



EDUCACIÓN

SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO

Tecnológico Nacional de México

**Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico**

Tesis de Maestría

**Diseño de un Sistema Híbrido Solar-Solar-
Convencional para Calentamiento de Aire para
Secado**

presentada por

Ing. Julio César Hernández Jerónimo

como requisito para la obtención del grado de

**Maestro en Ciencias en Ingeniería
Mecánica**

Director de tesis

Dr. José Jassón Flores Prieto

Cuernavaca, Morelos, México. Enero de 2020.



EDUCACIÓN

SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO

Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico
Subdirección Académica

"2019, Año del Caudillo del Sur, Emiliano Zapata"

Cuernavaca, Morelos, **12/diciembre/2019**

OFICIO No. SAC/361/2019

Asunto: Autorización de impresión de tesis

C. JULIO CÉSAR HERNÁNDEZ JERÓNIMO
CANDIDATO AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS
EN INGENIERÍA MECÁNICA
PRESENTE

Por este conducto, tengo el agrado de comunicarle que el Comité Tutorial asignado a su trabajo de tesis titulado "Diseño de un sistema híbrido solar-solar-convencional para calentamiento de aire para secado", ha informado a esta Subdirección Académica, que están de acuerdo con el trabajo presentado. Por lo anterior, se le autoriza a que proceda con la impresión definitiva de su trabajo de tesis.

Esperando que el logro del mismo sea acorde con sus aspiraciones profesionales, reciba un cordial saludo

ATENTAMENTE

Excelencia en Educación Tecnológica®
"Conocimiento y tecnología al servicio de México"

DR. GERARDO VICENTE GUERRERO RAMÍREZ
SUBDIRECTOR ACADÉMICO



SEP TecNM
CENTRO NACIONAL
DE INVESTIGACIÓN
Y DESARROLLO
TECNOLÓGICO
SUBDIRECCIÓN
ACADÉMICA

C.p. M.E. Guadalupe Garrido Rivera. Jefa del Departamento de Servicios Escolares.
Expediente

GVGR/ego

Interior Internado Palmira S/N, Col. Palmira, C. P. 62490, Cuernavaca, Morelos.
Tel. (01) 777 3 62 77 70, ext. 4104, e-mail: acad_cenidet@tecnm.mx

cenidet
Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico

www.tecnm.mx | www.cenidet.edu.mx





"2019, Año del Caudillo del Sur, Emiliano Zapata"

Cuernavaca, Mor., 11/diciembre/2019

OFICIO No. DIM/389/2019

Asunto: Aceptación de documento de tesis

C. DR. GERARDO VICENTE GUERRERO RAMÍREZ
SUBDIRECTOR ACADÉMICO
PRESENTE

Por este conducto, los integrantes de Comité Tutorial del C. Ing. Julio César Hernández Jerónimo, con número de control M18CE026, de la Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica, le informamos que hemos revisado el trabajo de tesis profesional titulado "Diseño de un sistema híbrido solar-solar-convencional para calentamiento de aire para secado" hemos encontrado que se han realizado todas las observaciones que se le indicaron, por lo que hemos acordado aceptar el documento de tesis y le solicitamos la autorización de impresión definitiva.

DIRECTOR DE TESIS

DR. JOSÉ JASSÓN FLORES PRIETO
Doctor en Ingeniería
4355408

REVISOR 1

DR. EFRAÍN SIMÁ MOO
Doctor en Ciencias en Ingeniería
Mecánica
6601954

REVISOR 2

DRA. SARA LILIA MOYA ACOSTA
Doctora en Ing. Mecánica (Teórica y Aplicada)
2067214

REVISOR 3

DR. VLADIMIR ARTURO REYES HERRERA
Doctor en Ciencias en Ingeniería
Mecánica
9526504

C.p. Guadalupe Garrido Rivera Jefa del Departamento de Servicios Escolares.
Julio Cesar Hernández Jerónimo Estudiante
Expediente

ABO/mrsr

DEDICATORIA

*Dedicado a mis padres y a mi familia por
todo el apoyo brindado durante el camino.*

AGRADECIMIENTOS

Le doy gracias a mis padres Pedro y Cecilia por apoyarme en todo momento, por los valores inculcados y por haberme dado la oportunidad de tener una excelente educación.

A mis hermanos; Raúl, Luis y Pedro José por formar parte de esta aventura y a mi sobrina Montserrat por hacer más feliz la vida.

A mi mejor amiga Karen Lizzette Torres Rodríguez por brindarme una amistad sincera, una persona muy importante en mi vida, un abrazo hasta el cielo.

A mi amigo Benjamín Álvarez Alor por ser parte de este viaje y apoyarme en todo momento.

A mi amigo Ivan Cobaxín Muñoz por el apoyo a esta noble causa.

A Sandy Banelli Vidal Vadillo por mostrar ser una gran persona y acompañarme desde la distancia.

Al Dr. Dario Colorado Garrido por la amistad y atención brindada durante todo este tiempo.

A mi asesor de tesis, el Dr. José Jassón Flores Prieto por sus consejos y apoyo para el cumplimiento de esta tesis.

Al comité revisor, por el tiempo dedicado en la revisión y las recomendaciones para hacer de este un trabajo mejor.

A mis amigos y compañeros del Laboratorio de Energía Solar por la convivencia y críticas en el desarrollo de la investigación.

Al Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET), al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACyT) y al proyecto PRODETES 17-PL-CCEL-000020 por la oportunidad brindada y el apoyo económico otorgado para continuar con mi formación académica.

ÍNDICE GENERAL

	Página
Lista de Figuras	II
Lista de Tablas	III
Nomenclatura	IV
Resumen	VI
Abstract	VIII
1. Introducción	1
1.1. Motivación	2
1.2. Antecedentes	4
1.2.1. Sistemas de calentamiento solar	4
1.2.2. Sistemas de secado solar	12
1.2.3. Sistemas híbridos de calentamiento solar	15
1.2.4. Secado solar de tomates	19
1.2.5. Conclusión de la revisión bibliográfica	23

1.3.	Objetivos y alcances	24
1.3.1.	Objetivo general	24
1.3.2.	Objetivos específicos	24
1.3.3.	Alcances	24
1.4.	Escritura de la tesis	25
2.	Materiales y métodos	26
2.1.	Fundamentos teóricos	27
2.1.1.	Conceptos básicos	27
2.1.2.	Mecanismos de Transferencia de calor	28
2.2.	Definición de la muestra	32
2.2.1.	Producto	32
2.2.2.	Carga térmica	33
2.2.3.	Zona de estudio	34
2.2.3.1.	Caracterización del clima	35
2.3.	Descripción del sistema	36
2.3.1.	Sistema directo de calentamiento de aire	36
2.3.2.	Sistema indirecto de calentamiento de aire	36
2.3.3.	Sistema híbrido solar-solar agua/aire	37
2.4.	Características del sistema	39
2.5.	Modelo matemático	41
2.5.1.	Captador solar	41
2.5.2.	Intercambiador de calor	42
2.5.3.	Tanque de almacenamiento	44
2.5.4.	Calentador auxiliar	45
2.6.	Variables de diseño	46

3. Metodología y estrategia de simulación	48
3.1. Estrategia de diseño	49
3.1.1. Plataforma de simulación térmica	49
3.1.1.1. Térmica	50
3.1.2. Verificación de las plataformas de simulación	53
3.1.2.1. Plataforma de calentamiento directo	53
3.1.2.2. Plataforma de calentamiento indirecto	55
3.1.3. Económica	57
3.2. Plataforma de optimización	58
4. Resultados	60
4.1. Mapas de diseño térmico del calentador solar de aire	61
4.2. Optimización termo-económica	64
4.3. Sistema de calentamiento propuesto	68
4.3.1. Desempeño del sistema óptimo	68
4.3.2. Costo y retorno de inversión	70
5. Conclusiones y recomendaciones	71
5.1. Conclusiones	71
5.2. Recomendaciones	72
Bibliografía	72

LISTA DE FIGURAS

	Página
1.1. Mapa de recurso solar en México	2
2.1. Ángulo de incidencia modificado	32
2.2. Curva de secado del tomate	33
2.3. Perfil de demanda	34
2.4. Radiación solar a lo largo de un año en Xochitepec	35
2.5. Sistema directo de calentamiento de aire	36
2.6. Sistema indirecto de calentamiento de aire	37
2.7. Sistema híbrido solar-solar	38
2.8. Balance de energía en un captador plano	41
2.9. Esquema de un intercambiador de calor	42
2.10. Esquema de un tanque de almacenamiento	44
2.11. Esquema de un calentador auxiliar	45
3.1. Metodología general de diseño	49
3.2. Plataforma de simulación térmica	50
3.3. Circuito de captación de aire	51

3.4. Circuito de captación de agua	51
3.5. Circuito de almacenamiento térmico	52
3.6. Circuito de integración al proceso	52
3.7. Plataforma de simulación en TRNSYS del sistema de calentamiento de aire	53
3.8. Regresión entre datos reportados y simulados para el sistema directo .	54
3.9. Plataforma de simulación en TRNSYS del sistema de calentamiento in- directo	55
3.10. Regresión entre datos reportados y simulados para el sistema de calen- tamiento indirecto	56
3.11. Plataforma de optimización económica	59
4.1. Mapa de diseño del sistema de calentamiento solar	62
4.2. Comportamiento térmico del sistema de calentamiento de aire	63
4.3. Aumento del volumen a razón de la fracción solar	64
4.4. Nomograma termo-económico	65
4.5. Incremento de la fracción solar respecto a las razones volumétricas de 25, 50 y 75 l/m^2	66
4.6. Razón de cambio de la fracción solar en cada configuración	67
4.7. Suministro energético por tecnología	69
4.8. Cantidad de agua evaporada mensualmente	69

LISTA DE TABLAS

	Página
2.1. Condiciones climáticas en Xochitepec	35
2.2. Características del captador solar	39
2.3. Características del intercambiador de calor	40
2.4. Características del tanque de almacenamiento	40
2.5. Características de los dispositivos de flujo	40
3.1. Comparativo de la plataforma simulación de calentamiento directo	54
3.2. Comparación entre datos simulados y reportados	56
3.3. Costo de equipos utilizados	58
4.1. Valores del LCOE en cada configuración	66
4.2. Valores óptimos del sistema de calentamiento de aire	68
4.3. Costos nivelados de energía térmica para la industria	70

Mayúsculas

Símbolo	Descripción	Unidades
A_c	Área de captación solar	m^2
V_T	Volumen de almacenamiento térmico	m^3
F_s	Fracción solar	<i>Adimensional</i>
Q_u	Energía útil anual solar	kWh/m^2
R_u	Razón de uso	$l/m^2 \cdot \text{día}$
R_v	Razón volumétrica	l/m^2
U_L	Coefficiente de transferencia de calor	$W/m^2 K$
F_R	Factor de incrustación	<i>Adimensional</i>
T	Temperatura	$^{\circ}C$
G	Energía ganada por un captador solar	kWh/m^2
I	Irradiación solar	kWh/m^2
A	Área de transferencia de calor	m^2

Minúsculas

\dot{m}	Flujo másico	kg/h
a_0	Constante de captador solar	<i>Adimensional</i>
a_2	Constante de primer orden del captador solar	W/m^2K
a_1	Constante de segundo orden del captador solar	W/m^2K^2
h	Coefficiente convectivo de transferencia de calor	W/mK
k	Conductividad térmica	W/m^2K

Letras griegas

σ	Constante de Stefan-Boltzman	W/m^2K^4
ρ	Densidad	kg/m^3
τ	Transmitancia	<i>Adimensional</i>
α	Absortancia	<i>Adimensional</i>
ε	Efectividad del intercambiador de calor	<i>Adimensional</i>

Abreviaturas

<i>LCOE</i>	Costo nivelado de energía
<i>FPC</i>	Captador solar plano
<i>CPC</i>	Captador parabólico compuesto
<i>ETC</i>	Captador de tubos evacuados
<i>COP</i>	Coefficiente de rendimiento

En el presente trabajo se muestra el diseño de un sistema de calentamiento de aire para secado, utilizando dos tipos de tecnología de calentamiento solar. El sistema considera la tecnología de calentamiento de aire y calentamiento de agua mediante captadores de placa plana (calentamiento directo e indirecto), para las condiciones climáticas de Xochitepec, Morelos y una demanda energética de 952 kWh por lote cada dos días. El sistema opera con calentamiento directo y calienta el aire dependiendo del recurso solar existente. El sistema de calentamiento indirecto funciona como almacén térmico para compensar la falta de recurso solar.

El diseño consiste en determinar las áreas de captación (el porcentaje de áreas de cada tipo de tecnología de captación), volumen de almacenamiento térmico, la energía útil anual y la fracción solar que minimicen el costo nivelado de la energía, con lo que se determina el tiempo de retorno de la inversión. El diseño se realiza mediante un análisis variacional de todas las variables mencionadas. El análisis variacional se realiza a través de simulación transitoria mediante la construcción y acoplamiento de dos plataformas de simulación, una para calentamiento de agua y otra para aire, con el fin de formar un sistema híbrido. La plataforma de simulación fue verificada utilizando dos casos de

referencia (Heb y Oliva, 2011; IEA *et al.*, 2012) con diferencias menores al 3 %.

En la evaluación, el sistema consideró cinco configuraciones, el primer caso, se trabaja con 100 % de calentamiento directo, el segundo considera 100 % calentamiento indirecto. Las configuraciones tres, cuatro y cinco consideran una hibridación entre el calentamiento directo e indirecto (75 % directo y 25 % indirecto, 50 % directo y 50 % indirecto, 25 % directo y 75 % directo, respectivamente). En los resultados, el sistema se optimizó con un área total de $90 m^2$ ($23 m^2$ y $67 m^2$ de calentamiento directo e indirecto respectivamente), una fracción solar de 0.44 y un costo energético de $1.29 \$/kWh$, con un volumen de almacenamiento térmico de $3.35 m^3$. La tecnología de calentamiento indirecto aporta el 10 % de la demanda energética total, el calentamiento directo el 34 % y el restante es suministrado por una fuente auxiliar. En el caso propuesto, el periodo de recuperación de la inversión fue de 5.68 años.

Con base en el análisis, se observa que cuando el sistema opera solo con calentamiento directo o indirecto, los costos energéticos son mayores en comparación al Gas Lp. Sin embargo, cuando se realiza una hibridación permite al sistema proporcionar una temperatura más estable a lo largo de todo el proceso. Esto se debe a que considerar un sistema híbrido, permite al sistema no depender de una sola fuente de energía, por lo tanto el aporte energético es considerable y los costos son menores.

ABSTRACT

The present work shows the design of an air heating system for drying, using two types of solar heating technology. The system considers the technology of air heating and water heating (direct and indirect heating), for the climatic conditions of Xochitepec, Morelos and an energy demand of 952 *kWh* per batch every two days. The system operates with direct heating and heats the air depending on the existing solar resource. The indirect heating system functions as a thermal store to compensate for the solar resource.

The design consists in determining the catchment areas (the percentage of areas of each type of capture technology), thermal storage volume, annual useful energy and solar fraction that minimize the levelized cost of energy, thereby determining The return time of the investment. The design is carried out through a variational analysis of all the mentioned variables. The variational analysis is carried out through transient simulation through the construction and coupling of two simulation platforms, one for water heating and one for air, in order to form a hybrid system. The simulation platform was verified using two reference cases (Heb y Oliva, 2011; IEA *et al.*, 2012) with differences less than 3%.

In the evaluation, the system considered five configurations, the first case, it works with 100 % direct heating, the second considers 100 % indirect heating. The three, four and five configurations consider a hybridization between heating to direct and indirect (75 % direct and 25 % indirect, 50 % direct and 50 % indirect, 25 % direct and 75 % direct, respectively). In the results, the system was optimized with a solar fraction of 0.44 and an energy cost of 1.29 $\$/kWh$, with 25 % and 75 % of Direct and indirect heating respectively, with one. Indirect heating technology contributes 10 % of the total energy, while direct heating 34 %. In the proposed case, the period of recovery of the investment was 5.68 years.

Based on the analysis, it is observed that when the system operates only with direct or indirect heating, the energy costs are higher compared to Lp Gas cost. However, when hybridization is performed, it allows the system to provide a more stable temperature throughout the entire process. This is due to not depending on a single solar technology, so the energy contribution is considerable and the costs are lower.

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

En este capítulo se presentan las generalidades del tema, el estado del arte, los objetivos y los alcances del trabajo de investigación. El estado del arte hace énfasis en los sistemas de calentamiento solar, los sistemas solares híbridos y los sistemas de secado solar.

1.1. Motivación

En México, el recurso solar es abundante con una irradiación promedio diaria de alrededor de 5.5 kWh/m^2 , siendo una de las mejores del mundo (Ortega, 2018). En la Figura 1.1, las zonas de mayor potencial de recurso solar se identifican en el norte del país.

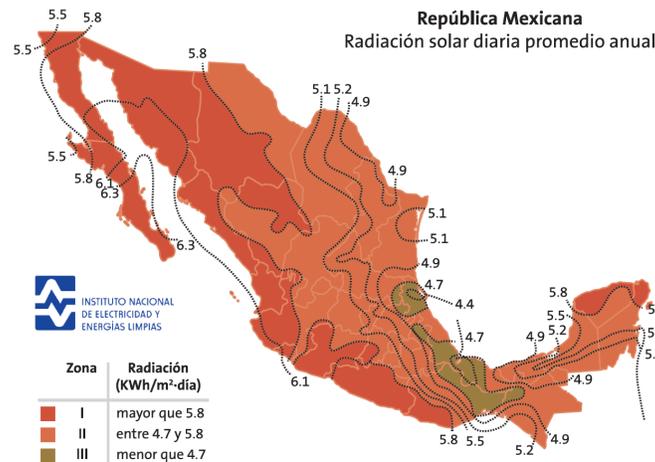


Figura 1.1: Mapa de recurso solar en México

El sector industrial es considerado como uno de los mayores consumidores energéticos con cerca del 30 % del consumo mundial. El consumo de calor en este sector se considera alto en el intervalo de $40\text{-}240^\circ\text{C}$ (Schmitt, 2016). Ortega (2018), muestra un estudio del consumo de energía en aplicaciones industriales, en muchos países incluyendo México. El autor indica que se tienen una mayor tendencia a utilizar gas natural como combustible primario, debido a su menor costo en relación a otras fuentes de energía.

Se estima que el costo promedio de sistemas solares oscila entre $104\text{-}1608 \text{ €/kWh}$ ($73\text{-}1054 \text{ €/m}^2$), esto depende de la tecnología utilizada, la temperatura de operación y de la cantidad de energía convencional remplazada (INTEC, 2018). Actualmente, los principales factores para determinar la viabilidad de los sistemas térmicos son el costo

nivelado de la energía, el cual representa el costo total de generación de calor y el costo a lo largo de la vida útil del proyecto.

El secado de alimentos es una industria en la cual se tiene mayor aprovechamiento de la energía solar en el intervalo de $40-100^{\circ}C$ (Sharma *et al.*, 2017). Es una opción viable para la conservación de alimentos al ser el método más fácil y económico. La eliminación de humedad en el proceso de secado se da por evaporación mediante la aplicación de calor. El aire utilizado puede calentarse con energía convencional o energía solar. De acuerdo a Ekechukwu y Norton (1999), el secado solar a cielo abierto presenta algunas desventajas, las cuales son; mayor tiempo de secado, pérdidas de cosecha por un inadecuado proceso de secado, insectos y diversos efectos meteorológicos.

Uno de los retos que enfrenta la energía solar es hacerla más competitiva reduciendo los costos del kWh_t cubriendo un requerimiento energético. Sin embargo, hasta el momento los sistemas de calentamiento de aire han sido poco estudiados a escala industrial, por lo que se requiere mayor investigación en su diseño y optimización (Condorí *et al.*, 2017).

En esta investigación, se planea diseñar un sistema de calentamiento solar de aire para secado combinando tecnología de calentamiento directo e indirecto, con el fin de cubrir un requerimiento energético específico. Para el sistema se considera una optimización con el fin de obtener la energía al menor costo.

1.2. Antecedentes

La revisión bibliográfica se divide en cuatro apartados: sistemas de calentamiento solar, sistemas de secado solar, sistemas híbridos de calentamiento solar y secado de tomates. A continuación, se muestran los artículos revisados de cada sección.

1.2.1. Sistemas de calentamiento solar

Kalogirou y Papamarcou (2000) validaron un modelo experimental, para un sistema de calentamiento solar de agua por Termosifón. El sistema consistió de dos captadores de placa plana con un área de colección de $2.7 m^2$ y un tanque de almacenamiento con una capacidad de 150 litros para una temperatura de operación de $40-65^{\circ}C$. El modelo de calentamiento solar fue desarrollado en TRNSYS mediante Types de cada elemento. Un Type se refiere a la representación gráfica y que se utiliza para simular cada componente del sistema. Para la validación del modelo, un experimento fue realizado de diciembre de 1998 a mayo de 1999. Los datos de la diferencia de temperatura entrada-salida del colector, se utilizaron para comparar la validación del modelo teórico con el experimental, en el cual se obtuvo una diferencia porcentual del 4.68%. Los autores mostraron que es viable el uso de TRNSYS como software en la simulación de sistemas de calentamiento solar al obtener diferencias porcentuales menores al 5%, entre datos experimentales y teóricos.

Kalogirou (2004) realizó la optimización de un sistema solar de calentamiento de agua mediante redes neuronales artificiales para maximizar el ahorro solar. El estudio se realizó en Nicosia, Chipre, utilizando los datos recabados de un año típico meteorológico. El sistema es un arreglo de captadores solares de placa plana, un tanque de almacenamiento y un calentador auxiliar, para una temperatura de operación de $80^{\circ}C$, con un perfil de carga de $2000 l/h$, de 8:00-16:00 horas durante 5 días. El modelo de

redes neuronales se basó en el uso de un polinomio para la construcción de una combinación lineal. La red neuronal fue entrenada utilizando una base de datos generada en TRNSYS. El modelo fue verificado mediante el coeficiente de determinación con un valor de 0.9986. El área óptima de colección del sistema fue encontrado en 410 m^2 , con un volumen de almacenamiento de 14.1 m^3 y logrando un ahorro solar de 13,990 €, el cual es 4.9% más económico en comparación a un método tradicional. El autor mostró que el método de redes neuronales es una alternativa viable para el análisis de sistemas solares debido a un tiempo menor comparado con otros métodos y que funciona para cualquier tipo sistema de calentamiento solar.

Kulkarni *et al.* (2007) presentaron una metodología para el diseño de sistemas de calentamiento solar. La metodología determina el área de colección y el volumen óptimo de un sistema de calentamiento. Los modelos matemáticos de cada elemento que conforman al sistema de calentamiento solar fueron utilizados para modelar el método de diseño de espacios. El diseño de espacio se refiere a la región delimitada por curvas de fracción solar trazadas en el área de colección frente al volumen de almacenamiento. La solución al modelo matemático asume una temperatura de 25°C en el interior del tanque, con un área de colección de 80 m^2 y un volumen de almacenamiento de 5 m^3 . Con base en el perfil de demanda, los autores determinaron el área y volumen óptimos a través de curvas generadas por los modelos matemáticos. Los autores concluyeron que este método es apto para sistemas con temperaturas menores a 100°C y funciona para diferentes configuraciones.

Hobbi y Siddiqui (2009) realizaron un estudio paramétrico para el diseño óptimo de un sistema de calentamiento de agua para una temperatura de 60°C . La investigación fue realizada en Canadá para suministrar 246 l/día de agua. El sistema de calentamiento se conformó de captadores de placa plana, bombas hidráulicas, intercambiadores de

calor y un calentador auxiliar. En la investigación los autores realizaron una variación del área de colección, la razón de flujo del fluido de trabajo, la razón de volumen, la efectividad del intercambiador de calor y la altura del tanque. Con base en el análisis, los autores determinaron que los valores óptimos del sistema fueron de 6 m^2 de área de colección, un volumen de 325 litros con una fracción solar anual óptima de 0.68. Así, los autores mostraron que un análisis de variación de parámetros es una herramienta útil para el diseño de sistemas solares.

Heb y Oliva (2011) presentaron un informe de las aplicaciones industriales de sistemas solares térmicos para un rango de temperatura de $60\text{-}90^\circ\text{C}$. Dentro de las aplicaciones más utilizadas se encuentran el precalentamiento y calentamiento de agua, así como el calentamiento de aire. En el informe, se mostraron algunos métodos de diseño de sistemas solares, en los que destaca la simulación de sistemas, nomogramas y relaciones de dimensionamiento. El autor destacó el uso nomogramas al ser una herramienta útil y versátil en el diseño de sistemas de calentamiento solar, Además, se presentaron las configuraciones principales de sistemas de solares térmicos en procesos industriales.

Çomakli *et al.* (2012) investigaron la relación que existe entre el captador solar y el tamaño del tanque de almacenamiento en un sistema de calentamiento de agua. El sistema se conformó de dos captadores solares de placa plana, una bomba hidráulica, un intercambiador de calor y un tanque de almacenamiento. La investigación se desarrolló en Erzurum, Turquía donde la temperatura de calentamiento oscila entre $40\text{-}70^\circ\text{C}$. La evaluación del sistema se realizó utilizando balances de energía en cada uno de los componentes. La razón volumétrica óptima del sistema se obtuvo en el intervalo de $50\text{-}70 \text{ l/m}^2$. Así, los autores mencionaron que la eficiencia del sistema varía de acuerdo al volumen de almacenamiento. También se observó que la temperatura en el tanque es menor y que existen más pérdidas en el sistema cuando el volumen del tanque es mayor.

Juarez-Trujillo *et al.* (2014) realizaron la optimización del área de un sistema de calentamiento solar para destilación de agua. El estudio fue realizado bajo las condiciones climáticas de la ciudad de Chihuahua para una temperatura de operación de $90^{\circ}C$. El sistema consistió de un campo de captadores de tubos evacuados, un tanque de almacenamiento, dos intercambiadores de calor agua-aire. El diseño óptimo del sistema se realizó mediante una variación del número de captadores, el volumen de almacenamiento y la razón de flujo. La eficiencia máxima del sistema se obtuvo con dos captadores, un flujo de 2800 kg/h y un volumen de almacenamiento de 1000 litros. Así, los autores mencionaron que el método de variación de parámetros es adecuado para la optimización de sistemas de calentamiento solar.

Silva *et al.* (2014) realizaron una optimización termo-económica para un sistema de calentamiento solar utilizando algoritmos genéticos. El sistema se integró de un campo de captadores cilindro parabólicos, un tanque de almacenamiento, dos bombas y un calentador auxiliar para suministrar una temperatura de $140^{\circ}C$. Los parámetros a optimizar fueron el volumen de almacenamiento, el número de colectores en serie y paralelo, así como el espacio existente entre cada arreglo de captadores. El estudio consideró un análisis de ciclo de vida, el costo nivelado de la energía y el retorno de la inversión considerando el precio del gas natural en 0.045 €/kWh . Los autores determinaron que los valores óptimos del sistema fueron de 1075 m^2 para un volumen de 69 000 litros. En el análisis económico el costo del ciclo de vida fue $460,652\text{ €}$, un costo nivelado de energía de 5.06 €/kWh y de 8.15 años para el retorno de la inversión. Así, los autores determinaron que los perfiles de carga influyen significativamente en las áreas de colección y volúmenes de almacenamiento.

Bava y Furbo (2017) desarrollaron y validaron un modelo para simular el comportamiento de un campo de colectores solares para la ciudad de Taastrup, Dinamarca

para una temperatura de operación de $55-65^{\circ}C$. El sistema de estudio se formó de captadores solares de placa plana con un área de colección $3257 m^2$, intercambiadores de calor, bombas y no considera almacenamiento térmico. El modelo fue implementado en TRNSYS mediante los Types 539, 330, 155, 77, 31,11 y 5. Además, un Type en Matlab para modelar la distribución de flujo en el sistema. Los autores mencionaron que el modelo teórico muestra gran concordancia con el modelo experimental al poseer valores de temperatura con diferencias porcentuales menores al 5 %.

Barrera (2017) realizó el diseño de un sistema de captación de mediana temperatura para agua de reposición en calderas para distintas ciudades en México. La demanda del sistema es de $25 m^3$ de agua al día a una temperatura de $90^{\circ}C$. La investigación consideró la configuración de un sistema de calentamiento solar reportado por la Agencia Internacional de Energía (IEA) conformado de captadores de placa plana, un tanque de almacenamiento, bombas hidráulicas y un calentador auxiliar. El sistema se simuló en TRNSYS, y mediante nomogramas se obtuvo el área óptima de $420 m^2$ y un volumen de almacenamiento de $8.4 m^3$. El autor observó que la fracción solar máxima fue de 0.49, que se presentó para una razón de flujo de agua $13-30 kg/hm^2$, además de observar que la razón de flujo afecta considerablemente el desempeño del sistema.

Guo *et al.* (2017) presentaron un método de diseño para determinar el volumen de un tanque de almacenamiento de un sistema de calentamiento solar para cumplir una demanda de $470 W$. El método de diseño se comparó con el código de diseño nacional de China. El sistema está compuesto de un colector solar, un intercambiador de calor y una bomba de calor. Para la evaluación se escogieron cuatro modos de operación del sistema, así como cuatro días representativos. Los volúmenes de almacenamiento se calcularon en cada configuración, tomando como referencia la energía útil que puede tener el sistema. El volumen máximo fue de $41 m^3$ y el mínimo de $18 m^3$, mientras que

calculado por el código Nacional de 120 m^3 . El sistema fue simulado en TRNSYS con diferentes volúmenes para analizar el rendimiento en cada día seleccionado. De acuerdo a ese análisis, el COP mayor fue de 2.91 y el menor de 2.67, todos superiores al COP calculado por el código nacional que fue de 2.12. Los autores mencionaron que este método es más eficiente al disminuir el volumen del tanque y al aumentar el rendimiento del sistema.

Allouhi *et al.* (2017) presentaron un método de optimización para un sistema de calentamiento solar para pasteurización, donde se consideraron cuatro perfiles de carga. El estudio se realizó en la ciudad de Casablanca, Marruecos para cubrir una demanda de 528 MWh/año . El sistema fue diseñado considerando el ángulo de inclinación, área de apertura y cantidad de agua almacenada. La evaluación de la planta solar se realizó de dos maneras, una evaluación térmica y un análisis de ciclo de vida. El análisis de ciclo de vida fue obtenido mediante funciones objetivo que maximizó el ahorro anual. El ahorro anual se comparó con los diferentes parámetros que conforman al sistema solar para obtener el mayor ahorro. La configuración del sistema se mostró conveniente con un arreglo de captadores de tubos evacuados de 400 m^2 y un volumen de almacenamiento de 400 litros, una bomba hidráulica y de un calentador auxiliar. El diseño óptimo fue el que presentó una fracción solar de 0.41. También, los autores determinaron que el regreso de costo de inversión es de 12.27 años considerando un periodo de vida de 20 años.

Suresh y Rao (2017) desarrollaron una metodología para estimar el potencial de energía solar en procesos industriales de calentamiento. La metodología presentada se basa en obtener la temperatura de operación del proceso en cuestión para determinar el tipo de captador a utilizar. La evaluación consideró los siguientes parámetros de entrada: irradiación solar, temperatura ambiente, eficiencia y ángulo de inclinación de los captadores solares. La metodología fue validada utilizando un caso de referencia

para una temperatura de operación de $60-120^{\circ}C$, en el que se determinó que la energía generada anual fue de $842.4 \text{ kWh}/m^2$ obteniendo un error porcentual del 2% con una eficiencia del sistema del 57%. También, los autores realizaron un análisis de sensibilidad para determinar la viabilidad de los sistemas solares, considerando ahorros en consumo de combustible, tasa interna de retorno y el periodo de amortización. En el análisis, se observó que a medida que el sistema utiliza mayor energía solar, los ahorros en el consumo de combustible y en la emisión de dióxido de carbono son mayores. Con base en el análisis, determinaron que se tendría un ahorro del 20% en el consumo de combustible y cerca de 1.8 Toneladas de CO_2 que no serían emitidas a la atmósfera.

Sokhansefat *et al.* (2018) realizaron un análisis termo-económico para un sistema de calentamiento de agua comparando dos tecnologías solares. El estudio fue realizado en Irán utilizando tecnologías solares, de placa plana (FPC) y captadores de tubos evacuados (ETC) para una temperatura de $70-90^{\circ}C$. El sistema se formó de un captador solar con 2.04 m^2 , un tanque de almacenamiento con 0.3 m^3 , una unidad de control y una bomba hidráulica. La simulación del sistema fue realizada en TRNSYS utilizando los Types 1, 3, 4, 14, 71 y 109. En la evaluación económica, el valor presente neto, la tasa interna de retorno, el periodo de retorno de la inversión fueron determinados. Los autores determinaron, que el rendimiento térmico de los captadores de tubos evacuados es más alto en 41% en comparación a los captadores de placa plana, mientras que los costos económicos son más altos para el de tubo evacuado.

Arcos (2018) presentó un estudio para el dimensionamiento de sistemas solares térmicos aplicados al precalentamiento de agua a $90^{\circ}C$. La configuración del sistema fue obtenida de un caso de referencia presentada por la Agencia Internacional de Energía. El sistema se conformó de un campo de captadores solares planos, un tanque de almacenamiento, dos intercambiadores de calor, bombas hidráulicas y un calentador

auxiliar. Una evaluación termo-económica fue realizada para determinar los valores de área y volumen de almacenamiento que maximizan el ahorro del costo de ciclo de vida. Para la evaluación térmica se construyeron nomogramas considerando 8 razones de uso y 8 razones volumétricas. Con base en el análisis se determinó que el área óptima en cada clima fue de $550 m^2$, considerando un volumen de almacenamiento de $16.5\text{--}27 m^3$. El autor mencionó que el clima no es determinante para el diseño óptimo de un sistema, pero si del recurso solar existente.

Villa-Arrieta y Sumper (2018) realizaron una plataforma de optimización económica para sistemas energéticos elaborada en TRNSYS. La herramienta de optimización fue implementada desarrollando dos nuevos Types. La plataforma consideró diferentes parámetros de entrada; energía consumida, área de colección, ciclo de vida, tasa de interés. La plataforma fue validada y verificada mediante dos casos de estudio. El primer caso consistió en la evaluación de un edificio cero energías. El segundo caso fue un caso hipotético de una población de 1000 habitantes para el suministro de gas y energía eléctrica. La plataforma de optimización fue utilizada para demostrar la viabilidad de los casos de estudio. Los resultados mostraron los costos de cada uno de los sistemas. Así, los autores mostraron la factibilidad de la plataforma de optimización.

En general, en la revisión bibliográfica se tiene que las mayores aplicaciones de calor solar son para procesos de baja temperatura ($40\text{--}100^\circ C$). Se observa que los sistemas de calentamiento solar simulados y experimentales poseen diferencias menores al 5%, de acuerdo a lo que Kalogirou y Papamarcou (2000) y Bava y Furbo (2017) reportan. Los nomogramas son la herramienta más versátil y efectiva para el diseño de sistemas solares térmicos como lo muestran Heb y Oliva (2011), Barrera (2017) y Arcos (2018). En las evaluaciones destacan el costo nivelado de la energía, el tiempo de retorno de la inversión, así como el análisis de ciclo de vida. Se observa que la configuración de

un sistema de calentamiento solar de agua se conforma principalmente de captadores solares, tanque de almacenamiento térmico e intercambiadores de calor.

1.2.2. Sistemas de secado solar

Zahed *et al.* (1988), realizaron una simulación numérica de secado cereales en el cual obtuvieron un ahorro energético del 35 % en un intervalo de temperatura de 45-55°C. En la investigación utilizaron colectores solares planos para calentar aire antes de introducirlo a la cámara de secado, el resultado fue más eficiente que realizarlo de manera tradicional, mostrando viabilidad de los sistemas solares. También, los sistemas de calentamiento solar son diseñados considerando sus áreas de colección y volúmenes de almacenamiento, así como su razón de flujo.

Ekechukwu y Norton (1999) investigaron las aplicaciones de los captadores solares de baja temperatura para procesos en los cuales la temperatura es de aproximadamente 40°C por encima del ambiente. Para llevar a cabo este estudio analizaron los dos tipos de captadores que existen; captadores solares con cubierta y sin cubierta. Los autores, concluyeron que la cantidad de energía que recibe un captador depende principalmente de la orientación del captador, la superficie absorbente y la transmitancia del material.

Prasad *et al.* (2006) realizaron un análisis del rendimiento de un sistema híbrido para secado combinando tecnología solar con energía de biomasa para el secado de 15 kg cúrcuma. La temperatura de operación del sistema es 55-60°C, el producto considera una humedad inicial y final del 78 % y 10 % respectivamente.. El sistema esta formado por un colector solar de placa plana con un área de colección de 2.47 m² y un quemador de biomasa. El sistema trabaja de manera continua, en el día con energía solar, mientras que en la noche con energía del quemador. En la evaluación, se obtuvo una eficiencia de 30 % al considerar una híbrdiación del sistema. Los autores determinaron que el tiempo de secado disminuyó en un 86 % comparado con un secado tradicional.

Amer *et al.* (2010) diseñaron y construyeron un sistema solar híbrido de secado considerando calentamiento indirecto. El estudio se realizó en Alemania en el periodo de junio-octubre de 2005 para el secado de 32 *kg* de plátanos considerando una humedad inicial y final del 75 % y 18 % respectivamente. El sistema se conformó de captadores solares de placa plana, una cámara de secado, un intercambiador de calor, una unidad de almacenamiento térmico y un calentador auxiliar de 6 *kW*. El sistema opera con energía solar en periodos de alta insolación, mientras que forma un sistema híbrido con el calentador auxiliar cuando los niveles de radiación son bajos. En la evaluación del sistema, la eficiencia térmica del colector y del sistema fueron obtenidas. Con base en el análisis se obtuvo una eficiencia del captador y del sistema de 58.6 % y de sistema del 65 % respectivamente. Los autores mencionaron que al utilizar un tanque de almacenamiento térmico, el sistema pudo operar con energía solar por más tiempo, generando una mayor eficiencia térmica. Al no usar tanque de almacenamiento la eficiencia disminuye en un 28 %.

Wang *et al.* (2018) realizaron una evaluación térmica de un sistema de calentamiento indirecto de aire para el secado de 24 *kg* de mango. El sistema se conformó de un colector solar de tubos evacuados, un ventilador, un calentador auxiliar, una cámara de secado y un sistema de control para suministrar una temperatura constante de 52 °C. El estudio fue realizado bajo las condiciones climáticas de Panzhihua, China durante septiembre-noviembre de 2016. En la evaluación térmica del sistema, la fracción solar, la eficiencia, la energía de evaporación y la cinética de secado fueron obtenidas. En la investigación, los autores obtuvieron una fracción solar de 0.68, una eficiencia térmica del 22 %, una energía de evaporación de 1.15 *kg/kWh*, y una difusividad de la humedad de 6.41 *m²/s* mediante el modelo de Page. Los autores propusieron que es necesario suministrar una temperatura uniforme durante el proceso en la cámara de secado para mejorar la eficiencia del sistema.

García-Valladares *et al.* (2019) realizaron la evaluación experimental de un sistema directo de calentamiento solar de aire para una temperatura de $60^{\circ}C$. El sistema fue evaluado bajo las condiciones climáticas del estado de Zacatecas para el secado de 235 *kg* de nopal, con una humedad inicial y final de 90.1 % y 5.76 % respectivamente. La investigación consideró un campo de captadores solares de aire con 111 m^2 de área de colección, un ventilador de 248 *kW* para un flujo de aire promedio de 4663.5 m^3/h , un calentador de gas Lp y una cámara de secado tipo túnel. En la evaluación, los autores compararon en términos económicos al sistema operando de manera solar y de manera convencional. En los resultados, el sistema de calentamiento solar aportó 1084.49 *MJ*, la eficiencia del sistema en 39.5 %, mientras que la energía que se suministró a la cámara de secado de 1007.54 *MJ*. En el modo convencional, el sistema aportó cerca de 1023 *MJ*. El costo del sistema de calentamiento directo fue de \$407,229.7 y un periodo de recuperación de 17 meses, mientras que en el modo convencional se obtuvo un valor presente neto (considerando 10 años) de \$319,655. Los autores determinaron, que el uso de energía solar térmica en procesos de calentamiento de aire es viable a una escala mayor.

El secado solar de alimentos es una industria importante para la preservación de una gran variedad de productos. En la revisión bibliográfica se muestra que es viable el uso de tecnología solar para calentamiento de aire en aplicaciones de secado. Diversos autores mencionan que la temperatura y velocidad de secado dependerá de la humedad a evaporar. Sin embargo, el suministro de aire es a una velocidad y flujo constante a lo largo de todo el tiempo. Además, los sistemas no presentaron algún tipo de optimización para resultados más precisos.

1.2.3. Sistemas híbridos de calentamiento solar

Ayompe *et al.* (2011) validaron un modelo de circulación forzada para sistemas de calentamiento de agua combinando dos tecnologías solares. El sistema se formó de dos captadores de placa plana (FPC), un captador de tubos evacuados (ETC), una bomba, un tanque de almacenamiento y una unidad de control. El modelo de calentamiento solar se implementó en TRNSYS utilizando los Types 538, 73, 31, 60. Los datos de la diferencia de temperatura entrada-salida del colector, el calor captado y entregado se utilizaron para comparar la validación del modelo teórico con el experimental. La diferencia media absoluta del calor entregado y captado fue de 6.9% y 14.1% respectivamente, mientras para la temperatura fue del 16.9% para el sistema FPC. Para el sistema ETC, fueron de 13.7%, 12.4% y 7.6% para las variables mencionadas. Los autores mencionaron que las diferencias pueden deberse a las incertidumbres de los instrumentos de medición y a las limitantes del modelo de tubos evacuados del Type 73 de TRNSYS.

Pérez (2013) realizó la simulación de un sistema híbrido para el secado de 30 *kg* de carne combinando tecnología solar y un calentador de gas. El estudio fue realizado bajo condiciones climáticas del estado de Chihuahua para una humedad inicial y final de 74% y 11% respectivamente. En la investigación se consideraron dos casos de estudio, el primero solo alimentado con gas y el segundo una combinación solar-gas. El sistema se conformó por captadores de tubos evacuados, una bomba, un tanque almacenamiento térmico, un intercambiador de calor y una cámara de secado. La simulación térmica fue realizada en TRNSYS, para la optimización del sistema el autor realizó un análisis paramétrico variando el área de colección y la razón volumétrica, así como un análisis económico. Los parámetros óptimos del sistema fueron 52.8 m^2 de área de colección, un volumen de almacenamiento de 7454 litros. También, el autor determinó que el sistema híbrido resulta ser 83% más económico que el sistema convencional considerando un periodo de vida de 25 años.

Čiqliene *et al.* (2015) analizaron un sistema de secado solar híbrido continuo para plantas medicinales a $30-40^{\circ}C$. Los autores combinaron tecnología de calentamiento de aire solar con tecnología de calentamiento de agua solar y almacenamiento térmico. El sistema se formó de calentamiento solar directo e indirecto, con $12 m^2$ de área de colección de aire y $8 m^2$ de área de colectores de placa plana con un almacenamiento térmico de $99.9 MJ/día$. El calentamiento diurno del aire de secado se realizó con calentadores de aire-solar, que se combina con aire ambiente para ajustar la temperatura. La relación de razones de flujo calentada con solar y a la que se toma del ambiente se le denominó razón de mezcla. El calentamiento nocturno consumió $99.9 MJ/día$ para suministrar el flujo de aire requerido. El secado se realizó en 48 horas con radiación solar promedio en 10 horas de $380-400 W/m^2$ -día. Los autores demostraron que con las áreas de colección y volumen de almacenamiento fue posible suministrar el requerimiento térmico.

Tian *et al.* (2017) realizaron un análisis del rendimiento térmico anual medido y simulado de un campo híbrido para calentamiento de agua utilizando captadores cilindro parabólico y placa plana. El sistema se formó por captadores de placa plana, captadores cilindro parabólicos, un tanque de almacenamiento y una fuente de calor auxiliar. La fuente de energía auxiliar se compone de dos calentadores de gas con una potencia de $9.1 W$. La investigación se realizó en Tarrs, Dinamarca en el periodo de septiembre de 2015-agosto de 2016 para una demanda de $18.460 MWh/año$. El modelo de rendimiento térmico se simuló en TRNSYS y se verificó en campo con datos medidos de temperatura y energía suministrada por el sistema. La técnica de regresión por mínimos cuadrados fue empleada para ajustar un polinomio a la serie de puntos obtenidos. Los coeficientes de determinación obtenidos fueron superiores a 0.95 que de acuerdo a los investigadores es un valor alto. La fracción solar fue de 0.222, equivalente a $4100 MWh/año$. Además, los autores determinaron que la relación de áreas en el sistema de calentamiento es de 3:2, así, se puede incrementar la eficiencia del sistema sin incrementar sus costos económicos.

Condorí *et al.* (2017) realizaron la instalación de una planta de uso industrial para el secado de 450 *kg* de zanahorias. La investigación fue realizada en Argentina a lo largo de mayo de 2016. El sistema se compone de un arreglo de captadores solares con un área de colección de 92 m^2 , un ventilador y una cámara de secado. En la evaluación se consideraron dos casos para el suministro de energía, con fuente solar y con energía eléctrica. En el escenario convencional la demanda fue completada con 80.6 *MWh*, en el segundo caso la planta solar cubre esa energética y ocupando solo 2.86 *MWh* de energía eléctrica. Los autores obtuvieron una relación de 5 *kg* de producto secado por cada m^2 de área de colección con un costo de 3 *USD/kg* de producto secado. También, determinaron los costos de cada una de las tecnologías en ella se muestra que la planta solar es más factible en un 20% más económico y viable.

Tian *et al.* (2018a) analizaron y validaron un modelo para calentamiento solar de agua compuesto por un colector cilindro parabólico (4039 m^2), colector de placa plana (5960 m^2) conectados en serie y un tanque de almacenamiento (2043 m^3). El análisis se realizó para la ciudad de Tarrs, Dinamarca de septiembre de 2015-agosto de 2016. El sistema se simuló en TRNSYS utilizando los Types 3, 4, 15 y 659 y 1590 a intervalos de un minuto y el programa se validó con datos experimentales de temperatura, calor y fracción solar. El campo solar se evaluó durante dos típicos (más soleado y más nublado), en términos del rendimiento térmico. La cantidad máxima de energía producida en el día fue de 5 *kWh/m²*. De acuerdo a los autores, los colectores cilindro parabólico permiten mantener la temperatura de una manera más estable. Además, mencionaron que para optimizaciones térmicas una estrategia de control es requeridas para un diseño adecuado en plantas de calentamiento solar híbridas.

Tian *et al.* (2018b) realizaron una evaluación termo-económica de un sistema de calentamiento para calefacción combinando dos tecnologías solares para reducir el costo de instalación e incrementar el rendimiento térmico. El estudio se realizó en Dinamarca, combinando captadores solares planos y de canal parabólico, conectados en serie. El sistema en estudio se conformó de captadores de placa plana, concentrador cilindro parabólicos y tanque de almacenamiento. La evaluación se realizó desarrollando una plataforma de simulación en TRNSYS-GENOPT. La plataforma se validó considerando un caso de referencia publicado previamente. Para la evaluación, determinaron el costo nivelado del calor de la energía (*LCOE*). El *LCOE* resultó de 0.42 DKK/kWh mientras que el precio del gas fue más alto (0.57 DKK/kWh), de esta manera lograron reducir los costos 0.15 DKK/kWh . Los autores observaron que la posición óptima de los concentradores cilindro parabólicos es en dirección Norte-sur, al absorber mayor radiación.

Lamrani *et al.* (2019) desarrollaron un modelo numérico para evaluar el rendimiento de un sistema de secado para madera utilizando energía de concentración en la ciudad de Marruecos. El sistema de estudio se compone de un concentrador parabólico compuesto (CPC), un intercambiador de calor, un calentador auxiliar, un ventilador y una cámara de secado con un perfil de 6:00-18:00 horas. La simulación fue realizada en TRNSYS utilizando los Types 74, 5b, Type 6, 3d y el 15, además, desarrollaron un modelo numérico para la cámara de secado. El modelo numérico fue discretizado utilizando el método de diferencias finitas y validado con un caso de referencia. El modelo en TRNSYS fue validado con datos experimentales obteniendo valores de error relativo medio menores al 4% entre resultados experimentales y simulados.

Con base en la revisión, se muestra que los sistemas híbridos consideran más de una fuente de energía primaria, así, el sistema tiene un mejor rendimiento al no depender

de una sola fuente de energía. La energía y fracción solar aumenta hasta en un 60 % al realizar una hibridación. Sin embargo, se muestra que son pocos los estudios acerca de los sistemas híbridos solar- solar. En la literatura no se ha encontrado algún trabajo en el cual se combine tecnología de calentamiento de agua con captadores de aire planos para el calentamiento de aire. Tian *et al.* (2018b) y Tian *et al.* (2018a) utilizan dos tecnologías de calentamiento solar (placa plana y concentración solar) para suministro de agua caliente residencial. El estudio desarrollado por Čipliene *et al.* (2015), el cual combinó captadores solares de placa plana y colectores de aire, es el único que combina dos tecnologías solares para el calentamiento de aire. Sin embargo, en la investigación no se reporta la cantidad de energía que requiere el proceso, así como la reducción de costos energéticos al hibridar.

1.2.4. Secado solar de tomates

Doymaz (2007) realizó una investigación para determinar las condiciones adecuadas para el secado de tomate. Los experimentos fueron hechos para rodajas de tomate con un espesor de 5 *cm*. La humedad inicial fue de 94.5 % y una humedad final de 11 % determinada en un horno a una temperatura de 104°C. Las características del secado fueron investigadas a temperaturas de 55, 60, 65, y 70°C con un flujo de aire de 1.5 *m/s*. La curva de secado fue obtenida mediante el modelo de Henderson y el modelo de Page. El modelo de Page describió mejor el comportamiento de la curva de secado del tomate al tener un R^2 de 0.9983 y χ^2 de 0.00076, mejores al modelo de Henderson. Al evaluar a diferentes temperaturas de secado se obtuvo que el tiempo disminuyó de 35.5 a 24 horas, siendo 70 °C la temperatura que da el menor tiempo. Sin embargo, los autores recomendaron una temperatura de 65°C ya que a mayores temperaturas el color y sabor del tomate no se mantienen. También, encontraron que la energía de activación (cantidad de energía necesaria para iniciar un proceso) para la difusión de la humedad se encuentra en intervalo de 17.40-32.94 *kJ/kmol*.

Boughali *et al.* (2009) estudiaron experimentalmente un sistema híbrido de secado combinado tecnología solar con energía eléctrica. El estudio se realizó en Argelia, en la universidad de Ourgla, para secar 12 *kg* de tomates con una humedad inicial y final del 94 % y 10 % respectivamente. El sistema se conformó de un área de colección solar de 12 *m*² inclinada a 31°, calentador eléctrico y la cámara de secado, sin considerar almacenamiento térmico. El sistema se evaluó en función del desempeño del colector para determinar el rendimiento del secador (*kg_{agua}/kWh*, eficiencia térmica, y el tiempo de retorno de la inversión). La eficiencia del sistema al hibridar fue de 30 % y el tiempo de retorno de la inversión fue de 1.27 años. Además, los autores determinaron que el valor óptimo para el secado de tomates es para 65°C con una velocidad de flujo de 1.5 *m/s*.

López-Vidaña *et al.* (2013) evaluaron la eficiencia de un sistema híbrido solar-gas, en condiciones de campo y en estado transitorio, para el secado de 20 *kg* de tomate con una humedad inicial del 94 %. El análisis se realizó en Oaxaca, México, a lo largo de diciembre del 2010. El sistema consta de 3.2 *m*² de área de colección solar, una fuente auxiliar de calentamiento de gas LP y una cámara de secado. La evaluación del sistema consideró tres casos de suministro de energía: solar, gas y solar-gas. Los autores determinaron que la eficiencia del colector y de la cámara de secado fue de 38 % y 85 % respectivamente. El sistema híbrido fue el que presentó mayor eficiencia térmica, llegando al 60 %, con un consumo energético de 1.2 *kWh/kg*, utilizando una fracción solar de 0.42. La hibridación representó un ahorro del 20 % en el calentador auxiliar de gas LP.

Mariem y Mabrouk (2014) investigaron el efecto de la temperatura y velocidad del aire en el proceso de secado de tomate. Las temperaturas de operación para el secado fueron de 38, 44, 50, 57, 64 °C con un flujo de aire de 1 *m/s* y una velocidad variable de 1,2,3 *m/s* para una temperatura de 50°C. La humedad inicial fue de 92 % y se obtuvo una humedad final de 11 % mediante el método del horno a 105°C durante 6 horas. El

tiempo de secado fue reducido de 22 horas a 9.9 horas cuando la temperatura incrementa de 38-64°C. Lo mismo para el flujo de aire, al aumentar de 1 a 3 m/s el tiempo varió de 16.7 horas a 11.7 horas. Los autores concluyeron que existe una influencia significativa de la temperatura comparada con la razón de flujo. El contenido de humedad disminuye más rápido a temperaturas mayores debido al incremento de energía de las moléculas presentes en el producto.

Ringeisen *et al.* (2014) realizaron un estudio experimental comparativo de secado de tomate en rodajas, utilizando energía solar con y sin concentración, con tecnología de canal parabólico y placa plana. La investigación fue realizada en California, durante julio-septiembre 2011, con un contenido de humedad inicial del 90%. El sistema se conformó de un captador solar con un área de 1.71 m², una cámara de secado y no consideraron almacenamiento térmico. Al utilizar concentración solar, los autores determinaron que el tiempo de secado fue menor en un 21% en relación a cuando utilizaron tecnología de placa plana. Sin embargo, mostraron que la temperatura requerida se puede alcanzar utilizando los captadores de placa plana, por lo que usar cilindro parabólico conduce a un gasto mayor.

Ruiz-Cruz *et al.* (2015) presentaron una investigación de las propiedades pérdidas durante el proceso de secado de tomate. En la investigación mostraron los diferentes métodos de secado solar, entre los que destacan los métodos de deshidratado a cielo abierto, por aire caliente forzado, por deshidratación osmótica, a través de microondas y por Liofilización. Mostraron que las temperaturas de secado menores a 65°C permiten preservar el color y el sabor del tomate. Además de que a estas temperaturas se preservan mejor los compuestos, tales como los polifenoles, flavonoides, licopeno, β-caroteno y ácido ascórbico. Los autores mencionaron que la vitamina C es la propiedad que más se pierde en el secado, al perder cerca del 60% de su contenido. Además, una técnica para disminuir las pérdidas es utilizar un tratamiento osmótico antes del secado.

Erick César *et al.* (2020) evaluaron experimentalmente el rendimiento térmico de un secador solar para tomate. El estudio fue realizado en el Instituto de Energías Renovables de la UNAM considerando una humedad inicial y final del 93.6 y 11 % respectivamente. El sistema se conformó de un colector solar de aire, una cámara de secado y una chimenea para la salida del aire húmedo. El experimento fue realizado entre octubre del 2018 y enero del 2019 para obtener la eficiencia térmica del sistema, la eficiencia de la cámara de secado y la eficiencia del colector. En la evaluación, el sistema fue instrumentado con sensores de temperatura en la entrada y salida del colector, piranómetros, anemómetros y sensores de temperatura ambiente. En los resultados se obtuvo que la eficiencia del sistema osciló de 8.8-10.66 %, la eficiencia del secador de 0.81-9.35 % y la eficiencia del colector de 52.3-55.45 %. Los autores determinaron que es necesario una distribución de temperatura equitativa a lo largo de la cámara de secado para mejorar la eficiencia del sistema.

En esta sección se presentaron diferentes investigaciones acerca de los parámetros utilizados en el secado de tomates. De acuerdo a diferentes autores (Doymaz, 2007; Mariem y Mabrouk, 2014) la temperatura del aire adecuada en el secado de tomate se encuentra en el intervalo de 55-65°C a una velocidad de flujo de 1.5 m/s con una humedad inicial y final del 94 % y 11 % respectivamente. En los estudios revisados, se muestra que la energía necesaria para remover un kilogramo de agua es de 1.2 kWh. Además, Ruiz-Cruz *et al.* (2015) mencionan que a temperaturas elevadas (mayores a 65°C) los compuestos del tomate (polifenoles, avonoides, licopeno, β -Caroteno) son poco preservados.

1.2.5. Conclusión de la revisión bibliográfica

En los trabajos revisados se encontró que los sistemas solares térmicos han tenido mayor uso en el sector industrial para temperaturas de $40-100^{\circ}C$, en los que destacan los procesos de calentamiento de aire. En simulaciones y diseño de sistemas se muestra que las principales variables de diseño en los sistemas solares térmicos son; el área de colección y volumen de almacenamiento, en el que destaca la técnica de nomogramas. También, TRNSYS sobresale por su facilidad para el diseño y dimensionamiento, además es útil para la validación y verificación de modelos.

En el secado solar de alimentos, diversos autores mostraron que la temperatura y velocidad de secado dependerá de la cantidad de humedad a remover. En el secado de tomates se encuentra en el intervalo de temperatura de $55-65^{\circ}C$ con una velocidad de flujo variable de $1-3\text{ m/s}$, con una energía de 1.2 kWh/kg . Además, mencionan que la humedad inicial y final del tomate es de 94% y 11% respectivamente.

En los sistemas híbridos se observa que mejora el rendimiento de un sistema al no depender de una sola fuente de energía. De esta manera, los estudios previos no han abordado la combinación de tecnología solar-solar para calentamiento de aire para secado que optimicen el costo energético, el cual combina; calentamiento solar de aire, calentamiento solar de agua y calentamiento con suministro convencional.

1.3. Objetivos y alcances

Para el desarrollo del proyecto se plantean los siguientes objetivos y alcances los cuales se muestran a continuación.

1.3.1. Objetivo general

Diseñar un sistema de captación solar para calentamiento de aire para el proceso de secado de tomate, en Xochitepec, Morelos, combinando captadores planos de agua y captadores solares de aire.

1.3.2. Objetivos específicos

- Identificar el requerimiento energético en el proceso de secado de tomate en Xochitepec.
- Desarrollar una plataforma de simulación verificada que permita conocer el desempeño térmico para un sistema de secado que combina tecnología de calentamiento de agua y captadores solares de aire en términos de energía útil y fracción solar.
- Optimizar el sistema de secado en términos de la fracción solar y energía útil considerando ambas áreas de captación, así como el volumen de almacenamiento, la carga térmica y los costos económicos.

1.3.3. Alcances

- Identificar el requerimiento energético en el proceso de secado de tomate considerando una humedad inicial y final de 94 % y 11 % respectivamente.
- Desarrollar la plataforma en TRNSYS para evaluar el sistema de secado considerando tecnología de captadores planos de aire y captadores planos de agua.

- Realizar un comparativo del costo nivelado de la energía considerando las dos tecnologías de captación solar, en el caso de aplicarlo en Xochitepec, Morelos-México.

1.4. Escritura de la tesis

El Capítulo 2 aborda los fundamentos teóricos del caso de estudio, la carga a satisfacer, las características de la zona de estudio y la configuración del sistema. En el Capítulo 3 se muestra la metodología utilizada en el diseño del sistema, las variables a diseñar, el acoplamiento del sistema híbrido y el desarrollo de la plataforma de simulación. En el Capítulo 4, se muestran los resultados obtenidos de las simulaciones, los costos energéticos, el diseño, el tiempo del retorno de la inversión y el comportamiento del sistema. Por último, en el capítulo 5 se mencionan las conclusiones generadas y las recomendaciones para ampliar la investigación en trabajos futuros.

CAPÍTULO 2

MATERIALES Y MÉTODOS

En el Capítulo 2 se muestran los conceptos fundamentales, la localidad de estudio, sus condiciones climáticas y el producto de muestra. Además, se describe el acople de los sistemas, el modelo físico y matemático del sistema.

2.1. Fundamentos teóricos

En esta sección se presentan los fundamentos básicos para el desarrollo de este trabajo de investigación.

2.1.1. Conceptos básicos

Aire atmosférico. Mezcla de gases y de vapor de agua.

Aire saturado. Cuando el aire está en la condición de 100 % de humedad relativa, se conoce como aire saturado y no puede absorber más humedad a una determinada temperatura.

Humedad absoluta y humedad relativa. El cociente entre la masa de vapor de agua contenido en el aire entre la masa de aire se conoce como humedad absoluta, mientras que la humedad relativa es el cociente entre la masa de vapor de agua contenida entre la máxima que puede contener. El valor de humedad relativa es un parámetro de la deshidratación, y va a depender de la temperatura del aire.

Humedad libre. Cantidad de agua que es posible extraer del alimento, esta se evapora al ejercer una presión sobre la atmosfera de aire de secado de menor presión de vapor.

Humedad de equilibrio. Valor al cual el alimento ha dejado de ceder agua al aire secante y se encuentra en equilibrio con él.

Temperatura de rocío. Si disminuye la temperatura del aire atmosférico aumenta su humedad relativa, cuando la temperatura disminuye hasta alcanzar el 100 % de hu-

medad relativa, cualquier decremento en la temperatura ocasionará una condensación de vapor para mantener la condición de aire saturado a esa temperatura; esa última se conoce como temperatura de rocío.

Temperatura de bulbo seco. La temperatura de bulbo seco se conoce a la temperatura del aire atmosférico real, medido con un termómetro.

Costo Nivelado de energía. Valoración económica del sistema de generación de calor, que incluye todos los costos a lo largo de la vida útil del proyecto.

2.1.2. Mecanismos de Transferencia de calor

Cengel y Ghajar (2011) mencionan que la transferencia de calor siempre se produce del medio que tiene la temperatura más elevada hacia la más baja. La transferencia de calor se lleva a cabo de tres maneras distintas; conducción, convección y radiación.

Conducción. Transferencia de calor que se lleva a cabo por el calentamiento directo de las partículas ocasionando un aumento de la energía cinética. Para considerar la distribución de calor a lo largo de un material se considera la conductividad térmica, el cual se define como la razón de transferencia de calor a través de un espesor unitario del material por unidad de área y unidad de temperatura. La conducción establece que el flujo de transferencia de calor por conducción es proporcional y va del cuerpo de mayor temperatura al de menor temperatura y se expresa mediante la ley de Fourier, y está dada por la ecuación 2.1.

$$Q = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2.1)$$

En el cual, A es el área de transferencia de calor, k la conductividad térmica del material y dT/dx el gradiente de temperatura.

Convección. Modo de transferencia de energía entre un fluido que está en movimiento y una superficie sólida. La convección es un fenómeno de transporte de materia y energía que tiene su origen en diferencia de densidades. La transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa mediante la ley de enfriamiento de Newton, a través de la ecuación 2.2.

$$Q = hA(T_s - T_\infty) \quad (2.2)$$

En el cual h es el coeficiente de transferencia de calor, A es el área superficial a través de la cual tiene lugar la transferencia de calor, T_s la temperatura de la superficie y T_∞ la temperatura del fluido. En el proceso de calentamiento de aire para secado, el coeficiente convectivo h se calcula mediante la ecuación (2.3) (Lamrani *et al.*, 2019).

$$h = \frac{k}{D}(0.023P_r^{0.33}Re^{0.8}) \quad (2.3)$$

En el cual, P_r es el número de Prandtl, k la conductividad térmica, D la longitud característica y Re el número de Reynolds.

Radiación. Energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas, como resultado de los cambios en la configuración electrónica de los átomos y moléculas. La razón máxima (la superficie que emite radiación a esta razón máxima se denomina cuerpo negro) que se puede emitir desde una superficie a una temperatura T es expresada mediante la ley de Stefan-Boltzman como se muestra a continuación,

$$Q = \sigma AT^4. \quad (2.4)$$

En el cual, $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$, A es el área de transferencia y T la temperatura del cuerpo.

Sistema de captación solar. Un sistema de captación solar se define como un arreglo de captadores solares conectados entre sí. Su misión es captar la energía para transformarla en energía térmica, aumentando la energía de un fluido que circula a través del captador.

Fracción solar. Relación entre la cantidad de energía aportada por el sistema de calentamiento solar y la demanda energética total.

Energía útil. Es la cantidad de calor aportado por el sistema de calentamiento solar.

Eficiencia de los captadores solares. Una ecuación para obtener la eficiencia de los captadores solares puede ser obtenida mediante la ecuación 2.5 (Duffie y Beckman, 2013).

$$\eta = \frac{\dot{m}C_p(T_p - T_a)}{AI} \quad (2.5)$$

La ecuación anterior, puede ser modificada sustituyendo la temperatura de entrada del fluido (T_p) por la temperatura medida del captador (T_i), como se muestra a continuación.

$$\eta = F_R(\tau\alpha)_n - F_R U_L \frac{(T_i - T_a)}{I} \quad (2.6)$$

El coeficiente de pérdidas (U_L) no siempre es constante, por lo que obtener una dependencia lineal de U_L contra $(T_i - T_a)$ resulta una mejor expresión (TRNSYS, 2018) como se muestra a continuación.

$$\eta = F_R(\tau\alpha)_n - F_R U_L \frac{T_i - T_a}{I} - F_R U_{L/T} \frac{(T_i - T_a)^2}{I} \quad (2.7)$$

La ecuación (2.7) anterior se puede reescribir como:

$$\eta = a_o - a_1 \frac{(\Delta T)}{I} - a_2 \frac{(\Delta T)^2}{I} \quad (2.8)$$

En general, la eficiencia térmica de un captador solar es definido por estos tres parámetros (a_o , a_1 , a_2).

Un parámetro importante en la evaluación de un captador solar es el ángulo de incidencia modificado (IAM por sus siglas en ingles). Este parámetro, evalúa el rendimiento de un captador solar a diferentes ángulos de incidencia de la radiación solar sobre el plano del captador (Pilatowsky y García, 2017).

Las pruebas de captadores solares, se realizan en días despejados por lo que el producto de la transmitancia-absortancia $(\tau\alpha)_n$ es casi el valor de la radiación normal (eficiencia máxima). La eficiencia $F_R(\tau\alpha)$, es la eficiencia corregida respecto a la radiación no normal. La relación $(\tau\alpha)/(\tau\alpha)_n$ es el valor del ángulo de incidencia modificado, para captadores solares planos, esta relación se calcula mediante la ecuación (2.9) (TRNSYS, 2018).

$$K_{\tau\alpha} = \frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_n}$$
$$\frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_n} = 1 - b_0 \left(\frac{1}{\cos \theta} - 1 \right) - b_1 \left(\frac{1}{\cos \theta} - 1 \right)^2 \quad (2.9)$$

El valor del ángulo de incidencia modificado va de 0-1, el máximo valor se tiene cuando la radiación incide de manera normal al captador, a medida que se desvía de la normal, el valor va en decremento como se observa en la Figura 2.1.

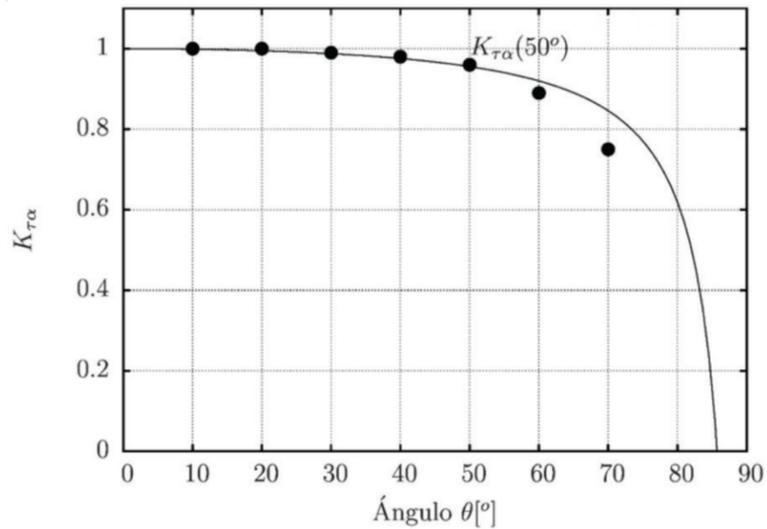


Figura 2.1: Ángulo de incidencia modificado

2.2. Definición de la muestra

En este apartado se menciona el producto a secar, la localidad y la demanda térmica.

2.2.1. Producto

El tomate es uno de los alimentos más consumidos alrededor del mundo, sin embargo, su alto contenido de humedad lo hace un producto altamente perecedero. En México, se producen aproximadamente 4,243,058 toneladas anuales, de los cuales cerca del 28 % se desperdicia. El secado es un método que permite incrementar su vida, reduciendo el desperdicio y proporcionando un valor agregado al producto. En el estado de Morelos, es el segundo alimento con mayor producción de acuerdo a información proporcionada por el SIAP (Servicio de Información Agroalimentaria y Pesquera). La producción es aproximadamente de 24,806 toneladas al mes, solo por debajo de la caña de azúcar.

2.2.2. Carga térmica

Con base en la revisión bibliográfica, se observó que la energía requerida en el secado de tomate es de aproximadamente de 1.2 kWh/kg (López-Vidaña *et al.*, 2013). En ese estudio, los autores reportaron la energía total promedio utilizada en el secado de 20 kg de tomate.

En el proceso, se considera un humedad final e inicial del 94% y 11% respectivamente, para una muestra de aproximadamente 940 kg de tomate por carga, el cual es la producción promedio de un agricultor en la localidad. La cantidad de agua a remover es de 780 kg y considerando la energía necesaria para remover un kilogramo de agua, se tiene una carga térmica de 952 kWh/lote .

En la Figura 2.2 se muestra la curva de secado a una temperatura de 65°C para una velocidad del aire de 1.5 m/s . La curva de secado del tomate es de forma exponencial decreciente, sin embargo los autores recomiendan utilizar una temperatura y un flujo de aire constantes a la entrada del proceso (Doymaz, 2007; Boughali *et al.*, 2009; García-Valladares *et al.*, 2019).

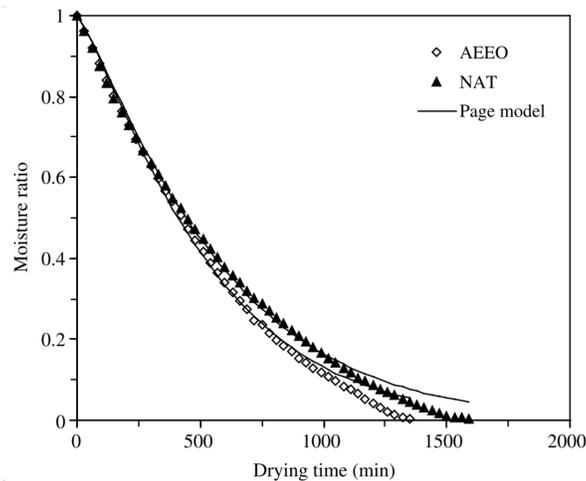


Figura 2.2: Curva de secado del tomate

En la Figura 2.3 se muestra el perfil de demanda para el sistema de calentamiento de aire, de acuerdo a un estudio presentado por Heb y Oliva (2011). El perfil opera desde las 10:00 a las 16:00 horas del día siguiente (30 horas de trabajo) para suministrar a la entrada del proceso una temperatura de 65°C . Además, de considerar una velocidad del aire de 1.5 m/s y un flujo de aire de $1235\text{ m}^3/\text{h}$. El flujo de aire se mantiene constante en todo el proceso debido a que en la literatura, los autores reportaron flujos constantes en sus evaluaciones.

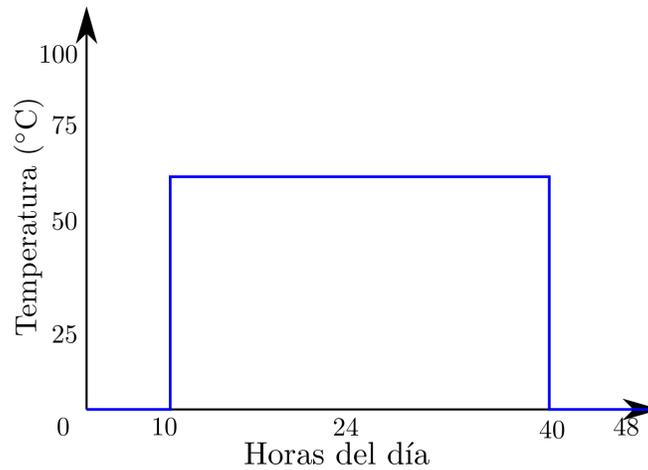


Figura 2.3: Perfil de demanda

2.2.3. Zona de estudio

El lugar de estudio se ubica en Xochitepec, Morelos. Xochitepec se encuentra en la zona poniente del estado de Morelos con un altitud de 1109 m sobre el nivel del mar y su localización geográfica es $18^{\circ}46' 5''\text{ N } 99^{\circ}13' 5''\text{ O}$. De acuerdo a la clasificación Köppen, el clima que prevalece en esta zona es cálido subhúmedo. Además, su precipitación pluvial es de 750 a 840 mm al año. La zona de Xochitepec, Morelos, al considerarse como un punto estratégico en el transporte de productos agrícolas, resulta apropiado para el estudio del sistema de calentamiento solar.

2.2.3.1. Caracterización del clima

La caracterización del clima se realiza en función de; a) temperatura ambiente anual promedio, temperatura máxima y mínima, b) humedad relativa anual promedio y c) irradiación solar, como se muestra en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1: Condiciones climáticas en Xochitepec

<i>Ciudad</i>	T_{min} anual [°C]	T_{max} anual [°C]	T_{prom} ambiente [°C]	H_{prom} relativa anual [%]	V_{prom} del viento anual [m/s]	I_{prom} [kWh/m ² ·día]
Xochitepec	13	36.5	22.75	34 %	0.8	5.69

En la Figura 2.2 se muestra el comportamiento mensual de la radiación solar en Xochitepec. La radiación anual global es 2079 kWh/m² · año (1312 kWh/m² · año para la radiación directa y 767 kWh/m² · año para la radiación difusa). Las condiciones climáticas fueron obtenidas de la base de datos de Meteonorm y se visualizaron a través de TRNSYS.

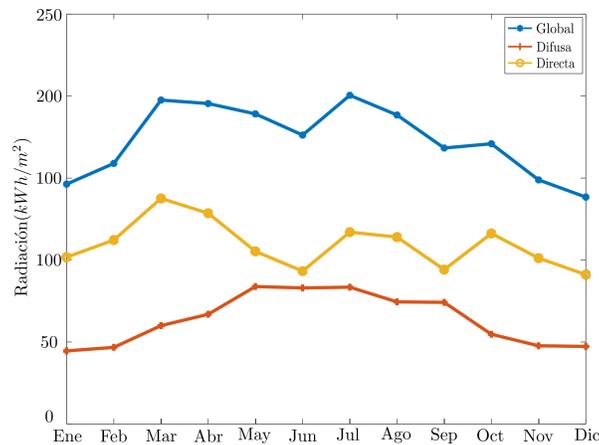


Figura 2.4: Radiación solar a lo largo de un año en Xochitepec

2.3. Descripción del sistema

En este apartado se describe a un sistema de calentamiento directo y un sistema de calentamiento indirecto y el acoplamiento de estos sistemas.

2.3.1. Sistema directo de calentamiento de aire

En la Figura 2.5 se muestra la configuración del sistema de calentamiento directo. El sistema se encarga de suministrar aire caliente al secador de manera directa. En este caso, la radiación incide sobre el campo de FPC y eleva la temperatura del aire, que se hace fluir hacia la cámara de secado. El sistema de calentamiento de aire se forma de un campo de captadores de aire, un extractor de aire, tubería de interconexión y un intercambiador de calor.

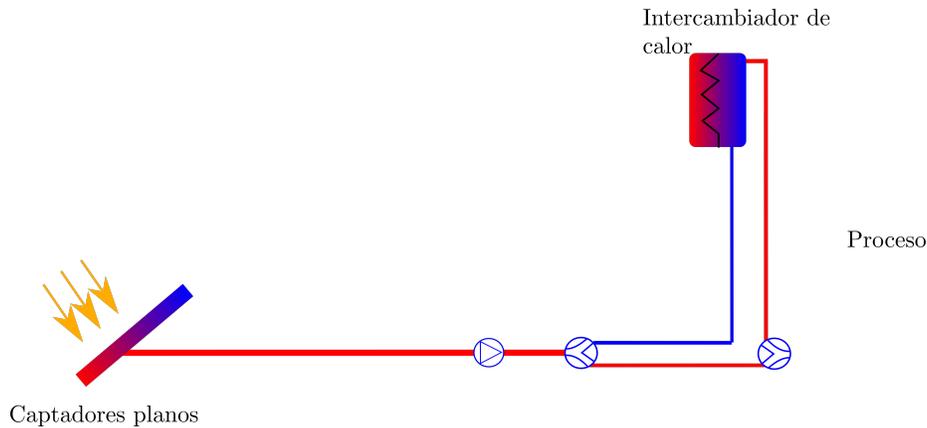


Figura 2.5: Sistema directo de calentamiento de aire

2.3.2. Sistema indirecto de calentamiento de aire

El sistema de calentamiento indirecto (calentamiento de agua) funciona como almacén térmico para compensar y proporcionar la temperatura requerida en la cámara de secado. El sistema se forma de un campo de captadores planos de agua, tanque de almacenamiento y dos intercambiadores de calor, como se muestra en la Figura 2.6.

La radiación incide sobre el campo de captadores, la energía recibida es transferida a un fluido térmico que circula a través de los captadores. El fluido es transportado a un intercambiador de calor que transfiere energía a un segundo fluido que es agua. Después, el fluido térmico es recirculado a los captadores mediante una bomba hidráulica. El tanque de almacenamiento recibe el agua caliente proveniente de intercambiador de calor y es enviado a un segundo intercambiador de calor (agua-aire). El intercambiador calienta al aire absorbido por el sistema para enviarlo a la cámara de secado.

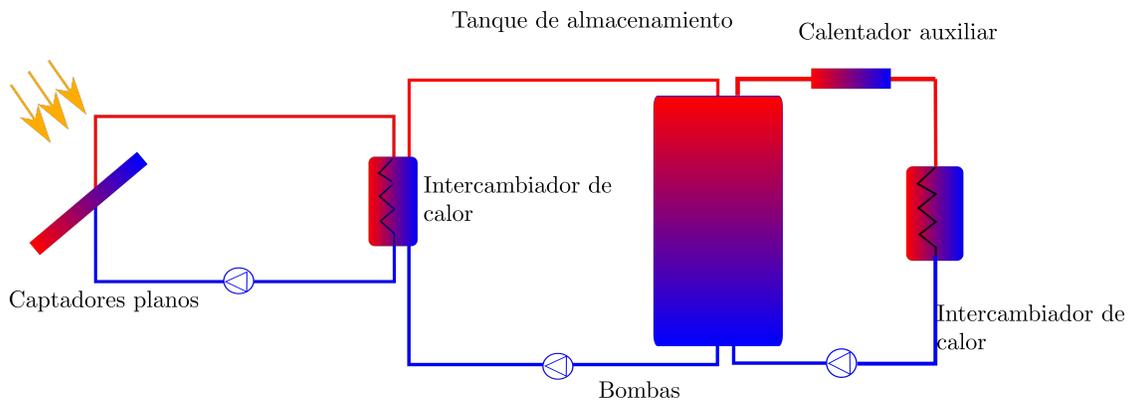


Figura 2.6: Sistema indirecto de calentamiento de aire

2.3.3. Sistema híbrido solar-solar agua/aire

La hibridación consiste en conjuntar al sistema de calentamiento directo con el indirecto. El punto de unión entre los sistemas es el intercambiador de calor agua-aire, en esta parte los dos sistemas trabajan de manera conjunta. En la Figura 2.7 se presenta la configuración del sistema híbrido (agua-aire). El calentamiento directo toma aire del ambiente, lo calienta dependiendo del recurso solar existente y lo entrega al proceso. El calentamiento indirecto funciona como almacén térmico para compensar, tanto como sea posible, la ausencia del recurso solar en el momento de proveer la energía para el calentamiento del aire que se suministra a la cámara de secado.

El calentamiento híbrido tiene tres modos de operación. En el primer modo, el sistema trabaja con el calentamiento directo de aire, esto cuando las condiciones climáticas sean las adecuadas. En el segundo caso, el sistema directo no puede proporcionar la temperatura adecuada por lo que el sistema de calentamiento indirecto elevará la temperatura, para ello se cuenta con un sistema de control en la válvula de dos vías. En el control, si la temperatura de salida del ventilador es menor a 65°C , este será enviado al intercambiador de calor agua-aire para su recalentamiento. Por el contrario, si es igual a 65°C , el aire fluirá directamente a la cámara de secado. En el tercer modo de operación, el sistema no es capaz de suministrar la temperatura adecuada, por lo que un calentador auxiliar se encargará de elevar la temperatura. La hibridación, permite dar mayor tiempo de operación, y estabilidad térmica al proceso.

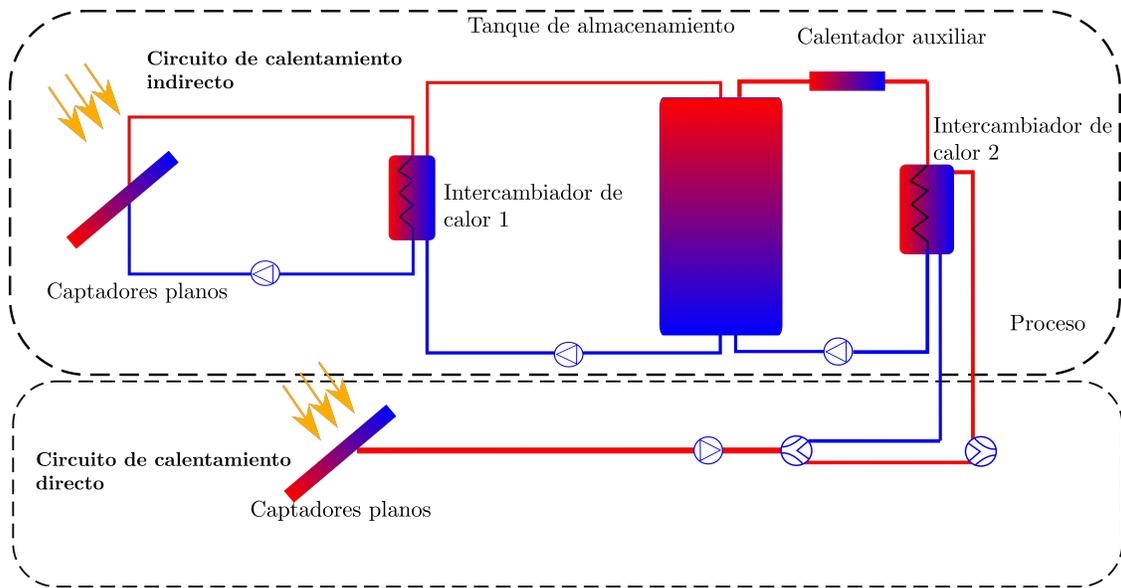


Figura 2.7: Sistema híbrido solar-solar

2.4. Características del sistema

En la Tabla 2.2 se muestran los parámetros y especificaciones de los captadores utilizados. El captador para el sistema de calentamiento directo utiliza aire como fluido de trabajo, mientras que para el sistema indirecto una combinación de agua-glicol al 70/30. La finalidad de utilizar una combinación agua-glicol, es que permite a los captadores solares de agua tener mayor eficiencia, además, evita que a bajas temperaturas el fluido se congele.

Tabla 2.2: Características del captador solar

<i>Parámetros</i>	<i>Unidades</i>	<i>FPC (Agua/indirecto)</i>	<i>FPC (Aire/directo)</i>
<i>Área de colección</i>	m^2	5-500	5-500
C_p	kJ/kg	3.720	1.007
<i>Eficiencia</i>		0.745	0.763
<i>Coefficiente de primer orden (a_1)</i>	W/m^2K	2.913	5.737
<i>Coefficiente de segundo orden (a_2)</i>	W/m^2K^2	0.0099	0.2317
<i>Razón de flujo</i>	$kg/h \cdot m^2$	83.57	31.53
<i>Inclinación del colector</i>	Grados	18.41	18.41

En la Tabla 2.3 se muestran las características de los intercambiadores de calor utilizados en el sistema. El fluido utilizado en el lado caliente del intercambiador 1 es una combinación de agua/glicol, mientras que el lado frío agua común. El segundo intercambiador de calor utiliza dos fluidos de trabajo, en el lado caliente utiliza agua, del lado frío aire, con un coeficiente de transferencia de calor de $6000 W/K$.

Tabla 2.3: Características del intercambiador de calor

#	Intercambiador a contraflujo		
	Lado	Lado	Lado
		caliente	frio
1	Fluido	Agua/glicol	Agua
	C_p (kJ/kgK)	3.7	4.19
	Coefficiente de transferencia de calor (W/K)	24 000	
2	Fluido	Agua	Aire
	C_p (kJ/kgK)	4.19	1.005
	Coefficiente de transferencia de calor	6 000	

En el sistema, un tanque estratificado fue implementado en posición vertical . Las características del tanque se presentan en la Tabla 2.4.

Tabla 2.4: Características del tanque de almacenamiento

Fluido de trabajo (agua)			Dimensiones	
ρ (kg/m ³)	C_p (kJ/kgK)	UL (kJ/hr-m ² K)	Volumen	Altura (m)
1000	4.19	0.83	Variable	3

En la Tabla 2.5 se presentan las características de la bomba y el ventilador utilizados en el sistema.

Tabla 2.5: Características de los dispositivos de flujo

Dispositivo	Fluido de trabajo	Capacidad (kg/hr)	Potencia nominal (kW)	Eficiencia
Bomba	Agua	6000	6	0.6
Ventilador	Aire	5000	5	0.6

2.5. Modelo matemático

A continuación, se describen los modelos matemáticos de cada elemento que forman al sistema. Los modelos matemáticos se integran con modelos secuenciados obtenidos de balances de energía en cada elemento que conforma al sistema. Las ecuaciones algebraicas se acoplan de forma matricial.

2.5.1. Captador solar

En la Figura 2.8 se muestra el comportamiento de un captador solar de placa plana para el calentamiento de aire. El captador permite aumentar la temperatura del aire a través de la energía recibida del sol. En el diagrama Q_l es la energía perdida en el captador, G la irradiación que incide sobre el captador solar y Q_u es la energía útil.

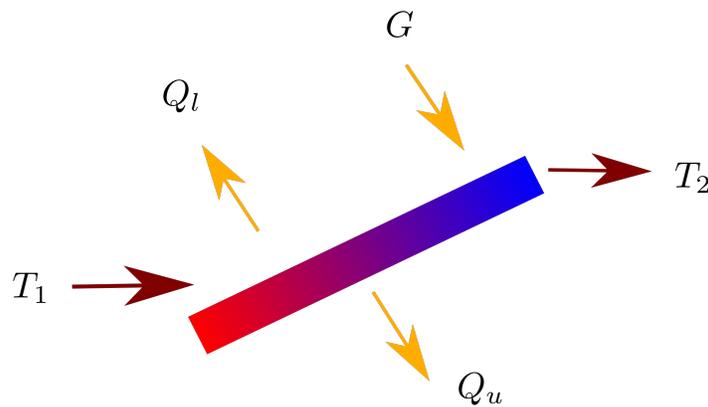


Figura 2.8: Balance de energía en un captador plano

La ganancia de energía en un captador se expresa a través de la siguiente ecuación (Duffie y Beckman, 2013),

$$\begin{aligned} Q_u &= \dot{m}C_p(T_i - T_a). \\ Q_u &= \eta A_c I \end{aligned} \tag{2.10}$$

La ecuación (2.10), se puede reescribir de la siguiente manera, como se muestra a continuación:

$$Q_u = A_c F_R [(I \tau \alpha) - U_L (T_i - T_a)]. \quad (2.11)$$

La ecuación (2.11), permite calcular la energía útil del captador hacia el fluido. En el cual, Q_{util} es la energía de captador solar, I la energía transmitida por el sol, τ la transmitancia del sol, T_a la temperatura del ambiente, T_i la temperatura media de la placa absorbadora.

2.5.2. Intercambiador de calor

Un intercambiador de calor es un dispositivo que permite la transferencia de energía entre dos fluidos. En el sistema de calentamiento, se utilizan dos intercambiadores de calor; uno de agua y otro agua-aire. En el lado caliente, el fluido de trabajo es agua y para el lado frío aire. En la Figura 2.9 se muestra el diagrama de un intercambiador de calor.

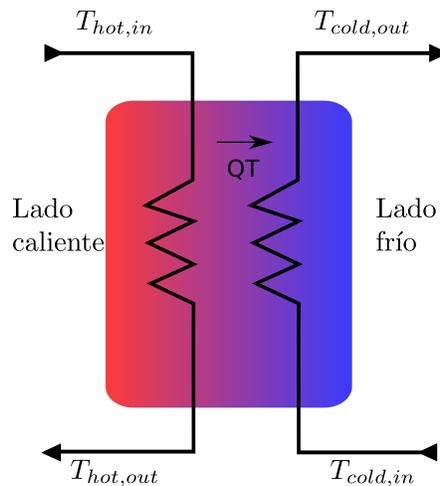


Figura 2.9: Esquema de un intercambiador de calor

El modelo matemático de un intercambiador de calor a contra flujo está basado en el método del Número de Unidad de Transferencia (NTU por sus siglas en inglés). La razón de transferencia de calor en un intercambiador de calor se puede determinar con base en un balance de energía entre los fluidos caliente y frío y se puede expresar como,

$$q = C_{hot}(T_{hot,in} - T_{hot,out}), \quad (2.12)$$

$$q = C_{cold}(T_{cold,out} - T_{cold,in}). \quad (2.13)$$

En el cual $C_{cold} = \dot{m}C_{p,cold}$ y $C_{hot} = \dot{m}C_{p,hot}$ son las razones de capacidad calorífica de los fluidos frío y caliente, respectivamente. Además, se tiene que C_{min} es el mínimo valor de C_{cold} y C_{hot} , mientras que C_{max} el máximo valor de C_{cold} y C_{hot} . La razón total de energía de salida transferida por el intercambiador está dada por la ecuación (2.14).

$$Q = \varepsilon C_{min}(T_{hot,in} - T_{cold,in}) \quad (2.14)$$

De donde, ε es la efectividad del intercambiador de calor y se define como se muestra a continuación,

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}})}}{1 - (\frac{C_{min}}{C_{max}})e^{-NTU}}. \quad (2.15)$$

Así, NTU es el número de unidades de transferencia y es expresado como se muestra a continuación,

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{min}}. \quad (2.16)$$

En el cual, U es el coeficiente de transferencia de calor total y A_s es el área superficial de transferencia de calor.

2.5.3. Tanque de almacenamiento

En el sistema, es el dispositivo de almacenar el fluido de trabajo. La energía se almacena en forma de calor sensible. En la Figura 2.10 se muestra el esquema de un termotanque, el cual cuenta con dos entradas y dos salidas.

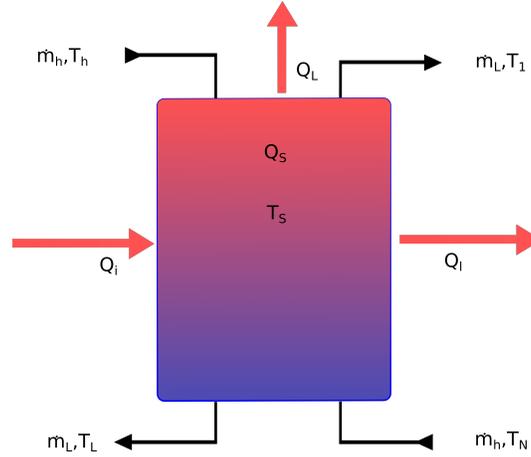


Figura 2.10: Esquema de un tanque de almacenamiento

Realizando un balance de energía considerando la entradas y salidas del sistema, la energía que recibe el tanque se calcula mediante la ecuación (2.17).

$$Q_i = Q_s + Q_L + Q_l \quad (2.17)$$

En el termotanque, Q_s es la energía que almacena el tanque, el cual es transferida al siguiente intercambiador de calor (Q_l). La energía recibida en el tanque proviene del primer intercambiador de calor (Q_i). Además, se considera la energía que desprende al ambiente Q_L .

La cantidad de energía almacena y cedida en el tanque depende se puede calcular con las ecuaciones (2.18) y (2.19).

$$Q_s = \dot{m}C_p(T_h - T_L) \quad (2.18)$$

$$Q_l = \dot{m}C_p(T_N - T_l) \quad (2.19)$$

En el cual $\dot{m}C_p$ es el flujo y calor específico del fluido, T_h, T_L, T_N, T_l , las temperaturas de entrada-salida del fluido.

2.5.4. Calentador auxiliar

En el sistema de calentamiento, el calentador auxiliar se encargará de aumentar la temperatura del fluido cuando el sistema de calentamiento solar no pueda proporcionarla. Un calentador auxiliar puede ser eléctrico o de gas, los calentadores eléctricos resultan ser más eficientes que los calentadores de gas, pero, en términos económicos los eléctricos son más costosos. En el sistema se considera un calentador de gas con una eficiencia de 0.79. En la Figura 2.11 se muestra el esquema de un calentador auxiliar, con sus entradas y salidas.

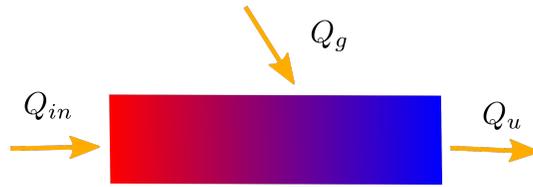


Figura 2.11: Esquema de un calentador auxiliar

Un balance de energía en el calentador, considerando las entradas y salidas se expresa como se muestra a continuación,

$$Q_{out} = Q_{in} + Q_g. \quad (2.20)$$

En el cual Q_{out} es la energía a la salida del calentador, Q_{in} la energía proveniente del tanque de almacenamiento y Q_g la energía suministrada por el calentador auxiliar para aumentar la energía de Q_{in} . La ecuación (2.20) se puede modificar considerando la eficiencia del calentador auxiliar.

$$\dot{Q}_{out} = \frac{\dot{m}_{aux}C_{p,aux}(T_{set} - T_{in,aux}) + U_{aux}A_{aux}(T_{av,aux} - T_{amb})}{\eta_{aux}}. \quad (2.21)$$

En el cual, $\dot{m}Cp_{aux}$ son el flujo másico y el calor específico del fluido de trabajo, T_{set} la temperatura de salida deseada, $T_{in,aux}$ la temperatura de entrada, $U_{aux}A_{aux}$ el cociente de transferencia de calor y $T_{avr,aux}$ la temperatura auxiliar y está definida por la ecuación (2.22).

$$T_{avr,aux} = \frac{T_{set} + T_{in,aux}}{2} \quad (2.22)$$

2.6. Variables de diseño

Para realizar un diseño adecuado del sistema de calentamiento solar, es necesario realizar un cálculo que proporcione la relación adecuada entre el área de colección y volumen de almacenamiento. Dos parámetros que intervienen en el diseño de un sistema, son la fracción solar y la razón volumétrica (para el sistema de calentamiento indirecto).

Las variables para el diseño del sistema son; área de colección, porcentaje de área de colección de cada tipo de calentamiento solar y el volumen de almacenamiento. El indicador para medir el porcentaje de energía aportada por el sistema solar, se define como fracción solar. Este indicador relaciona la energía aportada por la tecnología solar y la demanda térmica a satisfacer, y se define como:

$$Fs = \frac{Q_{solar}}{Q_{demanda}} \quad (2.23)$$

La energía útil aportada por el campo solar en m^2 , es la energía suministrada por el sistema de calentamiento directo e indirecto (sistema híbrido). La expresión para determinar la energía aportada por sistema solar híbrido se muestra a continuación (Tian *et al.*, 2018b),

$$Q_{solar} = \frac{Q_{aire}A_{aire} + Q_{agua}A_{agua}}{A_{aire} + A_{agua}}. \quad (2.24)$$

En el cual Q_{solar} es la energía suministrada por el sistema híbrido, Q_{aire} la energía suministrada por el sistema de calentamiento directo, Q_{agua} la energía suministrada

por el sistema de calentamiento indirecto, A_{aire} y A_{agua} el área de captación de cada tecnología solar.

La razón volumétrica se define como la cantidad de volumen de almacén térmico en relación al área de colección, se expresa en términos de l/m^2 y se define como:

$$Rv = \frac{V_T}{A_C} \quad (2.25)$$

Una vez seleccionada la razón volumétrica adecuada, se establece la relación para encontrar el volumen, y está dado por:

$$V_T = A_c * Rv \quad (2.26)$$

CAPÍTULO 3

METODOLOGÍA Y ESTRATEGIA DE SIMULACIÓN

En este capítulo se presenta la metodología general para el diseño del sistema solar, la plataforma de simulación térmica, la estrategia de evaluación económica y la optimización del sistema.

3.1. Estrategia de diseño

En la Figura 3.1 se muestra la metodología general para el diseño del sistema de calentamiento de aire. En la metodología se consideran tres etapas: datos de entrada, simulación del sistema y su optimización. En la etapa de datos de entrada, se determinan las condiciones climáticas, el tipo de tecnología y la carga térmica a satisfacer, como se describe en la Sección 2.2. En la simulación del sistema, se construye la plataforma de simulación y es verificada considerando los dos tipos de tecnologías. En la optimización, el costo nivelado de la energía, la fracción solar, la energía solar útil y el tiempo de retorno de la inversión se determinan en función del área de colección solar, el volumen de almacenamiento y el perfil de carga.

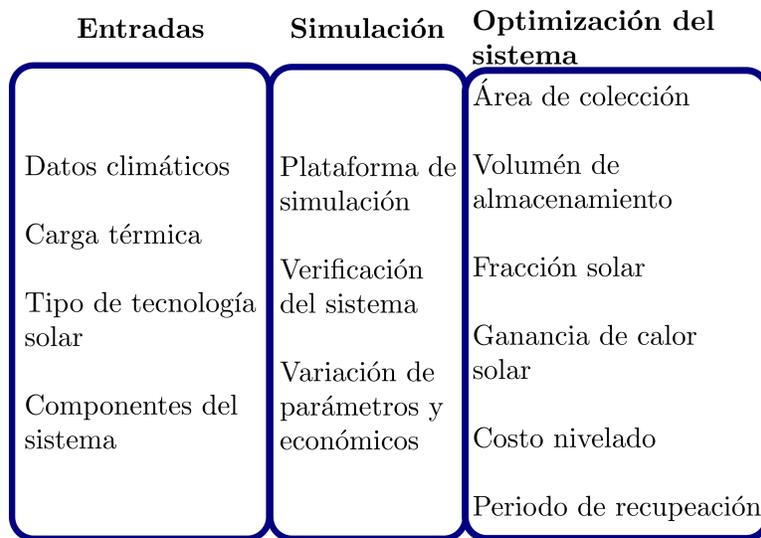


Figura 3.1: Metodología general de diseño

3.1.1. Plataforma de simulación térmica

En esta sección se presenta la plataforma de simulación térmica del sistema híbrido y la plataforma de simulación económica. Una plataforma fue construida en TRNSYS para realizar la simulación térmica del sistema híbrido.

3.1.1.1. Térmica

El modelo de simulación térmica se basa en la programación por componentes, en este caso cada elemento del sistema es acoplado para formar un sistema general (Pérez, 2013). En la Figura 3.2 se muestra la plataforma de simulación híbrida del sistema de calentamiento de aire. El sistema se conforma de dos circuitos; un circuito de calentamiento directo y otro para calentamiento indirecto. Los elementos que conforman al sistema se interconectan de acuerdo a las entradas y salidas de cada elemento.

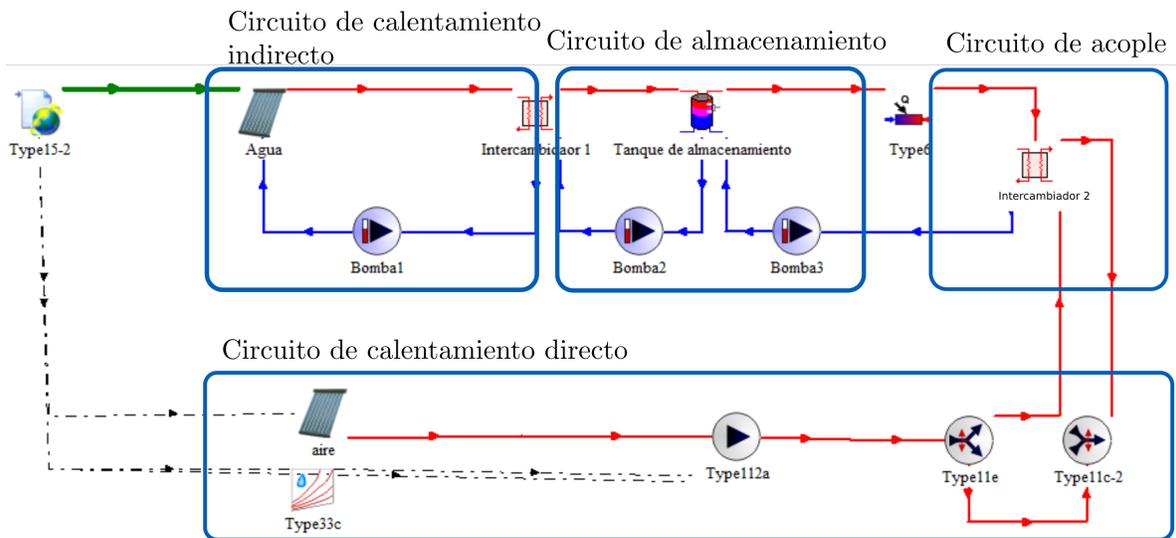


Figura 3.2: Plataforma de simulación térmica

El circuito de captación de aire (calentamiento directo) se conforma de seis elementos; datos climatológicos, un captador solar de aire, dos mezclador, un ventilador y un desviador de flujo. En la Figura 3.3 se muestra el circuito de aire en la plataforma de simulación.

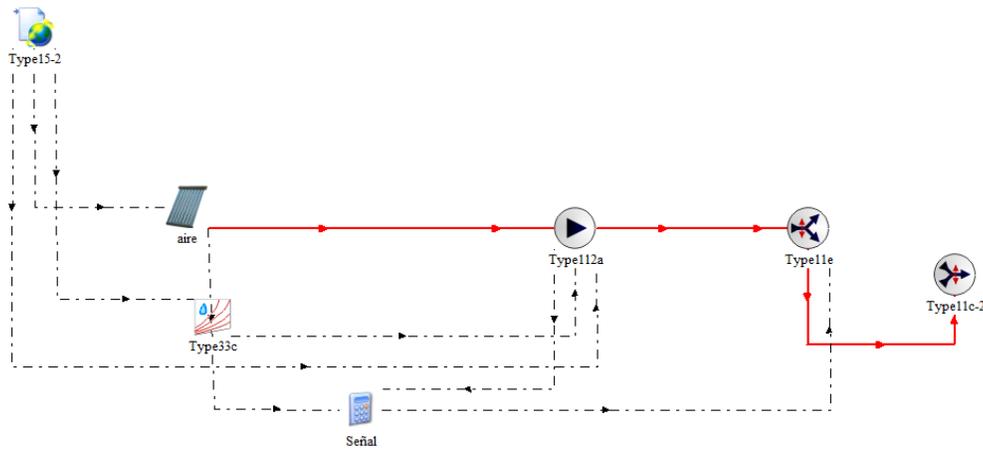


Figura 3.3: Circuito de captación de aire

El circuito de calentamiento de agua se forma de dos circuitos; un circuito de captación solar y un circuito de almacenamiento térmico. En la Figura 3.4 se muestra la configuración del sistema de captación de agua. El sistema se forma de los datos climatológicos, un captador solar para el calentamiento de agua, un intercambiador de calor y una bomba hidráulica.

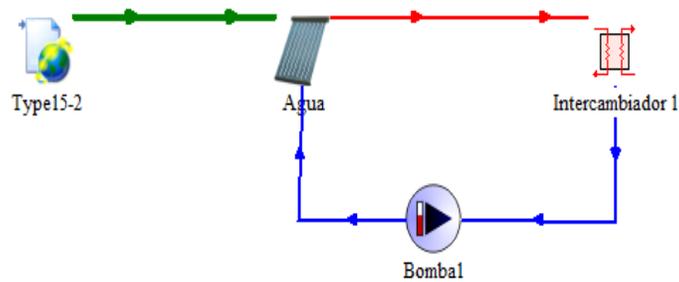


Figura 3.4: Circuito de captación de agua

El circuito de almacenamiento térmico se forma de un intercambiador de agua, dos bombas hidráulicas, un tanque de almacenamiento térmico, un calentador auxiliar y un intercambiador agua/aire. En la Figura 3.5 se muestra la integración de los componentes del sistema.

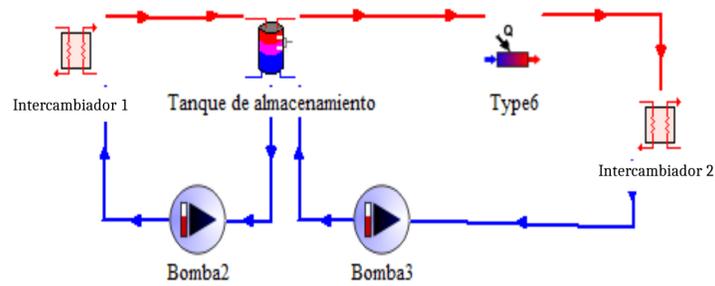


Figura 3.5: Circuito de almacenamiento térmico

El circuito de integración de proceso, es el circuito encargado de unir al sistema de calentamiento directo y al sistema de calentamiento indirecto a través de un intercambiador de calor. El intercambiador recibe energía del tanque de almacenamiento y se transfiere al intercambiador de calor agua-aire. El aire del intercambiador de calor proviene del ventilador del circuito de aire. En la Figura 3.6 se muestra el circuito que se integra al proceso.

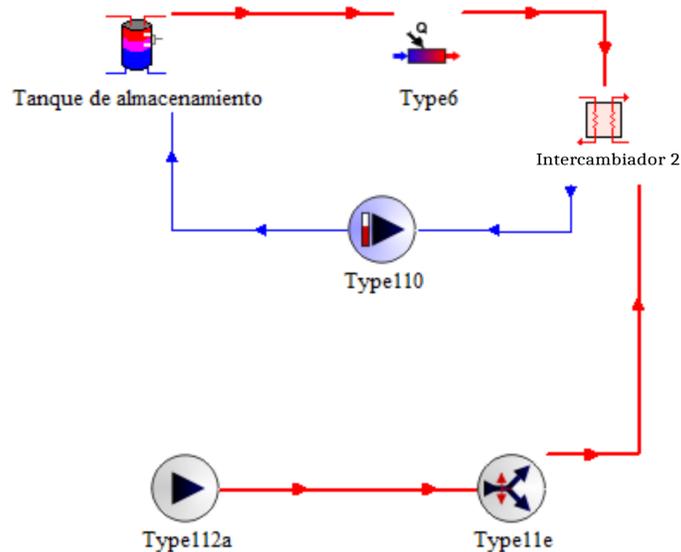


Figura 3.6: Circuito de integración al proceso

3.1.2. Verificación de las plataformas de simulación

Las plataformas de simulación se verificaron considerando dos casos de referencia (Heb y Oliva, 2011; IEA *et al.*, 2012).

3.1.2.1. Plataforma de calentamiento directo

En la Figura 3.7 se muestra la plataforma de simulación de calentamiento directo aire. La plataforma de simulación fue verificada comparando los resultados obtenidos con los presentados por el caso de referencia. El caso de referencia, Heb y Oliva (2011), consiste en suministrar 120 000 *kg/día* de aire a una temperatura de 60°C y una demanda de 1700 *kWh/día*.

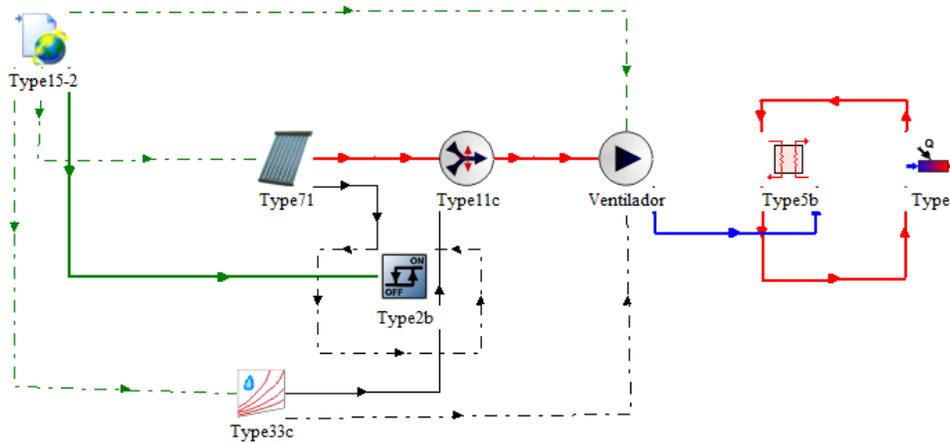


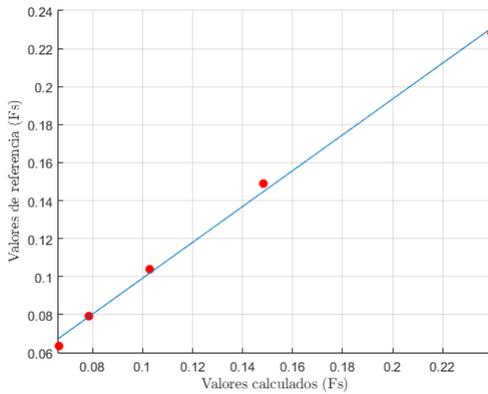
Figura 3.7: Plataforma de simulación en TRNSYS del sistema de calentamiento de aire

En la Tabla 3.1 se muestran las diferencias porcentuales obtenidas de la fracción solar y la ganancia de calor solar. En la fracción solar, la diferencia porcentual máxima fue de 3.23%, mientras para la ganancia de calor solar de 3.19%. Con lo anterior, se observa que las diferencias porcentuales son menores al 4%, por lo que se considera verificada la plataforma de simulación.

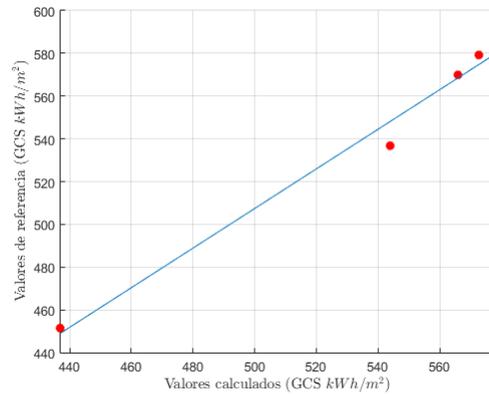
Tabla 3.1: Comparativo de la plataforma simulación de calentamiento directo

<i>Demanda específica</i>	<i>Referencia [Heb y Oliva (2011)]</i>		<i>Presente trabajo</i>		<i>Diferencia (%)</i>	
	<i>FS</i>	<i>Qu</i> ($kWh/m^2 \cdot año$)	<i>FS</i>	<i>Qu</i> ($kWh/m^2 \cdot año$)	<i>FS</i>	<i>GCS</i>
5	0.2474	451.52	0.2394	437.08	3.23	1.8
10	0.1471	536.91	0.1490	543.85	1.27	0.12
15	0.1040	569.40	0.1030	566.06	1.71	2.65
20	0.0793	579.32	0.0784	572.84	1.13	1.1
25	0.0637	582.13	0.0632	577.38	0.78	0.81

En la Figura 3.8 se muestra el comportamiento a través de una recta de regresión entre los datos reportados y simulados. En la regresión se encuentra una correlación a través del coeficiente de determinación de 0.9976 para los valores de fracción solar y 0.9866 para la ganancia de calor solar.



(a) Fracción solar



(b) Ganancia de calor solar

Figura 3.8: Regresión entre datos reportados y simulados para el sistema directo

3.1.2.2. Plataforma de calentamiento indirecto

La verificación de la plataforma de simulación del sistema de calentamiento de agua, se realiza comparando los resultados obtenidos con el caso de referencia publicado por la Agencia Internacional de Energía (IEA). El caso de referencia IEA *et al.* (2012) consiste en suministrar 27,500 Litros de agua al día para la ciudad de Graz, Austria. La fracción solar y la ganancia de calor solar se comparan a diferentes razones volumétricas (Rv) y razones de uso (Ru), el cual se define como la cantidad de agua suministrada por el sistema por cada m^2 de colección. En la Figura 3.9 se muestra la plataforma de simulación de para el sistema de calentamiento indirecto.

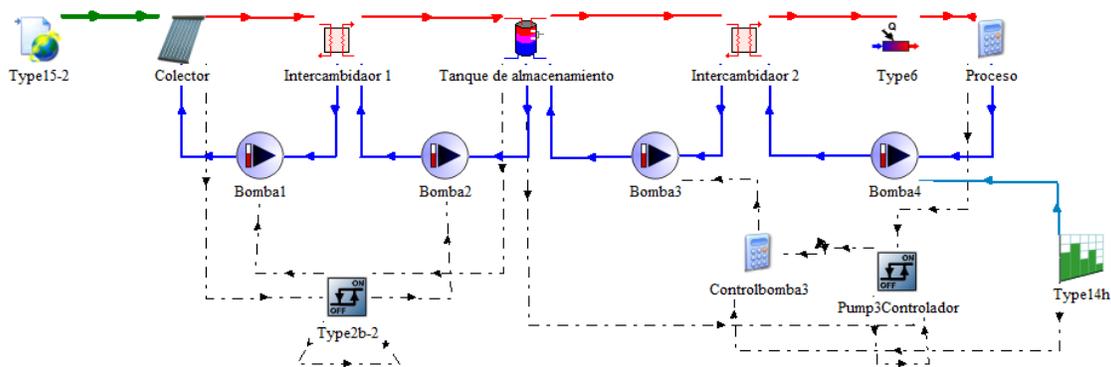


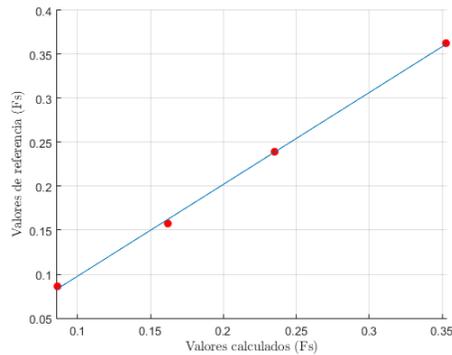
Figura 3.9: Plataforma de simulación en TRNSYS del sistema de calentamiento indirecto

En la Tabla 3.2 se se muestran las diferencias porcentuales de los resultados obtenidos de fracción solar y la ganancia de calor solar entre la plataforma de simulación y el caso de referencia. En la fracción solar se observa que la diferencia porcentual máxima obtenida es de 2.76 % mientras, para la ganancia de calor solar la diferencia máxima fue de 2.65 %. Con lo anterior, se observa que la plataforma de simulación es adecuada para la simulación, al tener diferencias no mayores al 3.0 %.

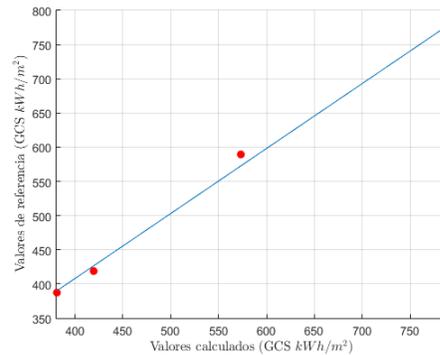
Tabla 3.2: Comparación entre datos simulados y reportados

R_v (l/m^2)	R_u (l/m^2)	IEA et al. 2012		Presente trabajo		Diferencia	
		F_s	Q_u (kWh/m^2)	F_s	Q_u (kWh/m^2)	F_s	Q_u
10	50	0.235	380.7	0.239	388.0	1.6	1.8
	150	0.086	419.2	0.086	418.7	0.11	0.12
30	50	0.353	573.2	0.363	588.8	2.76	2.65
	150	0.162	787.4	0.158	769.2	2.40	2.30

En la Figura 3.10 se muestra la comparación a través de una recta de regresión para la fracción solar y la ganancia de calor solar. Con base en la comparación de los datos se obtiene un coeficiente de determinación (R^2) de 0.9960 y 0.9980 respectivamente.



(a) Fracción solar



(b) Ganancia de calor solar

Figura 3.10: Regresión entre datos reportados y simulados para el sistema de calentamiento indirecto

Con base en la sección anterior, se pudo observar que la plataforma térmica presenta resultados favorables en comparación al caso de referencia. Las plataformas se consideran adecuadas para realizar la simulación del sistema al presentan diferencias mínimas respecto a los casos de referencia.

3.1.3. Económica

El análisis económico consiste en determinar el valor del costo nivelado de la energía (abreviado como *LCOE* por sus siglas en inglés), que se refiere al costo de la energía, a lo largo de toda la vida útil del proyecto (Ortega, 2018) y el periodo de retorno de la inversión (PB). La metodología utilizada para estimar el LCOE, es la propuesta por el Programa de Calentamiento y Enfriamiento solar (Mauthner *et al.*, 2017) de la IEA. El costo nivelado de energía para generación de energía térmica solar se calcula con la siguiente ecuación.

$$LCOE = \frac{I_0 + \sum_{t=1}^T A_t(1+r)^{-t}}{\sum_{t=1}^T SE(1+r)^{-t}} \quad (3.1)$$

En el cual I_0 representa el costo del sistema, A_t los costos de operación y mantenimiento del sistema, SE la generación de energía solar térmica en el año t por m^2 de instalación, r razón de descuento, T años de uso del sistema solar y t años del periodo de uso (1, 2, 3..... T). Algunos estudios estiman que el costo de la energía de sistemas solares térmicos para procesos industriales es económicamente viable cuando se encuentra en el rango de 0.025 a 0.08 *USD/kWh*.

En la Tabla 3.3 se muestran los costos de los componentes utilizados en el sistema de calentamiento de aire. Dentro de los costos económicos, la razón de descuento (r) es de 7%, el costo de mantenimiento (A_t) se establece el 0.5% del costo de inicial del sistema, con un incremento anual del 4% (Ortega, 2018).

Tabla 3.3: Costo de equipos utilizados

<i>Área de colección</i> (\$/m ²)	<i>Tanque de almacenamiento</i> (\$/m ³)	<i>Bomba</i> (\$/kW)	<i>Ventilador</i> (\$/kW)	<i>Intercambiador de calor</i> (\$)	<i>Sistema de control</i> (\$)	<i>Equipo adicional</i> (\$)
3332.0	26653.0	3275.8	3275.8	87500	6912.5	10000

El método para determinar el tiempo del retorno de la inversión (PB) usada es la reportada por Duffie y Beckman (2013). La expresión que permite obtener el PB es mostrada a continuación.

$$PB = \frac{\ln \left[\frac{I_0(I_F - d)}{fLCF_1} + 1 \right]}{\ln \left(\frac{1 + I_F}{1 + d} \right)} \quad (3.2)$$

La ecuación (3.2) permite calcular el tiempo para el retorno de la inversión, en el cual I_0 es el costo inicial del sistema, I_F la inflación del combustible, d la tasa de descuento, f la fracción solar, L la energía total anual y F_1 el precio del combustible.

3.2. Plataforma de optimización

El modelo termo-económico consiste en determinar el área de colección y volumen que minimicen el valor del LCOE tomando como base el precio del gas L_p (1.41 MXN/kWh_t). La optimización se da en función de sus variables de diseño; ambas áreas de colección, volumen de almacenamiento, costo del sistema y el valor del LCOE.

En la Figura 3.11 se muestra el diagrama de funcionamiento de la plataforma de optimización. En el diagrama se muestra las entradas de las variables térmicas y económicas. Considerando la entrada económica, se calcula el costo nivelado de la energía al cual se le asocia una fracción solar.

Posterior al calculo de los costos económicos, se busca la configuración que maximice las ganancias solares y presente el menor costo energético. En el sistema se considera el uso de un calentador auxiliar de Gas Lp con una eficiencia de 0.79, para operar cuando el sistema de calentamiento solar no pueda suministrar la temperatura requerida de $65^{\circ}C$

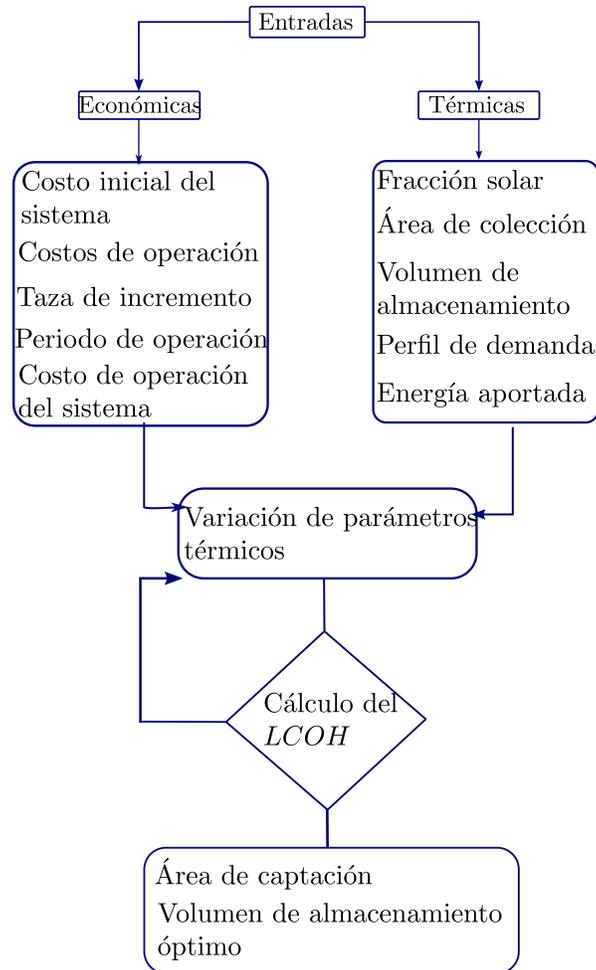


Figura 3.11: Plataforma de optimización económica

CAPÍTULO 4

RESULTADOS

En este capítulo se presentan los resultados de un análisis variacional del área de colección, la razón de áreas de colección, la razón volumétrica y el costo nivelado de energía. En el sistema propuesto, se consideraron tres configuraciones del sistema (100 % calentamiento directo, 100 % calentamiento indirecto y el sistema híbrido) y cinco razones volumétricas (25, 50, 75, 100, 150 l/m²). Finalmente, se presenta el desempeño térmico del sistema propuesto.

4.1. Mapas de diseño térmico del calentador solar de aire

Un mapa de diseño para determinar el área de colección total del sistema de aire fue construido. En el análisis del sistema, se consideraron distintas configuraciones del sistema de colección. La primera configuración considera al sistema operando solo con calentamiento directo (100/0, calentamiento de aire). La segunda configuración, el sistema opera con una hibridación de 75 % de captadores de aire y 25 % de captadores de agua (75/25). La tercera configuración trabaja con 50 % de captadores de aire y 50 % de captadores de agua (50/50). La cuarta configuración, el sistema opera con una hibridación de 25 % captadores de aire y 75 % de captadores de agua (25/75). Por último, el sistema opera solo calentamiento indirecto de aire (0/100, calentamiento de agua).

En la Figura 4.1 se muestra el mapa de diseño, en él, la fracción solar (F_s), la energía útil (Q_u) por unidad de área y el costo nivelado de energía para una razón volumétrica (R_v) de 100 l/m^2 son mostrados. En el eje vertical izquierdo se gráfica la F_s y el costo de energía normalizado, en el eje derecho la Q_u . Los resultados muestran que a mayor área de colección los valores de F_s son más altos, mientras que la Q_u tiende a ser menor. Por el contrario, si se considera un área menor, la F_s disminuye y la Q_u aumenta.

En el costo nivelado, el valor mínimo en todas las configuraciones se presenta en un área de colección de 90 m^2 , a medida que el área es mayor o menor, a partir de este punto, el costo nivelado aumenta. En este sentido se busca un área que presente un mínimo costo en todas las configuraciones, así 90 m^2 es el área total del sistema.

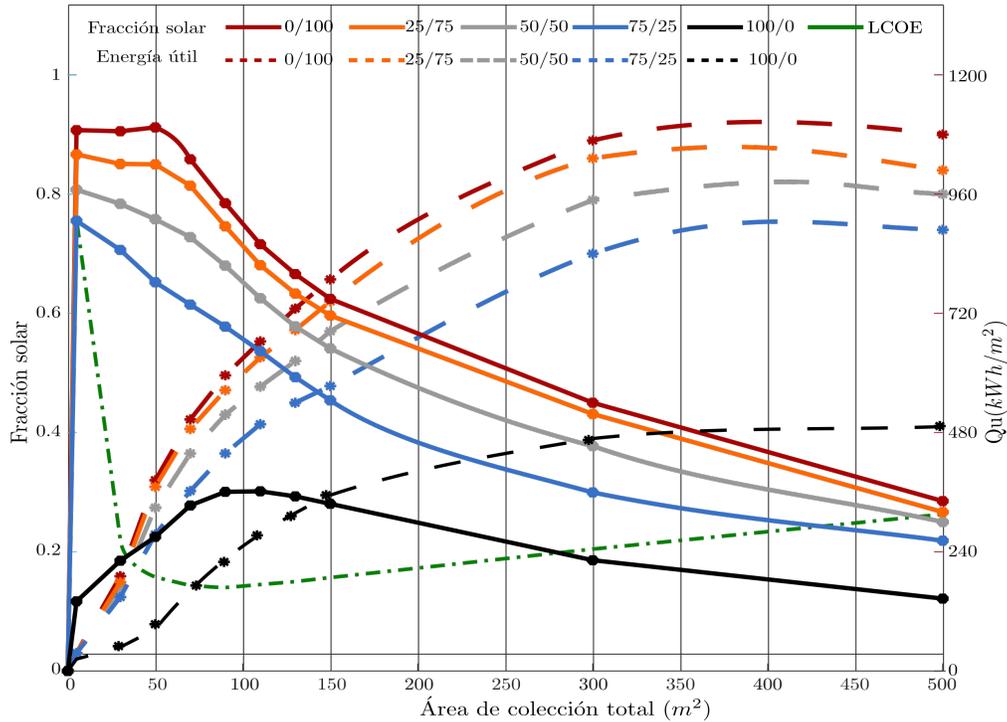


Figura 4.1: Mapa de diseño del sistema de calentamiento solar

Posterior a la selección de área, se procede a realizar un análisis térmico anual de las cinco configuraciones de área (100/0, 75/25, 50/50, 25/75, 0/100) considerando cinco razones volumétricas (25, 50, 75, 100 y 150 l/m^2) con el área de 90 m^2 . En la Figura 4.2 se muestra el desempeño térmico de las cinco razones volumétricas y configuraciones de área. En el eje vertical, se grafican la F_s y Q_u , en el eje horizontal, el porcentaje de incremento de área de colección de captadores de agua (Ac_{ag}). Cuando en el eje x se tiene 0% el sistema opera con calentamiento directo, con 100% el sistema trabaja con calentamiento indirecto. Además, en el intervalo de 1-99% el sistema opera de forma híbrida.

Cuando el sistema de calentamiento opera solo con calentadores de aire, el sistema presenta los menores aportes energéticos, se tiene una F_s de 0.19 con una Q_u de 360.62 $kWh/m^2 \cdot año$. En los resultados se observa que a medida que el sistema directo comienza a considerar hibridación con el sistema indirecto la F_s y Q_u resultan mayores, de la

misma manera, a medida que la Rv aumenta, la F_s y la Q_u tienden a ser mayor. Para una Rv de 25 l/m^2 , la F_s varía de 0.19-0.4, mientras que el Q_u de 360.2 a $748.0 \text{ kWh/m}^2 \cdot \text{año}$.

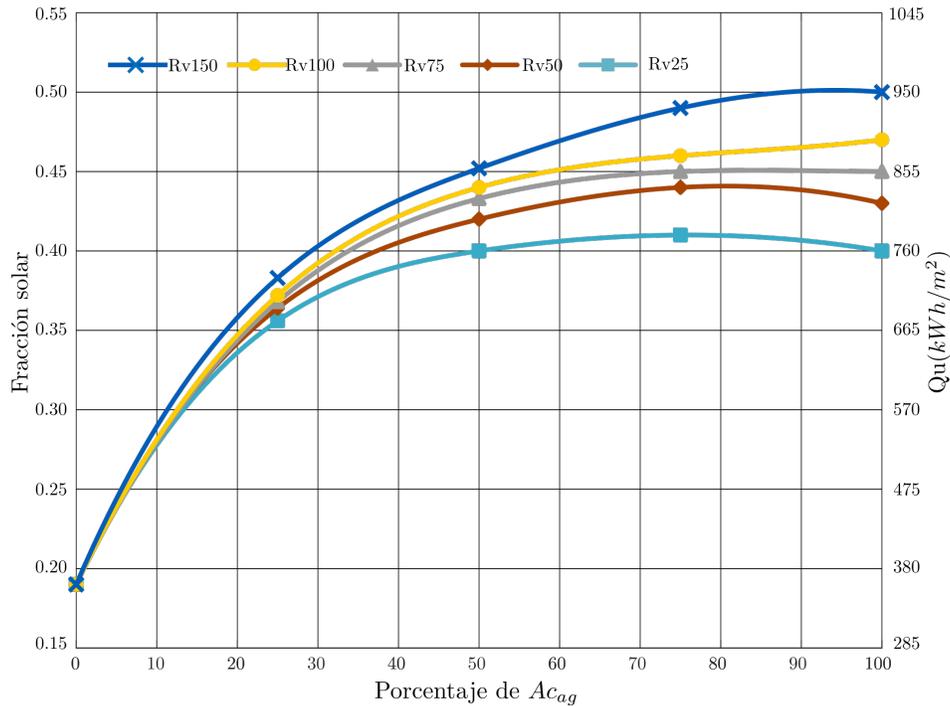


Figura 4.2: Comportamiento térmico del sistema de calentamiento de aire

En la Figura 4.3 se muestra el incremento del volumen de almacenamiento, respecto a la fracción solar. En el eje vertical izquierdo se gráfica la F_s anual y en el eje vertical derecho el volumen de almacenamiento. A medida que el porcentaje de área de los calentadores de agua y la razón volumétrica aumentan, el almacenamiento térmico crece linealmente. Es de resaltar que cuando el sistema solo opera con calentamiento indirecto y con el mayor almacenamiento térmico posible se tienen mayores aportes energéticos, sin embargo, utilizar los volúmenes mayores no siempre es lo mejor; por espacio y costos.

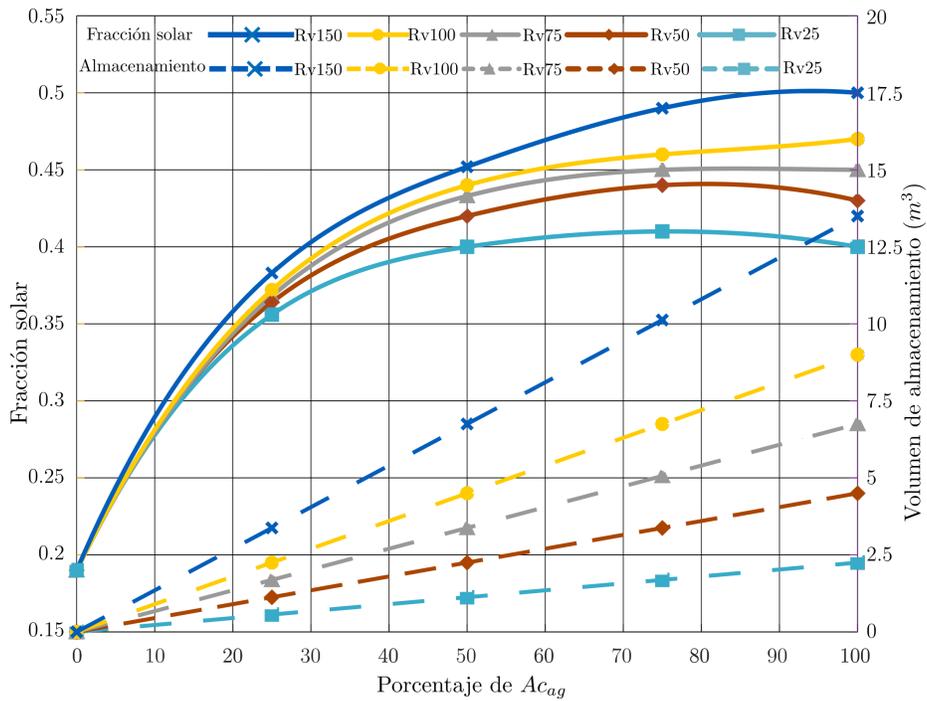


Figura 4.3: Aumento del volumen a razón de la fracción solar

4.2. Optimización termo-económica

Para una mayor optimización se realiza una comparación entre la F_s y $LCOE$ para obtener la configuración que proporcione el mayor desempeño térmico minimizando los costos. En el análisis del costo nivelado de energía, el sistema fue evaluado considerando las cinco configuraciones y las cinco razones volumétricas. En la Figura 4.4, se presenta el desempeño económico del sistema.

En el eje vertical se muestra el costo nivelado de energía y la fracción solar, y en el eje horizontal el porcentaje de captadores de agua. Cuando el sistema opera solo con calentadores de aire, el $LCOE$ para este sistema es de 1.87 $\$/kWh$. Sin embargo, cuando la razón volumétrica aumenta el costo nivelado tiende a ser mayor. Para la configuración 0/100 el costo nivelado va de 1.36 a 1.64 $\$/kWh$, cuando la razón volumétrica aumenta de 25-150 l/m^2 .

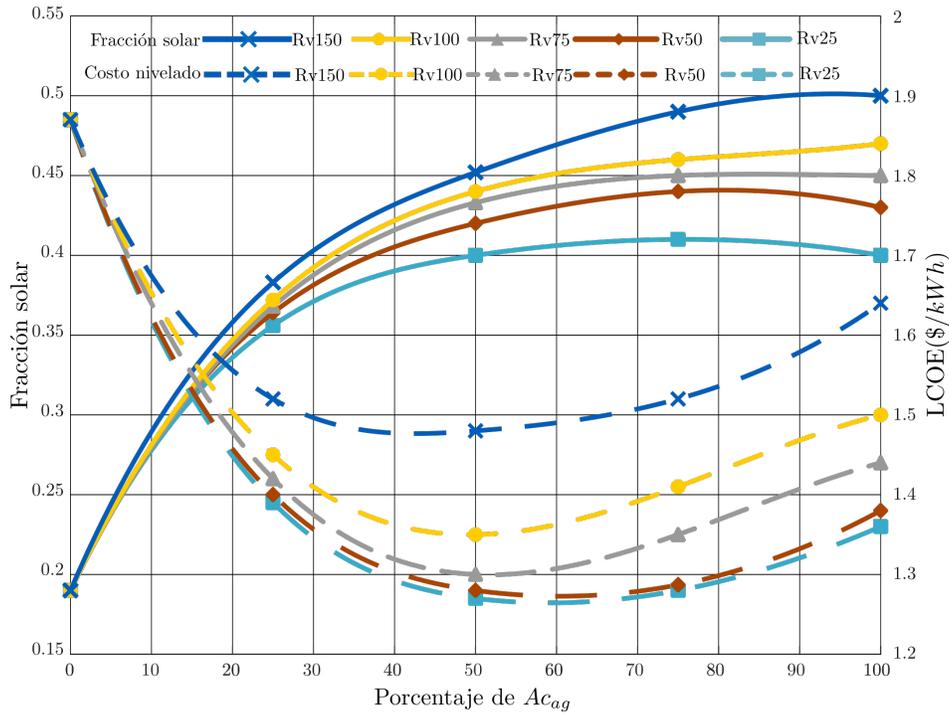


Figura 4.4: Nomograma termo-económico

En la Tabla 4.1 se presentan los valores del $LCOE$ para cada configuración analizada. En los resultados, las configuraciones que presentan los costos más elevados son el sistema 0/100 y 100/0 para una Rv de 150 l/m^2 . Una vez que los valores de $LCOE$ son calculados estos son comparados con los valores de F_s . Se observa que las configuraciones que tiene el menor costo energético en relación al precio del Gas Lp ($1.41 \text{ \$/kWh}$) son para las razones volumétricas de 25, 50 y 75 l/m^2 . De esta manera se determina, la configuración del sistema, los porcentajes de área de cada tecnología, la razón volumétrica y fracción solar óptima.

Tabla 4.1: Valores del LCOE en cada configuración

Configuración	Rv (l/m^2)				
	0	25	50	75	100
	LCOE (\$/kWh)				
Directo 100/0	1.87				
Híbrido 75/25	1.39	1.40	1.42	1.45	1.52
Híbrido 50/50	1.27	1.28	1.30	1.35	1.48
Híbrido 25/75	1.28	1.29	1.35	1.41	1.52
Indirecto 0/100	1.36	1.38	1.44	1.50	1.64

Para determinar la configuración óptima del sistema, se realiza un comparativo entre las razones volumétricas de 25, 50 y 75 l/m^2 . En el comparativo se obtiene el incremento de la fracción solar en cada razón volumétrica y en cada configuración. En la Figura 4.5 se muestra el porcentaje de incremento de la Rv de 25-50 y 50-75. El incremento de Rv 25-50 es mayor en que el incremento de Rv 50-75, así se considera que la razón volumétrica óptima para el sistema es de 50 l/m^2 .

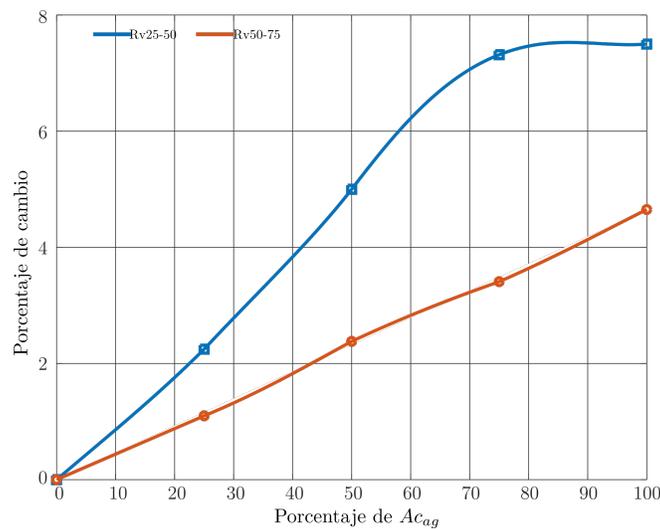


Figura 4.5: Incremento de la fracción solar respecto a las razones volumétricas de 25, 50 y 75 l/m^2

En la Figura 4.6 se muestra el cambio de las tres razones volumétricas a medida que el porcentaje de área del sistema indirecto aumenta. En el gráfico se observa que el mayor incremento (89%) se presenta cuando el sistema indirecto comienza a realizar hibridación. A medida que la hibridación es mayor los incrementos son menores. El menor incremento se tiene cuando el sistema aumenta de 25/75 al 0/100, ya que solo aumenta en un 2%, es decir en ese punto la fracción solar ya no presenta un cambio significativo, por lo que esta configuración de áreas resulta ser la más apropiada.

La configuración que presentan los mayores aportes energéticos y los menores costos es para la razón volumétrica de 50 l/m^2 considerando una configuración de 25% captadores de aire y 75% de captadores de agua.

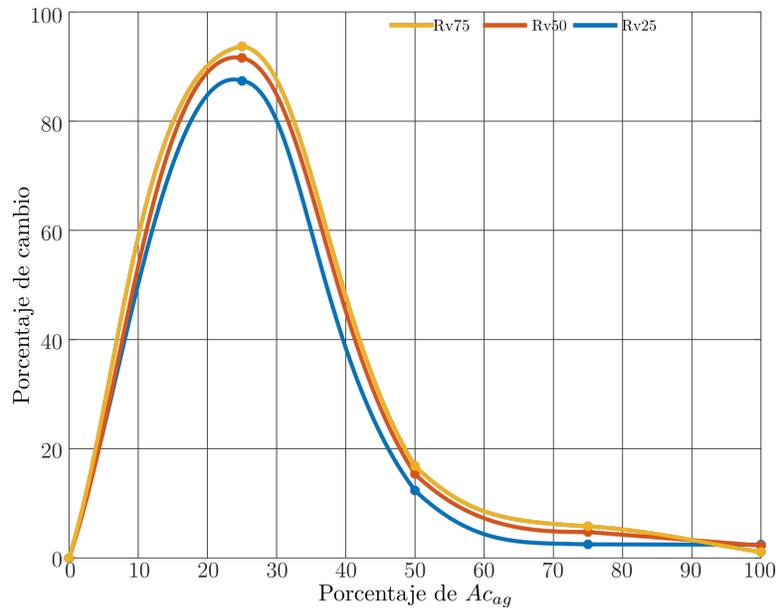


Figura 4.6: Razón de cambio de la fracción solar en cada configuración

4.3. Sistema de calentamiento propuesto

En este apartado se muestra el desempeño del sistema híbrido de calentamiento solar propuesto, se muestran los valores óptimos, el comportamiento de la fracción solar, los costos económicos y el tiempo de retorno de la inversión. Además, se realiza un comparativo de costos con otras fuentes de energía.

4.3.1. Desempeño del sistema óptimo

Una vez realizada la optimización termo-económica, se muestran los valores óptimos del diseño del sistema de calentamiento solar propuesto. En la Tabla 4.2 se presentan las variables óptimas del sistema de calentamiento de aire. Se tiene un área de colección total de 90 m^2 para una configuración 25/75 con un volumen de almacenamiento térmico de 3.35 m^3 . El sistema tiene una fracción solar anual de 0.44 y una Q_u de 833.08 kWh/m^2 .

Tabla 4.2: Valores óptimos del sistema de calentamiento de aire

<i>Tecnología</i>	<i>Configuración seleccionada</i>	<i>Área de colección (m²)</i>	<i>F_s</i>	<i>Q_u (kWh/m²)</i>	<i>Volumen de almacenamiento (m³)</i>	<i>Costo energético \$/kWh</i>
<i>Aire</i>	<i>25/75</i>	<i>23</i>	<i>0.10</i>	<i>756.41</i>	<i>0</i>	<i>1.29</i>
<i>Agua</i>		<i>57</i>	<i>0.34</i>	<i>858.54</i>	<i>3.35</i>	
<i>Total</i>			<i>0.44</i>	<i>833.08</i>	<i>3.35</i>	

En la Figura 4.7 se muestra el comportamiento de la F_s de manera mensual, se observa que la mayor fracción solar se alcanza en los meses de marzo y julio los cuales son los meses con mayor radiación solar global. Se observa que el sistema de calentamiento directo aporta cerca del 10 % de la demanda total, mientras que el sistema indirecto el 34 %.

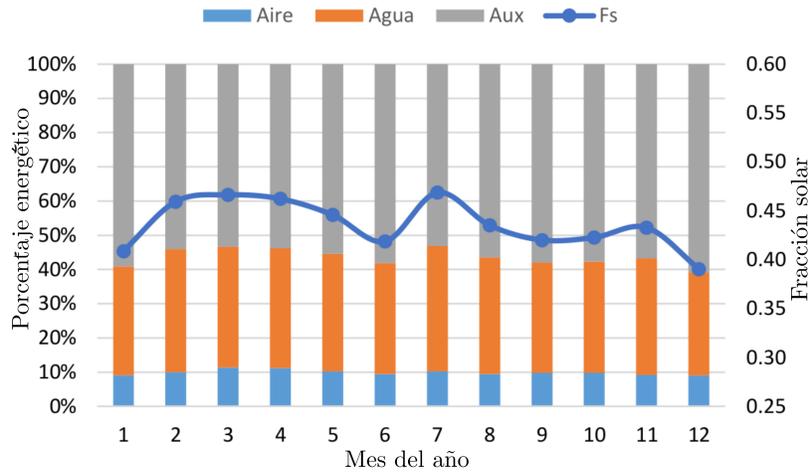


Figura 4.7: Suministro energético por tecnología

En la Figura 4.8 se muestra la cantidad de kilogramos de agua evaporada a lo largo del año de manera mensual. Tomando en cuenta las horas de secado, la cantidad de energía suministrada por el proceso y suponiendo que se trabaje a lo largo de todo el año el sistema de calentamiento solar es capaz de evaporar 144,478 kg de agua, el sistema oscila entre 11100 y 12300 kg de agua mensual. El mes de Febrero es el día con la menor cantidad de agua evaporada esto se debe a que es el mes con el menor número de días.

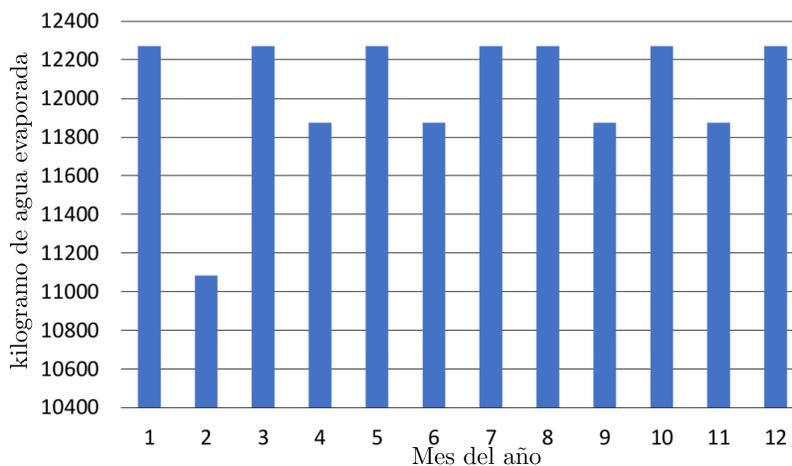


Figura 4.8: Cantidad de agua evaporada mensualmente

4.3.2. Costo y retorno de inversión

El costo y el análisis del retorno de la inversión del sistema solar híbrido fue realizado bajo las siguientes consideraciones. El costo inicial del sistema fue de \$588,186.405, los precios de los componentes se mostraron en la Sección 3. El campo de colectores representa el 50% del costo total del sistema. En el análisis, el periodo del retorno de la inversión para el sistema híbrido de calentamiento solar es de 5.68 años. El valor fue obtenido utilizando el precio de gas Lp como referencia.

- Un análisis del rendimiento térmico con vida útil de 20 años.
- Análisis anual del sistema.
- Un costo de gas Lp de 1.41 \$/kWh, con una inflación anual del 7% reportada por el Banco de México.

En la Tabla 4.3 se muestran la estimación de costos nivelados de energía reportados por (Ortega, 2018). Dentro de los costos se observa que el gas natural es el que posee el precio con mayor competitividad respecto a los otros combustibles, el gas Lp, tiene un costo más elevado que el sistema solar. El diésel tiene la ventaja de que se encuentra con gran facilidad en el mercado, pero no resulta ser tan limpio como el gas Lp por lo que no es conveniente utilizarlo en aplicaciones de procesos de alimentos.

Tabla 4.3: Costos nivelados de energía térmica para la industria

Combustible	MXN/GJ	MXN/kWh
LCOE Gas natural	227.90	0.820
LCOE Combustóleo	230.51	0.830
LCOE Sistema propuesto	358.25	1.290
LCOE Gas Lp	782.92	2.819
LCOE Diésel	973.17	3.503

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones

En este trabajo se presentó una propuesta diseño de un sistema solar híbrido agua-aire para calentamiento de aire, en términos del área de colección, el volumen de almacenamiento, el costo nivelado de la energía y el tiempo de retorno de la inversión. En el método, se elaboró una plataforma de simulación en TRNSYS el cual permitió conocer el comportamiento térmico del sistema híbrido agua-aire. El sistema se verificó comparando los valores de F_s y Q_u utilizando dos casos de referencia (Heb y Oliva, 2011; IEA *et al.*, 2012) con desviaciones menores al 3%.

Una hibridación se realizó con un sistema de calentamiento directo e indirecto de aire. El acople entre los dos sistemas se realizó mediante un intercambiador de calor agua/aire y un sistema de control que permite a los dos sistemas trabajar en conjunto. En el análisis, cinco configuraciones del sistema en el que se determinó un área de colección total de 90 m^2 . La configuración híbrida 25/75 es la que presenta la mejor relación desempeño/beneficio en términos de fracción solar y costo de la energía. El sistema aplicado en Xochitepec, Morelos se forma de 23 m^2 de captadores de aire y 67 m^2

de captadores de agua, con un volumen de almacenamiento de 3.35 m^3 . La fracción solar fue de 0.44, una energía útil de 833.08 kWh/m^2 , un costo energético de $1.29 \text{ \$/kWh}$ y un periodo de recuperación de 5.68 años. De las configuraciones analizadas, el sistema de calentamiento directo (100/0) fue el que presentó el menor desempeño, esto se debe a que no cuenta con almacenamiento térmico por lo que no trabaja en periodos de baja radiación. También, se pudo observar que al utilizar un sistema de calentamiento únicamente indirecto las ganancias energéticas son mayores, pero los requerimientos de almacenamiento térmico también, haciendo sistemas con costos considerables. Así, utilizar un sistema híbrido el cual combina los dos tipos de tecnología, es la solución con mejores expectativas.

5.2. Recomendaciones

Para tener un trabajo aún más completo, es relevante realizar una serie de recomendaciones que permitan desarrollar nuevos trabajos de investigación, las cuales se mencionan a continuación.

- Efectuar una optimización termo-económica, basándose en el uso de la técnica de redes neuronales con el fin de reducir los tiempos de estimación.
- En la optimización económica considerar el análisis de ciclo de vida y los ahorros solares, el se cual considera la cantidad de dinero ahorrado utilizando un sistema de energía solar en comparación a una fuente tradicional.
- Simular el proceso de secado para realizar una optimización del flujo que entra a la cámara de secado.
- Realizar un trabajo experimental para validar la plataforma de simulación y obtener el desempeño térmico de una planta de calentamiento de aire bajo las condiciones del lugar de estudio.

BIBLIOGRAFÍA

- Allouhi, A., Agrouaz, Y., Benzakour Amine, M., Rehman, S., Buker, M. S., Kousksou, T., Jamil, A., y Benbassou, A. (2017). Design optimization of a multi-temperature solar thermal heating system for an industrial process. *Applied Energy*, 206(May):382–392.
- Amer, B. M. A., Hossain, M. A., y Gottschalk, K. (2010). Design and performance evaluation of a new hybrid solar dryer for banana. *Energy Conversion and Management*, 51(4):813–820.
- Arcos, G. A. (2018). Dimensionamiento de sistemas de precalentamiento de agua para calderas utilizando energía solar y almacenamiento térmico. Tesis de Maestría, Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico, Cuernavaca, México.
- Ayompe, L. M., Duffy, A., McCormack, S. J., y Conlon, M. (2011). Validated TRNSYS model for forced circulation solar water heating systems with flat plate and heat pipe evacuated tube collectors. *Applied Thermal Engineering*, 31(8-9):1536–1542.
- Barrera, R. A. A. (2017). Diseño de un sistema de captación solar de mediana temperatura para calentamiento de agua. Tesis de Maestría, Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico, Cuernavaca, México.

- Bava, F. y Furbo, S. (2017). Development and validation of a detailed TRNSYS-Matlab model for large solar collector fields for district heating applications. *Energy*, 135:698–708.
- Boughali, S., Benmoussa, H., Bouchekima, B., Mennouche, D., Bouguettaia, H., y Bechki, D. (2009). Crop drying by indirect active hybrid solar - Electrical dryer in the eastern Algerian Septentrional Sahara. *Solar Energy*, 83(12):2223–2232.
- Cengel, Y. A. y Ghajar, A. J. (2011.). *Transferencia de calor y masa* :. McGraw-Hill/Interamericana,, México :, 4a edición. edition. Título de la obra original: Heat and mass transfer.
- Čiqliene, A., Novošinskas, H., Raila, A., y Zvicevičius, E. (2015). Usage of hybrid solar collector system in drying technologies of medical plants. *Energy Conversion and Management*, 93:399–405.
- Çomaklı, K., Çakir, U., Kaya, M., y Bakirci, K. (2012). The relation of collector and storage tank size in solar heating systems. *Energy Conversion and Management*, 63:112–117.
- Condorí, M., Duran, G., Echazú, R., y Altobelli, F. (2017). Semi-industrial drying of vegetables using an array of large solar air collectors. *Energy for Sustainable Development*, 37:1–9.
- Doymaz, I. (2007). Air-drying characteristics of tomatoes. *Journal of Food Engineering*, 78(4):1291–1297.
- Duffie, J. y Beckman, W. (2013). *Solar Engineering of Thermal Processes*. Wiley, 4 edition.
- Ekechukwu, O. V. y Norton, B. (1999). Review of solar-energy drying systems III:

- Low temperature air-heating solar collectors for crop drying applications. *Energy Conversion and Management*, 40(6):657–667.
- Erick César, L.-V., Ana Lilia, C.-M., Octavio, G.-V., Isaac, P. F., y Rogelio, B. O. (2020). Thermal performance of a passive, mixed-type solar dryer for tomato slices (*Solanum lycopersicum*). *Renewable Energy*, 147:845–855.
- García-Valladares, O., Ortiz, N. M., Pilatowsky, I., y Menchaca, A. C. (2019). Solar thermal drying plant for agricultural products. Part 1: Direct air heating system. *Renewable Energy*, (xxxx):1–19.
- Guo, X., Shu, H., Gao, J., Xu, F., Cheng, C., Sun, Z., y Xu, D. (2017). Volume design of the heat storage tank of solar assisted water-source heat pump space heating system. *Procedia Engineering*, 205:2691–2697.
- Heb, S. y Oliva, A. (2011). Solar process heat generation: Guide to solar thermal system design for selected industrial processes. Technical report, Fraunhofer-Gesellschaft, Alemania.
- Hobbi, A. y Siddiqui, K. (2009). Optimal design of a forced circulation solar water heating system for a residential unit in cold climate using TRNSYS. *Solar Energy*, 83(5):700–714.
- IEA, Hess, S., y Platzer, W. (2012). Austria: Solar heating programme. Technical report, IEA Task 49.
- INTEC, A. (2018). Solar hear for industrial processes. <http://ship-plants.info/>.
- Juarez-Trujillo, A., Martín-Domínguez, I. R., y Alarcón-Herrera, M. T. (2014). Using TRNSYS simulation to optimize the design of a solar water distillation system. *Energy Procedia*, 57:2441–2450.

- Kalogirou, S. y Papamarcou, C. (2000). Simple validation method of a trnsys model for a thermosyphon solar water heating system. In *Electrotechnical Conference, 2000. MELECON 2000. 10th Mediterranean*, volume 3, pages 1102–1106. IEEE.
- Kalogirou, S. A. (2004). Optimization of solar systems using artificial neural-networks and genetic algorithms. *Applied Energy*, 77(4):383–405.
- Kulkarni, G. N., Kedare, S. B., y Bandyopadhyay, S. (2007). Determination of design space and optimization of solar water heating systems. *Solar Energy*, 81(8):958–968.
- Lamrani, B., Khouya, A., y Draoui, A. (2019). Energy and environmental analysis of an indirect hybrid solar dryer of wood using TRNSYS software. *Solar Energy*, 183(June 2018):132–145.
- López-Vidaña, E. C., Méndez-Lagunas, L. L., y Rodríguez-Ramírez, J. (2013). Efficiency of a hybrid solar-gas dryer. *Solar Energy*, 93:23–31.
- Mariem, S. B. y Mabrouk, S. B. (2014). Drying Characteristics of Tomato Slices and Mathematical Modeling. *International Journal of Energy Engineering 2014*,, 4(2A):17–24.
- Mauthner, F., Weiss, W., y Spörk-Dür, M. (2017). Solar Heat Worldwide. Global Market Development and Trends 2016, Detailed Market Figures 2015. *Gleisdorf, Austria: Institute for Sustainable Technologies - IEA Solar Heating & Cooling Programme*.
- Ortega, H. (2018). EnergÍA Solar Térmica para Procesos Industriales en México: Estudio base de mercado. page 132.
- Pilatowsky, I. y García, O. (2017). *Aplicaciones térmicas de la energía solar en los sectores residencial ,*

- Prasad, J., Vijay, V. K., Tiwari, G. N., y Sorayan, V. P. (2006). Study on performance evaluation of hybrid drier for turmeric (*Curcuma longa* L.) drying at village scale. *Journal of Food Engineering*, 75(4):497–502.
- Pérez, C. K. R. (2013). Simulación de un sistema de secado asistido con energía solar. Tesis de Maestría, Centro de Investigación en Materiales Avanzados, S.C.
- Ringeisen, B., M. Barrett, D., y Stroeve, P. (2014). Concentrated solar drying of tomatoes. *Energy for Sustainable Development*, 19(1):47–55.
- Ruiz-Cruz, S., Aguilar, C. N., Ochoa-Reyes, E., Ibarra-Junquera, V., Guevara-Arauz, J. C., Pérez-Martínez, J. D., y Ornelas-Paz, J. D. J. (2015). Tecnologías de Deshidratación para la preservación de Tomate(*Lycopersicon esculentum* Mill.). *BIOtecnica*, 15(2):39.
- Schmitt, B. (2016). Classification of Industrial Heat Consumers for Integration of Solar Heat. *Energy Procedia*, 91:650–660.
- Sharma, A. K., Sharma, C., Mullick, S. C., y Kandpal, T. C. (2017). Solar industrial process heating: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 78(April):124–137.
- Silva, R., Berenguel, M., Pérez, M., y Fernández-García, A. (2014). Thermo-economic design optimization of parabolic trough solar plants for industrial process heat applications with memetic algorithms. *Applied Energy*, 113:603–614.
- Sokhansefat, T., Kasaeian, A., Rahmani, K., Heidari, A. H., Aghakhani, F., y Mahian, O. (2018). Thermoeconomic and environmental analysis of solar flat plate and evacuated tube collectors in cold climatic conditions. *Renewable Energy*, 115:501–508.
- Suresh, N. S. y Rao, B. S. (2017). Solar energy for process heating A case study of select Indian industries. *Journal of Cleaner Production*, 151(May 2011):439–451.

- Tian, Z., Perers, B., Furbo, S., y Fan, J. (2017). Annual measured and simulated thermal performance analysis of a hybrid solar district heating plant with flat plate collectors and parabolic trough collectors in series. *Applied Energy*, 205:417–427.
- Tian, Z., Perers, B., Furbo, S., y Fan, J. (2018a). Analysis and validation of a quasi-dynamic model for a solar collector field with flat plate collectors and parabolic trough collectors in series for district heating. *Energy*, 142:130–138.
- Tian, Z., Perers, B., Furbo, S., y Fan, J. (2018b). Thermo-economic optimization of a hybrid solar district heating plant with flat plate collectors and parabolic trough collectors in series. *Energy Conversion and Management*, 165(May):92–101.
- TRNSYS (2018). Mathematical Reference. *Energy Power Risk*, 4:291–295.
- Villa-Arrieta, M. y Sumper, A. (2018). A model for an economic evaluation of energy systems using TRNSYS. *Applied Energy*, 215(February):765–777.
- Wang, W., Li, M., Hassanien, R. H. E., Wang, Y., y Yang, L. (2018). Thermal performance of indirect forced convection solar dryer and kinetics analysis of mango. *Applied Thermal Engineering*, 134:310 – 321.
- Zahed, A., Bashir, M., y Khalifa, A. (1988). A perspective of solar drying of crops— a country profile. *Solar & Wind Technology*, 5(3):249–262.