cdot R_{conv,2} + T_a \quad (106)$$

donde:

T_a : es la temperatura ambiente [°C].

\dot{Q}_{ls} : es la tasa de calor que se transfiere desde el fluido de trabajo al ambiente [W].

$R_{conv,2}$: es la resistencia térmica por convección desde la superficie externa del tanque hacia los alrededores (Ecuación 65).

Las iteraciones se detienen cuando no existan diferencias significativas entre la temperatura superficial externa de la iteración siguiente respecto a la de la anterior. Lo mismo para la temperatura superficial interna. La tolerancia de la diferencia de temperaturas entre iteraciones se estableció como 0,10 °C.

$$\Delta T_{se} = T_{se_i} - T_{se_{i-1}} \leq Tolerancia \quad (107)$$

$$\Delta T_{si} = T_{si_i} - T_{si_{i-1}} \leq Tolerancia \quad (108)$$

Este procedimiento para determinar el coeficiente global de transferencia de calor difiere en algunas ecuaciones para el caso del tanque de almacenamiento de energía térmica con capacidad para 6 m³, debido a que se considera el intercambiador de calor dentro de este último.

Así, para el caso donde existe convección interna forzada en el régimen laminar ($50 < Re < 10\ 000$), se utilizó para obtener el número de Nusselt, la Ecuación 82. Mientras que, para régimen turbulento se utilizó la Ecuación 83. Por su parte, el coeficiente de transferencia de calor por convección se determinó utilizando la Ecuación 84.

La Ecuación 109 fue utilizada para determinar la razón de cambio de la temperatura del fluido de trabajo en el tanque de almacenamiento presurizado, mientras que la Ecuación 110 se utilizó para el caso del tanque de almacenamiento de energía térmica. Nótese que ambas ecuaciones son iguales, esto se debe a que el tanque de almacenamiento presurizado cumple también con funciones de almacenamiento de energía térmica, pero con menor capacidad volumétrica respecto al tanque de almacenamiento principal.

$$\frac{dT_{st}}{dt} = \frac{\dot{v}_t(T_{st} - T_{et})}{V_t} - \frac{U_t A_t (T_{st} - T_a)}{\rho V_t C_p} \quad (109)$$

$$\frac{dT_{sT}}{dt} = \frac{\dot{v}_T(T_{sT} - T_{eT})}{V_T} - \frac{U_T A_T (T_{sT} - T_a)}{\rho V_T C_p} \quad (110)$$

Las variables de entrada al modelo del tanque de almacenamiento presurizado son la temperatura ambiente (T_a), el flujo volumétrico de operación de la bomba uno (\dot{v}_c) y la temperatura de salida del intercambiador de calor (T_{et}) al interior del tanque de almacenamiento de 6 m³. La variable de salida de este modelo es la temperatura en el tanque (T_{st}).

Las variables de entrada al modelo del tanque de almacenamiento son la temperatura ambiente (T_a), el flujo volumétrico de operación de la bomba dos (\dot{v}_T) y la temperatura de salida del intercambiador de calor (T_{eT}) al interior del digestor anaeróbico termofílico. La variable de salida de este modelo es la temperatura en el tanque (T_{sT}).

3.3.1.3. Criterios utilizados en los modelos de los intercambiadores de calor

La ecuación que se utilizó para simular dinámicamente la temperatura de salida del fluido de trabajo en un intercambiador de calor ubicado al interior del tanque de almacenamiento de energía térmica fue la Ecuación 111. Esta es una modificación de la Ecuación 87, pues se hace la suposición de que la temperatura de salida del fluido de trabajo (T_{sh}) es igual a la temperatura del fluido en el volumen de control (T_{sh}), y que, además, esa temperatura de salida es la temperatura de entrada del fluido de trabajo al tanque de calentamiento. También, se sabe que la temperatura del fluido de trabajo a la entrada del intercambiador es la misma que la temperatura de salida de los colectores solares (T_{sc}) y que el flujo volumétrico en el tanque de calentamiento (\dot{v}_c) es el mismo que en los colectores solares.

$$\frac{dT_{et}}{dt} = \frac{\dot{v}_c(T_{sc} - T_{et})}{V_{hT}} - \frac{U_{hT}A_{hT}(T_{sc} - T_{sT})}{\rho V_{hT}Cp} \quad (111)$$

Estableciendo las mismas suposiciones anteriores, se planteó la Ecuación 112, utilizada para simular dinámicamente la temperatura de salida del fluido de trabajo en el intercambiador de calor ubicado al interior del digestor anaeróbico termofílico.

$$\frac{dT_{eT}}{dt} = \frac{\dot{v}_T(T_{sT} - T_{eT})}{V_{hr}} - \frac{U_{hr}A_{hr}(T_{eT} - T_r)}{\rho V_{hr}Cp} \quad (112)$$

Nótese que las temperaturas de salida (T_{sT}) y de entrada (T_{eT}) al tanque de almacenamiento de energía térmica, son las mismas que las temperaturas de entrada y de salida del intercambiador de calor al interior del digestor, respectivamente, y que el flujo volumétrico en el tanque de almacenamiento (\dot{v}_T) es el mismo que en el intercambiador de calor al interior del digestor.

Tanto la densidad, como el calor específico del fluido de trabajo y el coeficiente global de transferencia de calor de los intercambiadores de calor (U_h), se obtienen de la misma forma que para los tanques de almacenamiento, a diferencia que, para estos últimos, el número de Nusselt y el coeficiente de transferencia de calor por convección al lado interno del intercambiador, se determinan utilizando las Ecuaciones 80 y 81, respectivamente.

3.3.1.4. Criterios utilizados en el modelo del digestor anaeróbico termofílico

La ecuación que se utilizó en la simulación termodinámica del digestor anaeróbico termofílico fue la Ecuación 113, la cual es una modificación de la Ecuación 88, pues se sabe que, la temperatura de salida (T_{sT}) y de entrada (T_{eT}) del tanque de almacenamiento, son las mismas que las temperaturas de entrada y salida en el intercambiador de calor al interior del digestor, respectivamente, y que el flujo volumétrico en el tanque de almacenamiento (\dot{v}_T) es el mismo que en el intercambiador de calor al interior del digestor.

$$\frac{dT_r}{dt} = \frac{\rho \dot{v}_T C_p (T_{sT} - T_{eT})}{\rho_s V_s C_{p_s}} - \frac{U_r A_r (T_r - T_a)}{\rho_s V_s C_{p_s}} \quad (113)$$

Tanto la densidad, como el calor específico del fluido de trabajo y el coeficiente global de transferencia de calor del digestor anaeróbico termofílico (U_r), se obtienen de la misma forma que para los tanques de almacenamiento, a diferencia de que, no existe convección forzada dentro del digestor anaeróbico termofílico, esto debido a que se desestiman los efectos de una bomba de recirculación en su interior. Por tratarse de biomasa húmeda, la densidad y el calor específico del sustrato se toman como iguales a los del agua.

Las variables de entrada al modelo del digestor anaeróbico termofílico son la temperatura ambiente (T_a), las temperaturas de entrada (T_{sT}) y de salida del intercambiador de calor (T_{eT}) al interior del digestor anaeróbico termofílico. La variable de salida de este modelo es la temperatura en el digestor anaeróbico termofílico (T_r).

3.3.2. Procedimiento de validación de los modelos

Con la finalidad que estos modelos sean utilizados para implementar mejoras en la eficiencia global de generación energética del SITRH en la EEAFBM, fue necesario primero realizar una validación de estos. Para esto se utilizaron una serie de datos registrados en campo con los que fue posible determinar el comportamiento térmico real del sistema en un tiempo determinado y contrarrestarlo con el comportamiento térmico del modelo en la simulación.

3.3.2.1. Validación del modelo de colectores solares de placa plana

Utilizando termopares tipo k (Figura 28) se tomó registro de la temperatura del fluido de trabajo a la salida de la unidad de colectores solares de placa plana. Estos datos se registraron cada cinco minutos y se promediaron cada hora. Para almacenar estos datos se utilizó un dispositivo de adquisición de datos (DAQ) (Figura 27). El flujo volumétrico de operación de la bomba de recirculación en los colectores solares (\dot{V}_c) (Figura 5) se midió utilizando un flujómetro instalado a la salida de la bomba (Figura 29). Estos datos fueron registrados el día 25 de febrero de 2016, durante un periodo de siete horas (desde las 9:00 horas hasta las 16:00 horas).

Se compararon las temperaturas de salida del fluido de trabajo en los colectores solares y la temperatura de salida en el modelo de colectores solares, para una simulación de siete horas. Se consideró una diferencia porcentual menor o igual al 10% como criterio de validación.

La diferencia porcentual se determinó utilizando la siguiente relación:

$$\text{Diferencia (\%)} = \left| \frac{VC - VM}{VC} \right| \cdot 100 \quad (114)$$

donde:

VC : es el valor de temperatura registrado en campo [$^{\circ}\text{C}$].

VM : es el valor de temperatura obtenido del modelo [$^{\circ}\text{C}$].



Figura 27. Dispositivo de Adquisición de Datos (DAQ), modelo CR1000 de Campbell Scientific, utilizado en este proyecto para registrar datos de temperatura.

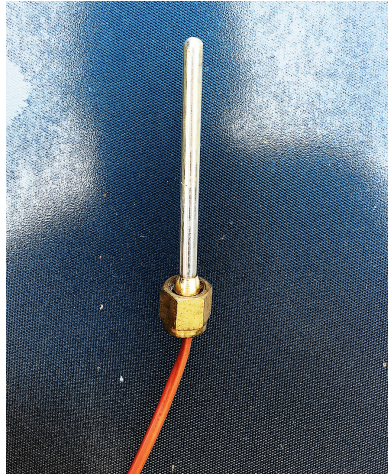


Figura 28. Termopares tipo K utilizados para medir la temperatura del fluido y del sustrato en el digester anaeróbico termofílico.



Figura 29. Flujómetro utilizado para medir el caudal de operación de la bomba de recirculación en los colectores solares.

3.3.2.2. Validación del modelo de los tanques de almacenamiento y el digester anaeróbico termofílico

Utilizando un dispositivo DAQ y termopares tipo k, se tomó registro de datos de temperatura del fluido de trabajo en el tanque de almacenamiento presurizado, el tanque de almacenamiento de energía térmica y el digester anaeróbico termofílico por un periodo de siete días (del 20 al 26 de febrero, 2016). Estos datos fueron registrados cada cinco minutos y se promediaron en datos horarios.

La ubicación de los termopares es indiferente para fines de este proyecto debido a que se hizo la suposición que los tanques de almacenamiento y el digester no se encuentran estratificados.

Se tomó registro de los periodos de activación y desactivación de la bomba de recirculación que se encarga del calentamiento del digester anaeróbico termofílico (Figura 6), debido a que su funcionamiento se encuentra programado a partir de cierto umbral en la temperatura que se registre en el interior del digester anaeróbico termofílico.

Los parámetros de entrada a estos modelos, la radiación solar global y temperatura ambiente, se obtuvieron de la estación meteorológica automática del Instituto Meteorológico Nacional (Estación Fabio Baudrit) ubicada en el mismo sitio donde se encuentra el SITRH, en la EEAFBM.

Las temperaturas de los tanques y el digestor anaeróbico termofílico obtenidas por el modelo en una simulación de siete días fueron comparadas con los datos de temperatura registradas en campo. Se consideró una diferencia porcentual (Ecuación 114) menor o igual al 10% como criterio de validación para estos modelos.

3.4. Simulación de una fuente de energía renovable en el sistema de digestión anaeróbica para el mejoramiento de la eficiencia global de generación energética

Una vez validado el modelo, este se utilizó para implementar mejoras en la eficiencia global generación energética del SITRH, en la EEAFBM. Para esto se contemplaron tres diferentes escenarios de funcionamiento del sistema, con base a parámetros que pueden ser actualmente modificables en su configuración, como lo son la cantidad de colectores solares que se mantienen en operación (cantidad de área de recolección de energía solar). Se establecieron los siguientes escenarios:

1. Operación del sistema con tres hileras de colectores solares (18 colectores solares de placa plana, equivalente a 36 m²).
2. Operación del sistema con dos hileras de colectores solares (12 colectores solares de placa plana, equivalente a 24 m²).
3. Operación del sistema con una hilera de colectores solares (6 colectores solares de placa plana, equivalente a 12 m²).

El escenario uno corresponde a la configuración actual de operación del sistema. Los resultados obtenidos en los tres escenarios de estudio fueron utilizados para evaluar las potenciales mejoras en la eficiencia global de generación energética del sistema incorporando una fuente de energía renovable (energía solar). Para esto se simuló el modelo para un periodo de un año (365 días), utilizando como parámetros de entrada, la temperatura ambiente, radiación solar y velocidad del viento, obtenidos de la estación meteorológica ubicada en el sitio. Estos datos meteorológicos corresponden al año 2016.

De esta simulación se obtiene como datos de salida la temperatura del fluido de trabajo a la salida en la unidad de colectores solares de placa plana, la temperatura del fluido de trabajo en los tanques de almacenamiento y la temperatura del sustrato en el digestor anaeróbico termofílico. Con estos

datos se obtuvo la cantidad de energía recolectada por el sistema en los colectores solares de placa plana. Esta energía se obtuvo utilizando la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_r = (\dot{m}C_p\Delta T) \cdot t \quad (115)$$

donde:

\dot{Q}_r : es la cantidad de energía recolectada por los colectores solares [kW].

\dot{m} : es el flujo másico total a través de los colectores solares [kg/s].

C_p : es el calor específico del fluido de trabajo a la temperatura promedio [kJ/kg·K].

ΔT : es la diferencia de temperaturas [°C].

t : es el paso utilizado en la simulación del modelo [5 s].

Se determinó el consumo de energía eléctrica debido al funcionamiento de las bombas de recirculación. Para esto se utilizó la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_e = \frac{P \cdot t}{3600} \quad (116)$$

donde:

\dot{Q}_e : es la cantidad de energía consumida por el sistema [kW-h].

P : es la potencia de placa de la bomba de recirculación [kW].

t : es el paso utilizado en la simulación del modelo [5 s].

Para cada uno de los escenarios simulados, fue necesario determinar el punto de operación de la bomba de recirculación en los colectores solares, debido a que este cambia en cada uno de los escenarios por el cambio en la caída de presión en las tuberías de distribución.

Para determinar la carga de la bomba y dar con el caudal de operación según sean las necesidades o modificaciones que se le realicen al sistema de conducción del fluido de trabajo en los colectores solares, fue necesario implementar una simulación hidráulica, para la cual se utilizó el programa EPANET (versión 2.0.12).

El caudal o flujo volumétrico que provee la bomba de recirculación varía respecto a la carga que esta deba vencer para trasegar el fluido de un punto a otro. Esta variación se conoce como la curva característica de la bomba y generalmente es facilitada por el fabricante.

En EPANET se definió el sistema de conducción a través de los colectores solares, el intercambiador de calor al interior del tanque de almacenamiento de energía térmica y el tanque presurizado (Figura 30), se ingresó la curva característica de la bomba de recirculación en los colectores solares (modelo UP 26-99 F de Grundfos, Figura 5), longitudes de las tuberías, diámetros internos, rugosidades y cantidad y tipo de accesorios (codos, válvulas, expansiones, etc.).

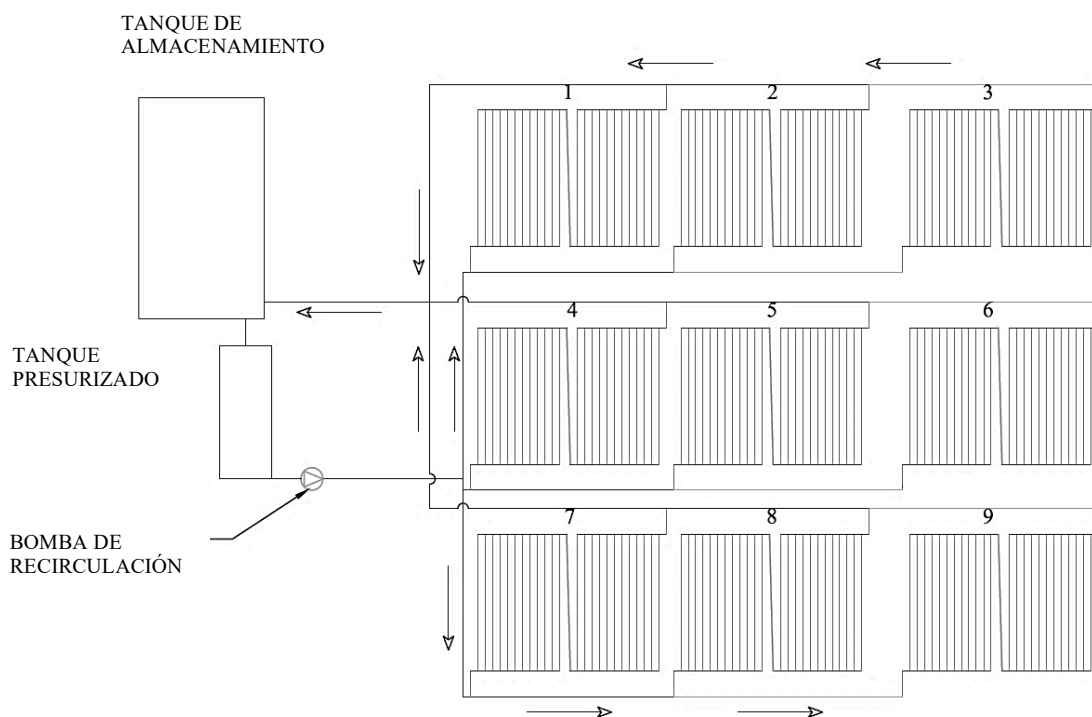


Figura 30. Esquema de funcionamiento del sistema de conducción del fluido de trabajo en los colectores solares.

Se utilizó la ecuación de Darcy – Weisbach (Ecuación 117) para determinar la pérdida de carga debido a la fricción en tuberías a presión (h_f). Esta ecuación aplica para fluidos newtonianos a cualquier temperatura.

$$h_f = f \frac{Lv^2}{2gD} \quad (117)$$

donde:

f : es el factor de fricción de Darcy – Weisbach [adimensional].

L : es la longitud de la tubería [m].

D : es el diámetro interno de la tubería [m].

v : es la velocidad promedio del flujo [m/s].

g : es la aceleración de la gravedad [m/s^2].

El programa EPANET utiliza la Ecuación 118 para determinar la pérdida de carga por accesorios o pérdidas menores (h_L).

$$h_L = k_L \frac{v^2}{2g} \quad (118)$$

donde:

k_L : coeficiente de pérdida por accesorio [adimensional].

v : es la velocidad promedio del flujo en la tubería [m/s].

g : es la aceleración de la gravedad [m/s^2].

Los parámetros de entrada al modelo son:

- Diámetros, longitudes, rugosidades y coeficientes de pérdida por accesorios en las tuberías.
- Ecuación para pérdidas de carga debido a la fricción: Darcy – Weisbach.
- La curva característica de la bomba, según el catálogo del fabricante (Anexo C).
- Cotas de los nodos cuando la topografía lo requiera o bien, cuando las tuberías presentan elevaciones respecto al nivel de referencia.
- Dimensiones de los depósitos y altura de la superficie libre del agua en los depósitos.
- Valores de peso específico y viscosidad cinemática relativos del fluido de trabajo.

En el Cuadro 6 se presentan algunos valores de rugosidad para diferentes tuberías de materiales comerciales, mientras que en el Cuadro 7 se presentan valores de coeficiente de pérdida según los accesorios presentes en la red de tubería del sistema.

Cuadro 6. Valores de rugosidad equivalentes para tuberías comerciales nuevas (la incertidumbre de estos valores puede ser de hasta $\pm 60\%$) [17].

Material	Rugosidad e (mm)
Vidrio, plástico	0 (liso)
Concreto	0,90 – 9,00
Duela de madera	0,500
Hule alisado	0,010
Tubería de cobre o latón	0,0015
Hierro fundido	0,260
Hierro galvanizado	0,150
Hierro forjado	0,046
Acero inoxidable	0,002
Acero comercial	0,045

Cuadro 7. Coeficientes de pérdidas (k_L) de varios accesorios de tubería para flujo turbulento (el factor de corrección de energía cinética es $\alpha = 2$ para flujo laminar totalmente desarrollado y $\alpha \approx 1$ para flujo turbulento totalmente desarrollado) [17].

Accesorio	Coeficiente de pérdida k_L
Codo suave de 90°, roscado	0,90
Codo de 45°, roscado	0,40
Conexión en T (flujo derivado), roscada	2,00
Conexión en T (flujo en línea), roscada	0,90
Unión roscada	0,08
Válvula de globo (totalmente abierta)	10,0
Válvula de bola (totalmente abierta)	0,05
Válvula de compuerta (totalmente abierta)	0,20
Válvula de retención	2,00

4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1. Obtención de los parámetros de diseño de un sistema termofílico de biodigestión anaeróbica para establecer los criterios de simulación

En el Cuadro 8 se enlistan los parámetros de diseño y las diferentes características de cada uno de los dispositivos que componen el sistema de aprovechamiento de energía solar en el SITRH. Estos parámetros fueron utilizados como datos constantes en las ecuaciones diferenciales del modelo.

Cuadro 8. Principales características de diseño de los dispositivos que conforman el Sistema de Aprovechamiento de Energía Solar del SITRH.

COLECTORES SOLARES DE PLACA PLANA				
Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades	Observaciones
Volumen del fluido de trabajo	V_c	$2,55 \times 10^{-3}$	m^3	Volumen de control
Área de la placa absorbente	A_c	2,20	m^2	Área total efectiva
Espesor del aislante térmico	δ	0,0300	m	
Conductividad térmica del aislante	k	0,0450	$W/m \cdot K$	Fibra de vidrio
Transmisividad de la cubierta	τ	0,920	-	Vidrio temperado bajo
Emisividad de la cubierta	ε_c	0,900	-	en hierro
Absortividad de la placa	α	0,950	-	Aluminio
Emisividad de la placa	ε_p	0,950	-	(recubrimiento azul selectivo)
TANQUE DE ALMACENAMIENTO PRESURIZADO				
Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades	Observaciones
Volumen del fluido de trabajo	V_t	620	l	Volumen del tanque
Longitud característica	L_c	1,85	m	Altura del tanque
Diámetro externo	D	0,65	m	Medido en campo
Espesor del aislante térmico	δ	0,020	m	
Conductividad térmica del aislante térmico	k	0,045	$W/m \cdot K$	Fibra de vidrio

Cuadro 8. Principales características de diseño de los dispositivos que conforman el Sistema de Aprovechamiento de Energía Solar (Continuación).

TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA TÉRMICA				
Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades	Observaciones
Volumen del fluido de trabajo	V_T	6,00	m ³	Volumen del tanque
Longitud característica	L_C	2,55	m	Altura del tanque
Diámetro externo	D	1,50	m	
Espesor del aislante térmico	δ	0,050	m	
Conductividad térmica del aislante térmico	k	0,045	W/m·K	Lana mineral
INTERCAMBIADOR DE CALOR EN EL TANQUE DE ALMACENAMIENTO				
Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades	Observaciones
Longitud total	L	20,0	m	
Diámetro interno	d	0,02	m	Tubería de cobre
Espesor	δ	0,002	m	
Conductividad térmica	k	372,0	W/m·K	
INTERCAMBIADOR DE CALOR EN EL DIGESTOR ANAERÓBICO				
Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades	Observaciones
Longitud total	L	40,0	m	
Diámetro interno	d	0,02	m	Tubería de HDPE
Espesor	δ	0,002	m	
Conductividad térmica	k	0,600	W/m·K	
DIGESTOR ANAERÓBICO TERMOFÍLICO				
Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades	Observaciones
Volumen del fluido de trabajo	V_r	17,00	m ³	Volumen de sustrato
Longitud característica	L_C	2,55	m	Altura del tanque
Diámetro externo	D	1,50	m	
Espesor del aislante térmico	δ	0,040	m	
Conductividad térmica del aislante térmico	k	0,045	W/m·K	Fibra de vidrio
BOMBA DE RECIRCULACIÓN EN LOS COLECTORES SOLARES				
Potencia de la bomba	P	245	W	Potencia de placa
BOMBA DE RECIRCULACIÓN PARA CALENTAMIENTO DEL DIGESTOR				
Potencia de la bomba	P	135	W	Potencia de placa

4.2. Obtención de las ecuaciones diferenciales que describen el comportamiento térmico de una unidad de aprovechamiento de energía solar para determinar el requerimiento de energía térmica en un sistema de tratamiento de residuos húmedos utilizando digestión anaeróbica

Con las ecuaciones diferenciales obtenidas para modelar dinámicamente el comportamiento térmico de los dispositivos que componen el sistema de aprovechamiento de energía térmica, se estableció un modelo utilizando el programa MATLAB (de MathWorks) y herramientas de programación en bloques, para dar solución a tales ecuaciones.

En la Figura 31 se muestra la simbología de colores utilizada para denotar los parámetros de entrada y salida en el modelo y cada uno de los subsistemas.





	Parámetros constantes de entrada al modelo.
	Parámetros variables de entrada al modelo.
	Parámetros variables de salida del modelo.
	Parámetros variables de entrada al modelo desde otro modelo.

Figura 31. Simbología de colores utilizada en el modelo y sus subsistemas.

En la Figura 32 se muestra el código principal del modelo en Simulink, utilizado para simular dinámicamente el sistema de aprovechamiento de energía térmica del SITRH, en la EEAFBM.

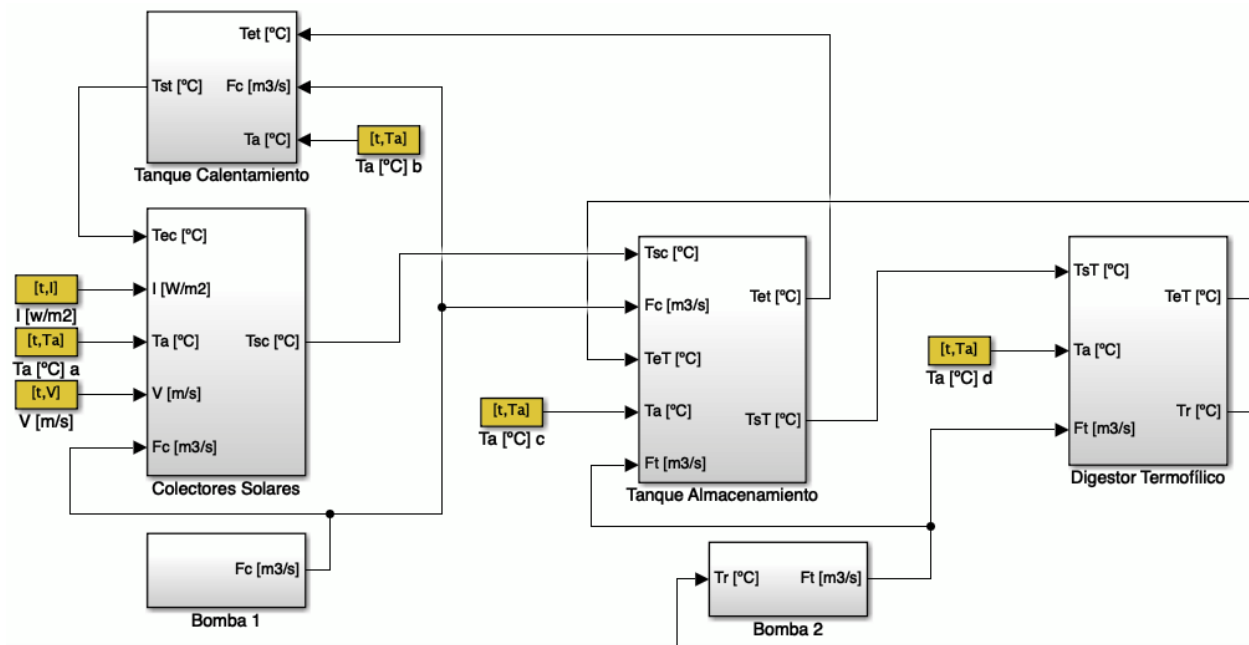


Figura 32. Código orientado en bloques utilizado para simular el comportamiento térmico del sistema de aprovechamiento de energía térmica. Detalle del código del tanque de calentamiento presurizado en Anexo I.

La bomba de recirculación en los colectores solares (Figura 5) se activa por medio de un temporizador. Esta se mantiene activa desde las 8:00 horas hasta las 17:00 horas. El código o subsistema que determina o simula esta acción de la bomba se muestra en la Figura 33.

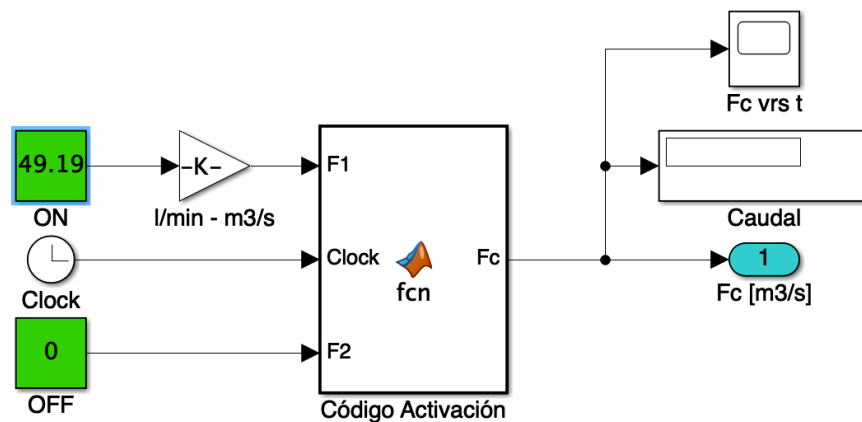


Figura 33. Código orientado en bloques utilizado en la simulación para la activación temporizada de la bomba de recirculación en los colectores solares. Detalle del código en el bloque *Function* para la activación de la bomba en Anexo D.

Este código recibe como parámetro constante de entrada el flujo volumétrico (l/min) de operación de la bomba obtenido en la simulación hidráulica, y la variable de salida es este mismo caudal de operación (en m³/s) para cuando la bomba se encuentra activada y un valor de caudal de 0 m³/s para cuando la bomba se encuentra desactivada.

La activación de la bomba de recirculación de calentamiento en el digestor anaeróbico (Figura 6) se programó en función de la temperatura del sustrato en el digestor anaeróbico termofílico. Esta bomba se activa cuando la temperatura del sustrato cae hasta 42 °C y se desactiva cuando la temperatura alcanza los 48 °C. El código que determina esta acción de la bomba se muestra en la Figura 34. Se estableció este rango de temperatura para mantener al digestor anaeróbico en condiciones termofílicas sin necesidad de que la activación de la bomba de recirculación utilizada para calentar el digestor sea muy recurrente y que el consumo de energía eléctrica se vea innecesariamente aumentado.

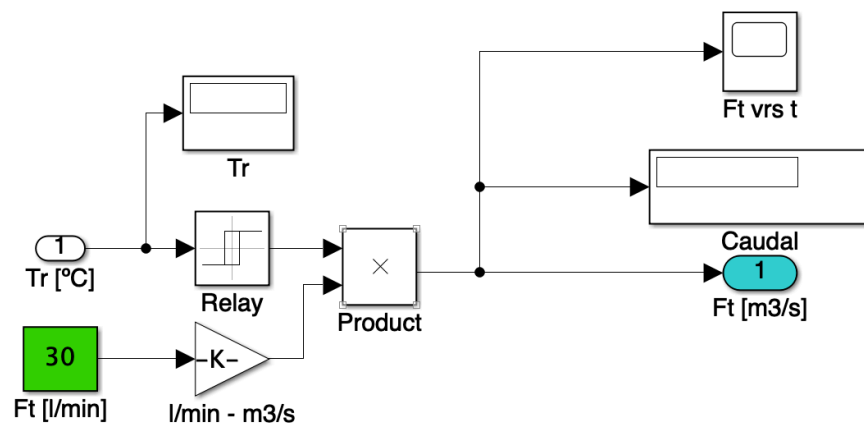


Figura 34. Código orientado en bloques utilizado en la simulación para la activación de la bomba de calentamiento del digestor anaeróbico termofílico en función de la temperatura del sustrato.

Detalle de la programación en el bloque *Relay* en Anexo F.

La Figura 35 se muestra el código orientado en bloques utilizado para simular dinámicamente la unidad de colectores solares según el escenario de simulación (la figura corresponde al escenario tres, equivalente a la operación con 12 m² de área de colección de energía solar). La Figura 36 y Figura 37 muestran los códigos orientados en bloques de los modelos del tanque de almacenamiento de energía térmica y el digestor anaeróbico termofílico, respectivamente.

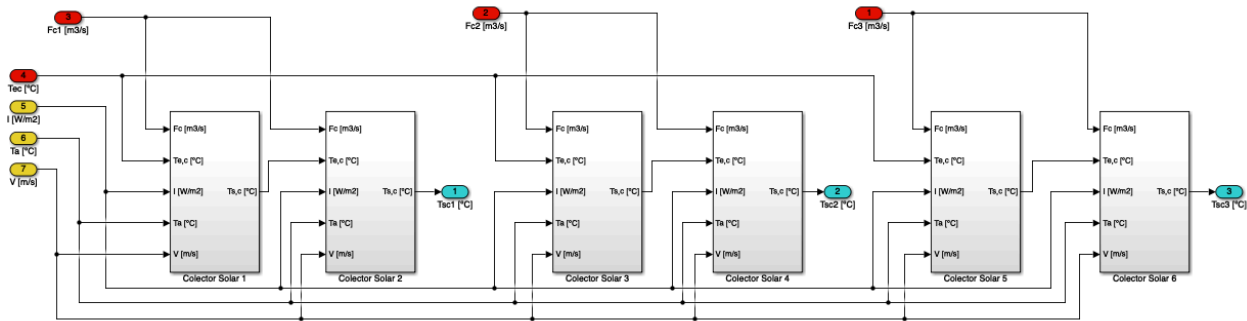


Figura 35. Código orientado en bloques utilizado para simular dinámicamente la unidad de colectores solares de placa plana. En este caso, corresponde a una hilera de colectores solares, escenario tres (tres módulos, seis colectores solares). Detalle del código de un colector solar de placa plana en Anexo H.

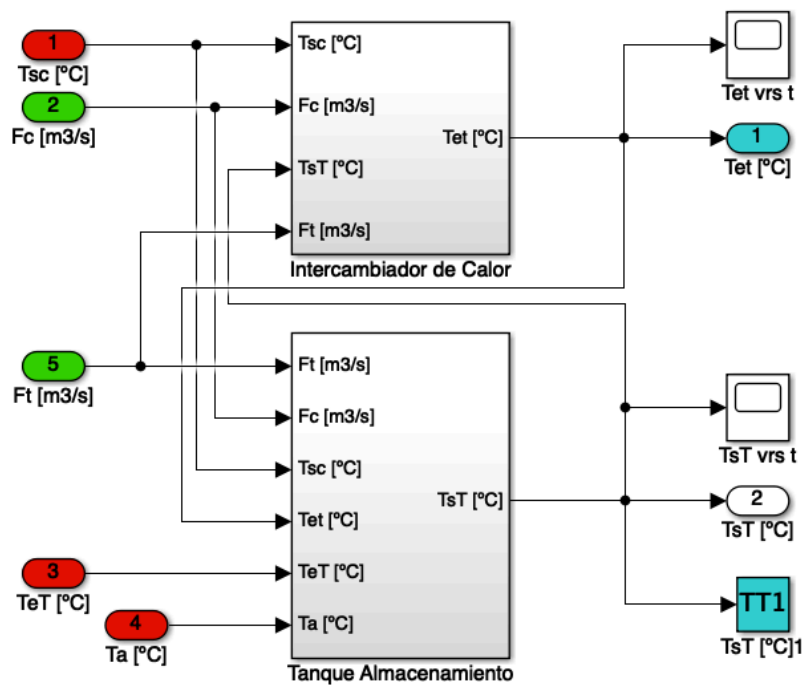


Figura 36. Código orientado en bloques del subsistema del tanque de almacenamiento de energía térmica y su intercambiador de calor. Detalle del código del tanque de almacenamiento de energía térmica en Anexo J.

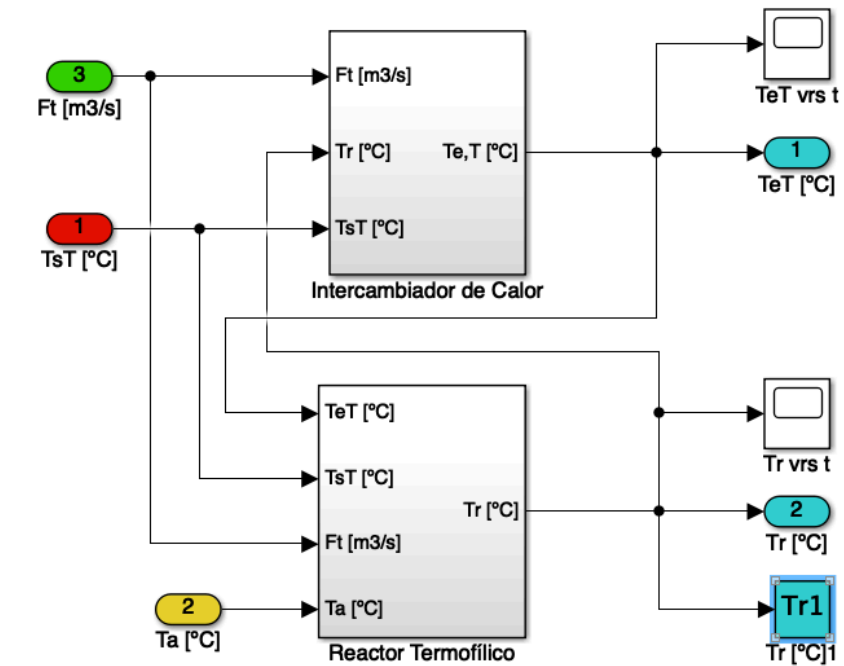


Figura 37. Código orientado en bloques del subsistema del digestor anaeróbico termofílico y su intercambiador de calor. Detalle del código del digestor anaeróbico termofílico en Anexo L.

4.3. Validación del modelo propuesto a partir de mediciones realizadas en campo para que pueda ser utilizado en la simulación dinámica de un sistema termofílico de biodigestión anaeróbica

4.3.1. Validación del modelo de colectores solares de placa plana

En la Figura 38 se muestran los datos de temperatura del fluido de trabajo obtenidos con el modelo y los datos de temperatura del fluido de trabajo medidos en campo, correspondientes a la unidad de colectores solares, durante un periodo de siete horas (9:00 horas a 16:00 horas), así como la respectiva diferencia porcentual utilizada como criterio de validación del modelo.

Para el periodo de simulación y de toma de datos en campo antes mencionado, se obtuvo el porcentaje de diferencia entre los datos de temperatura medidos y obtenidos con el modelo, menores al 10%, por lo tanto, se valida el modelo de la unidad de colectores solares de placa plana del SITRH en la EEAFBM.

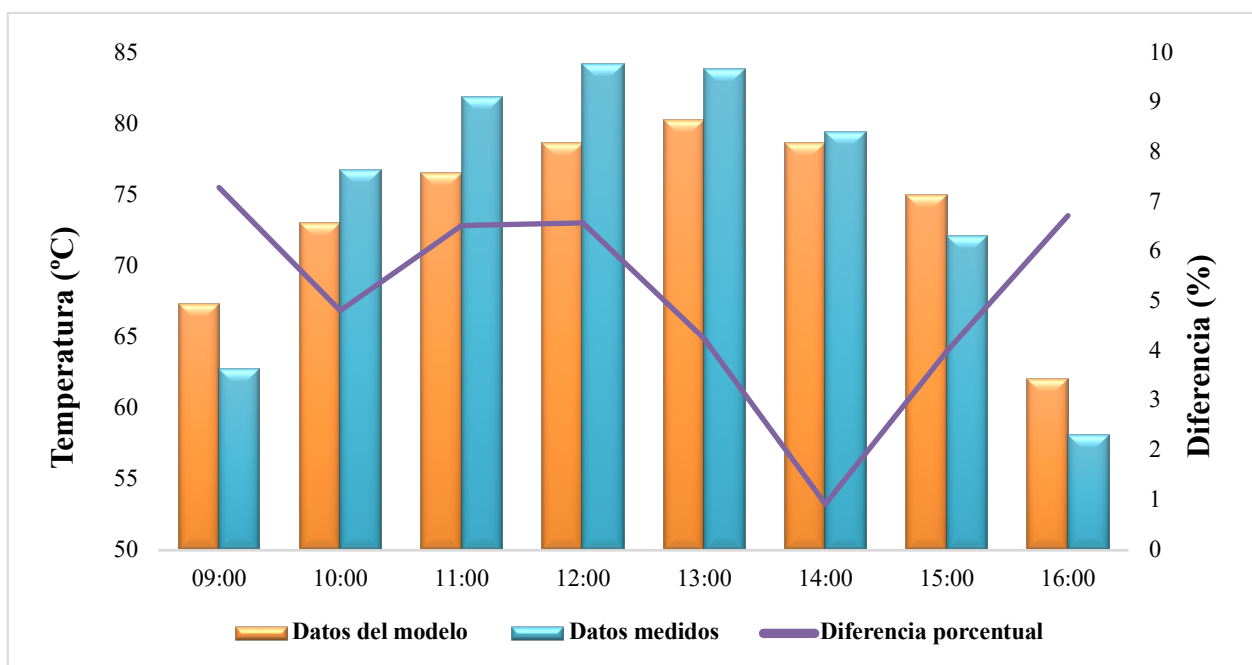


Figura 38. Perfiles horarios de temperatura en la salida de los colectores solares obtenidos a partir de datos del modelo y datos medidos durante un periodo de siete horas (9:00 horas a 16:00 horas) y su respectivo porcentaje de diferencia. Datos correspondientes al 25 de febrero, 2016.

4.3.2. Validación del modelo de los tanques de almacenamiento y el digestor anaeróbico termofílico

En la Figura 39 se muestran los datos de temperatura del fluido de trabajo obtenidos con el modelo y los datos de temperatura del fluido de trabajo medidos en campo, correspondientes al tanque de almacenamiento presurizado, durante un periodo de 168 horas (siete días).

En la Figura 40 se muestra la diferencia porcentual obtenida en la validación del modelo del tanque de almacenamiento presurizado, para el tiempo de simulación antes mencionado. El error porcentual es menor al 10% por lo tanto se valida el modelo del tanque de almacenamiento presurizado del sistema de aprovechamiento de energía térmica del SITRH en la EEAFBM.

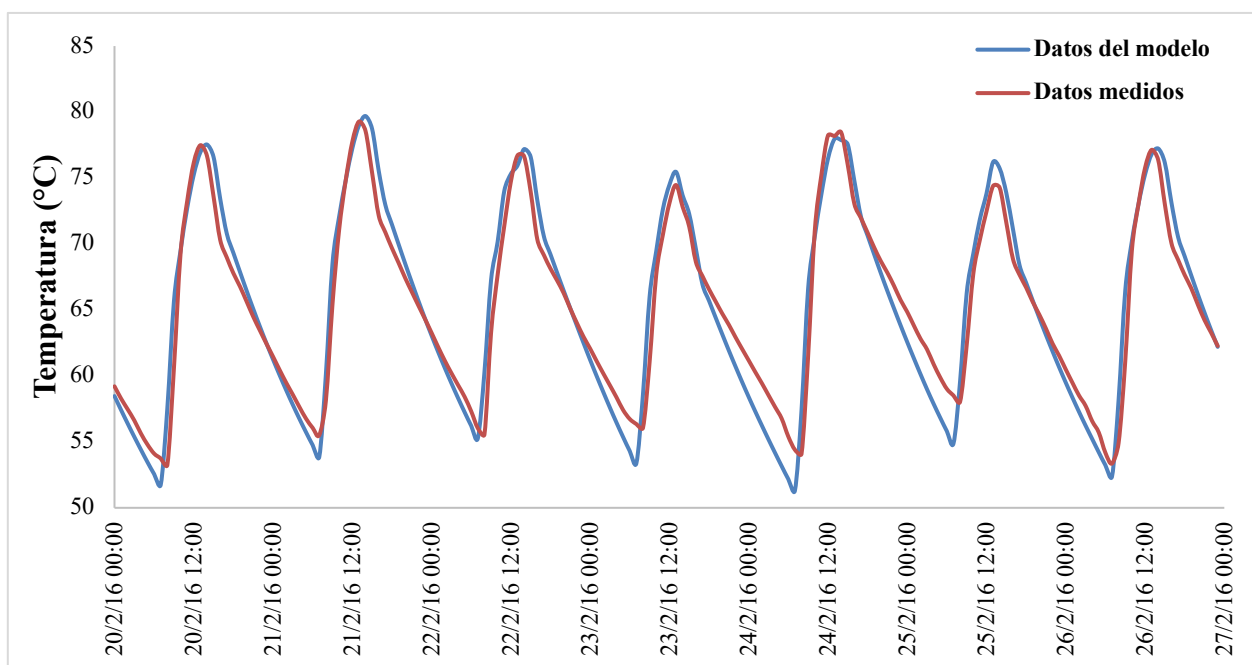


Figura 39. Perfiles horarios de temperatura en el tanque de almacenamiento presurizado, obtenidos a partir de datos del modelo y datos medidos durante un periodo de siete días (del 20 al 26 de febrero, 2016).

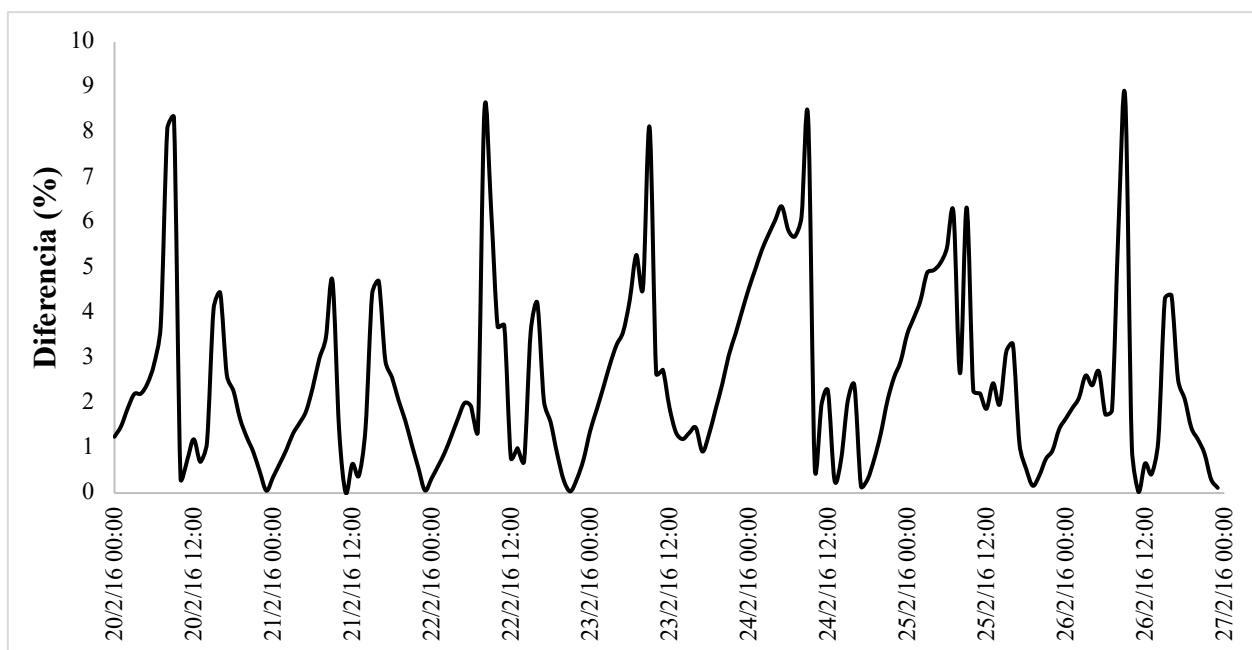


Figura 40. Diferencia porcentual obtenida en la validación del modelo del tanque presurizado a partir de datos del modelo y datos medidos durante un periodo de siete días (del 20 al 26 de febrero, 2016).

En la Figura 41 se muestran los datos de temperatura del fluido de trabajo obtenidos con el modelo y los datos de temperatura del fluido de trabajo medidos en campo, correspondientes al tanque de almacenamiento de energía térmica, durante un periodo de 168 horas (siete días).

En la Figura 42 se muestra la diferencia porcentual obtenida en la validación del modelo del tanque de almacenamiento de energía térmica, para el tiempo de simulación antes mencionado. El error porcentual es menor al 10% por lo tanto se valida el modelo del tanque de almacenamiento del sistema de aprovechamiento de energía térmica en el SISTRH en la EEAFBM.

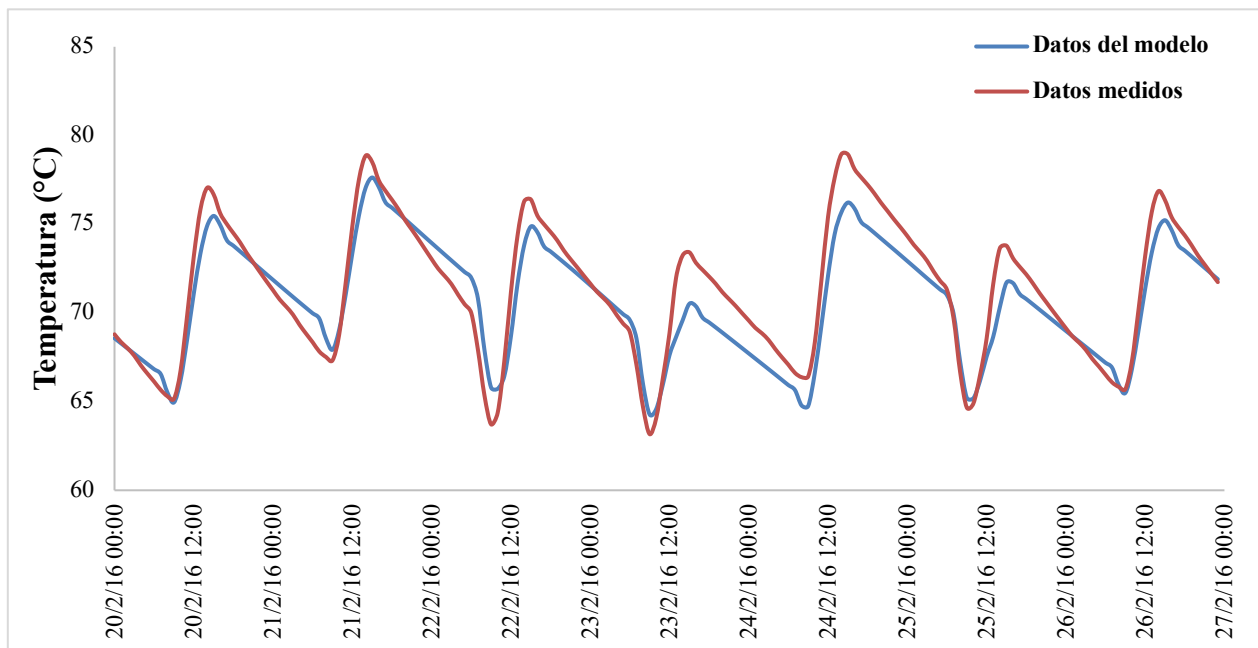


Figura 41. Perfiles horarios de temperatura en el tanque de almacenamiento de energía térmica, obtenidos a partir de datos del modelo y datos medidos durante un periodo de siete días (del 20 al 26 de febrero, 2016).

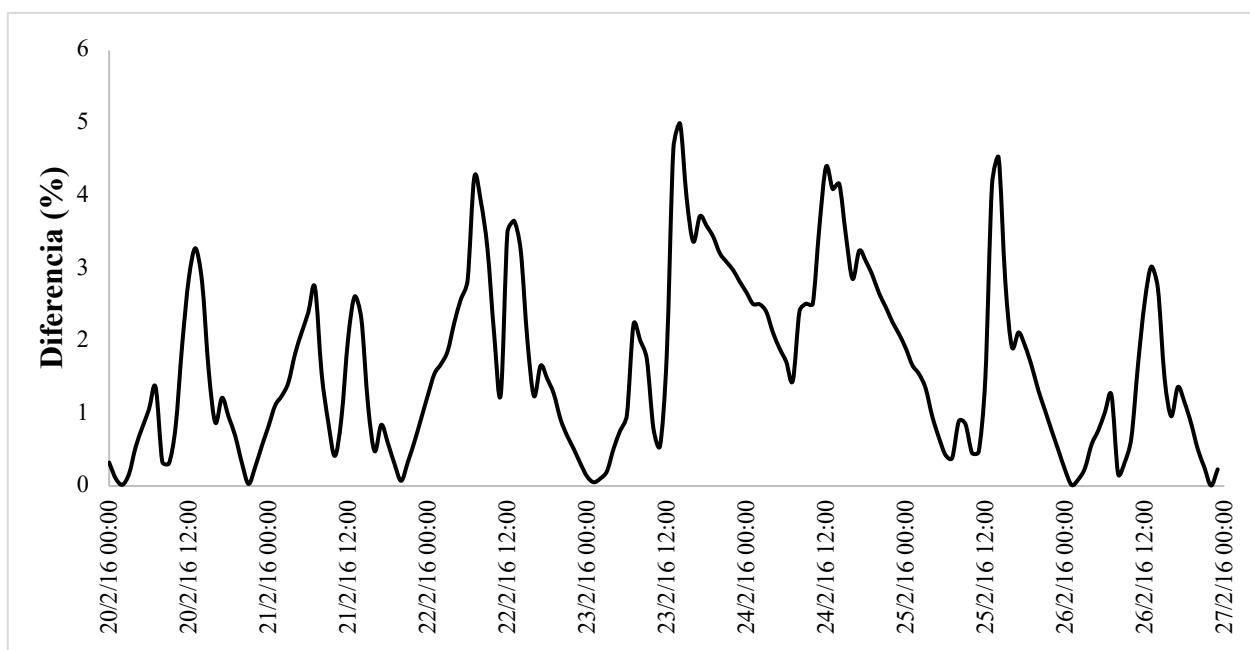


Figura 42. Diferencia porcentual obtenida en la validación del modelo del tanque de almacenamiento de energía térmica a partir de datos del modelo y datos medidos durante un periodo de siete días (del 20 al 26 de febrero, 2016).

En la Figura 43 se muestran los datos de temperatura del sustrato obtenidos con el modelo y los datos de temperatura del sustrato medidos en campo, correspondientes al digestor anaeróbico termofílico, durante un periodo de 168 horas (siete días).

En la Figura 44 se muestra la diferencia porcentual obtenida en la validación del modelo del digestor anaeróbico termofílico, para el tiempo de simulación antes mencionado. El error porcentual es menor al 10% por lo tanto se valida el modelo del digestor anaeróbico termofílico del sistema de aprovechamiento de energía térmica en el SITRH en la EEAFFBM.

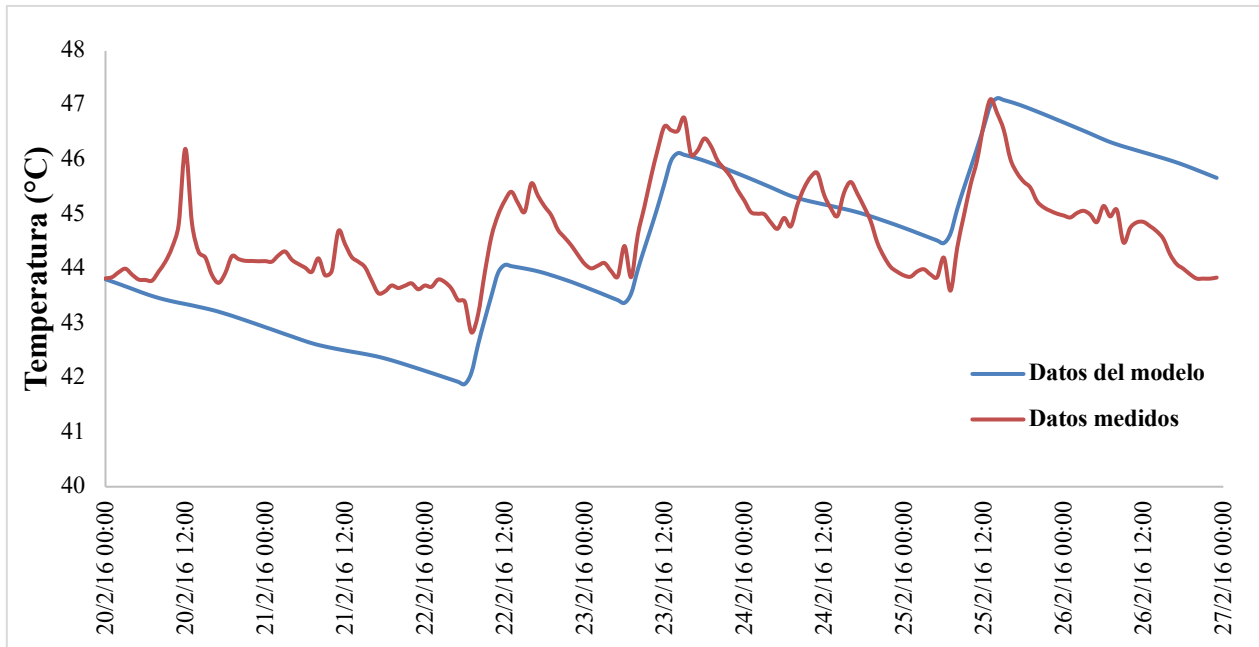


Figura 43. Perfiles horarios de temperatura en el digester anaeróbico termofílico, obtenidos a partir de datos del modelo y datos medidos durante un periodo de siete días (del 20 al 26 de febrero, 2016).

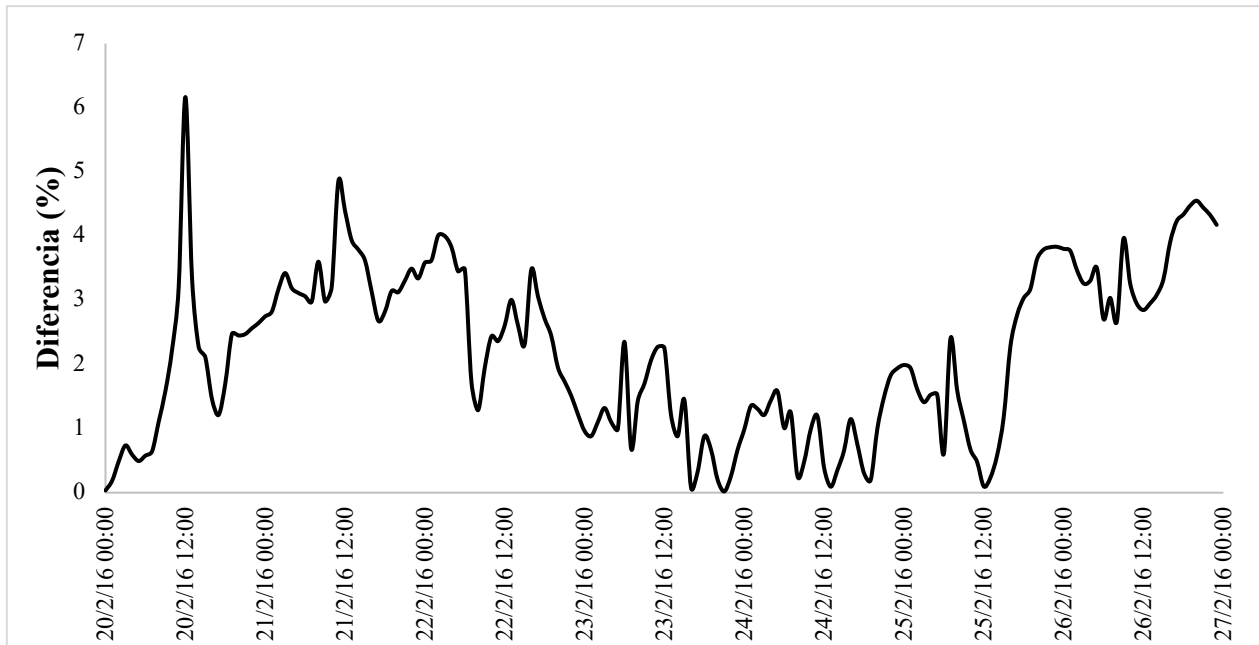


Figura 44. Diferencia porcentual obtenida en la validación del modelo del digester anaeróbico termofílico a partir de datos del modelo y datos medidos durante un periodo de siete días (del 20 al 26 de febrero, 2016).

En las Figuras 40 y 42 se observa que existen al menos dos puntos máximos diarios en la diferencia porcentual entre los datos obtenidos del modelo y los datos medidos, para el caso del tanque presurizado y el tanque de almacenamiento de energía térmica, respectivamente. La causa de estos puntos máximos tiene relación con la respuesta del modelo a variaciones rápidas en los parámetros de entrada. Esta situación puede observarse con mayor detalle en la Figura 45, que corresponde al tanque presurizado. Cuando la radiación solar incrementa rápidamente en horas de la mañana, el modelo requiere de un cierto tiempo para llegar a estabilizarse y de igual forma sucede cuando la radiación solar decrece en horas de la tarde.

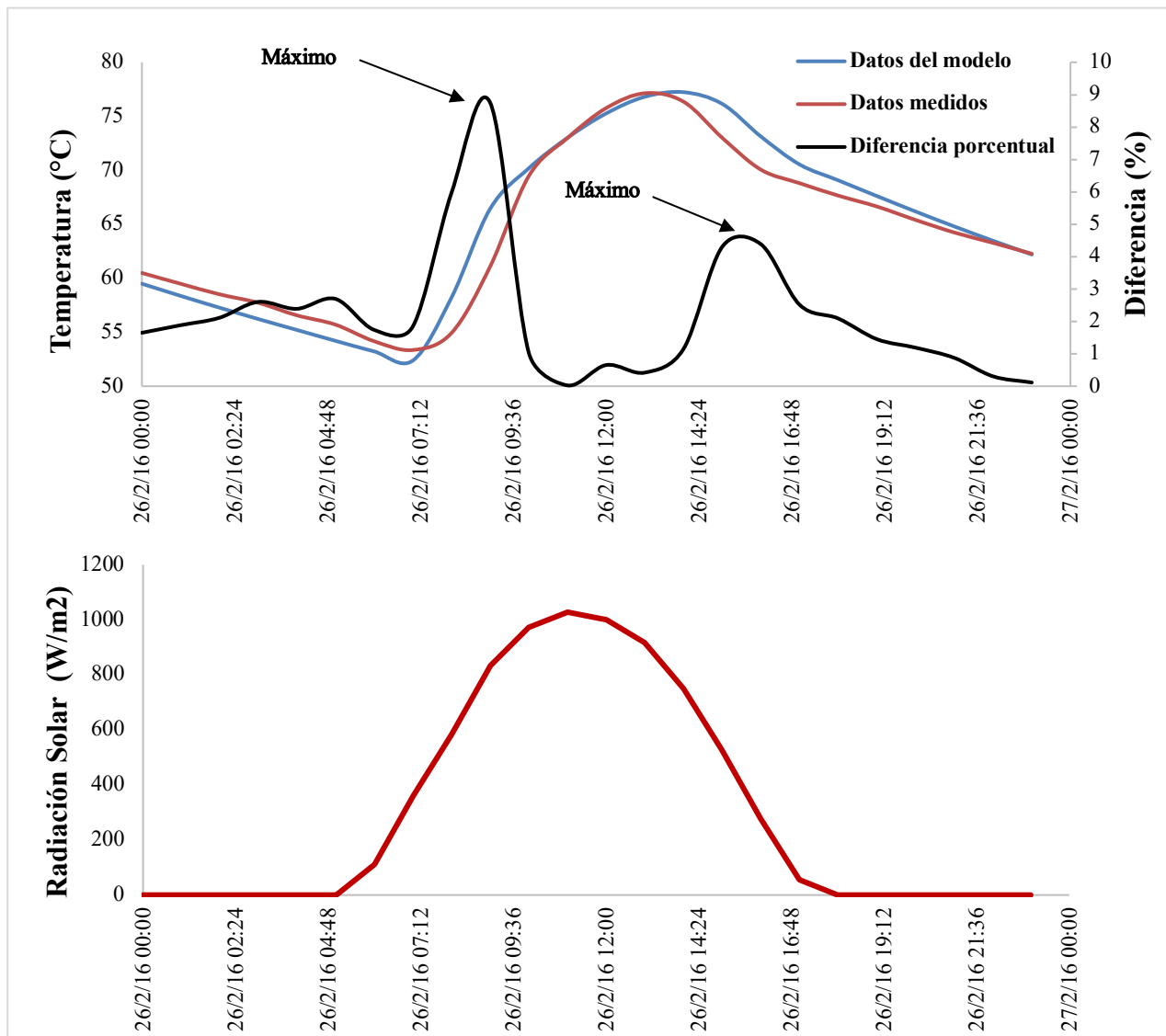


Figura 45. Perfiles horarios de temperatura en el modelo del tanque presurizado obtenidos a partir de datos del modelo y datos medidos, y su respectivo porcentaje de diferencia, así como datos de radiación solar. Datos correspondientes al 26 de febrero, 2016.

Este desfase en el tiempo entre el modelo y los datos medidos provoca que estos puntos máximos en la diferencia porcentual durante el calentamiento y el enfriamiento de los tanques sean mayores respecto a cuando la temperatura se ha estabilizado. Cabe destacar además que el porcentaje de diferencia cuando el tanque presurizado se calienta es mayor al porcentaje de diferencia cuando se enfría, esto porque el proceso de calentamiento se da una forma más rápida que el de enfriamiento.

Es posible reducir la diferencia porcentual de los modelos utilizando un paso más pequeño en el solucionador de las ecuaciones diferenciales ordinarias a la hora de la simulación en MATLAB, a la vez que podrían utilizarse solucionadores con órdenes de integración mayor (ODE4, ODE5 y ODE8), sin embargo, esto requiere un mayor tiempo de simulación y demanda más recurso computacional, lo cual puede resultar innecesario si el porcentaje de diferencia obtenido es menor al 10%, el valor límite establecido en este proyecto para validar los modelos propuestos.

Cuando se utilizan dispositivos analógicos para la toma de datos utilizando sensores y termopares como en este caso el DAQ (Figura 27), otros dispositivos eléctricos como las bombas de recirculación y generadores eléctricos pueden meter ruido a las mediciones obtenidas. Esto se debe a que el dispositivo de adquisición de datos no cuenta con filtros de frecuencias pasa altos o pasa bajos, los cuales se encargan de eliminar cierta banda de frecuencias de una señal, a la vez que permiten que otras sí se transmitan. Los filtros se clasifican según los rangos de frecuencia que permiten o rechazan, de forma que se denominan pasa bajos cuando aceptan frecuencias desde cero hasta un valor definido, y pasa altos cuando aceptan frecuencias desde un valor establecido hasta un valor infinito [40]. Esta situación puede ser otra causante de las diferencias porcentuales entre los datos de temperatura obtenidos con el modelo y los datos de temperatura medidos, y que fueron utilizados en la validación.

4.4. Simulación de una fuente de energía renovable en un sistema termofílico de digestión anaeróbica para el mejoramiento de la eficiencia global de generación energética

En la Figura 46 se muestra el modelo en el programa EPANET, utilizado para simular hidráulicamente el sistema de tubería de conducción del fluido de trabajo en el sistema.

Para el escenario uno, donde se utiliza un área de 36 m² de colección de energía solar, el caudal de operación de la bomba es de 55,4 l/min, para el escenario dos, donde se utiliza un área de 24 m² de colección de energía solar, el caudal de operación es de 54,2 l/min y para el escenario tres, donde se utiliza un área de 12 m² de colección de energía solar, el caudal de operación es de 49,2 l/min.

En el Cuadro 9, Cuadro 10 y Cuadro 11 se muestran los flujos volumétricos en cada uno de los módulos de colectores solares para los escenarios uno, dos y tres, respectivamente. La enumeración de los módulos se muestra en la Figura 30.

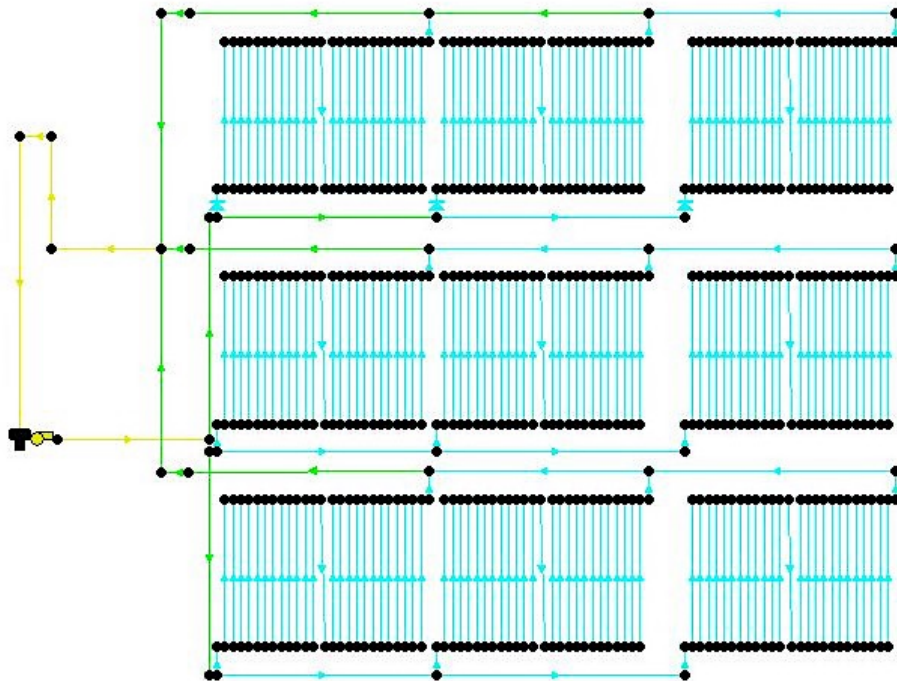


Figura 46. Esquema de la simulación hidráulica efectuada en el programa EPANET para determinación de flujos volumétricos en cada uno de los módulos del sistema de conducción de fluido de trabajo en los colectores solares.

Cuadro 9. Flujos volumétricos en cada uno de los módulos de colectores solares para el escenario uno (36 m² de área de colección solar).

Módulo	Flujo volumétrico (l/min)
1	9,28
2	6,80
3	4,24
4	8,41
5	6,16
6	3,76
7	7,66
8	5,57
9	3,48

Cuadro 10. Flujos volumétricos en cada uno de los módulos de colectores solares para el escenario dos (24 m² de área de colección solar).

Módulo	Flujo volumétrico (l/min)
1	12,77
2	9,42
3	5,94
4	11,86
5	8,82
6	5,41

Cuadro 11. Flujos volumétricos en cada uno de los módulos de colectores solares para el escenario tres (12 m² de área de colección solar).

Módulo	Flujo volumétrico (l/min)
1	22,54
2	16,32
3	10,32

Los datos obtenidos de flujos volumétricos en cada uno de los módulos para los tres escenarios de simulación fueron ingresados en el modelo como datos de entrada para la simulación dinámica en MATLAB – Simulink por tiempo de un año (365 días), correspondiente al 2016.

A continuación, se presentan los resultados obtenidos de la simulación de un año para el escenario uno, el cual es la configuración de funcionamiento actual del sistema (18 colectores solares, 36 m²).

En la Figura 47 se muestra el perfil diario promedio de temperatura del fluido de trabajo en el tanque de almacenamiento de energía térmica y del sustrato en el digestor anaeróbico. De este perfil se observa como, para una configuración de operación con 36 m² de colectores solares, el sistema presenta un alto potencial de almacenamiento de energía térmica durante todo el año, alcanzándose incluso, durante los meses de mayor recolección de energía solar, diferenciales de temperatura de aproximadamente 30 °C entre el tanque de almacenamiento de energía térmica y el digestor anaeróbico.

En el tanque de almacenamiento se alcanzan temperaturas promedio diarias superiores a 70 °C, principalmente en los primeros cuatro meses del año. Mientras que, en el digestor anaeróbico termofílico, el sustrato se mantiene a temperaturas de 45 °C ± 3 °C durante todo el año de simulación (Figura 59). Se puede observar que, utilizando un área de colección de energía solar de 36 m² el sistema es capaz de mantener una temperatura termofílica de 45 °C ± 3 °C en el digestor anaeróbico durante todo el año de simulación.

Bajo esta configuración de funcionamiento es posible incluso contemplar la posibilidad de contar con un digestor de mayor capacidad, o bien, abastecer de energía térmica a un digestor anaeróbico adicional. Sin embargo, la determinación de la capacidad o volumen adicional de digestor anaeróbico que podría adicionarse estaría sujeta a un análisis posterior contemplando un escenario de simulación adicional.

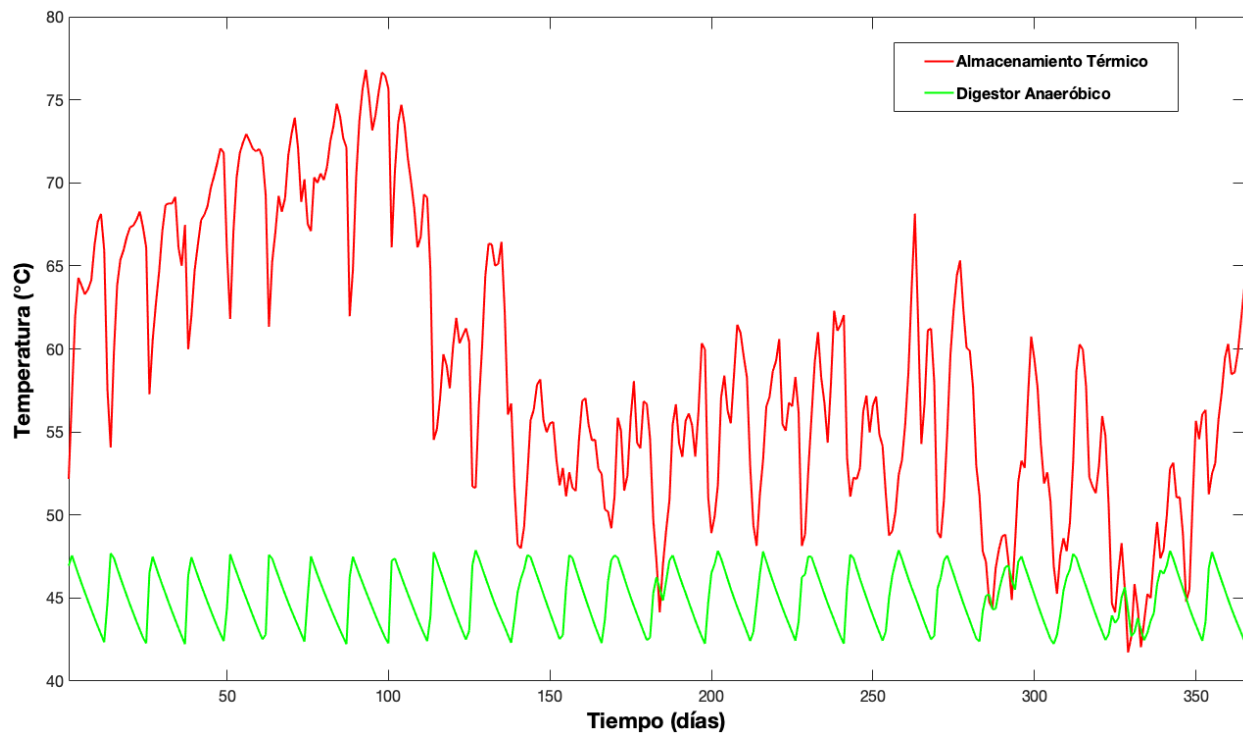


Figura 47. Perfil diario de temperatura promedio en el tanque de almacenamiento de energía térmica y en el digestor anaeróbico termofílico para una simulación de un año (365 días) contemplando el escenario uno (36 m²).

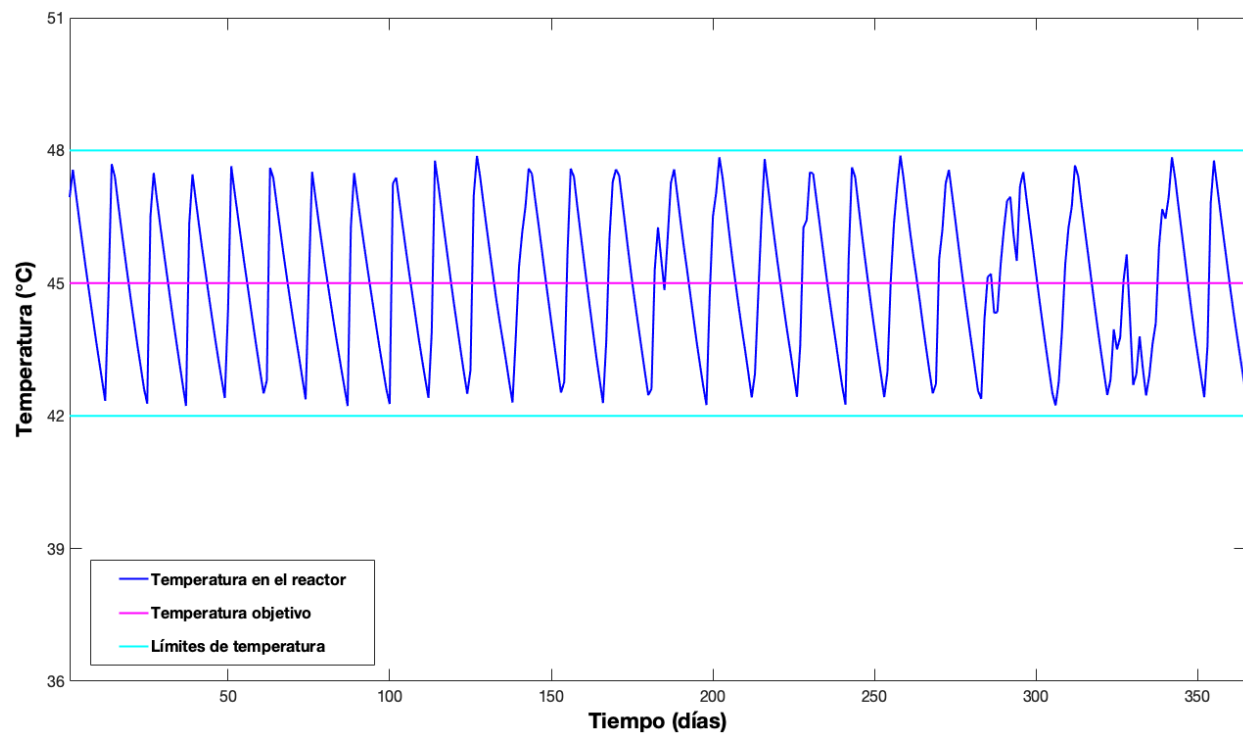


Figura 48. Perfil diario de temperatura promedio en el digestor anaeróbico termofílico para una simulación de un año (365 días) contemplando el escenario uno (36 m²).

De la Figura 47 es posible observar como, en algunos periodos la temperatura del fluido de almacenamiento en el reservorio de energía térmica es menor a la temperatura del sustrato en el digestor. Esta situación ocurre por lapsos muy breves, además, si en estos lapsos la bomba de recirculación permanece desactivada, tal situación no representa un inconveniente para la transferencia de calor desde el reservorio hacia el digestor.

En la Figura 58, Figura 59 y Figura 60 del Anexo O, se muestran los perfiles de temperatura promedio diaria del fluido de trabajo en la salida de la unidad de colectores solares de placa plana, el tanque de almacenamiento presurizado y el tanque de almacenamiento de energía térmica, respectivamente, obtenidos con la simulación del modelo contemplando el escenario uno.

A continuación, se muestran los resultados obtenidos de la simulación de un año para el escenario dos, es decir, cuando el sistema se encuentra en funcionamiento con dos hileras de colectores solares (12 colectores solares, 24 m²).

En la Figura 49 se muestra el perfil diario promedio de temperatura del fluido de trabajo en el tanque de almacenamiento de energía térmica y del sustrato en el digestor anaeróbico. De este perfil se observa como, para una configuración de operación con 24 m² de colectores solares, el sistema sigue presentando un considerable potencial de almacenamiento de energía térmica durante todo el año, alcanzándose incluso, al igual que en el escenario uno (36 m²), diferenciales de temperatura de hasta 30 °C entre el tanque de almacenamiento de energía térmica y el digestor anaeróbico, durante los meses de mayor recolección de energía solar.

En el tanque de almacenamiento se alcanzan temperaturas promedio diarias superiores a 70 °C, principalmente en los primeros cuatro meses del año. Durante los meses restantes la temperatura en el tanque de almacenamiento desciende hasta valores inferiores a 60 °C.

En el digestor anaeróbico termofílico el sustrato se mantiene a temperaturas de 45 °C ± 3 °C durante todo el año de simulación (Figura 50). Se puede observar que, utilizando un área de colección de energía solar de 24 m² el sistema también es capaz de mantener una temperatura termofílica de 45 °C ± 3 °C en el digestor anaeróbico durante todo el año de simulación.

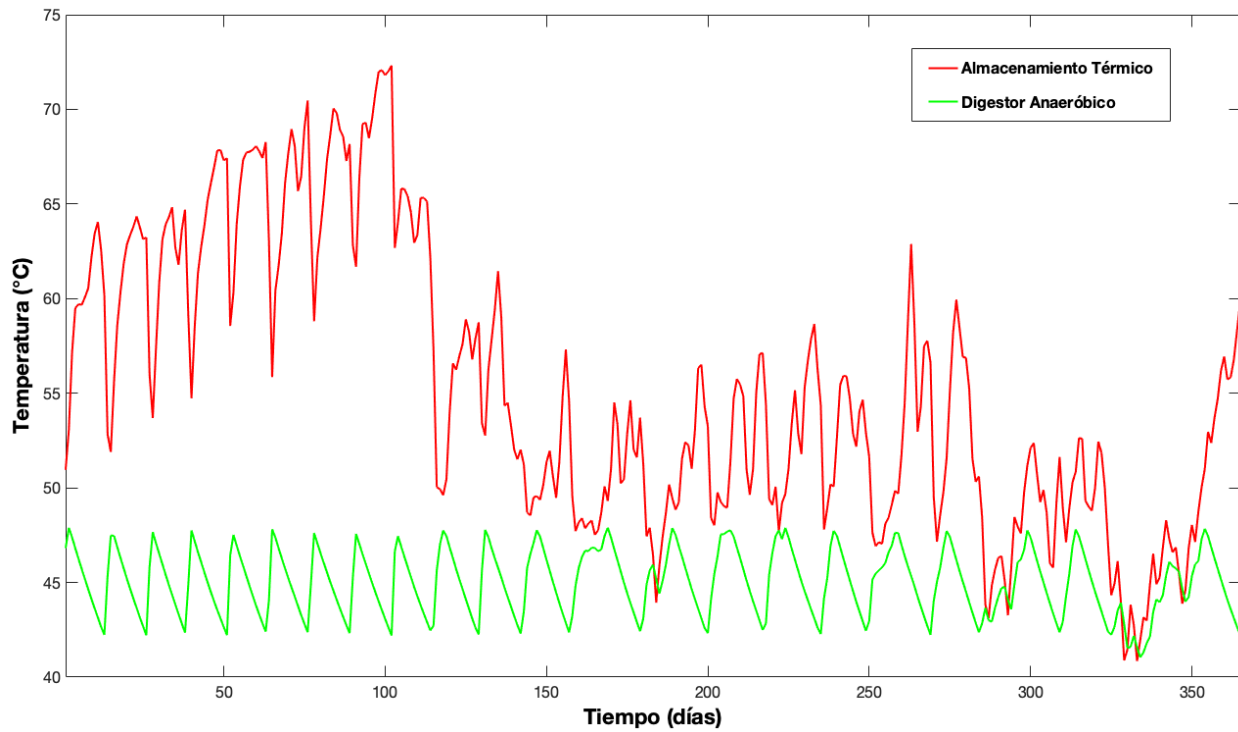


Figura 49. Perfil diario de temperatura promedio en el tanque de almacenamiento de energía térmica y en el digestor anaeróbico termofílico para una simulación de un año (365 días) contemplando el escenario dos (24 m²).

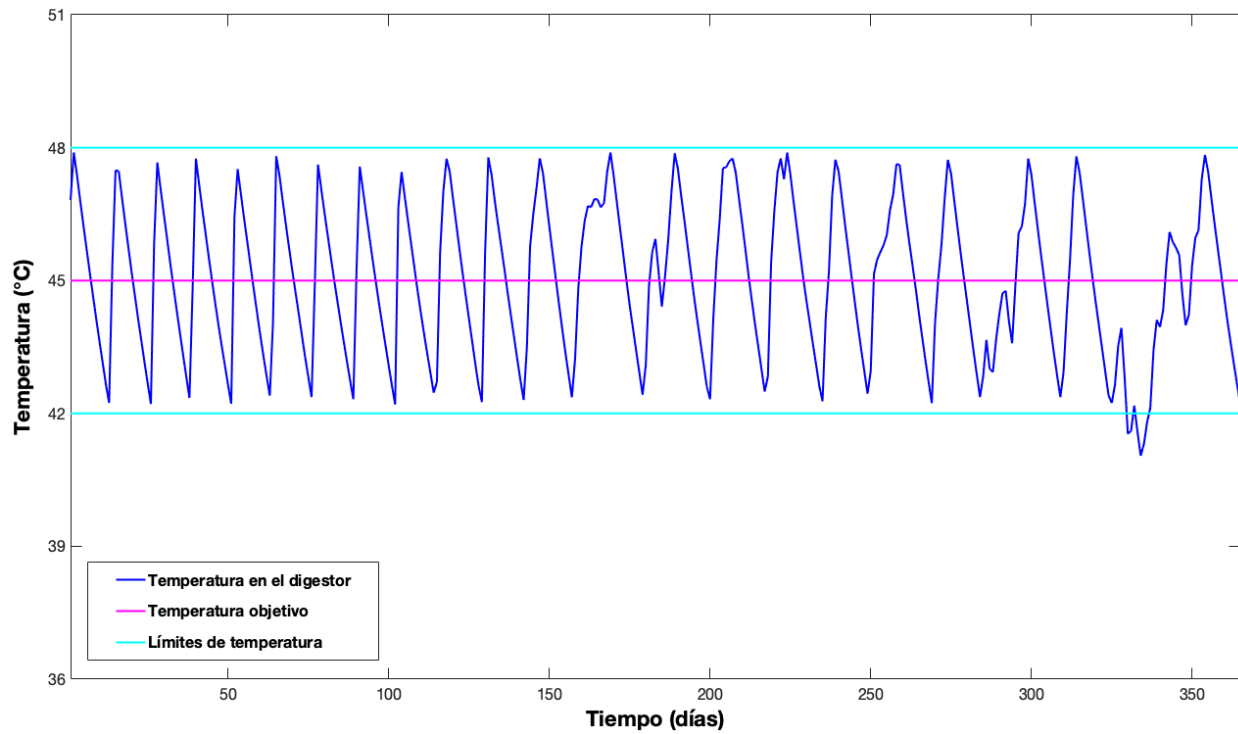


Figura 50. Perfil diario de temperatura promedio en el digestor anaeróbico termofílico durante un año de simulación, para el escenario dos (24 m²).

En la Figura 61, Figura 62 y Figura 63 del Anexo P, se muestran los perfiles de temperatura promedio diaria del fluido de trabajo en la salida de la unidad de colectores solares de placa plana, el tanque de almacenamiento presurizado y el tanque de almacenamiento de energía térmica, respectivamente, obtenidos con la simulación del modelo contemplando el escenario dos.

A continuación, se muestran los resultados obtenidos de la simulación de un año para el escenario tres, es decir, cuando el sistema se encuentra en funcionamiento con una hilera de colectores solares (seis colectores solares, 12 m²).

En la Figura 51 se muestra el perfil diario de temperatura promedio del fluido de trabajo en el tanque de almacenamiento de energía térmica y del sustrato en el digestor anaeróbico termofílico. De este perfil se observa como, para una configuración de operación con 12 m² de colectores solares, el potencial de almacenamiento de energía en el tanque de almacenamiento de energía térmica disminuye considerablemente respecto a los dos escenarios anteriores, especialmente después de los primeros cuatro meses del año de simulación.

En el tanque de almacenamiento se alcanzan temperaturas promedio diarias superiores a 60 °C, principalmente en los primeros cuatro meses del año. Durante los meses restantes la temperatura en el tanque de almacenamiento desciende hasta valores inferiores a 50 °C.

En el digestor anaeróbico termofílico el sustrato se mantiene a temperaturas de 45 °C ± 3 °C durante los primeros cuatro meses del año de simulación (Figura 52), pero cae por debajo de los 42 °C durante largos periodos en los meses restantes del año. Se puede observar que, utilizando un área de colección de energía solar de 12 m² el sistema de aprovechamiento de energía solar es incapaz de mantener el sustrato en el digestor anaeróbico a temperaturas durante todo el año de simulación.

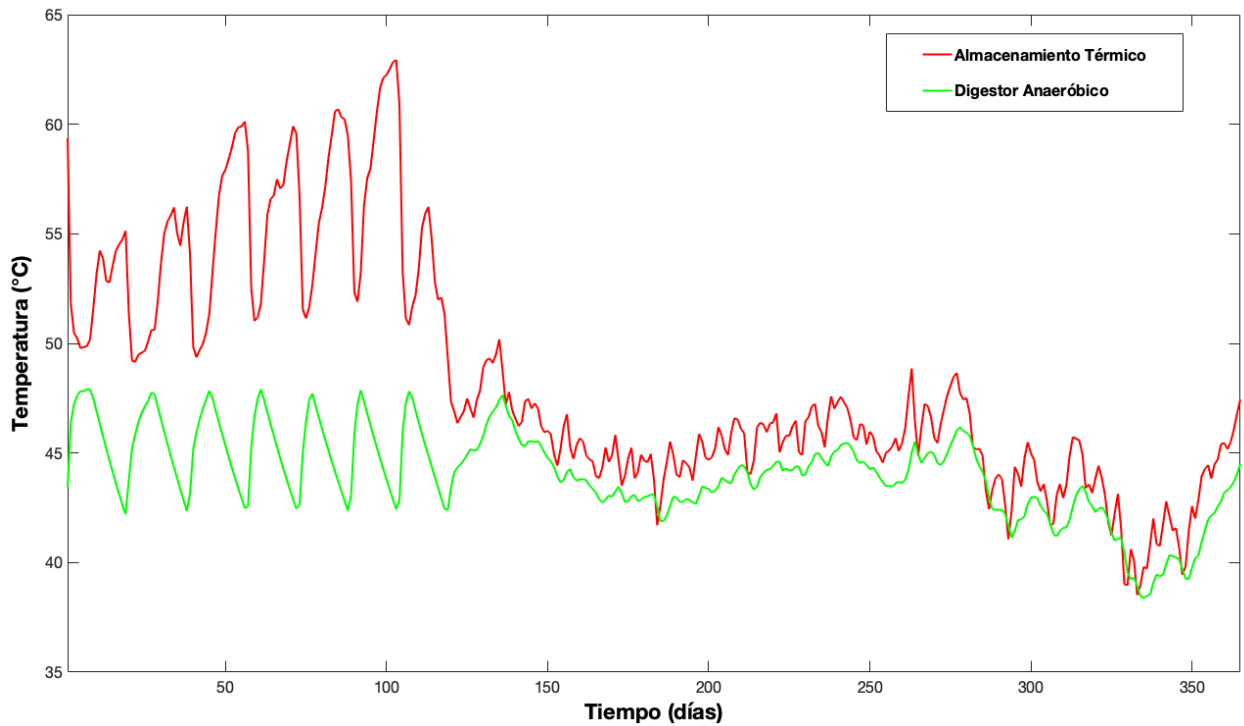


Figura 51. Perfil diario de temperatura promedio en el tanque de almacenamiento de energía térmica y en el digester anaeróbico termofílico para una simulación de un año (365 días) contemplando el escenario tres (12 m²).

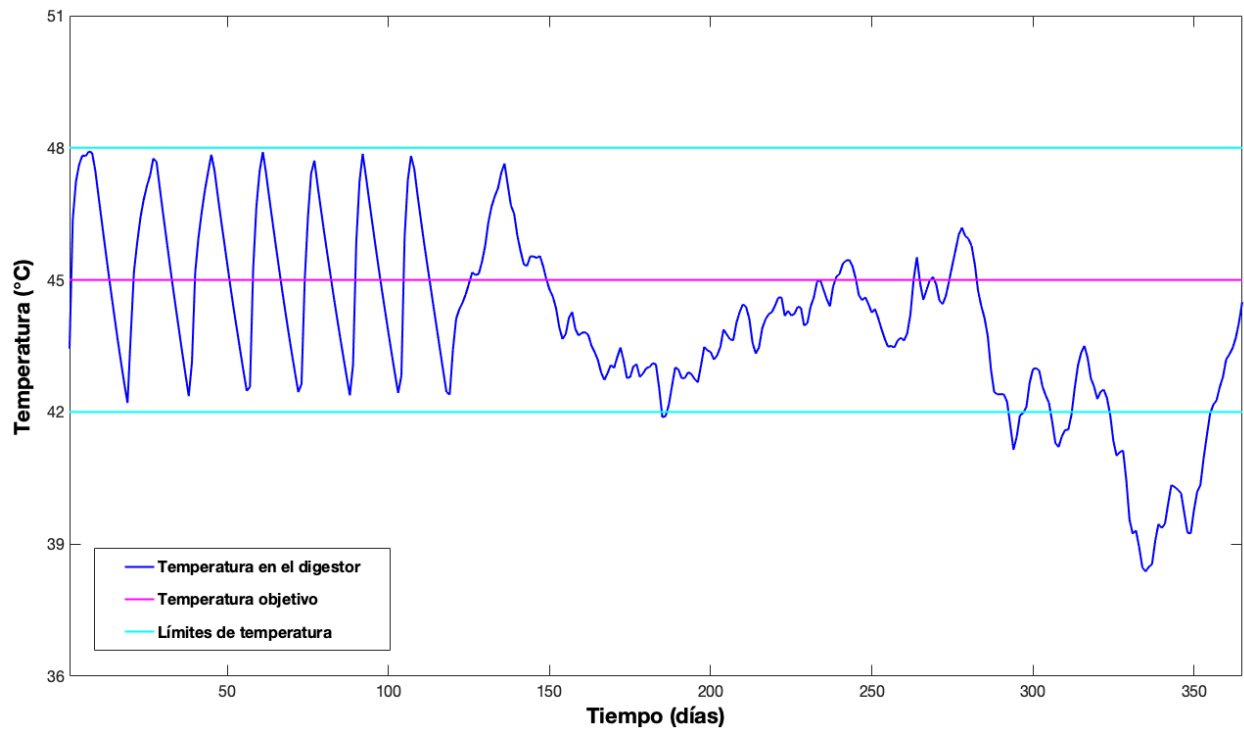


Figura 52. Perfil diario de temperatura promedio en el digester anaeróbico termofílico durante un año de simulación, para el escenario tres (12 m²).

En la Figura 64, Figura 65 y Figura 66 del Anexo Q, se muestran los perfiles de temperatura promedio diaria del fluido de trabajo en la salida de la unidad de colectores solares de placa plana, el tanque de almacenamiento presurizado y el tanque de almacenamiento de energía térmica, respectivamente, obtenidos con la simulación del modelo contemplando el escenario tres.

El común denominador en los tres escenarios de simulación es la disminución en el potencial de recolección y almacenamiento de energía en el sistema de aprovechamiento de energía térmica a partir del día 100 de simulación (durante el mes de abril). La temperatura promedio diaria del fluido de trabajo en la unidad de colectores solares, el tanque de almacenamiento presurizado y el tanque de almacenamiento de energía térmica tiende a disminuir en los tres escenarios simulados después de los primeros cuatro meses del año. Únicamente en los escenarios uno (36 m^2) y dos (24 m^2), la temperatura en el digestor se mantiene en $45 \text{ }^\circ\text{C} \pm 3 \text{ }^\circ\text{C}$.

Los meses donde se ve disminuido este potencial de recolección y almacenamiento de energía térmica son coincidentes con la época lluviosa, donde la radiación solar incidente disminuye (especialmente la radiación solar directa) y debido a las condiciones húmedas típicas de la época, es muy probable que las pérdidas de calor al ambiente aumenten.

En la Figura 53 y Figura 54 se muestran los datos de energía térmica (en kJ) total mensual recolectada por el sistema en cada uno de los escenarios de simulación desde enero a junio de 2016 y desde julio a diciembre de 2016, respectivamente.

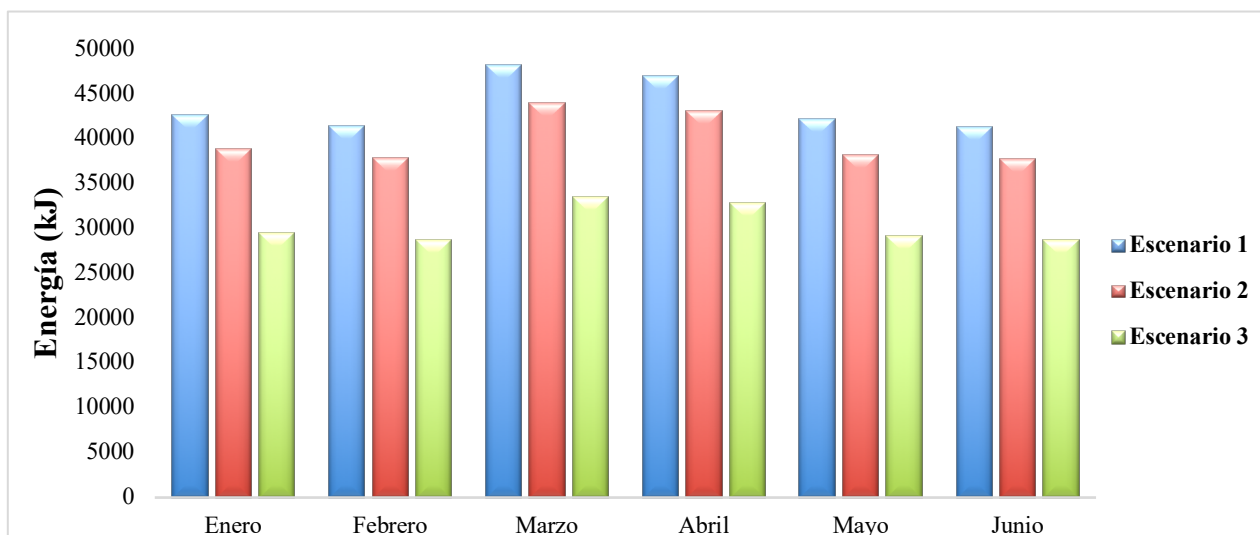


Figura 53. Energía térmica total mensual recolectada por el sistema para cada uno de los escenarios de simulación (desde enero a junio de 2016).

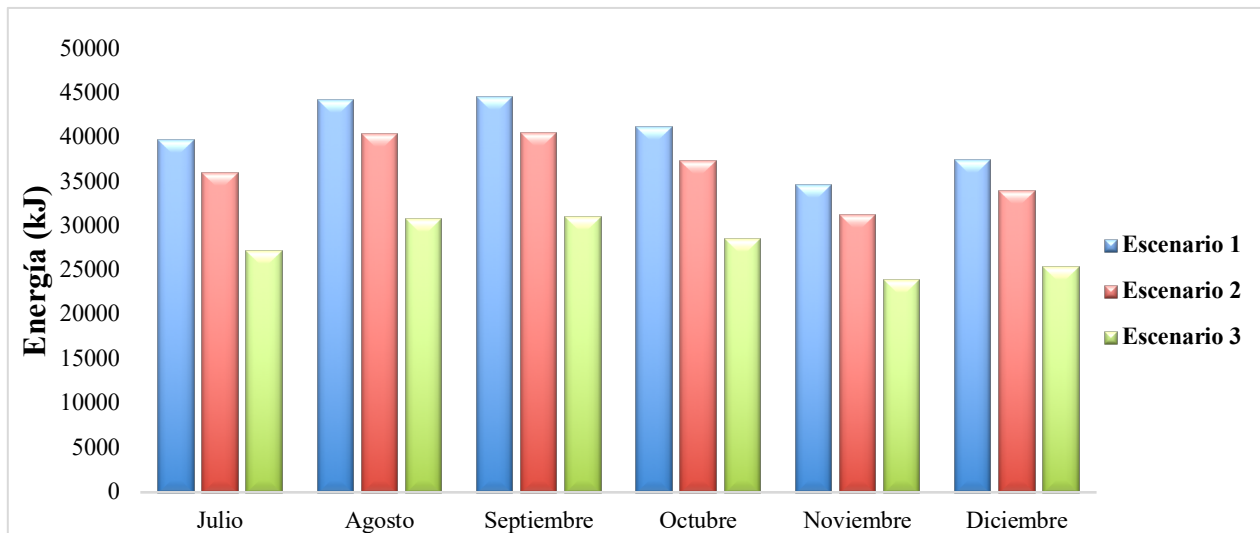


Figura 54. Energía térmica total mensual recolectada por el sistema para cada uno de los escenarios de simulación (desde julio a diciembre de 2016).

Como es de suponer, la cantidad de energía recolectada disminuye de forma proporcional conforme disminuye el área de recolección de energía solar. Para el escenario uno (36 m² de colectores solares) se obtienen cantidades de energía térmica recolectada de entre 35 000 kJ y 48 000 kJ durante los 12 meses de simulación. Esta cantidad de energía se ve disminuida hasta el rango de 30 000 kJ y 44 000 kJ cuando el área de recolección se reduce a 24 m² y de 24 000 kJ a 33 000 kJ cuando se reduce a 12 m².

En las Figuras 55 y 56 se muestran los datos de energía eléctrica (en kW-h) total mensual consumida por el sistema en cada uno de los escenarios de simulación desde enero a junio de 2016 y desde julio a diciembre de 2016, respectivamente.

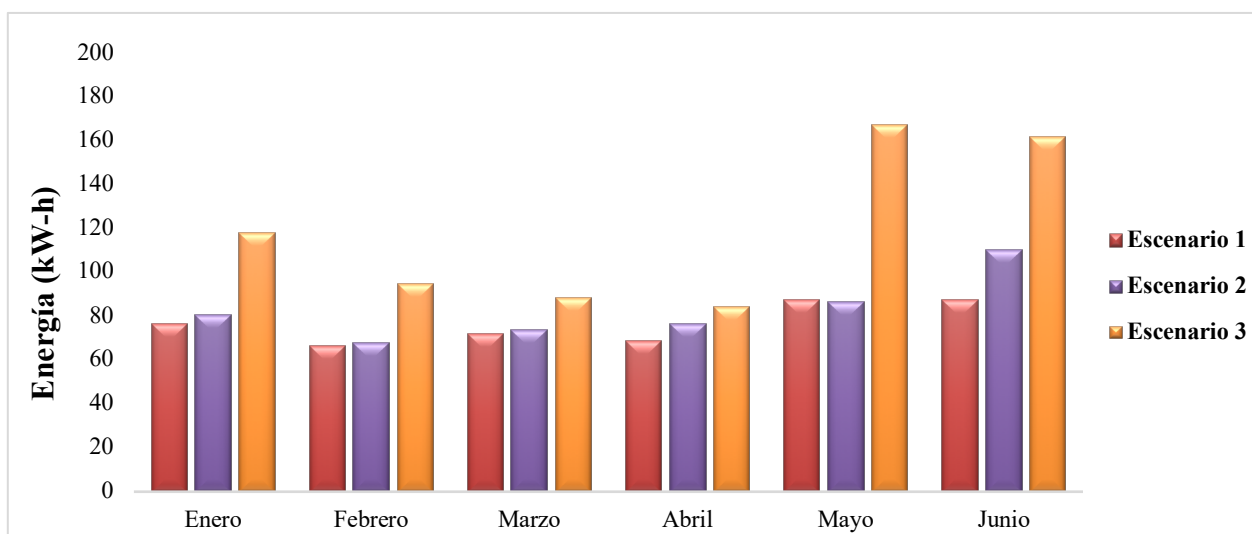


Figura 55. Energía eléctrica total mensual consumida por el sistema para cada uno de los escenarios de simulación (desde enero a junio de 2016).

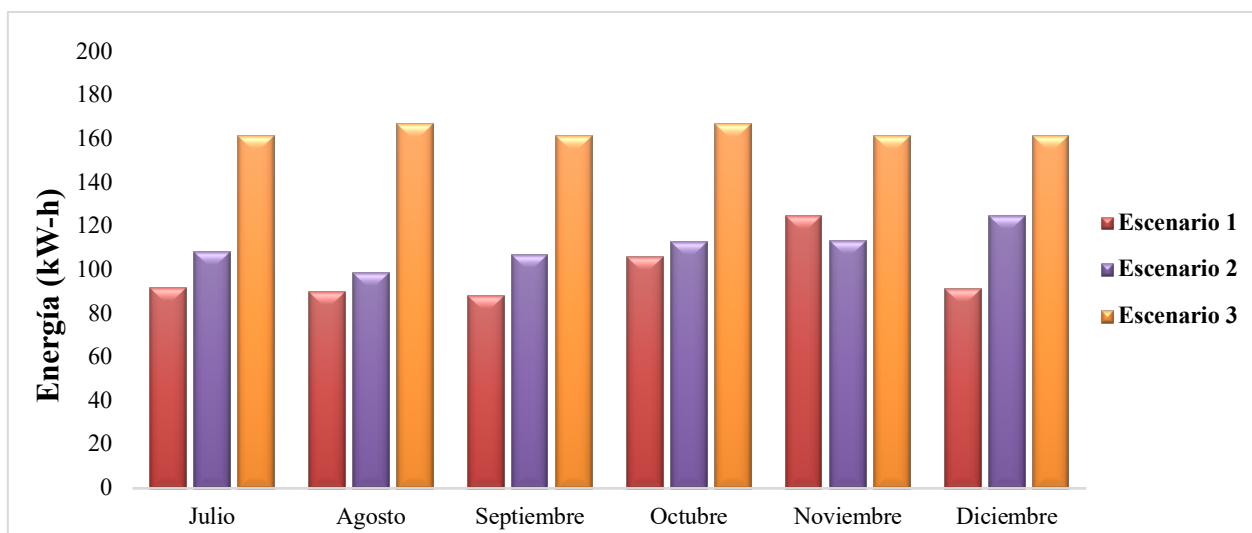


Figura 56. Energía eléctrica total mensual consumida por el sistema para cada uno de los escenarios de simulación (desde julio a diciembre de 2016).

Según la configuración de activación y desactivación de las bombas de recirculación, el consumo de energía eléctrica aumenta en el segundo semestre del año de simulación para los tres escenarios simulados. El mayor consumo de energía eléctrica anual se da en el escenario tres (12 m² de colectores solares), esto se debe a que, durante el segundo semestre del año, la energía colectada y transferida no es suficiente para mantener la temperatura del digestor a temperaturas termofílicas, esto ocasiona que la bomba de calentamiento en el digestor permanezca activa durante largos periodos, porque la temperatura en el digestor no alcanza los 48 °C que es el límite necesario de

desactivación de la bomba de recirculación que se encarga de calentar el digestor anaeróbico, aumentándose así de forma considerable el consumo de energía eléctrica respecto a los otros dos escenarios simulados (36 m² y 24 m² de colectores solares).

Para el caso de la bomba de recirculación del fluido de trabajo en los colectores solares, al activarse por medio de un temporizador, el consumo de energía eléctrica debido a este dispositivo es el mismo en los tres escenarios simulados.

Después de los primeros cuatro meses de simulación, el consumo de energía eléctrica mensual en el escenario tres (12 m² de colectores solares) supera los 150 kW-h. En el escenario uno (36 m² de colectores solares) no se superan los 150 kW-h mensuales de consumo eléctrico en todo el año de simulación.

La activación de la bomba de recirculación en los colectores solares por medio de un temporizador desde las 8:00 horas hasta las 17:00 horas, puede promover que, en días poco soleados y húmedos, a través de los colectores solares y el intercambiador de calor, se remueva energía térmica del tanque de almacenamiento. Esta situación tiene lugar cuando la temperatura del fluido de trabajo a la salida de los colectores solares es menor a la temperatura del fluido en el tanque de almacenamiento de energía térmica.

La activación y desactivación de la bomba de recirculación en el intercambiador de calor dentro del digestor anaeróbico termofílico a partir de un umbral de temperatura en este dispositivo, puede promover una remoción de calor en el digestor anaeróbico termofílico, debido a que la programación de esta bomba no corrobora si la temperatura en el digestor es inferior a la temperatura del fluido en el tanque de almacenamiento de energía térmica.

Se ha comprobado con este análisis que un área de recolección de energía solar de 24 m² es suficiente para mantener en operación durante todo el año de simulación un digestor anaeróbico termofílico de biodigestión anaeróbica de 17 m³. Con esta configuración el sistema recolecta un promedio anual de energía térmica de 38 000 kJ y el consumo promedio anual de energía eléctrica es de 96,7 kW-h.

No se descarta la opción de que puedan ser contemplados una mayor cantidad de escenarios de simulación, de forma que pueda ser estudiado el rendimiento del sistema con áreas de colección de

energía solar de 16 m² (8 colectores solares) y 20 m² (10 colectores solares). Esto porque ya se determinó que 24 m² es área suficiente y 12 m² es insuficiente, según el año simulado.

Incluso podrían contemplarse escenarios en los que se modifiquen los parámetros de diseño de los dispositivos que componen la unidad de aprovechamiento de energía solar, como por ejemplo las dimensiones y materiales de construcción de los intercambiadores de calor, así como las dimensiones de los reservorios de energía térmica y el grosor de las capas de aislante térmico.

Es importante contemplar la opción de profundizar en este análisis de energía tanto térmica como eléctrica a partir de la simulación de una mayor cantidad de años utilizando el modelo propuesto en este proyecto. Con el objetivo de observar la variación en el requerimiento energético del sistema de tratamiento de residuos húmedos por biodigestión anaeróbica debido al cambio en las condiciones meteorológicas a través de los años.

Para el presente proyecto se estableció un rango de temperatura óptima en el digestor de 45 °C ± 3 °C debido a que este se encuentra en el rango de temperaturas termofílicas, sin embargo, con el modelo propuesto es posible establecer un rango de temperatura de operación incluso mayor, si así es requerido en el sistema; o un rango menor, para cuando se desee simular el sistema operando a temperaturas mesofílicas.

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones

Se determinaron los parámetros generales de diseño de todos los dispositivos que componen la unidad de aprovechamiento de energía solar en el Sistema Integrado de Tratamiento de Residuos Húmedos de la Estación Experimental Agrícola Fabio Baudrit Moreno de la Universidad de Costa Rica. Con estos parámetros se caracterizó la unidad de aprovechamiento de energía solar y se establecieron los criterios de simulación del modelo.

Se estableció un modelo matemático a partir de un análisis termodinámico en una unidad de aprovechamiento de energía solar utilizando el programa MATLAB y herramientas de programación en bloques (Simulink). Con este modelo se determinó el requerimiento energético de un Sistema Integrado de Tratamiento de Residuos Húmedos para generación de productos de alto valor comercial.

El modelo se ha validado con datos medidos en campo obteniendo porcentajes de diferencia promedios de temperatura de 5,14%, 2,48%, 1,65% y 2,19% para los subsistemas de la unidad de colectores solares de placa plana, tanque presurizado, tanque de almacenamiento de energía térmica y digestor anaeróbico termofílico, respectivamente.

El modelo fue utilizado para implementar mejoras en la eficiencia global de generación energética del Sistema Integrado de Tratamiento de Residuos Húmedos por biodigestión anaeróbica. Se determinó que un área de recolección de energía solar de 24 m² (12 colectores solares de placa plana) es suficiente para mantener un digestor anaeróbico termofílico de reactor continuo con agitación (CSTR) de 17 m³ a temperaturas termofílicas durante todo el año de simulación, ubicado en el distrito de San José, cantón central de Alajuela. Mientras que utilizando un área de colección de energía solar de 12 m² (6 colectores solares) el sistema es incapaz de mantener la temperatura del digestor anaeróbico a temperaturas termofílicas durante todo el año de simulación. Bajo esta última configuración puede verse disminuida la eficiencia de producción de biogás en el sistema.

El modelo propuesto en este proyecto para simular dinámicamente el comportamiento termodinámico de una unidad de aprovechamiento de energía solar en un Sistema Integrado de Tratamiento de Residuos Húmedos puede ser utilizado para simular otros sistemas similares que

utilicen energía solar como fuente alternativa para suplir las necesidades de energía térmica. Esto quiere decir que puede ser utilizado para simular cualquier sistema de calentamiento de agua para propósitos de baja temperatura, utilizando energía solar como fuente alternativa de energía.

El modelo propuesto en este proyecto puede ser implementado en una fase de diseño previa a la construcción de un Sistema Integrado de Tratamiento de Residuos Húmedos para generación de productos de alto valor comercial por medio de biodigestión anaeróbica. Con este modelo es posible determinar las necesidades de energía térmica a través del tiempo utilizando datos meteorológicos como parámetros de entrada. Con el modelo el usuario tiene la posibilidad de ingresar los parámetros físicos y de diseño de los diferentes dispositivos que componen la unidad de aprovechamiento de energía solar (colectores solares, reservorios de energía, intercambiadores de calor y bombas de recirculación) así como las dimensiones del digester anaeróbico y a partir de ello determinar el comportamiento térmico del sistema.

El modelo propuesto en este proyecto puede ser utilizado para simular otros escenarios donde se varíen las dimensiones de los dispositivos que componen la unidad de aprovechamiento de energía solar, así como las dimensiones del digester anaeróbico, el rango de temperatura óptima de operación y el caso en el que el sistema se ubique en un sitio con distintas condiciones meteorológicas.

Según estimaciones del Instituto Costarricense de Electricidad, existen en Costa Rica aproximadamente 39 proyectos privados de generación de biogás a partir de residuos orgánicos provenientes de actividades agropecuarias utilizando biodigestión anaeróbica. Este tipo de sistemas le proveen a la empresa privada una serie de beneficios entre los que destaca la reducción de la facturación por servicio eléctricos, ahorro en fertilizantes, reducción de malos olores, captura de metano y solución al problema de manejo de desechos. El modelo propuesto en este proyecto representa una alternativa para que, desde la empresa privada e instituciones públicas, se diseñen sistemas de tratamiento de residuos húmedos por biodigestión anaeróbica, con altas eficiencias en el aprovechamiento de los recursos energéticos disponibles.

5.2. Recomendaciones

Contemplar escenarios de simulación con 16 m² y 20 m² de área de colección de energía solar. Esto debido a que se observó que 24 m² es área de colección suficiente para mantener rangos de temperatura termofílica en el digestor anaeróbico y 12 m² es área insuficiente.

Contemplar un escenario de simulación donde se programe la activación de la bomba de recirculación del fluido de trabajo a través de los colectores solares en función no solo de un horario preestablecido (en este proyecto, desde las 8:00 horas hasta las 17:00 horas del día) sino también que se tome en cuenta que la temperatura del fluido de trabajo a la salida de la unidad de colectores solares sea siempre mayor a la temperatura en el tanque de almacenamiento de energía térmica (ver Anexo E). De esta forma se evita que el fluido de trabajo proveniente de los colectores solares extraiga energía calórica del reservorio de energía térmica.

Contemplar un escenario de simulación donde se programe la activación de la bomba de recirculación a través del intercambiador de calor dentro del digestor en función no solo de la temperatura del sustrato en el digestor, sino también que se tome en cuenta que la temperatura del fluido de trabajo en el reservorio de energía térmica sea siempre mayor a la temperatura del sustrato en el digestor (ver Anexo G). De esta forma se evita que el fluido de trabajo proveniente del reservorio de energía térmica extraiga calor del digestor.

Ante la variación de las condiciones climáticas a través de los años, se recomienda utilizar datos de la estación meteorológica Fabio Baudrit de al menos cinco años para establecer una simulación dinámica del sistema y proyectar las necesidades de energía térmica.

La cantidad de datos recolectados en campo para la validación de los modelos son limitados. Únicamente se dispuso de datos correspondientes a una semana (del 20 al 26 de febrero, 2016). Se recomienda recolectar datos de al menos seis meses.

Los datos de velocidad del viento obtenidos de la estación meteorológica del Instituto Meteorológico Nacional ubicada en la Estación Experimental Agrícola Fabio Baudrit Moreno y que fueron utilizados en este proyecto como parámetros de entrada del modelo para la simulación dinámica, corresponden a una altura de cinco metros aproximadamente. Se recomienda medir las velocidades del viento a la altura de los colectores solares.

Bibliografía

- [1] Instituto Costarricense de Electricidad (ICE). *Plan de Expansión de la Generación Eléctrica (2016-2035)*. Planificación y Desarrollo Eléctrico. Proceso de Expansión del Sistema, San José, Costa Rica, 2017.
- [2] Presidencia de la República de Costa Rica. *Dirección de Comunicación de la Presidencia de la República de Costa Rica*. 2018. Disponible en: <https://presidencia.go.cr>. [Último acceso: 19 Julio 2018].
- [3] Ministerio de Ambiente y Energía (MINAE). *VII Plan Nacional de Energía 2015-2030*. Gobierno de la República de Costa Rica, San José, 2015.
- [4] Ó. Coto Chinchilla. *Evaluación de la Generación de Residuos Agrícolas Orgánicos (RAO) en Costa Rica e Identificación de Sector Prioritario*. Fundación para el Fomento y Promoción de la Investigación y Transferencia de Tecnología Agropecuaria de Costa Rica (FITTACORI), San José, Costa Rica, 2013.
- [5] R. Aguilar, M. Bustamante, D. Kirk, M. Alberto, D. Baudrit, J. Aguilar, W. Rodríguez, D. Reinhold y W. Liao. *Technical and economic feasibility of a solar-bio-powered waste utilization and treatment system in Central America*. *Journal of Environmental Management*, n° 184, pp. 371-379, 2016.
- [6] S. Evangelisti, R. Clift, C. Tagliaferri y P. Lettieri. *A life cycle assessment of distributed energy production from organic waste: Two case studies in Europe*. *Waste Management*, vol. 64, pp. 371-385, 2017.
- [7] International Renewable Energy Agency (IRENA). *Renewable Power Generation Costs in 2012: An Overview*. Abu Dhabi, United Arab Emirates, 2013.
- [8] E. Uçkun Kiran, K. Stamatelatos, G. Antonopoulou y G. Lyberatos. *Production of biogas via anaerobic digestion*. *Handbook of Biofuels Production. Processes and Technologies.*, vol. Second Editio, pp. 259-301, 2016.
- [9] M. C. Gould. *Bioenergy and Anaerobic Digestion*. *Bioenergy: Biomass to Biofuels*, Amsterdam, Elsevier Inc., 2015, pp. 297-317.
- [10] G. Bochmann y L. F. R. Montgomery. *Storage and Pre-treatment of Substrates for Biogas*. *The Biogas Handbook: Science, Production and Applications*, Oxford, Woodhead Publishing, 2013, pp. 85-103.

- [11] Universidad de Costa Rica. *Estación Experimental Agrícola Fabio Baudrit Moreno. Centro de Informática, Universidad de Costa Rica*, 2013. Disponible en: <http://www.eeafbm.ucr.ac.cr>. [Último acceso: 27 Febrero 2018].
- [12] O. Salas. *Noticias: Universidad de Costa Rica. Oficina de Divulgación e Información*, 2013. Disponible en: <https://www.ucr.ac.cr/noticias/2013/05/17/inauguran-biodigestor-en-estacion-fabio-baudrit.html>. [Último acceso: 27 Febrero 2018].
- [13] Y. A. Çengel y M. A. Boles. *Termodinámica, Sexta Edición*. México D.F.: McGraw Hill, 2009.
- [14] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera y D. P. DeWitt. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. United States of America: John Wiley & Sons, Inc., 2011.
- [15] Y. A. Çengel y A. J. Ghajar. *Transferencia de Calor y Masa. Fundamentos y Aplicaciones, Cuarta Edición*, México D.F.: McGraw Hill, 2011.
- [16] R. W. Serth y T. G. Lestina. *Heat Conduction. Process Heat Transfer. Principles, Applications and Rules of Thumb*, Oxford, Elsevier Inc., 2014, pp. 1-30.
- [17] Y. A. Çengel y J. M. Cimbala. *Mecánica de Fluidos. Fundamentos y Aplicaciones*, México: McGraw-Hill, 2006.
- [18] J. R. Welty, C. E. Wicks, R. E. Wilson y G. L. Rorrer. *Fundamentals of Momentum, Heat, and Mass Transfer*, United States of America: John Wiley & Sons, Inc., 2008.
- [19] B. Sørensen. *Solar Energy Storage*, London: Elsevier Ltda, 2015.
- [20] R. Foster, M. Ghassemi y A. Cota. *Chapter 4. Solar Thermal Systems and Applications. Solar Energy. Renewable Energy and the Environment*, Boca Ratón, Taylor and Francis Group, LLC., 2010, pp. 73-114.
- [21] D. Koehler. *Chapter 10. Solar Energy Systems. Plumbing Engineering Design Handbook, American Society of Plumbing Engineers (ASPE)*, 2015, pp. 191-204.
- [22] S. A. Kalogirou. *Chapter 3. Solar Energy Collectors. Solar Energy Engineering. Processes and Systems*. California, Elsevier Inc., 2009, pp. 121-217.
- [23] H. Zheng. *Chapter 2. Solar Energy Utilization and Its Collection Devices. Solar Energy Desalination Technology*. Cambridge, Elsevier Inc., 2017, pp. 47-171.
- [24] ASHRAE. *Chapter 10. Energy Sources. ASHRAE Green Guide. Design, Construction and Operation of Sustainable Buildings*. Atlanta, ASHRAE, 2018, pp. 253-285.

- [25] S. Karellas, T. C. Roumpedakis, N. Tzouganatos y K. Braimakis. *Solar Cooling Technologies*, Boca Ratón: CRC Press - Taylor & Francis Group, 2018.
- [26] J. A. Duffie y W. A. Beckman. *Chapter 6. Flat-Plate Collectors. Solar Engineering of Thermal Processes*, New Jersey, John Wiley & Sons, Inc., 2013, pp. 236-319.
- [27] B. L. Capehart, W. J. Kennedy y W. C. Turner. *Chapter 15. Renewable Energy Sources and Water Management. Guide to Energy Management*. Boca Raton, The Fairmont Press Inc., 2016, pp. 505-538.
- [28] ASHRAE. *Chapter 35. Solar Energy Use. 2015 ASHRAE Handbook. Heating, Ventilating and Air-Conditioning Applications (SI Edition)*, Atlanta, ASHRAE, 2015, pp. 35.1-35.30.
- [29] R. A. Serway y J. W. Jewett. *Física para Ciencias e Ingeniería con Física Moderna, Séptima Edición*, vol. II, Santa Fe, México, México DF: Cengage Learning, Inc., 2009.
- [30] N. El Bassam, P. Maegaard y M. Lawton Schlichting. *Chapter 7. Solar Energy. Distributed Renewable Energies for Off-Grid Communitities. Strategies and Technologies toward Achieving Sustainability in Energy Generation and Supply.*, Oxford, Elsevier Inc., 2013, pp. 91-109.
- [31] S. A. Kalogirou. *Capítulo 2. Environmental Characteristics. Solar Energy Engineering. Processes and Systems.*, California, Elsevier Inc., 2009, pp. 49-113.
- [32] L. Adelard, F. Pignolet-Tardan, T. Mara, P. Lauret, F. Garde y H. Boyer. *Sky Temperature Modelisation and Applications in Building Simulation. Renewable Energy*, n° 15, pp. 418-430, 1998.
- [33] S. Kumar y S. Mullick. *Wind heat transfer coefficient in solar collectors in outdoor conditions. Solar Energy*, n° 84, pp. 965-963, 2010.
- [34] V. K. Agarwal y D. C. Larson. *Calculation of the top loss coefficient of a flat-plate collector. Solar Energy*, vol. 27, pp. 69-71, 1981.
- [35] S. A. Kalogirou. *Chapter 5. Solar Water Heating Systems. Solar Energy Engineering. Processes and Systems*. San Diego, Elsevier Inc., 2009, pp. 251-314.
- [36] M. Nitsche y R. Gbadamosi. *Chapter 11. Double Pipe, Helical Coil, and Cross Flow Heat Exchanger. Heat Exchanger Design Guide. A Practical Guide for Planning, Selecting and Designing of Shell and Tube Exchangers*, Oxford, Elsevier Inc., 2016, pp. 229-245.
- [37] M. Lazova, H. Huisseune, A. Kaya, S. Lecompte, G. Kosmadakis y M. De Paepe. *Performance Evaluation of a Helical Coil Heat Exchanger Working under Supercritical*

Conditions in a Solar Organic Rankine Cycle Installation. Energies, vol. 9, nº 6, pp. 432-452, 2016.

- [38] C. Hahn. *MathWorks*, 2017. Disponible en: https://blogs.mathworks.com/racing-lounge/2017/12/08/solver-choice/?fbclid=IwAR2vz7DUj-G6wmJwXQv5g_qQ_h65Mz6KoncBoDIYO1i-P8yroFyUkwxSJhs. [Último acceso: 20 Noviembre 2018].
- [39] Y. Choi y M. Okos. *Effects of temperature and composition on thermal properties of foods. Journal of Food Process and Applications*, vol. 1, nº 1, pp. 93-101, 1986.
- [40] W. Bolton. *Mecatrónica. Sistemas de control electrónico en la ingeniería mecánica y eléctrica. Un enfoque multidisciplinario, Quinta Edición*, México, D.F.: Alfaomega Grupo Editor S.A., 2013, p. 648.
- [41] Grundfos. *Grundfos. Product Center*, 2018. Disponible en: <https://product-selection.grundfos.com/front-page.html?pumpsystemid=440489826&qcid=375568698>. [Último acceso: 3 Noviembre 2018].

Anexos

Anexo A. Tabla de propiedades termodinámicas del agua saturada [15].

Temperatura	Conductividad térmica	Viscosidad cinemática	Número de Prandtl	Coefficiente de expansión volumétrica
T (°C)	k (W/m/K)	ν (m ² /s)	Pr (adimensional)	β (1/K)
10,0	0,580	1,31x10 ⁻⁰⁶	9,450	7,33x10 ⁻⁰⁴
12,5	0,585	1,22x10 ⁻⁰⁶	8,770	4,36x10 ⁻⁰⁴
15,0	0,589	1,14x10 ⁻⁰⁶	8,090	1,38x10 ⁻⁰⁴
17,5	0,594	1,07x10 ⁻⁰⁶	7,550	1,67x10 ⁻⁰⁴
20,0	0,598	1,00x10 ⁻⁰⁶	7,010	1,95x10 ⁻⁰⁴
22,5	0,603	9,49x10 ⁻⁰⁷	6,575	2,21x10 ⁻⁰⁴
25,0	0,607	8,94x10 ⁻⁰⁷	6,140	2,47x10 ⁻⁰⁴
27,5	0,611	8,47x10 ⁻⁰⁷	5,780	2,71x10 ⁻⁰⁴
30,0	0,615	8,01x10 ⁻⁰⁷	5,420	2,94x10 ⁻⁰⁴
32,5	0,619	7,63x10 ⁻⁰⁷	5,125	3,16x10 ⁻⁰⁴
35,0	0,623	7,24x10 ⁻⁰⁷	4,830	3,37x10 ⁻⁰⁴
37,5	0,627	6,91x10 ⁻⁰⁷	4,575	3,57x10 ⁻⁰⁴
40,0	0,631	6,58x10 ⁻⁰⁷	4,320	3,77x10 ⁻⁰⁴
42,5	0,634	6,30x10 ⁻⁰⁷	4,115	3,96x10 ⁻⁰⁴
45,0	0,637	6,02x10 ⁻⁰⁷	3,910	4,15x10 ⁻⁰⁴
47,5	0,641	5,78x10 ⁻⁰⁷	3,730	4,33x10 ⁻⁰⁴
50,0	0,644	5,54x10 ⁻⁰⁷	3,550	4,51x10 ⁻⁰⁴
52,5	0,647	5,33x10 ⁻⁰⁷	3,400	4,68x10 ⁻⁰⁴
55,0	0,649	5,12x10 ⁻⁰⁷	3,250	4,84x10 ⁻⁰⁴
57,5	0,652	4,93x10 ⁻⁰⁷	3,120	5,01x10 ⁻⁰⁴
60,0	0,654	4,75x10 ⁻⁰⁷	2,990	5,17x10 ⁻⁰⁴
62,5	0,657	4,58x10 ⁻⁰⁷	2,870	5,33x10 ⁻⁰⁴
65,0	0,659	4,42x10 ⁻⁰⁷	2,750	5,48x10 ⁻⁰⁴
67,5	0,661	4,27x10 ⁻⁰⁷	2,650	5,63x10 ⁻⁰⁴
70,0	0,663	4,13x10 ⁻⁰⁷	2,550	5,78x10 ⁻⁰⁴
72,5	0,665	4,01x10 ⁻⁰⁷	2,465	5,93x10 ⁻⁰⁴
75,0	0,667	3,88x10 ⁻⁰⁷	2,380	6,07x10 ⁻⁰⁴
77,5	0,669	3,77x10 ⁻⁰⁷	2,300	6,30x10 ⁻⁰⁴
80,0	0,670	3,65x10 ⁻⁰⁷	2,220	6,53x10 ⁻⁰⁴
82,5	0,672	3,55x10 ⁻⁰⁷	2,150	6,62x10 ⁻⁰⁴
85,0	0,673	3,44x10 ⁻⁰⁷	2,080	6,70x10 ⁻⁰⁴
87,5	0,674	3,35x10 ⁻⁰⁷	2,020	6,86x10 ⁻⁰⁴
90,0	0,675	3,26x10 ⁻⁰⁷	1,960	7,02x10 ⁻⁰⁴
92,5	0,676	3,18x10 ⁻⁰⁷	1,905	7,09x10 ⁻⁰⁴
95,0	0,677	3,09x10 ⁻⁰⁷	1,850	7,16x10 ⁻⁰⁴
97,5	0,678	3,02x10 ⁻⁰⁷	1,800	7,33x10 ⁻⁰⁴
100,0	0,679	2,94x10 ⁻⁰⁷	1,750	7,50x10 ⁻⁰⁴

Anexo B. Tabla de propiedades termodinámicas del aire a presión atmosférica (101,3 kPa) [15].

Temperatura T (°C)	Conductividad térmica k (W/m/K)	Viscosidad cinemática ν (m²/s)	Número de Prandtl Pr (adimensional)
10,00	0,02439	1,43x10 ⁻⁰⁵	0,7336
12,50	0,02458	1,45x10 ⁻⁰⁵	0,7330
15,00	0,02476	1,47x10 ⁻⁰⁵	0,7323
17,50	0,02495	1,49x10 ⁻⁰⁵	0,7316
20,00	0,02514	1,52x10 ⁻⁰⁵	0,7309
22,50	0,02533	1,54x10 ⁻⁰⁵	0,7303
25,00	0,02551	1,56x10 ⁻⁰⁵	0,7296
27,50	0,02570	1,59x10 ⁻⁰⁵	0,7289
30,00	0,02588	1,61x10 ⁻⁰⁵	0,7282
32,50	0,02607	1,63x10 ⁻⁰⁵	0,7275
35,00	0,02625	1,66x10 ⁻⁰⁵	0,7268
37,50	0,02644	1,68x10 ⁻⁰⁵	0,7262
40,00	0,02662	1,70x10 ⁻⁰⁵	0,7255
42,50	0,02681	1,73x10 ⁻⁰⁵	0,7248
45,00	0,02699	1,75x10 ⁻⁰⁵	0,7241
47,50	0,02717	1,77x10 ⁻⁰⁵	0,7235
50,00	0,02735	1,80x10 ⁻⁰⁵	0,7228
52,50	0,02753	1,82x10 ⁻⁰⁵	0,7222
55,00	0,02772	1,85x10 ⁻⁰⁵	0,7215
57,50	0,02790	1,87x10 ⁻⁰⁵	0,7209
60,00	0,02808	1,90x10 ⁻⁰⁵	0,7202
62,50	0,02826	1,92x10 ⁻⁰⁵	0,7196
65,00	0,02845	1,95x10 ⁻⁰⁵	0,7190
67,50	0,02863	1,97x10 ⁻⁰⁵	0,7183
70,00	0,02881	2,00x10 ⁻⁰⁵	0,7177
72,50	0,02899	2,02x10 ⁻⁰⁵	0,7171
75,00	0,02917	2,05x10 ⁻⁰⁵	0,7166
77,50	0,02935	2,07x10 ⁻⁰⁵	0,7160
80,00	0,02953	2,10x10 ⁻⁰⁵	0,7154
82,50	0,02971	2,12x10 ⁻⁰⁵	0,7149
85,00	0,02989	2,15x10 ⁻⁰⁵	0,7143
87,50	0,03006	2,18x10 ⁻⁰⁵	0,7138
90,00	0,03024	2,20x10 ⁻⁰⁵	0,7132
92,50	0,03042	2,23x10 ⁻⁰⁵	0,7127
95,00	0,03060	2,25x10 ⁻⁰⁵	0,7122
97,50	0,03077	2,28x10 ⁻⁰⁵	0,7116
100,00	0,03095	2,31x10 ⁻⁰⁵	0,7111

Anexo C. Curva característica de la bomba de recirculación en los colectores solares de placa plana, UP UP26-99F GRUNDFOS [41].

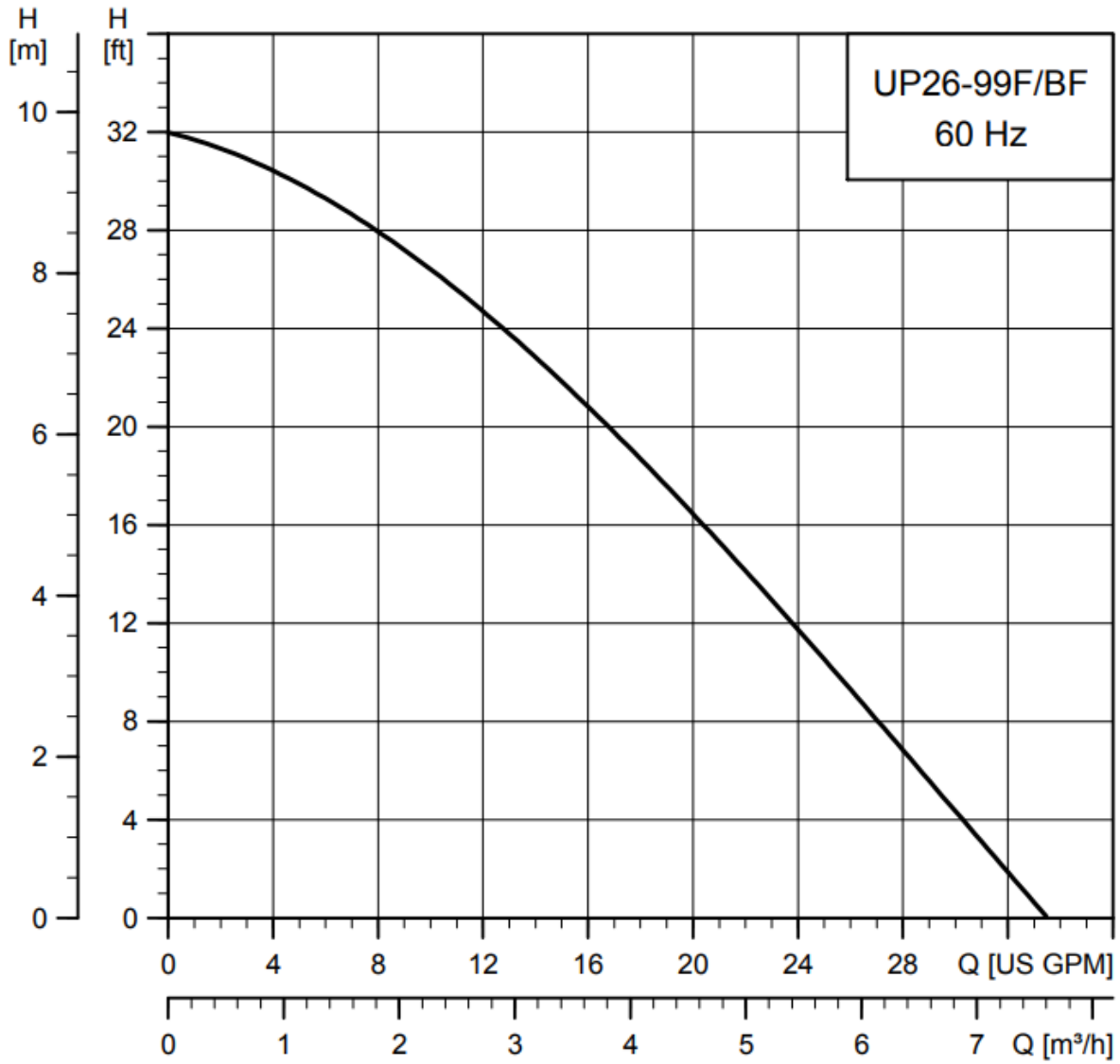


Figura 57. Curva característica de la bomba de recirculación en los colectores solares de placa plana, UP26-99F GRUNDFOS [41].

Anexo D. Código en MATLAB para la activación de la bomba de recirculación en los colectores solares desde las 8:00 horas hasta las 17:00 horas.

```
function Fc = fcn(F1,Clock,F2)

D = floor(Clock/86400);
Time = Clock-D*86400;

H_i = 08.0;      % Hora de activación [8:00 am]
H_f = 17.0;      % Hora de desactivación [5:00 pm]

if Time >= H_i*3600 && Time <= H_f*3600

    Fc = F1;      % Caudal de operación de la bomba [m3/s]

else

    Fc = F2;      % Caudal = 0 m3/s

end
```

Anexo E. Código en MATLAB recomendado para la simulación de activación de la bomba de recirculación en los colectores solares.

```
function Fc = fcn(F1,Clock,F2,TsT,Tsc)

D = floor(Clock/86400);
Time = Clock-D*86400;

H_i = 08.0;      % Hora de activación [8:00 am]
H_f = 17.0;      % Hora de desactivación [5:00 pm]

if Time >= H_i*3600 && Time <= H_f*3600 && TsT < Tsc

    Fc = F1;      % Caudal de operación de la bomba [m3/s]

else

    Fc = F2;      % Caudal = 0 m3/s

end
```

Anexo F. Programación de activación y desactivación de la bomba de calentamiento del digestor anaeróbico termofílico utilizando el bloque *Relay*.

Relay

Output the specified 'on' or 'off' value by comparing the input to the specified thresholds. The on/off state of the relay is not affected by input between the upper and lower limits.

Main Signal Attributes

Switch on point:
48

Switch off point:
42

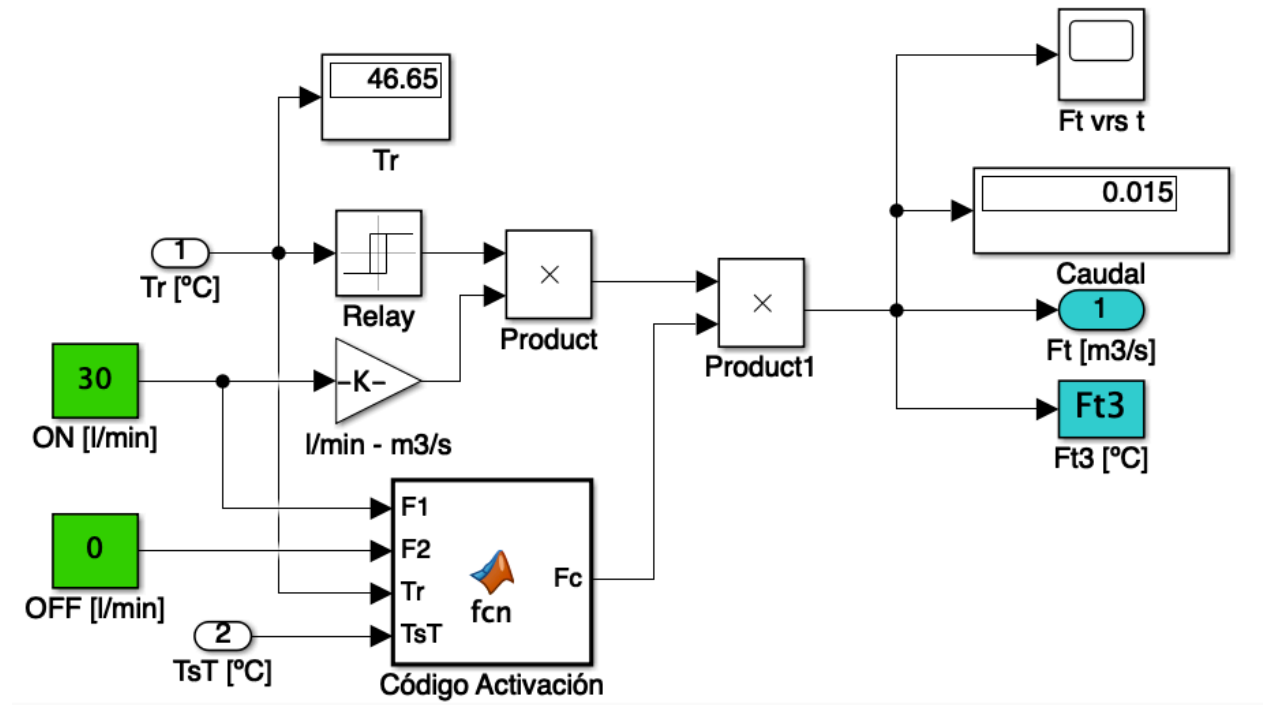
Output when on:
0

Output when off:
1

Input processing: Elements as channels (sample based)

Enable zero-crossing detection

Anexo G. Código en MATLAB recomendado para la simulación de activación de la bomba de calentamiento del digestor anaeróbico termofílico.



```
function Fc = fcn(F1,F2,TsT,Tr)

if TsTT > Tr

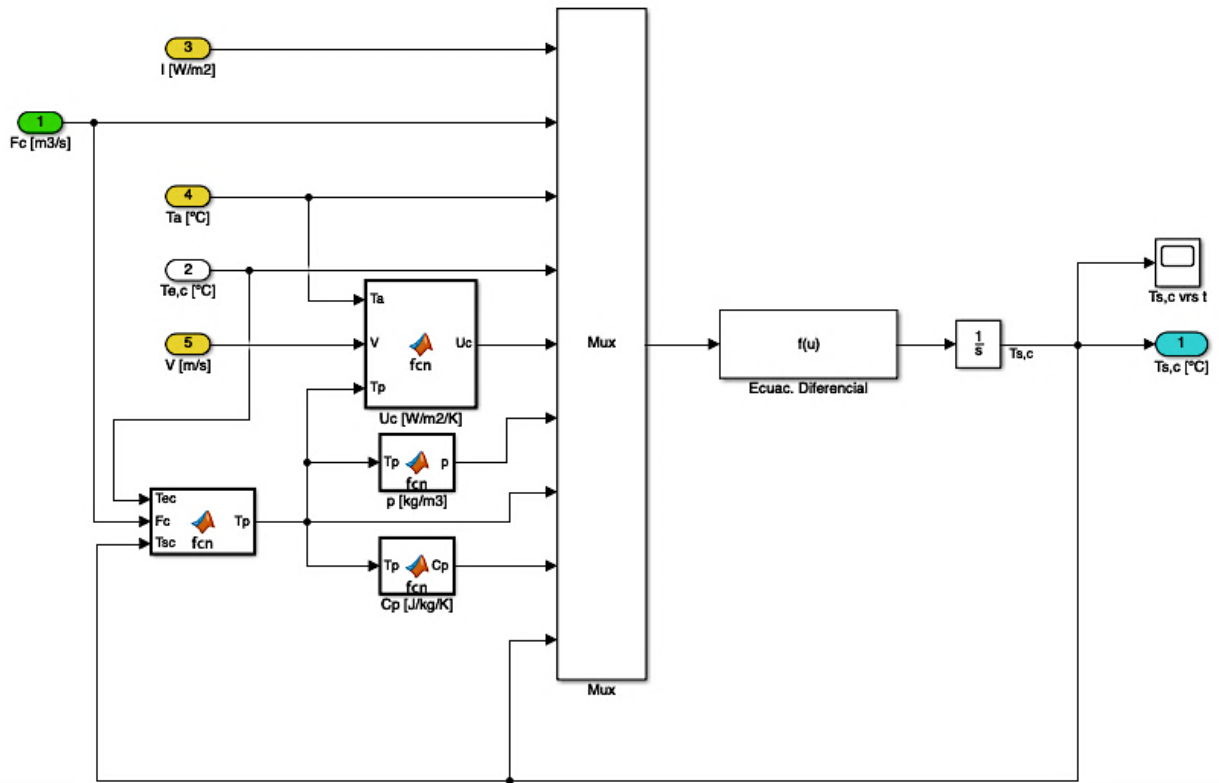
    Fc = F1;      % Caudal de operación de la bomba [m3/s]

else

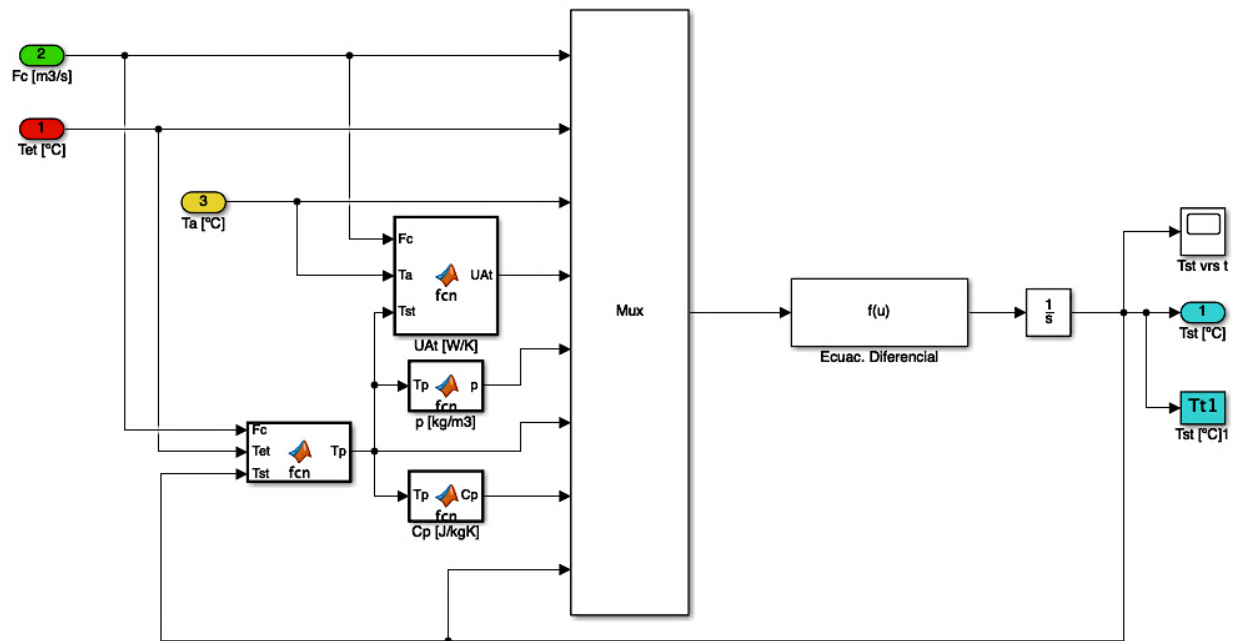
    Fc = F2;      % Caudal = 0 m3/s

end
```

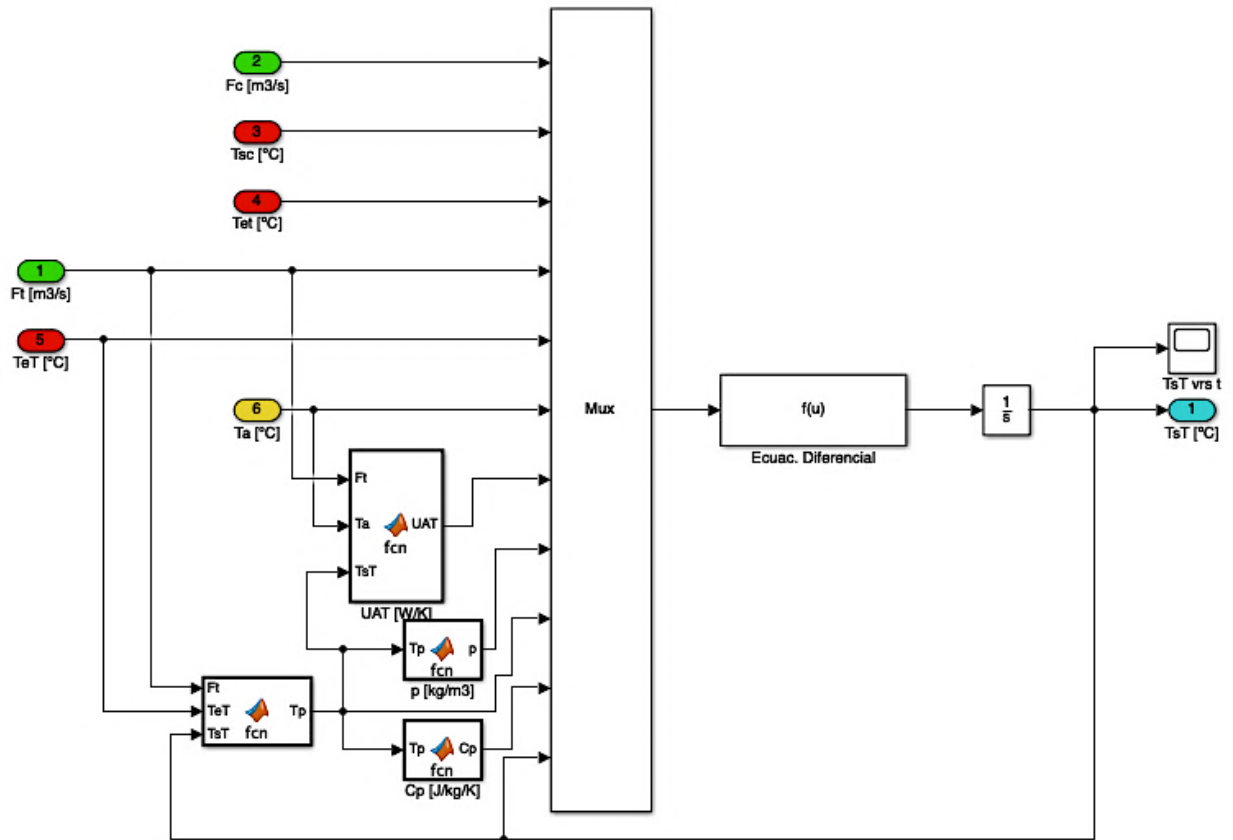
Anexo H. Código orientado en bloques del modelo de un colector solar de placa plana (programación de la Ecuación 89).



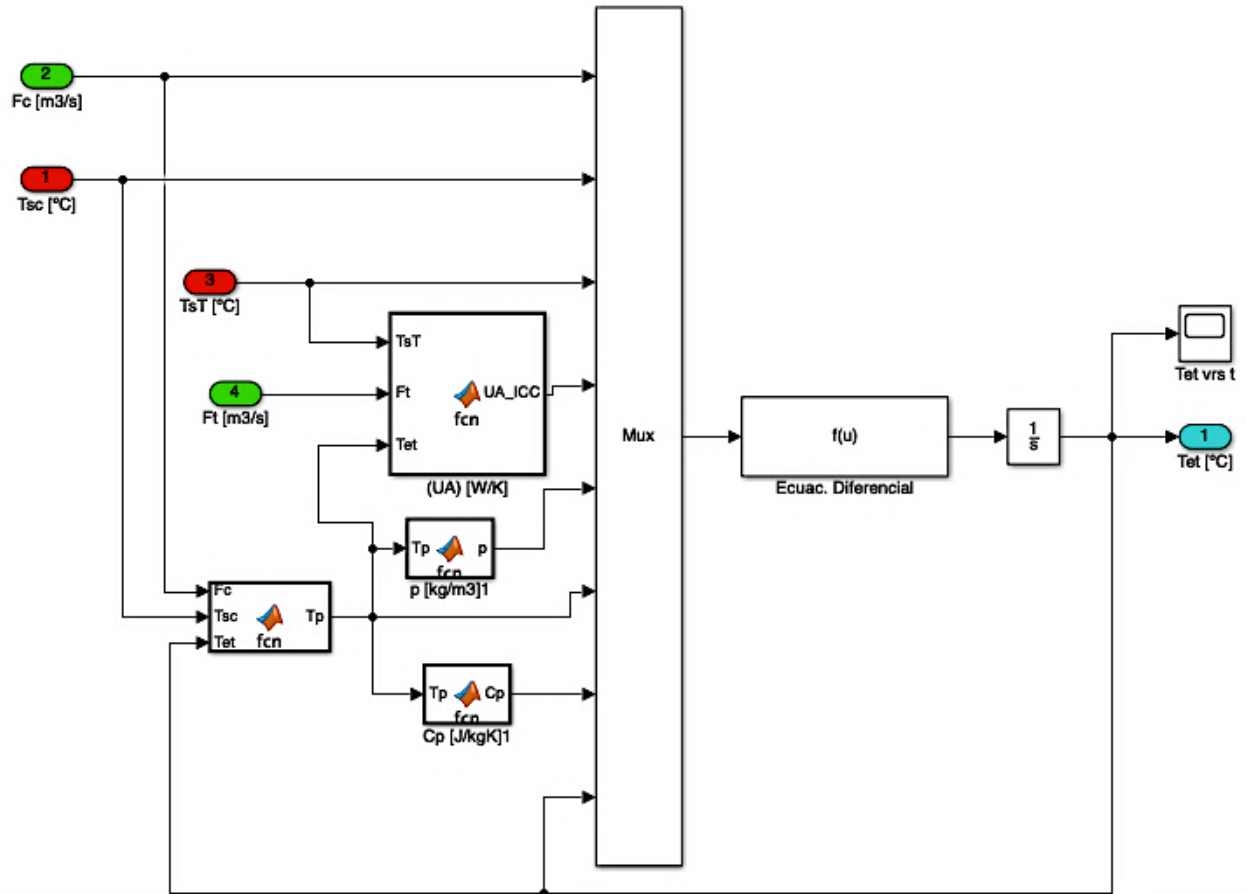
Anexo I. Código orientado en bloques del modelo del tanque presurizado (programación de la Ecuación 109).



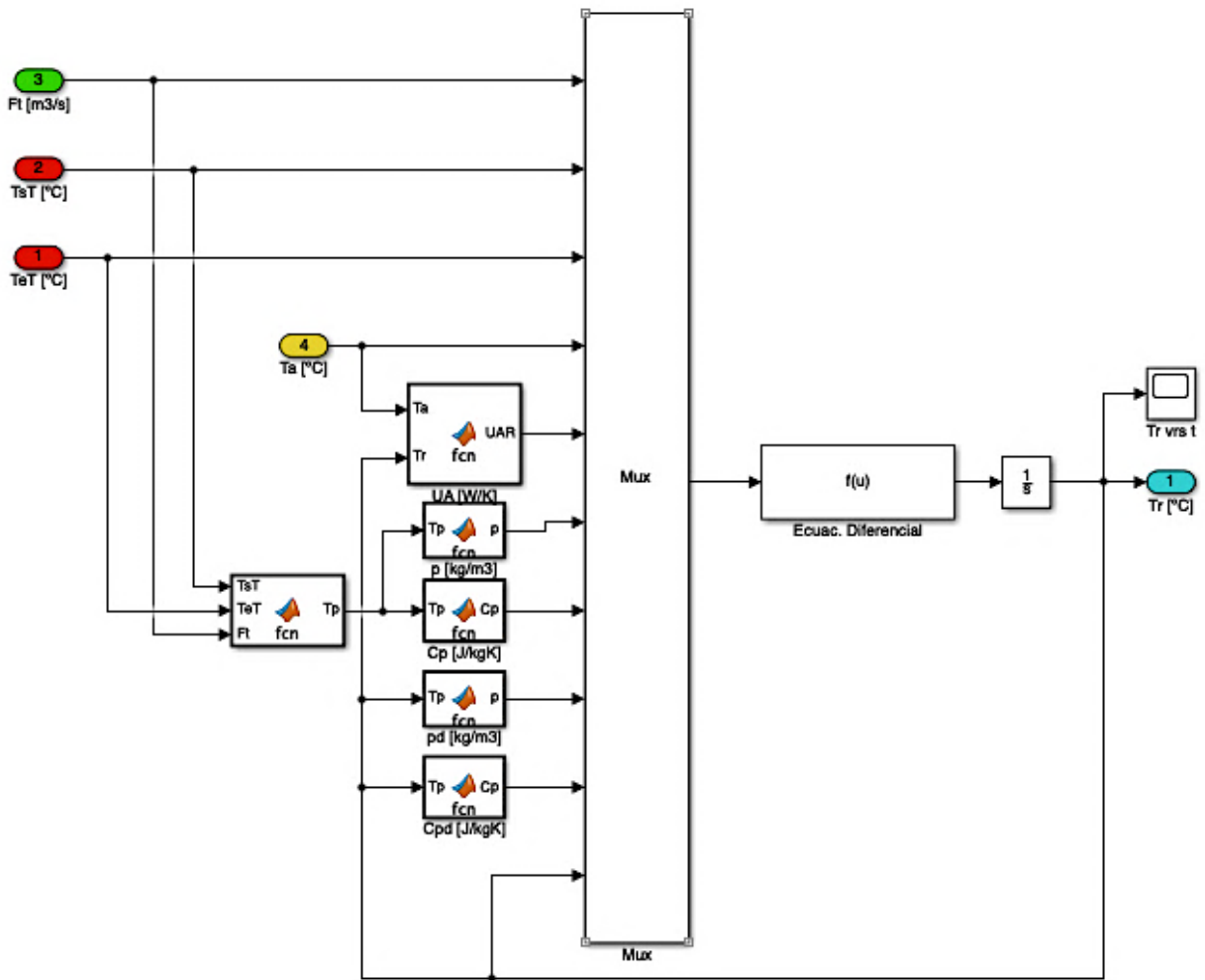
Anexo J. Código orientado en bloques del modelo del tanque de almacenamiento de energía térmica (programación de la Ecuación 110).



Anexo K. Código orientado en bloques de los modelos de intercambiadores de calor (programación de las Ecuaciones 111 y 112).



Anexo L. Código orientado en bloques del modelo del digestor anaeróbico termofílico (programación de la Ecuación 113).



Anexo M. Código en Matlab utilizado para determinar el coeficiente global de transferencia de calor a los alrededores de un colector solar de placa plana (Programación de las Ecuaciones 32, 49 y 50).

```
function Uc = fcn(Ta,v,Tp)

Tamb = Ta+273.15;           % Temperatura ambiente [K]
Tprom = Tp+273.15;        % Temperatura de la cubierta [K]

N = 1.0;                   % Número de cubiertas del colector solar
B = 10.0;                  % Ángulo de inclinación del colector (grados)
C = 365.9*(1-0.00883*B+0.0001298*(B^2));
emg = 0.95;                % Emitancia de la cubierta transparente
emp = 0.95;                % Emitancia de la placa absorbente
hw = (8.6*(v.^0.6))/(1.90^0.4); % Coef. Transf. Calor por convección forzada (w/m2.°C)
f = (1-0.04.*hw+0.0005*(hw.^2))*(1+0.091*N);
c = 5.67*(10^-8);         % Constante Stefan-Boltzmann

k = 0.15;                  % Conductividad térmica del aislante térmico en el fondo [w/m.°C]
l = 0.045;                 % Espesor del aislante térmico en el fondo [m]
Ub = k/l;                  % Coef. General de transferencia de calor por el fondo [w/m2.°C]

if Tprom < Tamb

    Tprom = Tamb;

end

Ut = (N./((C./Tprom).*((Tprom-Tamb)./(N+f)).^(0.33))+(1./hw)).^-1 +
(c.*(Tprom+Tamb).*(Tprom.^2+Tamb.^2))./((1./(emp+0.05.*N.*(1-emp)))+(2.*N+f-1)./emg)-N);
Uc = Ut+Ub;
```

Anexo N. Código en MATLAB utilizado para determinar el coeficiente global de transferencia de calor a los alrededores de los tanques de almacenamiento y el digester anaeróbico termofílico (Sección 2.3.2.1.1.1 Determinación del coeficiente global de transferencia de calor a los alrededores en un tanque de almacenamiento (U_s)).

```
function UAT = fcn(Ft,Ta,k2,l2,TsT)

Tol = 0.5;           % Tolerancia del error

k1 = 15.0;          % Conductividad térmica de capa uno [W/m.K]
k2 = 0.045;        % Conductividad térmica de capa dos [W/m.K] - Lana Mineral (0.045 W/mK)
k3 = 15.0;          % Conductividad térmica de capa tres [W/m/K]

l1 = 1/8*2.54/100; % Espesor de la capa uno [m]
l2 = 2.0*2.54/100; % Espesor de la capa dos [m] - 2 pulg. de Lana Mineral
l3 = 1/8*2.54/100; % Espesor de la capa tres [m]

D = 1.85;           % Diametro externo del tanque [m]
L = 2.35;           % Altura externa del tanque [m]

At = pi/4*(D^2);   % Área transversal del tanque [m2]
As = pi*D*L;       % Área superficial del tanque [m2]

r4 = D/2;
r3 = r4-l3;
r2 = r3-l2;
r1 = r2-l1;
R2 = log(r2/r1)/(2.*pi.*L.*k1); % Resistencia térmica por cond. de la capa uno del tanque [K/W]
R3 = log(r3/r2)/(2.*pi.*L.*k2); % Resistencia térmica por cond. de la capa dos del tanque [K/W]
R4 = log(r4/r3)/(2.*pi.*L.*k3); % Resistencia térmica por cond. de la capa tres del tanque [K/W]

V_Tai = [10.0000
12.5000
15.0000
17.5000
20.0000
22.5000
25.0000
27.5000
30.0000
32.5000
35.0000
37.5000
40.0000
42.5000
45.0000
47.5000
50.0000
52.5000
55.0000
57.5000
60.0000
62.5000
```

```
65.0000  
67.5000  
70.0000  
72.5000  
75.0000  
77.5000  
80.0000  
82.5000  
85.0000  
87.5000  
90.0000  
92.5000  
95.0000  
97.5000  
100.0000];
```

```
v_Tag = [10.0000
```

```
12.5000  
15.0000  
17.5000  
20.0000  
22.5000  
25.0000  
27.5000  
30.0000  
32.5000  
35.0000  
37.5000  
40.0000  
42.5000  
45.0000  
47.5000  
50.0000  
52.5000  
55.0000  
57.5000  
60.0000  
62.5000  
65.0000  
67.5000  
70.0000  
72.5000  
75.0000  
77.5000  
80.0000  
82.5000  
85.0000  
87.5000  
90.0000  
92.5000  
95.0000  
97.5000  
100.0000];
```

```
v_kai = [0.0244  
0.0246
```

```
0.0248
0.0249
0.0251
0.0253
0.0255
0.0257
0.0259
0.0261
0.0262
0.0264
0.0266
0.0268
0.0270
0.0272
0.0273
0.0275
0.0277
0.0279
0.0281
0.0283
0.0284
0.0286
0.0288
0.0290
0.0292
0.0294
0.0295
0.0297
0.0299
0.0301
0.0302
0.0304
0.0306
0.0308
0.0309];
```

```
v_kag = [0.5800
```

```
0.5845
0.5890
0.5935
0.5980
0.6025
0.6070
0.6110
0.6150
0.6190
0.6230
0.6270
0.6310
0.6340
0.6370
0.6405
0.6440
0.6465
0.6490
0.6515
```

```
0.6540  
0.6565  
0.6590  
0.6610  
0.6630  
0.6650  
0.6670  
0.6685  
0.6700  
0.6715  
0.6730  
0.6740  
0.6750  
0.6760  
0.6770  
0.6780  
0.6790];
```

```
V_vai = ((1.0e-04).*[0.1426
```

```
0.1448  
0.1470  
0.1493  
0.1516  
0.1539  
0.1562  
0.1585  
0.1608  
0.1631  
0.1655  
0.1678  
0.1702  
0.1726  
0.1750  
0.1774  
0.1798  
0.1823  
0.1847  
0.1871  
0.1896  
0.1921  
0.1946  
0.1970  
0.1995  
0.2021  
0.2046  
0.2072  
0.2097  
0.2123  
0.2149  
0.2175  
0.2201  
0.2227  
0.2253  
0.2280  
0.2306]));
```



```
V_vag = ((1.0e-05).*[0.1307
```

```
0.1223  
0.1139  
0.1072  
0.1004  
0.0949  
0.0894  
0.0847  
0.0801  
0.0763  
0.0724  
0.0691  
0.0658  
0.0630  
0.0602  
0.0578  
0.0554  
0.0533  
0.0512  
0.0493  
0.0475  
0.0458  
0.0442  
0.0427  
0.0413  
0.0401  
0.0388  
0.0377  
0.0365  
0.0355  
0.0344  
0.0335  
0.0326  
0.0318  
0.0309  
0.0302  
0.0294]);
```

```
V_Pr_ai = [0.7336
```

```
0.7329  
0.7323  
0.7316  
0.7309  
0.7303  
0.7296  
0.7289  
0.7282  
0.7275  
0.7268  
0.7262  
0.7255  
0.7248  
0.7241  
0.7234  
0.7228  
0.7221
```

```
0.7215
0.7208
0.7202
0.7196
0.7189
0.7183
0.7177
0.7171
0.7166
0.7160
0.7154
0.7148
0.7143
0.7137
0.7132
0.7127
0.7121
0.7116
0.7111];
```

```
V_Pr_ag = [9.4500
```

```
8.7700
8.0900
7.5500
7.0100
6.5750
6.1400
5.7800
5.4200
5.1250
4.8300
4.5750
4.3200
4.1150
3.9100
3.7300
3.5500
3.4000
3.2500
3.1200
2.9900
2.8700
2.7500
2.6500
2.5500
2.4650
2.3800
2.3000
2.2200
2.1500
2.0800
2.0200
1.9600
1.9050
1.8500
1.8000
```

```

1.7500];

V_B_ag = ((1.0e-03).*[0.7330
0.4355
0.1380
0.1665
0.1950
0.2210
0.2470
0.2705
0.2940
0.3155
0.3370
0.3570
0.3770
0.3960
0.4150
0.4330
0.4510
0.4675
0.4840
0.5005
0.5170
0.5325
0.5480
0.5630
0.5780
0.5925
0.6070
0.6300
0.6530
0.6615
0.6700
0.6860
0.7020
0.7090
0.7160
0.7330
0.7500]);

z = length(V_Tai);          % Cantidad de elementos del vector de datos tabulados de T. Aire

Tse_i = Ta(1)+10;          % Suposicion de valor inicial de temperatura superficial externa [°C]
Tsi_i = TsT(1)-1.0;        % Suposicion de valor inicial de temperatura superficial interna [°C]

Tp_ai_i = (Ta+Tse_i)./2;   % Temperatura de película: Superficie externa - Aire [°C]
Tp_ag_i = (TsT+Tsi_i)./2; % Temperatura de película: Superficie interna - Agua [°C]

for j = 1:z

    kai = interp1(V_Tai,V_kai,Tp_ai_i,'spline');          % Determina la conductividad térmica en la
    posicion escogida, del vector
    vai = interp1(V_Tai,V_vai,Tp_ai_i,'spline');          % Determina la viscosidad cinemática en la
    posicion escogida, del vector
    Pr_ai = interp1(V_Tai,V_Pr_ai,Tp_ai_i,'spline');      % Determina el # Prandtl en la posicion
    escogida, del vector

```

```

B_ai = 1./(Tp_ai_i+273.15); % Coeficiente de expansión volumétrica del aire [1/K]
Gr_ai = (9.81.*B_ai.*abs(Tse_i-Ta).*(L.^3))./(vai.^2); % Número de Grashof del aire
[adimensional]
Ra_ai = Gr_ai.*Pr_ai; % Número de Rayleigh del aire [adimensional]
Nu_ai = (0.825+(0.387.*(Ra_ai.^(1/6)))./((1+(0.492./Pr_ai).^9/16)).^(8/27))).^2; % Número de
Nusselt del aire [adimensional]
hc_ai = Nu_ai.*kai./L; % Coeficiente de transferencia de calor por convección del aire [W/m2/K]
R5 = 1./hc_ai./As; % Resistencia térmica por convección, de la masa de aire [K/W]

kag = interp1(V_Tag,V_kag,Tp_ag_i,'spline'); % Determina la conductividad térmica en la
posicion escogida, del vector
vag = interp1(V_Tag,V_vag,Tp_ag_i,'spline'); % Determina la viscosidad cinemática en la
posicion escogida, del vector
Pr_ag = interp1(V_Tag,V_Pr_ag,Tp_ag_i,'spline'); % Determina el # Prandtl en la posicion
escogida, del vector
B_ag = interp1(V_Tag,V_B_ag,Tp_ag_i,'spline'); % Coeficiente de expansión volumétrica del agua
[1/K]

Gr_ag = (9.81.*B_ag.*abs(TsT-Tsi_i).*(L.^3))./(vag.^2); % # de Grashof del agua [adimensional]
Ra_ag = Gr_ag.*Pr_ag; % # de Rayleigh del agua [adimensional]

% CONVECCIÓN NATURAL INTERNA

if Ft == 0

    Nu_ag = (0.825+(0.387.*(Ra_ag.^(1/6)))./((1+(0.492./Pr_ag).^9/16)).^(8/27))).^2; %
Número de Nusselt del agua [adimensional]

% CONVECCIÓN FORZADA INTERNA

else

    Vp = Ft./At; % Velocidad promedio en el tanque [m/s]
    Re = Vp.*L./vag; % Número de Reynolds en el tanque

    if ge(Re,5*(10^5)) % CONVECCIÓN FORZADA INTERNA - TURBULENTO

        Nu_ag = 0.36*(Re.^0.55).*(Pr_ag.^(1/3));

    else % CONVECCIÓN FORZADA INTERNA - LAMINAR

        Nu_ag = 0.6*(Re.^0.5).*(Pr_ag.^0.31);

    end

end

hc_ag = Nu_ag.*kag./L; % Coef. Transferencia de calor por convección del agua [W/m2/K]
R1 = 1./hc_ag./(2.*pi.*r1.*L); % Resistencia térmica por convección, de la masa de agua en
el tanque [K/W]

Rt = R1+R2+R3+R4+R5; % Suma de todas las resistencias en serie [K/W]
Q = (TsT-Ta)./Rt; % Tasa de energía térmica que se pierda a los alrededores [W]
Tse_f = Q.*R5+Ta; % Nueva temperatura superficial externa [°C]
Tsi_f = -(Q.*R1-TsT); % Nueva temperatura superficial interna [°C]

```

```
Error1 = abs(Tse_f-Tse_i);
Error2 = abs(Tsi_f-Tsi_i);

if Error1 <= Tol && Error2 <= Tol

    break

end

Tse_i = Tse_f;      % Nuevo valor de Temperatura superficial externa del tanque [°C]
Tsi_i = Tsi_f;      % Nuevo valor de Temperatura superficial interna del tanque [°C]

end

UAT = (1./Rt);      % coeficiente general de transferencia de calor del tanque [W]
```

Anexo O. Perfiles de temperatura promedio diaria obtenidos con el modelo para una simulación de un año contemplando el escenario uno (36 m²).

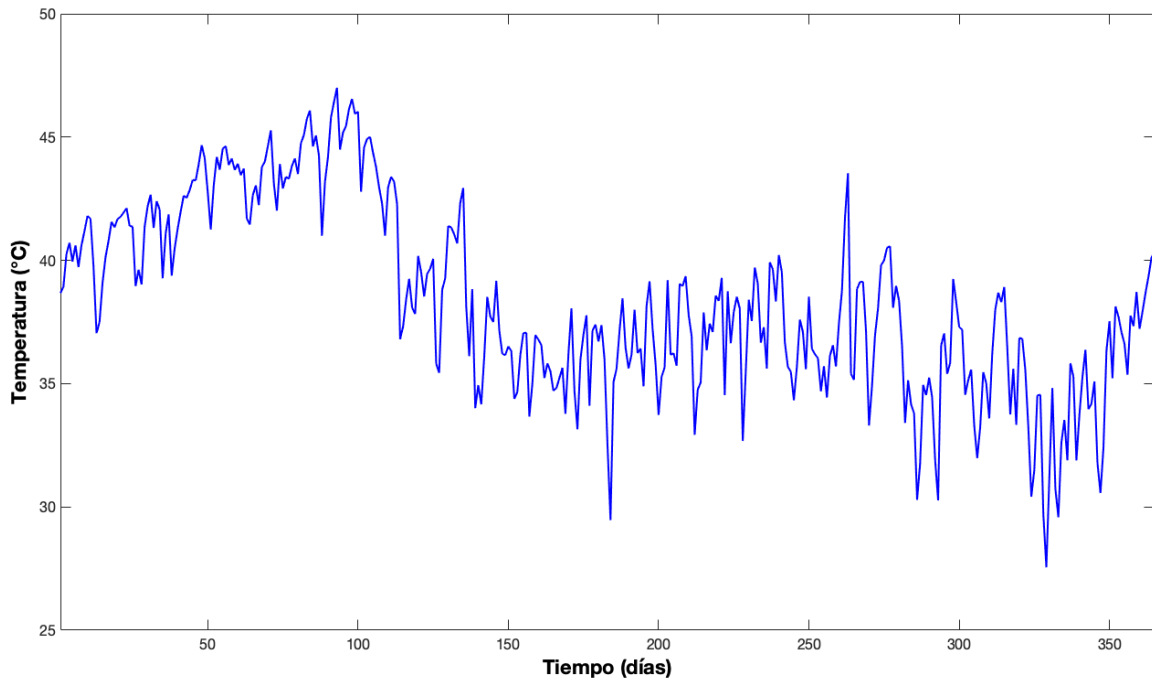


Figura 58. Perfil diario de temperatura promedio en la salida de los colectores solares de placa plana para una simulación de un año (365 días) contemplando el escenario uno (36 m²).

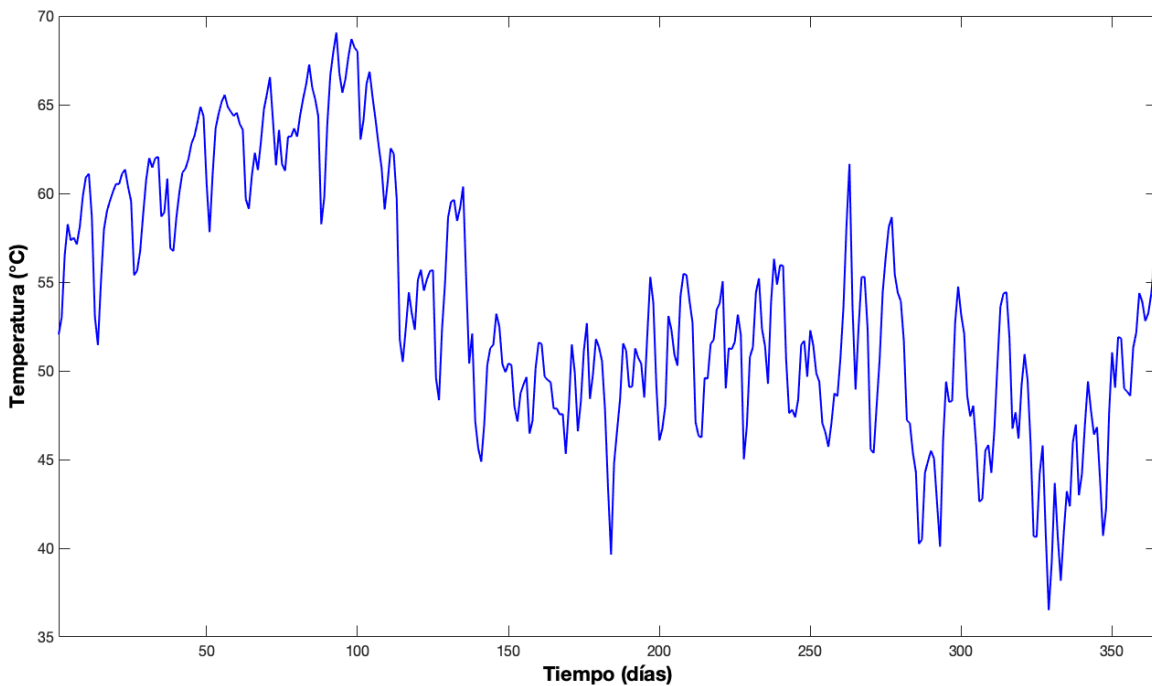


Figura 59. Perfil diario de temperatura promedio en el tanque de almacenamiento presurizado para una simulación de un año (365 días) contemplando el escenario uno (36 m²).

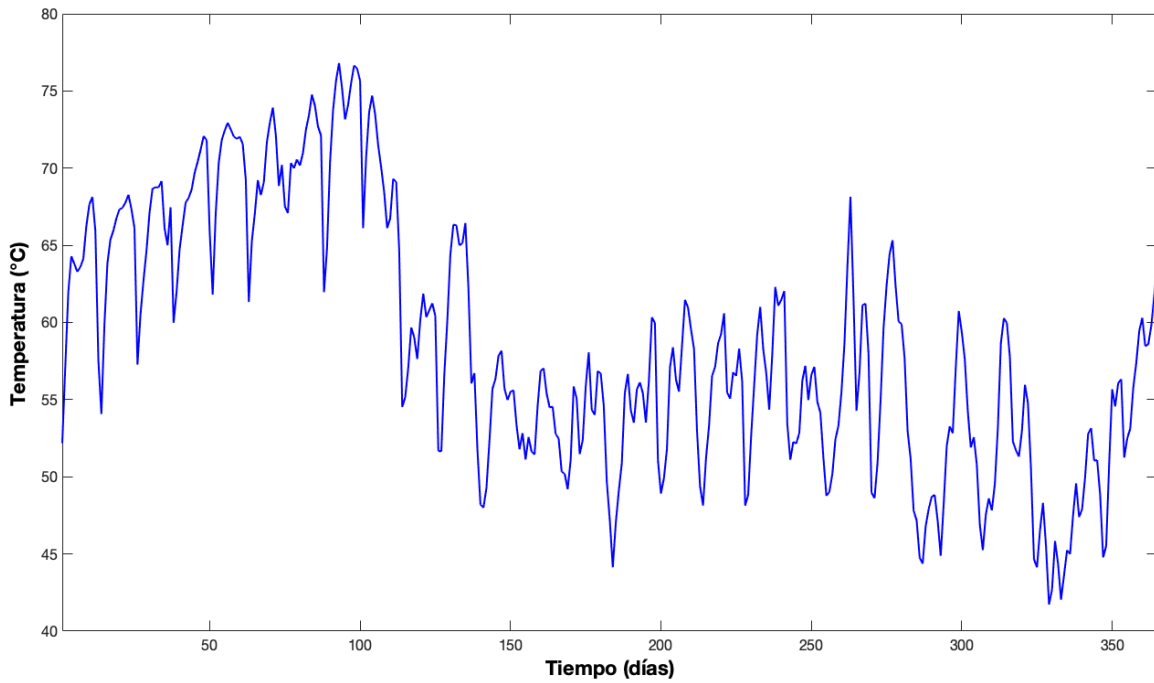


Figura 60. Perfil de diario de temperatura promedio en el tanque de almacenamiento de energía térmica para una simulación de un año (365 días) contemplando el escenario uno (36 m²).

Anexo P. Perfiles de temperatura promedio diaria obtenidos con el modelo para una simulación de un año contemplando el escenario dos (24 m²).

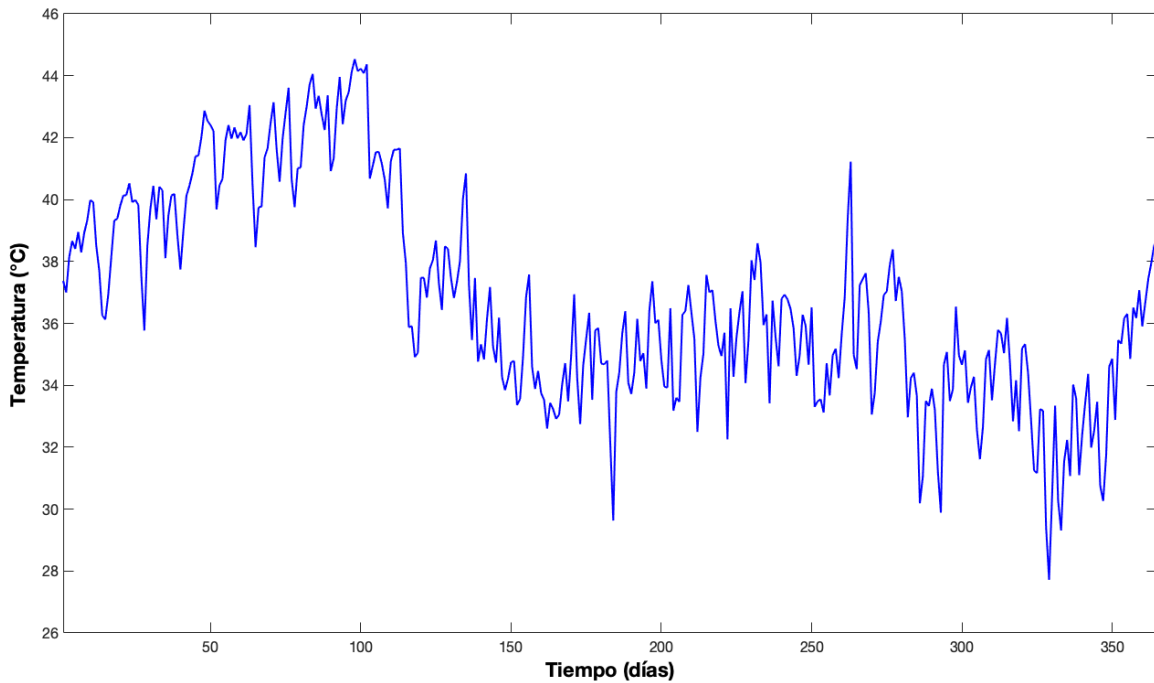


Figura 61. Perfil diario de temperatura promedio en la salida de los colectores solares de placa plana para una simulación de un año (365 días) contemplando el escenario dos (24 m²).

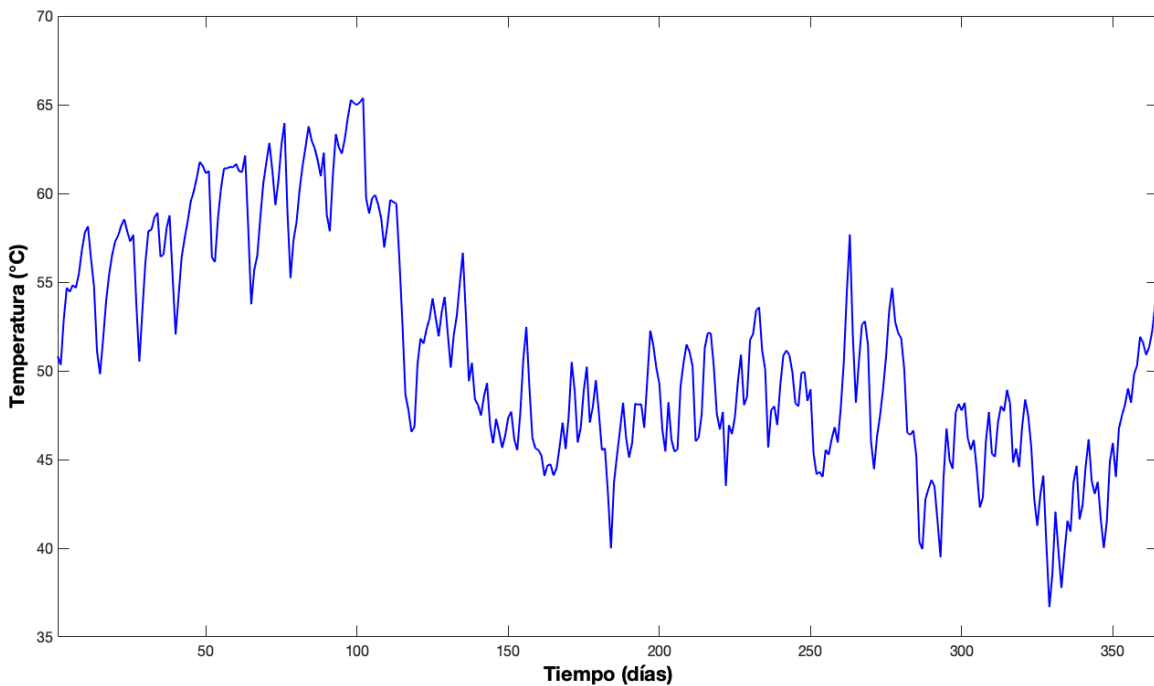


Figura 62. Perfil diario de temperatura promedio en el tanque de almacenamiento presurizado para una simulación de un año (365 días) contemplando el escenario dos (24 m²).

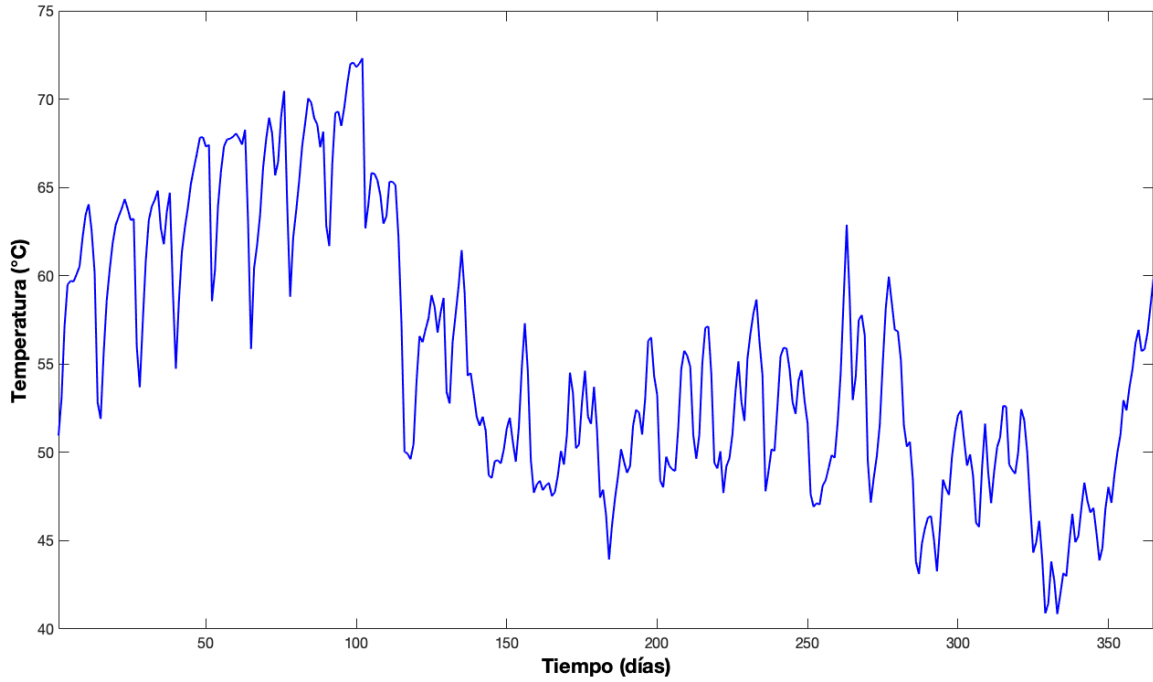


Figura 63. Perfil diario de temperatura promedio en el tanque de almacenamiento de energía térmica para una simulación de un año (365 días) contemplando el escenario dos (24 m²).

Anexo Q. Perfiles de temperatura promedio diaria obtenidos con el modelo para una simulación de un año contemplando el escenario tres (12 m²).

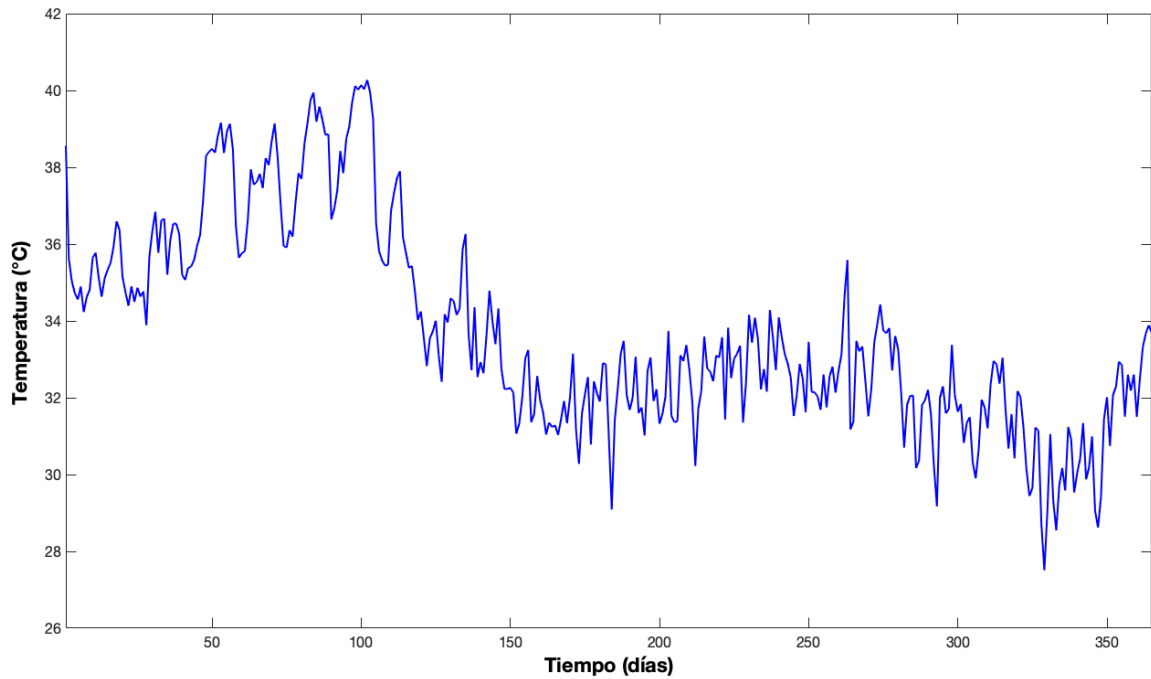


Figura 64. Perfil diario de temperatura promedio en la salida de los colectores solares de placa plana para una simulación de un año (365 días) contemplando el escenario tres (12 m²).

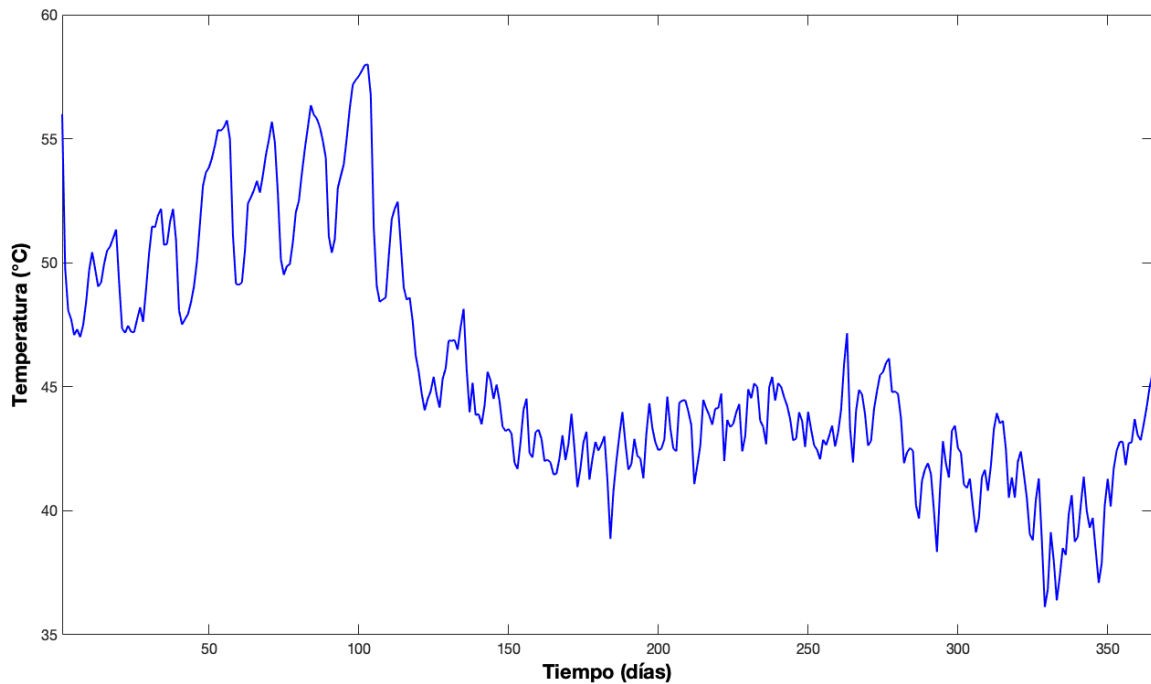


Figura 65. Perfil diario de temperatura promedio en el tanque de almacenamiento presurizado para una simulación de un año (365 días) contemplando el escenario tres (12 m²).

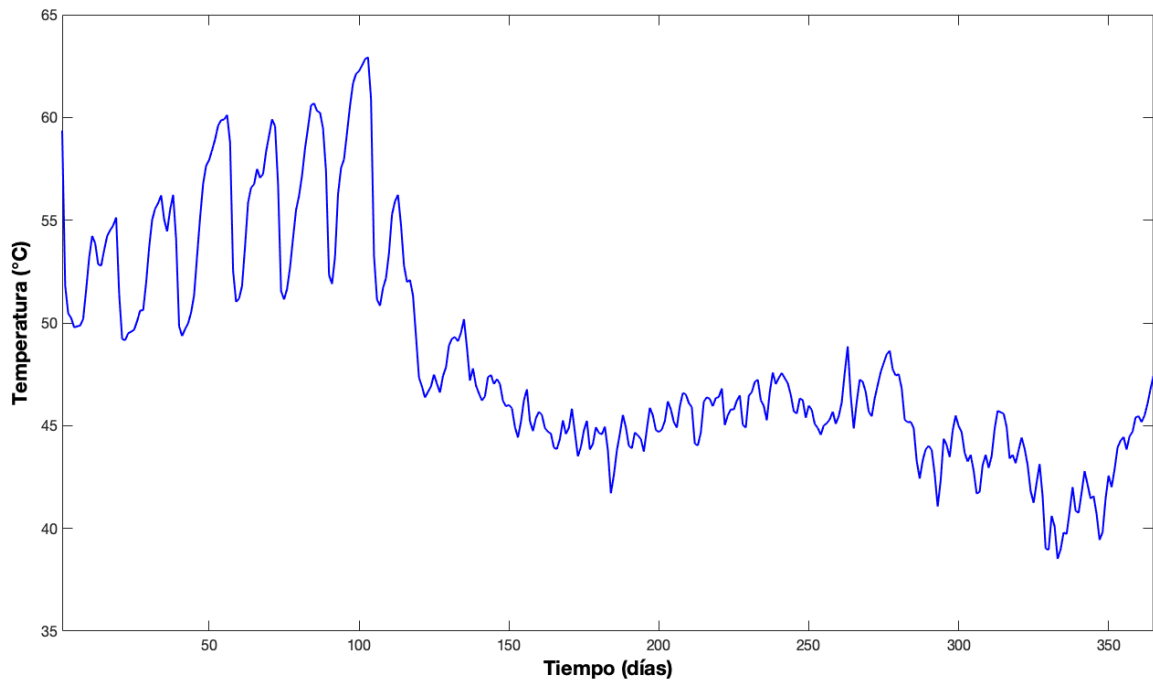


Figura 66. Perfil diario de temperatura promedio en el tanque de almacenamiento de energía térmica para una simulación de un año (365 días) contemplando el escenario tres (12 m²).