

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

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

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

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



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

**Estudio de un sistema de generación y almacenamiento de
calor para un proceso cervecero**

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

Presenta:

Kalo Gerardo Traslosheros Zavala

Ensenada, Baja California, México
2024

Tesis defendida por
Kalo Gerardo Traslosheros Zavala

y aprobada por el siguiente Comité

Dr. Daniel Saucedo Carvajal
Codirector de tesis

Dr. Francisco Javier Carranza Chávez
Codirector de tesis

Dra. Ivett Zavala Guillén

Dr. Alexis Acuña Ramírez

Dr. Manuel Cervantes Astorga

Dr. Alan Alexander Rodriguez Ake



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

Dra. Ana Denise Re Araujo
Directora de Estudios de Posgrado

Resumen de la tesis que presenta **Kalo Gerardo Traslosheros Zavala** como requisito parcial para la obtención del grado de Doctor en Ciencias en Electrónica y Telecomunicaciones con orientación en Instrumentación y Control.

Estudio de un sistema de generación y almacenamiento de calor para un proceso cervecero.

Resumen aprobado por:

Dr. Daniel Saucedo Carvajal
Codirector de tesis

Dr. Francisco Javier Carranza Chávez
Codirector de tesis

El impacto medioambiental causado por la explotación intensiva de combustibles fósiles para la generación de calor y electricidad ha alcanzado un nivel crítico. Además, dado que el sector industrial es el mayor consumidor de energía, principalmente en forma de calor, se ha vuelto esencial implementar energía solar térmica en los procesos industriales, tales como los de las industrias de procesamiento de alimentos y bebidas, que no requieren altas temperaturas. Consecuentemente, este estudio investiga la viabilidad de suministrar calor en forma de agua caliente a 80 °C y vapor saturado a 160 °C a una cervecería de mediana capacidad a través de una planta solar híbrida compuesta por colectores de placa plana y concentradores de tiro parabólico, junto con almacenamiento de energía térmica en calor sensible. La investigación se llevó a cabo de forma numérica utilizando las condiciones meteorológicas de Ensenada, Baja California, México, ciudad que se beneficia de altos niveles de irradiación solar. Las fracciones solares anuales promedio alcanzadas fueron del 49.9% para la producción de agua caliente y del 37.3% para la generación de vapor, con un costo nivelado de calor de 0.032 USD/kWh. Este costo es competitivo en comparación con los valores reportados en otros proyectos solares similares, lo que resalta la viabilidad del proyecto. Además, la reducción en el consumo de combustibles fósiles resultó en una disminución anual de 252 toneladas de emisiones de dióxido de carbono. Este trabajo establece un precedente para una metodología de aplicación de energía solar térmica en la industria cervecera y, en general, en procesos industriales con demanda variable de calor.

Palabras clave: Calor solar para procesos industriales, industria cervecera, colectores de placa plana, concentradores de tiro parabólico, almacenamiento de energía en calor sensible

Abstract of the thesis presented by **Kalo Gerardo Traslosheros Zavala** as a partial requirement to obtain the Doctor of Science degree in Electronics and Telecommunications with orientation in Instrumentation and Control.

Modeling of a solar thermal plant to produce hot water and steam for a brewery factory

Abstract approved by:

Dr. Daniel Saucedo Carvajal
Codirector de tesis

Dr. Francisco Javier Carranza Chávez
Codirector de tesis

The environmental impact resulting from the intensive exploitation of fossil fuels for heat and electricity generation has reached a critical level. Furthermore, since the industrial sector is the largest consumer of energy, primarily in the form of heat, it has become essential to implement renewable solar heat in industrial processes, such as those in the food processing and beverage industries, which do not require high temperatures. Consequently, this study investigates the feasibility of supplying heat in the form of hot water at 80 °C and saturated steam at 160 °C to a medium-sized brewery through a hybrid solar plant composed of flat plate and parabolic trough collectors, along with sensible thermal energy storage. The research was conducted numerically using the meteorological conditions of Ensenada, Baja California, Mexico, which benefits from high levels of solar radiation. The average annual solar fractions achieved were 49.9% for hot water production and 37.3% for steam generation, with a levelized cost of heat of 0.032 USD/kWh. This cost is competitive compared to values reported in other similar solar projects, highlighting the viability of the project. Additionally, the reduction in fossil fuel consumption resulted in an annual decrease of 252 tons of carbon dioxide emissions. This work establishes a precedent for a methodology to apply solar thermal energy in the brewing industry and, more broadly, in industrial processes with variable heat demand.

Keywords: Solar heat for industrial process, brewery process, flat plate collectors, parabolic trough collectors, sensible thermal energy storage

Dedicatoria

Le dedico este trabajo a mis padres: María Elena y Carlos quienes desde chico alimentaron mi curiosidad científica y me compartieron su amor por la naturaleza. Padre, donde estés, sé que estás orgulloso, gracias por tanto amor durante el tiempo que compartimos. Madre, gracias por tu fortaleza, por ser ese roble y esa inspiración en mi vida, por estar siempre a mi lado y apoyarme. Los amo.

Abuela Amalia, gracias por criarme, alimentarme y brindarme tu amor incondicional, todos mis logros en gran parte son tuyos también. Eres un ángel, te amo.

Osiriss, gracias por compartir esta etapa conmigo. A pesar de las dificultades has estado a mí lado, motivándonos mutuamente para alcanzar nuestras metas y superarnos pero también divirtiéndonos en el proceso, nunca olvidaré nuestros días de surf y pomodoros escribiendo la tesis, y todas las aventuras que hemos compartido durante esta etapa: escalada, surf, hike, viajes. Tu valentía y frescura han enriquecido mi vida.

A mi tío Julio, gracias por mostrarte siempre orgulloso y admirar lo que hago, definitivamente me brinda alegría e ímpetu para seguir adelante. A mis amigos: Shembis, gracias por apoyarme, por tu amistad, tu guía en momentos donde quise abandonar, tus consejos certeros y tu interés en que concluyera con éxito esta etapa de mi formación. Estoy en deuda hermano mío. Aldini, gracias por compartir tu cubículo conmigo, darle a los pomodoros “venga Kalo vamos a hacer uno más” ya compartimos nuestras alegrías y nuestras penas en la maestría y en el doctorado amigo, definitivamente ha sido más llevadero en tu compañía. Aaron, por las pláticas sobre el futuro, sobre la vida, estabas en Francia pero encontramos la manera de apoyarnos, gracias carnal. Joshua, gracias por enseñarme a surfear, se ha convertido en mi medicina y en mi pasión también, por las tardes de escalada, gracias a eso me mantuve sano mentalmente y motivado. Topito, gracias por escucharme y aconsejarme durante los días difíciles e invitarme al fútbol para cascarear y quitarme el estrés. A Toty y a Caro, con quienes sé que siempre puedo contar. A mis amigos de la escalada: Tomás, Tío, Gladys, René, Mike, Ramsés, Pablo, Alejandro, Chongo gracias por mantenerme conectado con la naturaleza, con la montaña, por las pláticas en las noches de fogata, por ayudarme a mantener ese balance y cordura que a veces la academia te hace perder.

Agradecimientos

Quiero expresar mi agradecimiento a las instituciones que hicieron posible esta investigación: al Centro de Investigación Científica y Educación Superior de Ensenada, Baja California y al Consejo Nacional de Humanidades Ciencias y Tecnologías.

A mis directores de tesis: Daniel, por mantener siempre una actitud positiva y ofrecerme su apoyo en todo lo que estuvo en tus manos, durante cada etapa del proyecto; Paco, por su ayuda en un momento crucial que brindó claridad y dirección al trabajo de investigación; Alexis, cuyas ideas, consejos y motivación fueron fundamentales para dar forma y concluir este proyecto.

Extiendo mi gratitud a Ricardo, por abrirme las puertas de la Universidad de Sevilla; a Manuel, por su seguimiento constante y disponibilidad; a Ivett, por la revisión de códigos y su atención meticulosa a la parte numérica; y a Alan, por su ánimo constante que me impulsó a seguir adelante.

A las cervecerías Semanario, Heisenberg y Wendland por abrirme sus puertas.

Y finalmente a Nadua y Elizabeth por la revisión de la tesis.

Tabla de contenido

	Página
Resumen en español.....	ii
Resumen en inglés.....	iii
Dedicatoria	iv
Agradecimientos.....	v
Lista de figuras.....	viii
Lista de tablas.....	xi
Capítulo 1. Introducción	1
1.1 Motivación	1
1.2 Antecedentes	6
1.3 Justificación	10
1.4 Hipótesis.....	10
1.5 Objetivo.....	10
1.5.1 Objetivo general	10
1.5.2 Objetivos específicos	11
Capítulo 2. Metodología	12
2.1 Demanda térmica de la industria cervecera	12
2.2 Planta solar propuesta	15
2.3 Modelo matemático.....	18
2.3.1 Colectores y concentradores solares	18
2.3.2 Tanque estratificado	20
2.3.3 Intercambiadores de calor (HX).....	23
2.3.4 Dimensionamiento de la planta solar y modos de operación	28

2.3.5	Método de solución y validación	32
2.3.6	Análisis económico	41
Capítulo 3.	Resultados	43
3.1	Producción de agua caliente	43
3.2	Producción de vapor	46
Capítulo 4.	Discusión	50
Capítulo 5.	Conclusiones	54
	Literatura citada	55

Lista de figuras

Figura	Página
Figura 1. Proyección de la demanda mundial de energía por sector en BTUs para el año 2040.	2
Figura 2. Distribución de la irradiación solar global horizontal (<i>Mapas de recursos solares de World</i>). 3	
Figura 3. Colectores solares a) de tubos evacuados (ETC) y de placa plana (FPC) (<i>Flat Plate Collector, Manufacturer, Supplier</i>).	3
Figura 4. Concentradores solares de tiro parabólico (PTC) (Dickes et al., 2015).	4
Figura 5. Planta solar propuesta por Silva y colaboradores (Silva et al., 2013).	7
Figura 6. Planta solar propuesta por Bolognese y colaboradores (Bolognese et al., 2020).	8
Figura 7. Planta solar propuesta por Biencinto y colaboradores (Biencinto et al., 2021).	8
Figura 8. Esquema de proceso cervecero. Basado en el diagrama de Eiholzer y colaboradores (Eiholzer et al., 2017).	13
Figura 9. Demanda térmica de vapor y agua caliente para proceso cervecero.	14
Figura 10. Planta solar propuesta: subsistema para generación de agua caliente y subsistema para generación de vapor acoplados.	17
Figura 11. Colector solar de placa plana (<i>Thermoray Series TR SunEarth, n.d.</i>).	18
Figura 12. Concentrador de tiro parabólico (<i>SPF Institute for Solar Technology OST, n.d.</i>).	19
Figura 13. Esquema de tanque estratificado. División en N nodos.	21
Figura 14. Balance de flujo másico para el nodo i-ésimo.	21
Figura 15. Potencia térmica en el proceso de intercambio de calor llevado a cabo en el pre-calentador.	24
Figura 16. Potencia térmica en el proceso de intercambio de calor llevado a cabo en el generador de vapor.	24
Figura 17. Esquema de intercambiador de tubos con coraza. Imagen tomada de internet (<i>Intercambiadores de Calor 101 - Segunda Parte: Tubo y Carcaza, n.d.</i>)	25
Figura 18. Esquema de intercambiador de placa plana a contraflujo. Imagen tomada de internet (<i>Intercambiadores de Calor - Ingeniero Marino, n.d.</i>)	25
Figura 19. Combinaciones posibles de flujo másico del aceite térmico (T66) y temperatura objetivo de acuerdo a análisis de primera ley.	26

Figura 20. Distribución del campo solar de FPCs.....	29
Figura 21. Distribución del campo solar de concentradores PTCs.....	30
Figura 22. Subsistema solar para generación de agua caliente. Esquema con válvulas numeradas....	31
Figura 23. Subsistema solar para generación de vapor. Esquema con válvulas numeradas.....	32
Figura 24. Irradiación solar mensual acumulada en el plano inclinado (I_t), radiación normal directa (DNI) y temperatura ambiente (T_a) promedio.....	35
Figura 25. Diagrama de flujo del método de solución para la carga y descarga del tanque STES 1.....	35
Figura 26. Comparación de los resultados obtenidos en el presente estudio y los resultados experimentales reportados por González-Altozano et al. usando 12 nodos. N1 hace referencia al nodo superior, N 12 hace referencia al nodo inferior.....	37
Figura 27. Verificación de la carga (a) y descarga (b) del tanque, resultados obtenidos en el presente estudio y los obtenidos mediante el método semi-analítico desarrollado por Unrau utilizando 12 nodos. N1 hace referencia al nodo superior; N12 hace referencia al nodo inferior.....	39
Figura 28. Influencia del número de nodos en el comportamiento de la temperatura a través del tanque durante la etapa de (a) carga y (b) descarga del tanque STES.....	40
Figura 29. Irradiación solar en el plano inclinado a 30° (I_t), radiación normal directa (DNI) y temperatura ambiente (T_a) entre las 7 am y las 6 pm para el día 20 de abril.....	43
Figura 30. Evolución de las temperaturas de entrada y salida del campo solar de FPCs, así como las temperaturas de carga y descarga del nodo superior (nodo 1) para los tanques STES 1 y 2 de agua caliente durante (HW) durante el día 20 de abril.....	44
Figura 31. Distribuciones de temperatura al final de cada proceso de carga y descarga de los dos tanques de almacenamiento STES para el día 20 de abril.....	45
Figura 32. Suministro de calor solar (Q_{solar}) y calor auxiliar (Q_{aux}) aportado en cada intervalo de descarga de acuerdo a la demanda de agua caliente (Q_{hw}) a 80°C para 2 lotes de producción. 45	45
Figura 33. Valores de fracción solar obtenidos por el subsistema de generación de agua caliente (a) por día, (b) por mes.....	46
Figura 34. Evolución de las temperaturas de entrada y salida al campo de PTCs y las temperaturas del nodo superior (nodo 1) de los tanques STES T66 en carga y descarga para el día 20 de abril.....	47
Figura 35. Distribuciones de temperatura al final de los procesos de carga y descarga de los tanques STES T66 1 y 2 en el día 20 de abril.....	48
Figura 36. Calor solar (Q_{solar}), calor auxiliar (Q_{aux}) y demanda total (Q_s) para cada intervalo de descarga de los 2 lotes de producción.....	48
Figura 37. Valores de fracción solar obtenidos por el subsistema de generación de agua vapor (a) por día, (b) por mes.....	49

Figura 38. Comparación de los valores de fracción solar obtenidos en el presente estudio y los reportados en la bibliografía para aplicaciones en la industria de alimentos y bebidas.51

Figura 39. Comparación del costo nivelado de calor (LCOH) entre el presente estudio y plantas solares similares. 53

Lista de tablas

Tabla	Página
Tabla 1. Tiempos, flujos máxicos y demanda térmica para un lote de operación.	15
Tabla 2. Especificaciones técnicas de FPCs y PTCs (<i>SPF Institute for Solar Technology OST, n.d.; Thermoray Series TR SunEarth, n.d.</i>).....	16
Tabla 3. Correspondencia de flujos máxicos de vapor demandado y aceite térmico circulando por los intercambiadores de acuerdo al análisis de primera ley de la termodinámica y a la temperatura objetivo fijada.	26
Tabla 4. Parámetros geométricos y coeficientes globales de transferencia de calor obtenidos para los intercambiadores de calor.	27
Tabla 5. Tamaño y parámetros de operación de la planta solar propuesta.	30
Tabla 6. Válvulas que deben ser abiertas en cada modo de operación de la planta	32
Tabla 7. Resultados de validación y verificación del proceso de carga del tanque STES.	38
Tabla 8. Parámetros económicos requeridos para evaluar el costo del proyecto.	41
Tabla 9. Comparación entre los valores de fracción solar obtenidos en el presente estudio y los reportados en la bibliografía para aplicaciones en la industria de alimentos y bebidas.	50
Tabla 10. Comparación de resultados entre Eiholzer et al. (Eiholzer et al., 2017) y los obtenidos en el presente estudio.	51
Tabla 11. Evaluación del costo nivelado de calor (LCOH) del presente estudio en comparación con valores de LCOH de plantas solares similares reportadas en la bibliografía.	52

Capítulo 1. Introducción

En las últimas décadas el consumo de energía ha incrementado notablemente; el aumento demográfico, económico y de confort en el estilo de vida, aunado a la industrialización de los métodos de producción son causa de una demanda constante de energía. Desde la revolución industrial, la quema de combustibles fósiles para satisfacer la demanda de energía ha sido la elección predilecta; sin embargo, la utilización desmedida de ellos implica aspectos negativos a considerar. Por una parte, estos combustibles se están agotando mucho más rápido de lo que son generados a través de los procesos naturales, por lo que en pocas décadas la creciente demanda de energía superará el suministro, lo cual tendrá un impacto económico notable. Por otra, entre más combustibles fósiles consumimos, menos disponibles se encontrarán estos recursos, por lo que métodos no convencionales de extracción serán necesarios, los cuales conllevan una mayor utilización de energía, así como riesgos medioambientales inherentes. Además, la quema de combustibles fósiles está ligada a la emisión de gases de efecto invernadero, lo que se ha reflejado en concentraciones de dióxido de carbono, metano y óxido nitroso sin precedentes en por lo menos los últimos 800,000 años. Sus efectos han sido detectados en el sistema climático y son con extrema probabilidad la causa dominante del calentamiento global observado desde mediados del siglo XX (Crespo et al., 2019).

1.1 Motivación

El impacto medioambiental causado por el consumo de combustibles fósiles para generar calor y electricidad ha alcanzado un nivel crítico, poniendo al mundo en riesgo de un cambio climático grave. Sin embargo, la demanda global de energía seguirá aumentando, debido al crecimiento de la población y la economía. Se estima que para 2040, la población mundial alcanzará las 9,200 millones de personas, lo que implicará un incremento de la demanda de energía de aproximadamente 25% (Edelenbosch et al., 2017). El 12 de diciembre de 2015, 194 países de las Naciones Unidas, entre ellos México, firmaron el acuerdo de París con la finalidad de evitar el incremento de la temperatura media global por debajo de 1.5-2oC respecto a los niveles preindustriales (El Acuerdo de París | CMNUCC, n.d.). Para cumplir con este acuerdo, se requiere una rápida disminución de las emisiones de gases de efecto invernadero. Dado que el sector industrial y de generación de energía eléctrica son los mayores consumidores de energía, como se ilustra en la Figura 1, y, en consecuencia, los principales contribuyentes a las emisiones de dióxido de carbono (CO₂) a nivel mundial (Edelenbosch et al., 2017; Kalogirou, 2009; Koçak et al., 2020),

resulta urgente intensificar el uso de fuentes de energía renovable, como la energía solar que sirve tanto para generar electricidad como para generar calor para procesos domésticos e industriales.

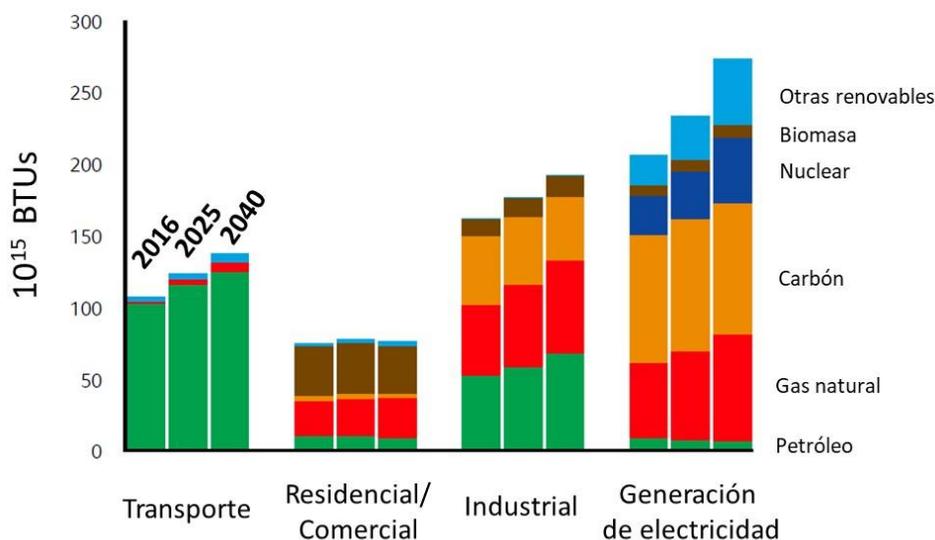


Figura 1. Proyección de la demanda mundial de energía por sector en BTUs para el año 2040.

La energía solar llega a nuestro planeta en forma de radiación electromagnética en el rango de longitudes de onda entre 0.1 y 3.0 μm aproximadamente (Ravi Kumar et al., 2021), y puede convertirse en energía eléctrica mediante paneles fotovoltaicos o en calor a través de colectores y concentradores solares. Ambas formas de energía son de gran valor; sin embargo, este trabajo de investigación está enfocado en la generación de calor solar para procesos industriales (SHIP, por sus siglas en inglés). En la industria, el 74% de la energía consumida es en forma de calor, del cual 30% corresponde a calor de baja temperatura ($<150^{\circ}\text{C}$), el 22% a calor de media temperatura ($155\text{-}400^{\circ}\text{C}$) y el 48% a calor de alta temperatura ($>400^{\circ}\text{C}$). Este escenario representa una notable oportunidad para aumentar el aprovechamiento del calor solar en la industria, especialmente en aquellos países con abundancia de radiación solar, como los ubicados en el llamado cinturón solar (Figura 2), que es una región dentro de los 35° de latitud respecto al ecuador donde se presentan los niveles más altos de irradiación solar (Insights Series 2017 - Renewable Energy for Industry – Analysis, 2017).

La industria se puede clasificar en tres categorías de acuerdo con su consumo energético: manufactura con consumo intensivo de energía, manufactura sin consumo intensivo de energía, y no manufactura. El segundo tipo de industria es considerado como el mayor consumidor de energía a nivel mundial (Koçak et al., 2020). Este sector abarca industrias como: la farmacéutica, de papel, textil, procesamiento de

alimentos y bebidas, pieles, pinturas y recubrimientos, eléctrica y electrónica, entre otras. Además, dentro de estas industrias, existe un número significativo de procesos cuyas temperaturas de operación se sitúan entre los 60 y 260°C (Koçak et al., 2020; Kumar et al., 2019; Tasmin et al., 2022), intervalo en el cual operan los colectores y concentradores solares.

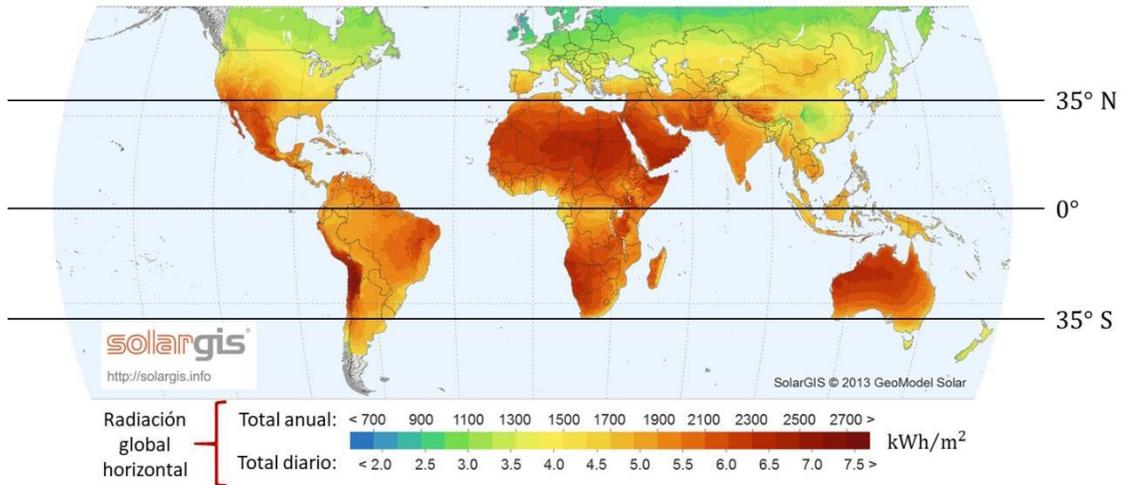


Figura 2. Distribución de la irradiación solar global horizontal (*Mapas de recursos solares de World*).

Los colectores de placa plana (FPC, por sus siglas en inglés) y los colectores de tubos evacuados (ETC, por sus siglas en inglés) son tecnologías desarrolladas comercialmente capaces de generar calor a baja temperatura, mientras que para la generación de calor a temperatura media, el concentrador cilindro parabólico (PTC, por sus siglas en inglés) es la tecnología comercial más rentable y disponible comercialmente (Abed & Afgan, 2020; Eiholzer et al., 2017; Jebasingh & Herbert, 2016; Ravi Kumar et al., 2021). En las Figuras 3 y 4 se muestran estos tipos de colectores.

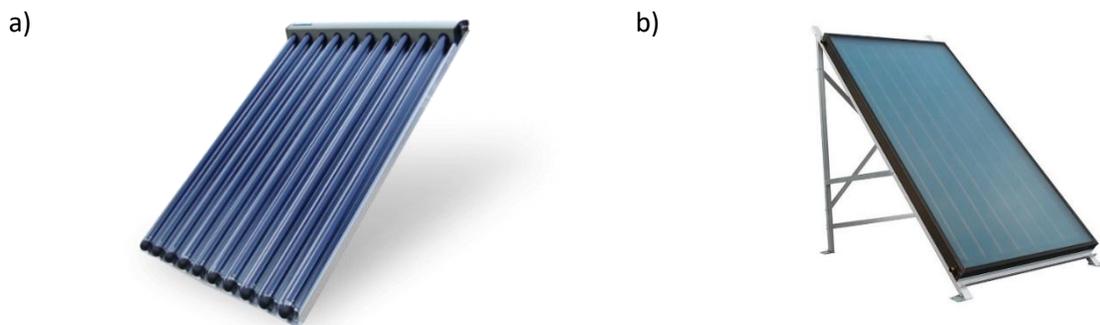


Figura 3. Colectores solares a) de tubos evacuados (ETC) y de placa plana (FPC) (*Flat Plate Collector, Manufacturer, Supplier*).



Figura 4. Concentradores solares de tiro parabólico (PTC) (Dickes et al., 2015).

Por naturaleza, la radiación solar es intermitente, por lo que puede ser insuficiente o no estar disponible cuando se necesita. Para superar esta situación, los colectores y concentradores solares suelen acoplarse a un sistema de almacenamiento de calor, los cuales pueden ser de tres tipos: almacenamiento de calor sensible (STES, por sus siglas en inglés), almacenamiento de calor latente (LTES, por sus siglas en inglés) o almacenamiento termoquímico (TMS, por sus siglas en inglés). En el primero, el calor ganado en los colectores se almacena mediante el aumento de temperatura de un material particular, sin llegar a un cambio de fase. En el segundo el calor se almacena a través de un cambio de fase, y en el tercero, el almacenamiento se logra a través de una serie de reacciones químicas reversibles y procesos de adsorción. Actualmente, tanto los sistemas LTES como los TMS no son rentables para aplicaciones a gran escala en la industria (*Solar Payback – Solar Heat for Industry*). Los sistemas STES son más económicos siempre que se empleen materiales de almacenamiento a bajo costo; la principal desventaja de estos sistemas (SHS) es que necesitan volúmenes más grandes para almacenar una cantidad determinada de calor (Olajire, 2020).

En un proyecto de aprovechamiento de calor solar, denominado como proyecto SHIP, la integración del calor se puede realizar ya sea a nivel de suministro o a nivel de proceso. En el primero, el calor solar se suministra a la caldera central para la producción de vapor o agua caliente mientras que en el segundo, el calor solar se entrega directamente a un proceso en específico. La integración a nivel de suministro suele ser más sencilla, ya que a nivel proceso existe menor flexibilidad con relación a la temperatura establecida del sistema solar térmico (Zogla et al., 2015). Antes de la implementación física de cualquier proyecto SHIP, es importante realizar un estudio de viabilidad. Para la integración a nivel de suministro,

un modelado numérico del sistema solar térmico para evaluar su rendimiento y obtener información valiosa para las posteriores etapas de diseño y construcción puede considerarse suficiente. En cambio, para la integración a nivel proceso, se recomienda realizar también otros tipos de estudios de viabilidad que tengan como objetivo maximizar la recuperación de energía entre los procesos existentes y determinar los mejores puntos de integración (Anastasovski, 2021; Martínez-Rodríguez et al., 2022; Oosthuizen et al., 2020).

Dentro del sector industrial de procesamiento de alimentos y bebidas, la producción de cerveza tiene una importancia estratégica, ya que es la bebida alcohólica más consumida en el mundo. México ocupa el cuarto lugar en la producción mundial de cerveza y es reconocido por exportar cerveza a más de 180 países, siendo el exportador número uno. El proceso de elaboración de cerveza requiere de un alto consumo de calor. Más del 70% de la energía utilizada en las cervecerías es calor, y una parte significativa de esta cantidad es empleada durante los procesos de maceración y ebullición del mosto (Kubule et al., 2016; Olajire, 2020; Zogla et al., 2015).

La maceración necesita agua caliente entre 71-82°C (Olajire, 2020), temperaturas fácilmente alcanzables con colectores FPC o ETC. Por otro lado, la ebullición del mosto se produce aproximadamente a 100°C (Kubule et al., 2016), por lo que podría ser alimentada con vapor a mayor temperatura, alcanzable mediante colectores PTC. Aparte de estos dos procesos, también se necesita vapor y agua caliente para las operaciones de limpieza y esterilización de recipientes.

De acuerdo con la base de datos SHIP Plants Database (*SHIP Plants - SHIP - AEE INTEC Energieatlas*), en el mundo existen 20 proyectos SHIP instalados en la industria de bebidas, de los cuales 13 utilizan colectores FPC, 3 emplean colectores ETC, 3 concentradores PTC y el restante utiliza un calentador solar de aire. Sólo uno de estos proyectos se encuentra en México, donde 56 m² de colectores FPC precalientan agua de alimentación para la caldera (integración del calor solar a nivel de suministro).

Por lo tanto, la motivación de este trabajo de investigación está dada por la importancia de la industria cervecera en México y la ausencia de proyectos que exploten el gran potencial solar que nuestro país tiene. En específico, se busca aprovechar el recurso solar disponible en la ciudad de Ensenada, Baja California, para satisfacer la demanda de agua caliente y vapor de una industria cervecera de mediana capacidad. Se eligió la ciudad de Ensenada por su alta irradiación solar y la presencia de una floreciente industria cervecera.

1.2 Antecedentes

El número de trabajos publicados en la literatura sobre el aprovechamiento de la energía solar por parte de la industria cervecera es notablemente limitado. Uno de los pocos trabajos publicados es el de Mauthner y colaboradores (Mauthner et al., 2014), quienes investigaron mediante un estudio numérico la viabilidad técnica de integrar calor solar a nivel proceso para operaciones por debajo de los 80°C en tres cervecerías ubicadas en Göess (Austria), Valencia (España) y Vialonga (Portugal), respectivamente. En el primer caso, la integración se realizó para el proceso de maceración, en el segundo para la pasteurización de latas y en el tercero para el secado de malta. Las plantas solares que propusieron en cada caso incluyeron campos de colectores FPC con áreas de 1500 m², 1620 m² y 4725 m², respectivamente, y tanques de almacenamiento de calor sensible con volúmenes de 200 m³, 350 m³ y 400 m³, correspondientemente. Se utilizó agua como fluido de transferencia de calor (HTF, por sus siglas en inglés) y también como medio de almacenamiento térmico. De acuerdo con sus resultados, las fracciones solares alcanzadas fueron del 30% para el proceso de maceración, 45% para la pasteurización, y 20% para el secado de malta, demostrando así, desde una perspectiva técnica, que es viable integrar calor solar a nivel proceso en la industria cervecera.

Eiholzer y colaboradores (Eiholzer et al., 2017) también examinaron la viabilidad de aplicar calor solar a nivel de suministro en una cervecería de mediana escala ubicada en Escocia, Reino Unido. Después de realizar un estudio de optimización mediante análisis Pinch para encontrar opciones de recuperación de calor entre los procesos de la planta y cuantificar el potencial de integración de calor solar, analizaron el reemplazo de la caldera central por un campo de colectores FPC o ETC, un tanque STES con agua como medio de almacenamiento y un calentador auxiliar para satisfacer la demanda de agua caliente a 80°C. Reportaron que los colectores ETC lograron una mayor fracción solar, con un periodo de retorno de inversión más corto. La fracción solar lograda fue del 7.7%, debido principalmente a la restricción impuesta por el programa de incentivos de calor para las fuentes de energía renovable del Reino Unido sobre el tamaño del campo solar (hasta 200 kW instalados). No obstante, argumentaron que, sin tal restricción, la fracción solar podría ser del 13.6%.

En la industria de alimentos, también se han publicado trabajos sobre el aprovechamiento del calor solar para diversos fines. Uno de ellos es el de Silva y colaboradores (Silva et al., 2013), quienes modelaron el rendimiento térmico de una planta solar formada por un campo de PTCs (73.8 m² de área de apertura total), un tanque estratificado de almacenamiento de energía térmica (17.8 m³ de volumen) y una caldera para producir vapor a 120°C y 7 bar de presión para una industria de procesamiento de vegetales

ubicada en Andalucía, España (Figura 5). La integración se realizó a nivel suministro y se seleccionó Therminol 55 como fluido de transferencia de calor y medio de almacenamiento de calor sensible. Ellos obtuvieron una fracción solar anual promedio de 34.9% y una eficiencia general de la planta solar de 30.4%, concluyendo que es posible satisfacer una parte importante de la demanda de calor con energía solar, aunque a una eficiencia moderadamente baja debido a las características específicas del perfil de la demanda: calor de alta temperatura durante periodos cortos de tiempo, seguidos de largos periodos sin demanda. Para mejorar la eficiencia de la planta solar, sugirieron aumentar la diferencia entre la temperatura objetivo del campo de PTCs y la temperatura de retorno del HTF mediante la instalación de un intercambiador de calor de precalentamiento (conocido como economizador) después del generador de vapor.

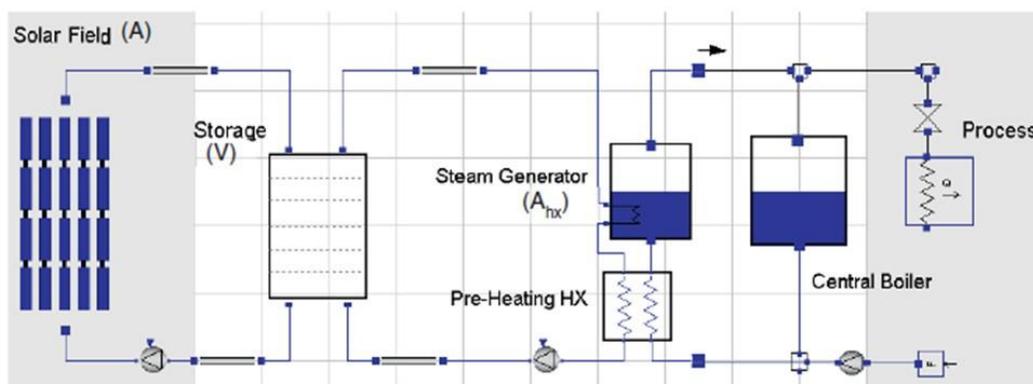


Figura 5. Planta solar propuesta por Silva y colaboradores (Silva et al., 2013).

Bolognese y colaboradores (Bolognese et al., 2020) evaluaron la integración de 18 colectores PTC dispuestos en dos líneas paralelas, cubriendo un área neta de 840 m², y combinados con un tanque STES para suministrar agua sobrecalentada a 135°C para el proceso de secado de una fábrica de pasta ubicada en Molina, Italia (Figura 6). Se utilizó Therminol SP como fluido de transferencia de calor y medio de almacenamiento.

A partir de un estudio numérico, obtuvieron una fracción solar del 23%. Por otro lado, Biencinto y colaboradores (Biencinto et al., 2021) investigaron la integración a nivel de proceso de una planta solar compuesta por un campo de 32 concentradores PTC, organizados en 8 filas paralelas, distribuidos en un área de 42×44 m², y acoplados a un sistema de almacenamiento de energía en forma de calor latente para satisfacer la demanda de calor en forma de agua caliente a 85°C de un proceso de pasteurización en una fábrica de lácteos ubicada en Graz, Austria (Figura 7). Ellos emplearon pentaglicerina pura como material de almacenamiento de calor y agua sobrecalentada como HTF. De los resultados, obtuvieron

consecuencia a reducciones significativas en las emisiones de CO₂. Particularmente, en la industria cervecera, la viabilidad de utilizar calor solar para generar agua caliente se ha abordado con éxito utilizando colectores FPC y ETC, sin embargo, no se ha realizado ningún estudio que intente producir tanto vapor como agua caliente de forma simultánea.

Asimismo, estudios recientes han evaluado la viabilidad termo-económica de las plantas solares calculando el costo nivelado de calor (LCOH, por sus siglas en inglés), una métrica que estima el costo promedio de la energía proporcionada durante la vida útil del equipo, considerando el costo de la inversión, los gastos operativos, subsidios e inflación entre otros factores económicos relevantes (Mohammadi et al., 2021; Rosales-Pérez et al., 2024). Zhiyong Tian y colaboradores (Tian et al., 2018) estudiaron la optimización de una planta híbrida de generación de calor para una zona urbana empleando colectores FPC y PTC, y concluyeron que valores de LCOH más bajos pueden ser alcanzados con la planta solar en lugar de utilizar gas natural.

De acuerdo con los resultados, un campo solar compuesto principalmente por PTCs puede lograr una máxima reducción de energía, mientras que la combinación de FPCs y PTCs (con una mayor proporción de FPCs), alcanza un LCOH mínimo. Rosales-Pérez y colaboradores (Rosales-Pérez et al., 2024) evaluaron el potencial energético y económico de sistemas híbridos con FPCs y PTCs bajo diferentes temperaturas de proceso y niveles de irradiación solar en Chile, demostrando que la configuración híbrida puede tener un gran potencial para aplicaciones con mayor demanda de calor en los meses de verano. Este caso se corresponde también al de muchas cerveceras de micro, pequeña y mediana capacidad.

Dado el contexto sobre la viabilidad técnica de implementar calor solar en la industria de bebidas y alimentos y la ausencia de trabajos desarrollados bajo las condiciones meteorológicas de nuestro país, en este trabajo se considera la demanda de calor determinada por Eiholzer y colaboradores (Eiholzer et al., 2017) para una cervecera de mediana capacidad con el propósito de evaluar la viabilidad técnica y económica de una planta solar híbrida, integrada por un subsistema para la generación de agua caliente a través de un campo de colectores FPC y dos tanques STES, y un subsistema para la generación de vapor a través de un campo de PTCs, dos tanques STES, un generador de vapor y un economizador.

Con esta planta híbrida se busca satisfacer tanto la demanda de agua caliente como la de vapor bajo las condiciones meteorológicas de la ciudad de Ensenada, Baja California, México.

1.3 Justificación

Teniendo en cuenta el escenario medioambiental actual, es crucial abordar la demanda energética del sector industrial, especialmente en lo que respecta al calor, el cual corresponde a tres cuartas partes de su demanda de energía total. En particular, la industria cervecera es un sector que consume grandes cantidades de energía, especialmente en forma de calor a baja o media temperatura, lo que la hace ideal para la implementación de energía solar térmica. En este sentido, un estudio numérico que brinde información sobre la viabilidad de la aplicación de una planta solar a una industria como lo es la cervecera, con importante presencia a nivel local y nacional, es crucial para entender el alcance de la contribución a la reducción de emisiones de CO₂ y a un cambio en el paradigma actual hacia un futuro más sustentable.

1.4 Hipótesis

Dada la favorable ubicación geográfica de México en el cinturón solar y el alto potencial solar del país, se espera que la implementación de una planta solar en baja y mediana temperatura para satisfacer la demanda de calor de la industria cervecera sea técnica y económicamente viable, reduciendo significativamente los costos energéticos y las emisiones de CO₂.

1.5 Objetivo

1.5.1 Objetivo general

Diseñar y estudiar mediante herramientas numéricas una planta solar híbrida de generación de calor basada en tecnologías de colección y concentración solar, así como almacenamiento de energía en forma de calor sensible, para proveer de calor en agua a baja temperatura y vapor saturado a un proceso cervecero industrial de mediana capacidad con condiciones meteorológicas de la ciudad de Ensenada.

1.5.2 Objetivos específicos

- Por medio de colectores planos (FPC) y tanques de almacenamiento en forma de calor sensible (STES) abastecer la demanda de agua caliente de manera directa para dos lotes de producción diarios (12 horas de operación).
- Utilizando concentradores de tiro parabólico (PTC), tanques de almacenamiento en forma de calor sensible (STES) e intercambiadores de calor (HX) abastecer la demanda de vapor mediante un proceso indirecto para dos lotes de producción diarios (12 horas de operación).
- Obtener valores de fracción solar diaria y anual.
- Estudiar la viabilidad económica de la planta.

Capítulo 2. Metodología

En el capítulo anterior se identificó al sector industrial como un elemento importante dentro del paradigma del cambio climático, notando que gran parte de su demanda energética se presenta en forma de calor. Se planteó que existen tecnologías solares disponibles comercialmente, cuya eficiencia ha sido ya demostrada en la bibliografía, que pueden ser empleadas en el rango de baja y media temperatura y que constituyen una opción prometedora para mitigar la demanda térmica de la industria, incluyendo la del presente estudio: la industria cervecera.

Este capítulo presenta una metodología integral que aborda primeramente la caracterización de la demanda térmica del proceso de producción cervecero, la cual, a diferencia de otros trabajos de investigación, se distingue por su carácter variable y su requerimiento de calor tanto en forma de agua caliente como de vapor. La metodología propuesta contempla también el diseño de una planta solar adaptada a los requerimientos específicos de la industria cervecera, basada principalmente en el uso de tanques de almacenamiento térmico como una manera de amortiguar la naturaleza intermitente de la radiación solar y fungir como un intermediario para poder suplir el perfil variable de la demanda energética. También se presentan los modelos matemáticos empleados, basados en las leyes de conservación de masa y energía. Además se presenta la validación y verificación de los numéricos, destinados a garantizar fiabilidad en los resultados obtenidos, para simular unidimensionalmente los elementos de la planta tales como: colectores de placa plana, colectores de tiro parabólico, sistema de almacenamiento de calor sensible en tanques estratificados e intercambiadores de calor. Asimismo, se desarrolla un algoritmo de solución que incorpora los elementos de la planta y es capaz de modelar numéricamente, mediante un modelo cuasiestacionario desarrollado en Python, la interacción entre las características climáticas de la región, la energía solar generada y almacenada, y la energía entregada a la demanda térmica durante un año completo de operación. Finalmente, se presenta una metodología que servirá de base para el análisis económico que evaluará la viabilidad financiera de la implementación de la energía solar térmica en la industria cervecera, teniendo en cuenta los costos de los combustibles fósiles de la región, así como los incentivos fiscales de las leyes mexicanas.

2.1 Demanda térmica de la industria cervecera

Para determinar la demanda térmica de la industria cervecera es necesario conocer el proceso de

elaboración de cerveza. De acuerdo con la Figura 8, este proceso comienza con el malteado, durante el cual la cebada se somete a una germinación controlada y un tueste con la finalidad de activar las encimas presentes en el grano. Una vez que se tiene molido el grano, se mezcla con agua caliente (entre 60°C y 80°C dependiendo del estilo de la cerveza) para extraer los azúcares fermentables y obtener un mosto dulce. Posteriormente, el mosto se transfiere a un tanque de filtración donde se separa del bagazo en una etapa conocida como lavado. La mezcla filtrada se transfiere al tanque de cocción donde se añade lúpulo y se eleva su temperatura hasta llevarlo al hervor, después de lo cual el mosto se somete a ebullición (entre una hora y una hora y media dependiendo del estilo). En esta etapa se extraen los aceites esenciales del lúpulo, se esteriliza el mosto y se coagulan proteínas. Varios factores como la duración, intensidad, temperatura y presión de la ebullición del mosto son de gran importancia para el sabor y la calidad de la cerveza. Al finalizar el hervor, la mezcla se centrifuga para separar las proteínas coaguladas y otras partículas en suspensión. A continuación el mosto se enfría para alcanzar la temperatura óptima para su fermentación. Finalmente, el mosto frío se fermenta con levadura para convertir los azúcares en alcohol y dióxido de carbono, y se deja madurar a bajas temperaturas para que el sabor y los aromas se estabilicen (Sturm et al., 2013).

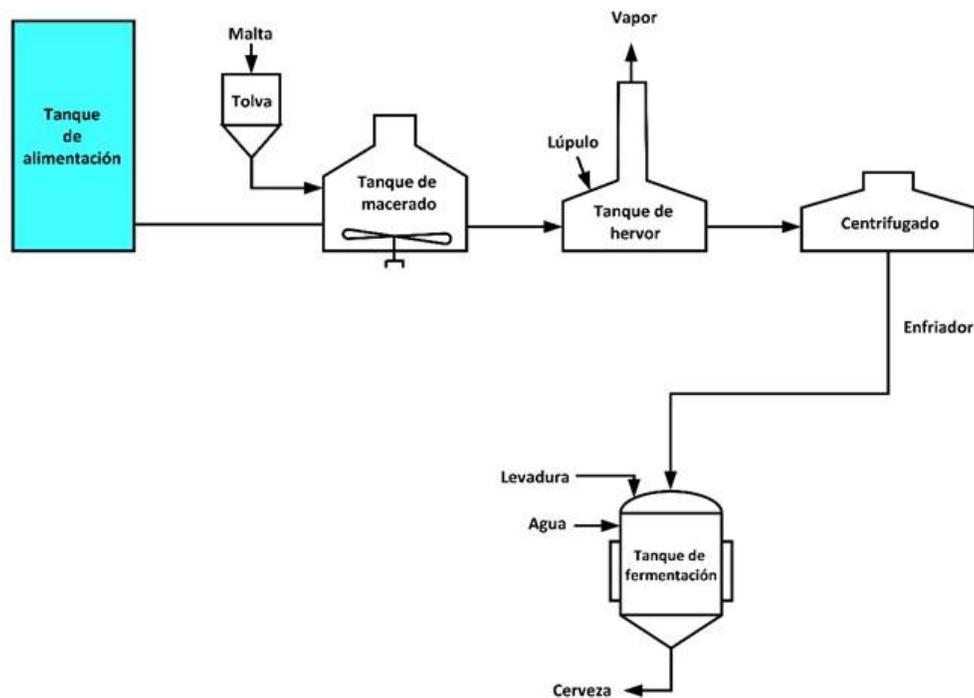


Figura 8. Esquema de proceso cervecero. Basado en el diagrama de Eiholzer y colaboradores (Eiholzer et al., 2017).

La descripción de cada paso del proceso de elaboración de cerveza seleccionado para este estudio y las

cantidades correspondientes de calor, flujo másico y temperaturas requeridas para cada flujo han sido debidamente caracterizadas por Eiholzer et al. (Eiholzer et al., 2017). La cervecera del presente caso de estudio funciona 300 días al año y procesa cuatro lotes por día. Cada lote se completa en seis horas y tiene una demanda de calor de 47.1 kWh/hl con un volumen de producción de 256 hl/lote. La investigación se realizó mediante el método de análisis pinch, el cual requirió la medición de los datos energéticos de todos los flujos calientes y fríos involucrados. Los flujos fríos son aquellos que necesitan energía térmica. Estos flujos fríos se presentan en las siguientes etapas del proceso: maceración, precalentamiento y cocción del mosto, limpieza y lavado de barriles. La demanda de calor consiste en la producción de agua caliente a 1 bar de presión y a una temperatura de 80°C, así como en la generación de vapor saturado a 6 bar de presión y a una temperatura de 160°C. Los autores solamente examinaron el suministro de agua caliente mediante una planta solar; para la generación de vapor se utilizaron gases de combustión. Como el objetivo de este trabajo es suministrar tanto agua caliente como vapor, entonces, a partir de los datos proporcionados por los autores, se determinaron las curvas de demanda de calor, las cuales se pueden ver en la Figura 9. Se consideraron dos lotes de producción (operación diurna) comenzando a las 6 am, cada uno con una duración de seis horas. Los tiempos y las tasas de flujo másico (\dot{m}) utilizadas para obtener la demanda de calor (\dot{Q}) se enlistan en la Tabla 1.

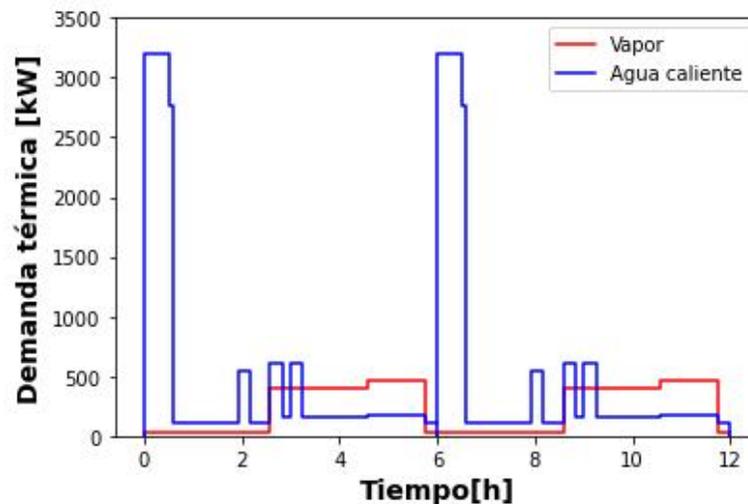


Figura 9. Demanda térmica de vapor y agua caliente para proceso cervecero.

En la Figura 9 se puede observar que la demanda de agua caliente presenta variaciones significativas a lo largo del tiempo, con los picos más altos durante el macerado. Los otros picos corresponden a la limpieza y el lavado simultáneo de barriles. Durante todo el periodo también se necesita agua caliente para la limpieza. El requisito de calor total para la producción de agua caliente \dot{Q}_{hw} para los dos lotes es

de 5,837.5 kWh. También se demanda constantemente vapor para el lavado de barriles. En este trabajo, el objetivo es realizar las operaciones de precalentamiento y ebullición del mosto con vapor saturado en lugar de gases de combustión. Los picos que se muestran en la Figura 1 corresponden a estos dos procesos. La cantidad total de calor necesaria para la generación de vapor \dot{Q}_s para los dos lotes es de 2,817.9 kWh.

Tabla 1. Tiempos, flujos máxicos y demanda térmica para un lote de operación.

Tiempo (h)		Agua caliente (1 bar, 80 °C)		Vapor (6 bar, 160 °C)	
Inicio	Fin	\dot{m}_{hw} (kg/s)	\dot{Q}_{hw} (kW)	\dot{m}_s (kg/s)	\dot{Q}_s (kW)
0.0	0.5	10.59	3202.42	0.01	24.21
0.5	0.58	9.12	2757.89	0.01	24.21
0.58	1.92	0.35	105.84	0.01	24.21
1.92	2.17	1.82	550.37	0.01	24.21
2.17	2.58	0.35	105.84	0.01	24.21
2.58	2.83	2.0	603.82	0.19	452.18
2.83	3.0	0.53	159.29	0.19	452.18
3.0	3.25	2.0	603.82	0.19	452.18
3.25	4.58	0.53	159.29	0.19	452.18
4.58	5.75	0.56	169.46	0.22	533.61
5.75	6.0	0.35	105.84	0.01	24.21
		Total (kWh):	2918.85	Total (kWh):	1595.52

2.2 Planta solar propuesta

La planta solar propuesta para generar agua caliente y vapor saturado en las condiciones especificadas de la Sección 2.1 se esquematiza en la Figura 10. La planta está compuesta por dos subsistemas acoplados:

- Un subsistema solar térmico para el suministro directo de agua caliente, compuesto por un campo de colectores de placa plana (FPCs), dos tanques de almacenamiento en calor sensible (STES), bombas de circulación y un sistema de calentamiento auxiliar. Se utiliza agua como fluido

de trabajo.

- Un subsistema solar térmico para el suministro indirecto de vapor, constituido por un campo de concentradores de tiro parabólico (PTCs), dos tanques de almacenamiento de calor sensible (STES), un generador de vapor, un precalentador de agua de alimentación (como es sugerido por Silva et. al), bombas de circulación y un sistema de calentamiento auxiliar. Se utiliza aceite térmico como Therminol 66 (T66) como fluido de trabajo.

Se utilizaron colectores y concentradores solares comerciales previamente caracterizados. El colector FPC seleccionado para este estudio es el SunEarth TR40 (*Thermoray Series TR | SunEarth, n.d.*). El concentrador PTC elegido fue el NEP PolyTrough 1800 (*SPF Institute for Solar Technology | OST, n.d.*). Sus especificaciones técnicas se dan en la Tabla 2. Se utilizó un intercambiador de calor (HX) de tubo con coraza como generador de vapor; mismo que se modeló de manera que el fluido caliente, aceite térmico T66, fluyera dentro de los tubos mientras que agua caliente saturada a 6 bar y 160°C fluyera sobre los tubos, dentro de la carcasa. Se empleó un intercambiador de calor de placas paralelas en contraflujo como precalentador para aumentar la temperatura del agua de alimentación proveniente del subsistema de generación de agua caliente (80°C) a condiciones de saturación. El diseño de ambos HXs se completó con el método ϵ -NTU (efectividad-número de unidades de transferencia) para calcular el área de intercambio de calor.

Tabla 2. Especificaciones técnicas de FPCs y PTCs (*SPF Institute for Solar Technology | OST, n.d.; Thermoray Series TR | SunEarth, n.d.*).

Parámetro	FPC SunEarth TR40	PTC NEP PolyTrough 1800
Grosor	1.22 m	1.965 m
Largo	3.10 m	11.085 m
Área	3.78 m ²	21.782 m ²
Área de apertura	3.45 m ²	18.45 m ²
Flujo nominal	0.019 kg/(m ² ·s)	1800 l/h
Flujo máximo	12 gpm	3600 l/h
Capacidad	4.5 l	9.8 l
Presión de operación máxima	160 psi	40 bar

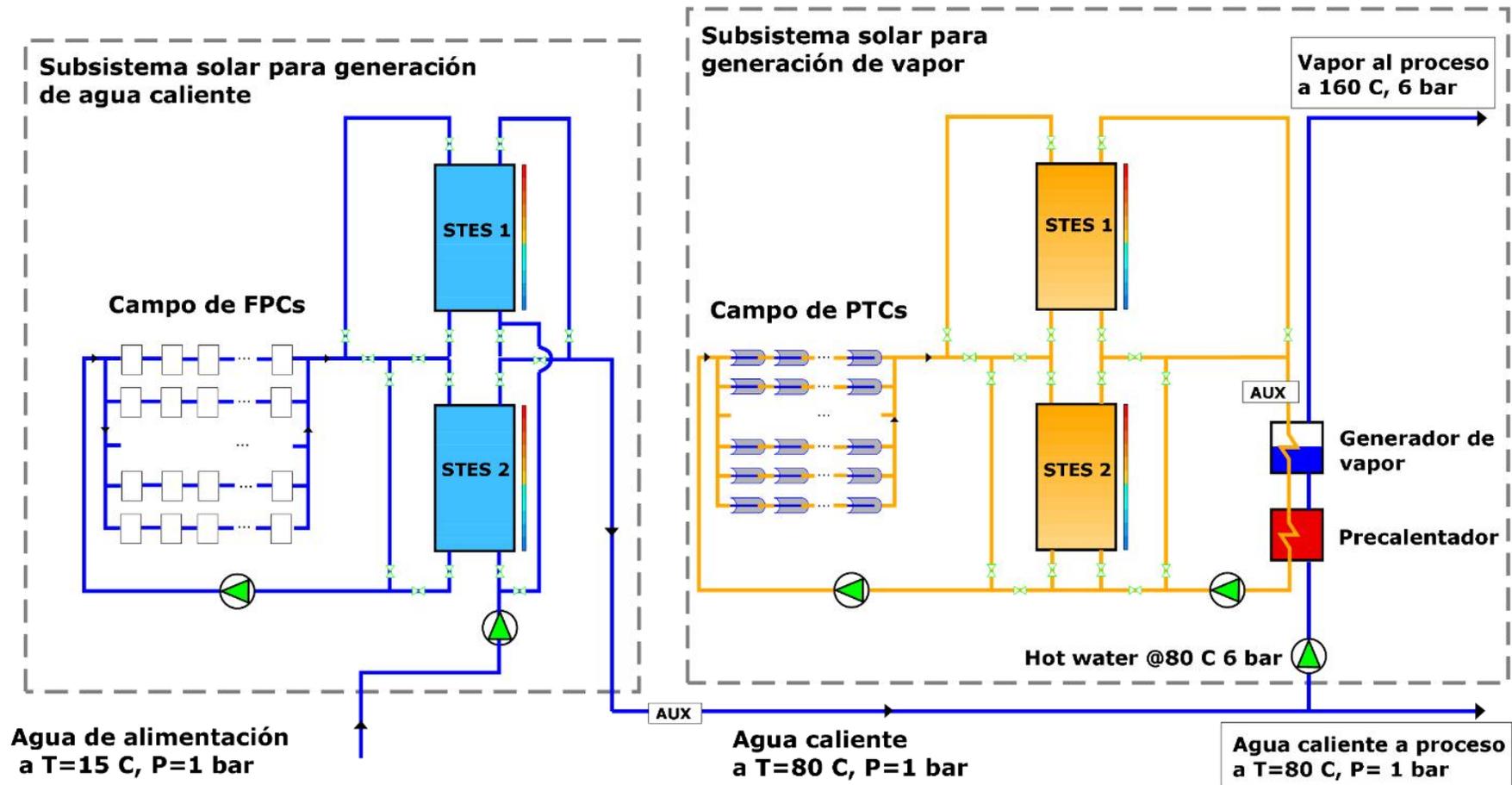


Figura 10. Planta solar propuesta: subsistema para generación de agua caliente y subsistema para generación de vapor acoplados.

2.3 Modelo matemático

2.3.1 Colectores y concentradores solares

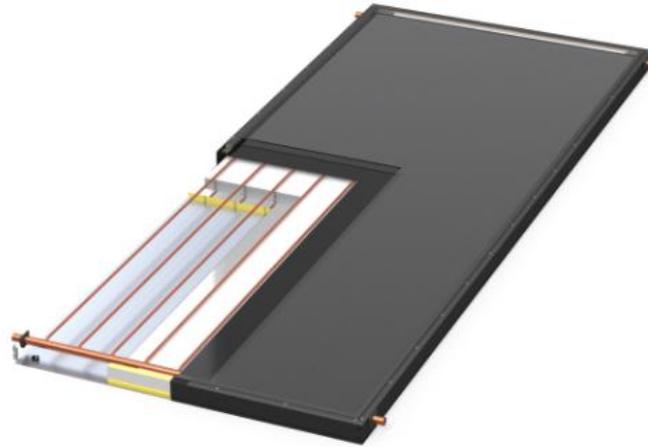


Figura 11. Colector solar de placa plana (*Thermoray Series TR | SunEarth, n.d.*).

Un colector solar es un tipo especial de intercambiador de calor que transforma la radiación solar en energía térmica. En un colector solar, la transferencia de energía se realiza desde una fuente distante de energía radiante, el sol, a un fluido de trabajo. El flujo de radiación incidente, puede alcanzar aproximadamente 1100 W/m^2 (sin concentración óptica), y es variable. El rango de longitud de onda va desde 0.3 a $3 \mu\text{m}$. Los colectores de placa plana pueden ser diseñados para aplicaciones que requieren una entrega de energía a temperaturas moderadas, hasta quizás 100°C por encima de la temperatura ambiente (Duffie and Beckman, 2013b). Utilizan tanto la radiación solar directa como la difusa, no requieren seguimiento solar y necesitan poco mantenimiento. Son mecánicamente más simples que los concentradores solares.

Entre las aplicaciones más relevantes de este tipo de colectores están: el calentamiento de agua residencial, calefacción de edificios, aire acondicionado y calor de proceso industrial, como es el caso del presente estudio. Las partes más importantes de un colector solar de placa plana incluyen una superficie negra que absorbe la radiación solar y la transfiere hacia el fluido de trabajo, una cubierta transparente que reduce las pérdidas por convección y radiación hacia la atmósfera y una cubierta aislante en la parte posterior que minimiza las pérdidas por conducción (ver Figura 11). Los colectores de placa plana

generalmente se instalan en una posición fija y su orientación se optimiza según la ubicación específica, a una inclinación en la que tengan un rendimiento promedio anual óptimo. Normalmente ésta es igual a la latitud de la ubicación considerada.

Para investigar el rendimiento de la planta solar, particularmente del subsistema para generación de agua caliente, es necesario modelar el rendimiento térmico de cada colector. A partir de las especificaciones técnicas proporcionadas por el fabricante, es posible determinar la ganancia de calor útil (Q_u) para cada colector de acuerdo a la ecuación de eficiencia. Para el campo de colectores de placa plana se tiene:

$$Q_u^{FPC} = A_u^{FPC} I_t \left[K(\theta)_{FPC} c_0 - c_1 \frac{(T_i - T_a)}{I_t} \right] \quad (1)$$

donde A_u^{FPC} es el área útil del campo de FPCs, I_t es la irradiación global en el plano inclinado, $K(\theta)_{FPC}$ es el modificador de ángulo de incidencia, T_i es la temperatura de entrada del fluido, T_a es la temperatura ambiente, c_0 es la eficiencia óptica y c_1 es el coeficiente de pérdidas térmicas ($c_0 = 0.709$, $c_1 = 6.801$).



Figura 12. Concentrador de tiro parabólico (SPF Institute for Solar Technology | OST, n.d.).

Para obtener temperaturas más elevadas que las proporcionadas por los colectores de placa plana es necesario disminuir el área en la que ocurren las pérdidas térmicas en el colector solar. Esto se logra colocando un dispositivo óptico entre la fuente de radiación y la superficie que absorbe esta radiación, creando así un concentrador solar. Un absorbedor pequeño implica menores pérdidas térmicas que un

absorbedor de placa plana a la misma temperatura. Existen diversos dispositivos de concentración solar, sin embargo, la tecnología más empleada para el rango de temperatura media son los concentradores de tiro parabólico. Estos concentradores utilizan espejos curvos con forma parabólica para reflejar la radiación solar incidente y reflejarla sobre un tubo absorbedor colocado en la línea focal de la parábola. Al concentrar la energía solar, es posible elevar significativamente la temperatura del fluido de trabajo que circula a través del tubo absorbedor, permitiendo alcanzar niveles de temperatura adecuados para procesos industriales a mediana temperatura. Los principales componentes del concentrador de tiro parabólico son: la superficie reflectora (espejo parabólico), el tubo absorbedor, el sistema de seguimiento solar que orienta el concentrador para que la radiación normal directa incida perpendicularmente sobre la superficie reflectora y una estructura de soporte (Duffie and Beckman, 2013a) (ver Figura 12).

Para calcular el calor útil obtenido por un PTC, previamente caracterizado, se utiliza su ecuación de eficiencia:

$$Q_u^{PTC} = A_u^{PTC} DNI \left[K(\theta)_{PTC} \eta_0 - a_1 \frac{(T_i - T_a)}{DNI} - a_2 \frac{(T_i - T_a)^2}{DNI} \right] \quad (2)$$

donde A_u^{PTC} es el área útil del campo de PTCs, DNI es la radiación normal directa, $K(\theta)_{PTC}$ es el modificador de ángulo de incidencia, η_0 es la eficiencia óptica ($\eta_0 = 0.689$) y $a_{1,2}$ son los coeficientes de pérdidas térmicas ($a_1 = 0.36$, and $a_2 = 0.0011$). El ajuste de la curva proporcionada por los fabricantes en la hoja de datos técnicos para los modificadores de ángulo de incidencia son los siguientes:

$$K(\theta)_{FPC} = 1.00087 - (0.00247)\theta + (1.47654 \times 10^{-4})\theta^2 - (3.69367 \times 10^{-6})\theta^3 + (1.09266 \times 10^{-6})\theta^4 \quad (3)$$

$$K(\theta)_{PTC} = 0.99807 + (0.00043304)\theta - (0.00018659)\theta^2 + (5.4105 \times 10^{-6})\theta^3 - (6.5303 \times 10^{-8})\theta^4 \quad (4)$$

2.3.2 Tanque estratificado

Un aspecto importante relacionado con el rendimiento de un sistema de almacenamiento de energía

térmica y los sistemas solares es la estratificación. La estratificación se refiere a la existencia de un gradiente de temperatura en el tanque de almacenamiento térmico de calor sensible. Dicho gradiente permite la separación del fluido a diferentes temperaturas, en ausencia de un elemento de mezclado. Se pueden encontrar diversos estudios en la bibliografía que cuantifican los efectos de la estratificación y su implicación en el rendimiento de los sistemas solares de agua caliente. Cristofari y colaboradores (Cristofari et al., 2003) han reportado mejoras en el rendimiento de hasta un 37%, dependiendo de la naturaleza de la carga. Además del evidente beneficio termodinámico de maximizar la temperatura disponible, un tanque estratificado tiene la ventaja de entregar agua caliente temprano en el día (reduciendo así el uso de calor auxiliar) y devolver el fluido más frío a los colectores solares. Dado que la eficiencia de los colectores solares disminuye a temperaturas más altas, esta última característica contribuye a mejorar la eficiencia del campo solar y de la planta solar en conjunto. Por lo tanto, es altamente deseable desarrollar sistemas de almacenamiento que promuevan altos niveles de estratificación térmica.

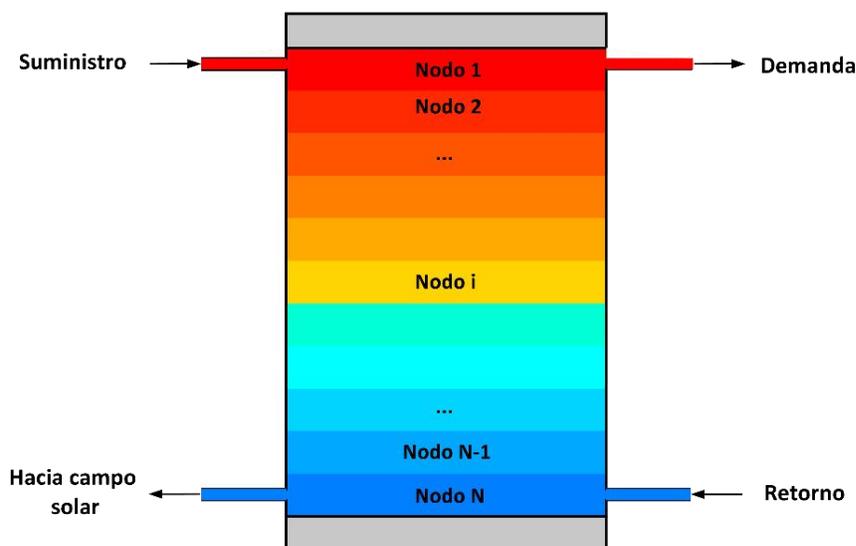


Figura 13. Esquema de tanque estratificado. División en N nodos.

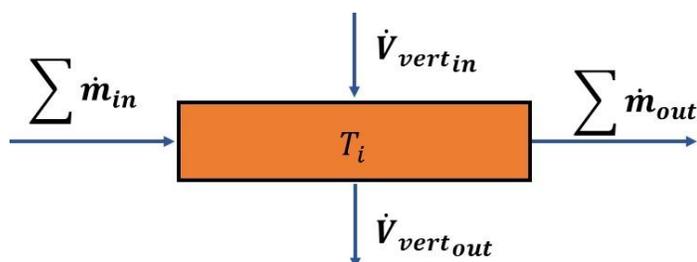


Figura 14. Balance de flujo másico para el nodo i-ésimo.

Existen diferentes modelos para describir la evolución temporal de la temperatura de un fluido dentro de un tanque STES. El modelo más sencillo es el de un tanque mezclado (0D), pero no puede reproducir el proceso de estratificación. Los métodos unidimensionales (1D) como el modelo de múltiples nodos dividen el tanque en varios discos o nodos en los que las propiedades termo-físicas se asumen constantes para después aplicar ecuaciones de balance de energía a cada nodo y resolver numéricamente este conjunto de ecuaciones. Los métodos bidimensionales y tridimensionales (2D y 3D) son mucho más complejos, ya que resuelven las ecuaciones de balance de energía, momentum y masa en cada uno de los volúmenes de control en los que se divide el tanque. Pueden predecir la dinámica del flujo y la temperatura de los procesos de carga y descarga, así como fenómenos adicionales como la convección natural. Los modelos 2D y 3D pueden ser muy útiles para el diseño del tanque. Sin embargo, estudios comparativos han demostrado que los modelos 1D y 2D predicen perfiles de temperatura a lo largo del tanque similares en el tiempo; por lo tanto, por simplicidad, en este trabajo se utilizó el modelo de múltiples nodos 1D desarrollado por Cadau y colaboradores (Cadau et al., 2019). Considerando el tanque STES estratificado como el que se muestra en la Figura 13, la aplicación de las ecuaciones de conservación de masa (ver Figura 14) y energía en el nodo i -ésimo da como resultado:

$$\dot{V}_{vert\ out} = \frac{\dot{m}_{in}}{\rho(T_{in})} + \dot{V}_{vert\ in} - \frac{\dot{m}_{out}}{\rho(T_i)} \quad (5)$$

$$MC_p \frac{dT_i}{dt} = \sum \dot{m}_{in} C_p T_{in} - \sum \dot{m}_{out} C_p T_i - \dot{V}_{vert\ out} \rho(T_{vert\ out}) C_p T_{vert\ out} \quad (6)$$

$$+ \dot{V}_{vert\ in} \rho(T_{vert\ in}) C_p T_{vert\ in} + k(T_{i-1} - T_i) - k(T_i - T_{i+1}) - UA(T_i - T_a)$$

$$T_{vert\ in} = \begin{cases} T_{i-1} & \text{if } \dot{V}_{vert\ in} > 0 \\ T_i & \text{if } \dot{V}_{vert\ in} < 0 \end{cases} \quad (7)$$

$$T_{vert\ out} = \begin{cases} T_i & \text{if } \dot{V}_{vert\ out} > 0 \\ T_{i+1} & \text{if } \dot{V}_{vert\ out} < 0 \end{cases} \quad (8)$$

donde \dot{V} es el flujo volumétrico, ρ es la densidad del fluido, T es la temperatura, M es la masa, C_p es el

calor específico, k es la conductividad térmica, t es el tiempo y U es el coeficiente global de pérdidas. Los subíndices in y out denotan entrada o salida respectivamente y $vert$ implica flujo vertical. Por convención, en este trabajo \dot{V}_{vertin} y $\dot{V}_{vertout}$ se asumen positivos cuando el flujo va en sentido descendente. Entonces, los nodos correspondientes a T_{vertin} y $T_{vertout}$ fueron definidos de la siguiente manera:

El balance de energía de la ecuación (6) considera el flujo de energía externa que entra, flujo de energía que sale, los términos de transporte, la transferencia de calor por flujo de energía entre nodos adyacentes (términos pseudo-conductivos) y las pérdidas térmicas hacia el ambiente. El conjunto resultante de ecuaciones se puede resolver mediante el método de Euler hacia adelante para encontrar la evolución temporal de la temperatura en cada nodo. El modelo 1D de Cadau es válido solamente cuando hay una circulación externa, es decir, carga o descarga. Cuando el tanque se deja en modo de espera, el fluido experimenta convección natural, y la ecuación (6) puede dar resultados físicamente inconsistentes en los perfiles de temperatura a lo alto del tanque. Sin embargo, este problema se puede resolver mediante artificios computacionales como la inversión de temperatura, donde, siguiendo el argumento de que el valor de temperatura más alto debe de estar en la parte superior del tanque en cualquier momento dado, se puede dar una instrucción simple al algoritmo de corregir el perfil.

2.3.3 Intercambiadores de calor (HX)

Un intercambiador de calor es un dispositivo diseñado para transferir calor entre dos fluidos que se encuentran a diferentes temperaturas, separados por una barrera sólida. Este proceso de intercambio ocurre en diversas aplicaciones de ingeniería, incluyendo calefacción de espacios, aire acondicionado, producción de energía, recuperación de calor y procesamiento químico. En el caso específico del presente estudio se utilizaron intercambiadores de calor dentro del subsistema de generación de vapor para transferir energía térmica del aceite térmico a la línea de agua caliente (previamente calentada por el subsistema de generación de agua caliente) y así en una primera etapa llevar el agua caliente a condiciones de saturación mediante el precalentador y posteriormente cambiarla a vapor saturado en el generador de vapor. En las Figuras 13 y 14 se observan los esquemas de los intercambiadores de calor, así como la potencia térmica intercambiada en cada etapa, primeramente en el pre-calentador para pasar de la temperatura de entrada $T_{in} = 80^{\circ}\text{C}$ a la temperatura de saturación para la presión de operación (6 bar) $T_{sat} = 160^{\circ}\text{C}$, y posteriormente para realizar el cambio de estado de acuerdo a la entalpía de vaporización h_{fg} .

Por su robustez, versatilidad, capacidad para manejar altas presiones y temperaturas, así como por su facilidad de mantenimiento se seleccionó un intercambiador de tubos con coraza para el generador de vapor. Este tipo de intercambiadores está compuesto por un haz de tubos situados dentro de una carcasa, de manera que el fluido caliente circula por los tubos mientras que el fluido frío circula por el espacio anular que los rodea (ver Figura 17). Para el precalentador se seleccionó un intercambiador de placas planas paralelas a contraflujo (ver Figura 18). Este tipo de intercambiadores cuentan con alta eficiencia térmica ya que presentan una gran área de superficie en un volumen relativamente pequeño, permitiendo diseños más compactos. El diseño en contracorriente permite un mayor aprovechamiento de la diferencia de temperatura a lo largo de la superficie de contacto, optimizando la transferencia de calor.

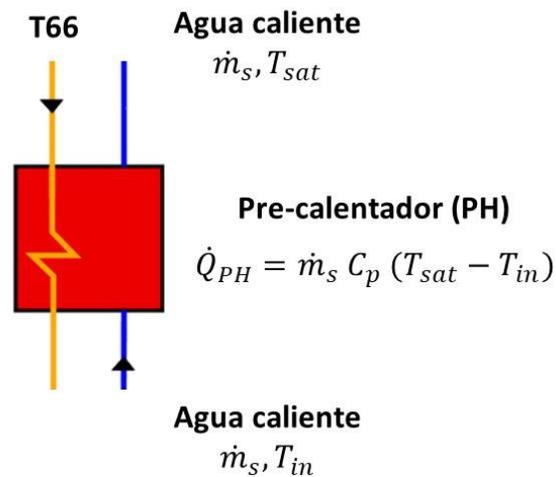


Figura 15. Potencia térmica en el proceso de intercambio de calor llevado a cabo en el pre-calentador.

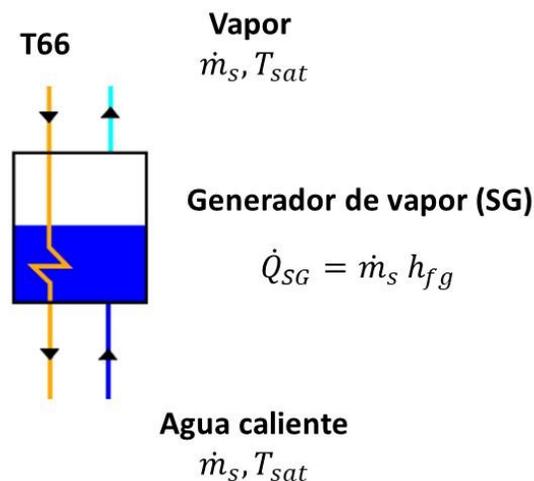


Figura 16. Potencia térmica en el proceso de intercambio de calor llevado a cabo en el generador de vapor.

Mediante análisis de primera ley se identificaron las combinaciones de flujo másico del aceite térmico y de temperatura objetivo que satisficieran la ecuación (9), como se ilustra en la Figura 17, fijando la temperatura de salida del aceite térmico del generador de vapor a 170°C como temperatura de diseño y considerando el flujo másico de vapor máximo demandado ($\dot{m}_s = 0.22 \text{ kg/s}$).

$$\dot{m}_s h_{fg} = \dot{m}_{T66} C_p (T_{obj} - 170^\circ\text{C}) \quad (9)$$

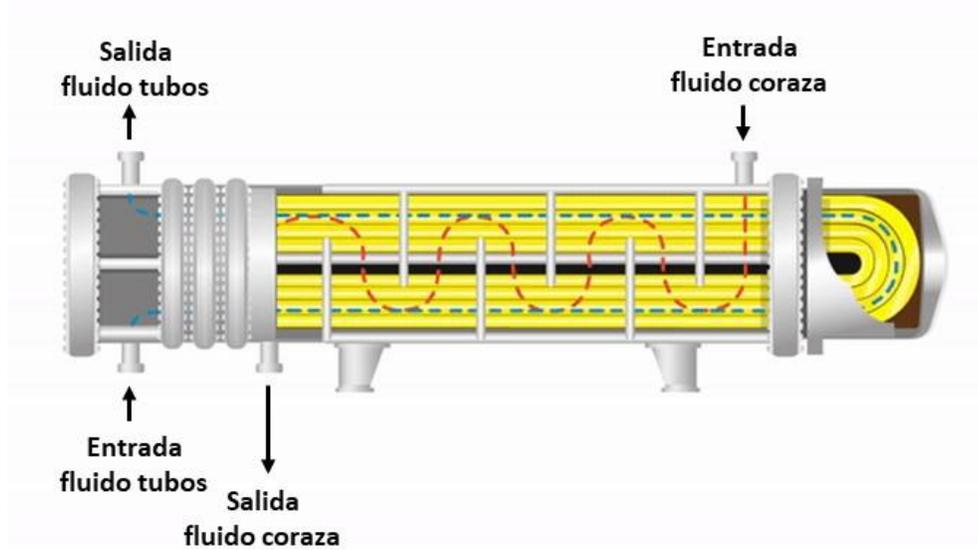


Figura 17. Esquema de intercambiador de tubos con coraza. Imagen tomada de internet (*Intercambiadores de Calor 101 - Segunda Parte: Tubo y Carcaza, n.d.*)

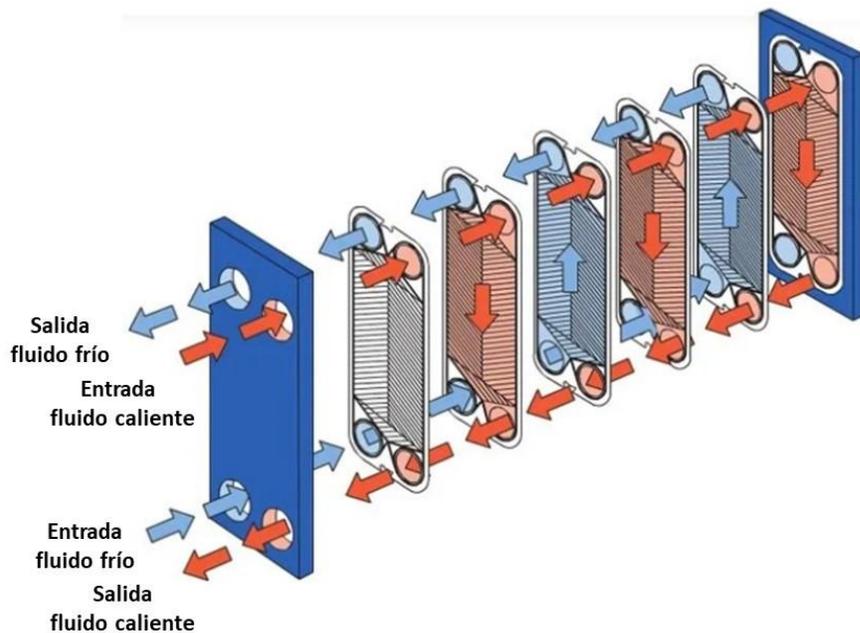


Figura 18. Esquema de intercambiador de placa plana a contraflujo. Imagen tomada de internet (*Intercambiadores de Calor - Ingeniero Marino, n.d.*).

De esta manera, considerando el rango de temperatura de operación de los concentradores PTCs seleccionados y de acuerdo a lo sugerido por Silva y colaboradores (Silva et al., 2013) se fijó la temperatura objetivo en $T_{obj} = 252 \text{ }^\circ\text{C}$. Dado a que en cada intervalo de descarga de la demanda de vapor se tiene distinto flujo másico, se tiene en consecuencia un flujo másico distinto de aceite térmico T66 fluyendo a través de los intercambiadores en cada uno de estos intervalos de acuerdo a la temperatura objetivo fijada. La Tabla 3 muestra estos flujos másicos.

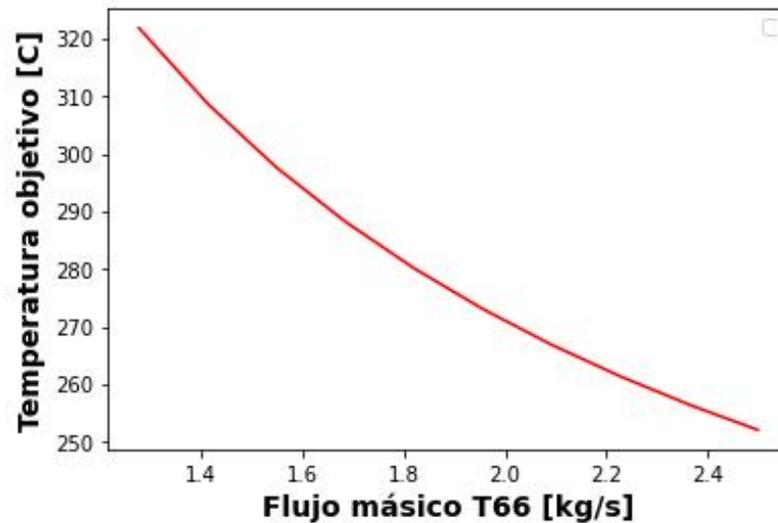


Figura 19. Combinaciones posibles de flujo másico del aceite térmico (T66) y temperatura objetivo de acuerdo a análisis de primera ley.

Tabla 3. Correspondencia de flujos másicos de vapor demandado y aceite térmico circulando por los intercambiadores de acuerdo al análisis de primera ley de la termodinámica y a la temperatura objetivo fijada.

Intervalo	Flujo másico de vapor demandado [kg/s]	Flujo másico de aceite térmico correspondiente [kg/s]
1	0.01	0.11
2	0.19	2.15
3	0.22	2.5
4	0.01	0.11

El dimensionamiento de los intercambiadores de calor se basó en el método ϵ -NTU (efectividad-número de unidades de transferencia). Primeramente se calcularon las tasas de capacidad calorífica de cada fluido (C_{min} y $C_{m\acute{a}x}$ de acuerdo a su valor), después se calculó la eficiencia del intercambiador, definida como la relación entre la potencia térmica real transferida y la potencia máxima posible, posteriormente

de acuerdo a la geometría del intercambiador se calcularon el número de unidades de transferencia y finalmente, mediante la ecuación (10) se calculó el área de intercambio de calor.

$$NTU = \frac{U A}{C_{min}} \quad (10)$$

El generador de vapor se modeló como un intercambiador de tubo con coraza. Este tipo de intercambiadores y se empleó la ecuación (11):

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (11)$$

Por su parte, el precalentador se modeló como un intercambiador de placas planas en contraflujo, se calculó su efectividad mediante la ecuación (12):

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C^*)]}{1 - C^* \exp[-NTU(1 - C^*)]} \quad (12)$$

donde $C^* = C_{min}/C_{máx}$. De acuerdo con Fernández-Torrijos y colaboradores (Fernández-Torrijos et al., 2016) las relaciones ε -NTU para un intercambiador de calor de tubos concéntricos son válidas para un intercambiador de calor de placas paralelas siempre que el número de placas sea lo suficientemente grande (más de 40). Los parámetros geométricos de diseño obtenidos para cada intercambiador se muestran en la Tabla 4.

Tabla 4. Parámetros geométricos y coeficientes globales de transferencia de calor obtenidos para los intercambiadores de calor.

Generador de vapor (SG)		Economizador (Precalentador PH)	
Número tubos, N	23	Número de placas, N	100
Longitud, L	12.45 m	Longitud, L	0.66 m
Diámetro interno de los tubos, D_i	12.7 mm	Distancia entre placas, a	6.61 mm
Diámetro externo de los tubos, D_o	20.7 mm	U	23.4 W/m ² ·K
U_i	1084.9 W/m ² ·K		

2.3.4 Dimensionamiento de la planta solar y modos de operación

El tamaño de la planta solar se basó en la demanda anual de calor y la irradiación solar promedio anual disponible en la ubicación propuesta de la cervecería en la ciudad de Ensenada B.C., México (31.9o N, 116.7o O). Para maximizar la colección de energía durante todo el año, la posición asumida para cada colector FPC fue orientación sur e inclinación de 30o. Cada concentrador PTC se modeló con una posición del eje longitudinal orientado norte-sur y se asumió seguimiento solar en la dirección este-oeste.

Los campos solares de colectores y concentradores se dimensionaron de acuerdo con la demanda energética anual y a los valores de irradiación solar y eficiencia promedio, como se muestra en las ecuaciones (13) y (14):

$$N_{FPC} = \frac{AEC_{hw}}{\bar{I}_t A_u^{FPC} \bar{\eta} t} \quad (13)$$

$$N_{PTC} = \frac{AEC_s}{DNI A_u^{PTC} \bar{\eta} t} \quad (14)$$

donde N es el número de colectores o concentradores de acuerdo con el subíndice, AEC es el consumo energético anual, \bar{I}_t es la irradiación global promedio en el plano inclinado, A_u es el área útil, $\bar{\eta}$ es la eficiencia promedio anual y t son los días de operación de la planta. Se obtuvieron 250 colectores FPC y 40 concentradores PTC. El diseño del arreglo de los campos solares se realizó con base en la temperatura objetivo de cada subsistema.

Se disponen los colectores necesarios en serie hasta alcanzar dicha temperatura, teniendo en cuenta las condiciones promedio anuales y operando con el flujo másico de diseño de cada colector. Para el campo solar de FPCs, se organizó en bloques de cinco colectores conectados en paralelo, que luego se conectaron en serie para formar una línea compuesta por diez bloques. En total, el campo solar constó de cinco líneas conectadas en paralelo, tal como se ilustra en la Figura 20. El arreglo del campo solar de PTCs se compuso de ocho líneas, cada una formada por cinco PTCs conectados en serie, que a su vez se conectan en paralelo, como se puede ver en la Figura 21.

El volumen de los tanques de almacenamiento térmico STES para el suministro directo de agua caliente se determinó de acuerdo a la demanda de flujo másico de un lote. Similarmente, el volumen de los

tanques para la generación de vapor se determinó con base en el flujo másico de aceite necesario para intercambiar calor y generar el vapor correspondiente a un lote de producción. Cada uno de los tanques se modelaron con una forma cilíndrica y una relación de aspecto (altura/diámetro) de tres para minimizar el coeficiente de mezclado y maximizar la estratificación (Karim et al., 2018). En la Tabla 5 se resumen los parámetros principales de la planta solar.

Debido a la característica variable en el perfil de demanda se decidió implementar solamente dos modos de operación de la planta: carga y descarga de tanques. En este sentido, el propósito del campo de colectores y concentradores solares fue solamente el de proporcionar la energía térmica necesaria para la carga de los tanques. Los flujos másicos y la demanda de calor del primer lote (6am-12pm) se suministraron con la descarga de un tanque de agua caliente y un tanque de aceite térmico T66 previamente cargados el día anterior para cubrir la demanda de agua caliente y vapor respectivamente. De manera simultánea, durante este primer periodo, los otros dos tanques se cargaron para ser utilizados en el segundo lote (12pm-6pm). A lo largo de este segundo periodo, los primeros dos tanques se cargaron para la operación del día siguiente. Por las noches, los tanques se dejaron en modo de espera, con una pérdida de calor hacia el ambiente de $1 \text{ W/m}^2\text{K}$ (Cruickshank & Harrison, 2010; González-Altozano et al., 2015).

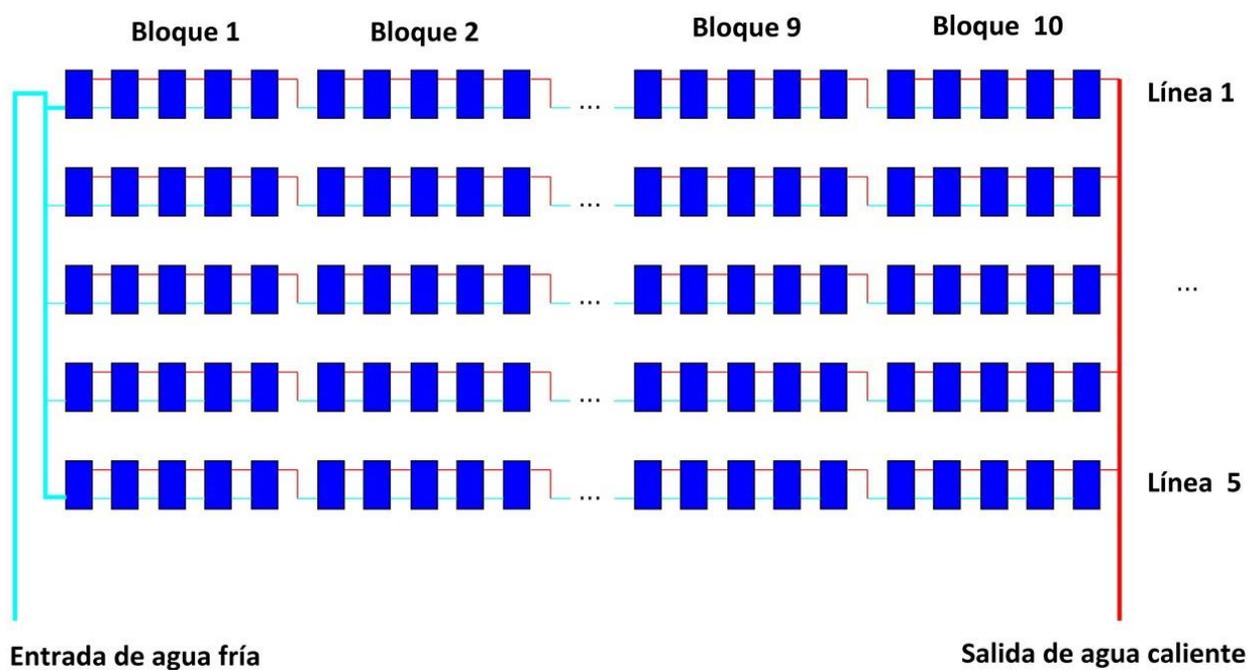


Figura 20. Distribución del campo solar de FPCs.

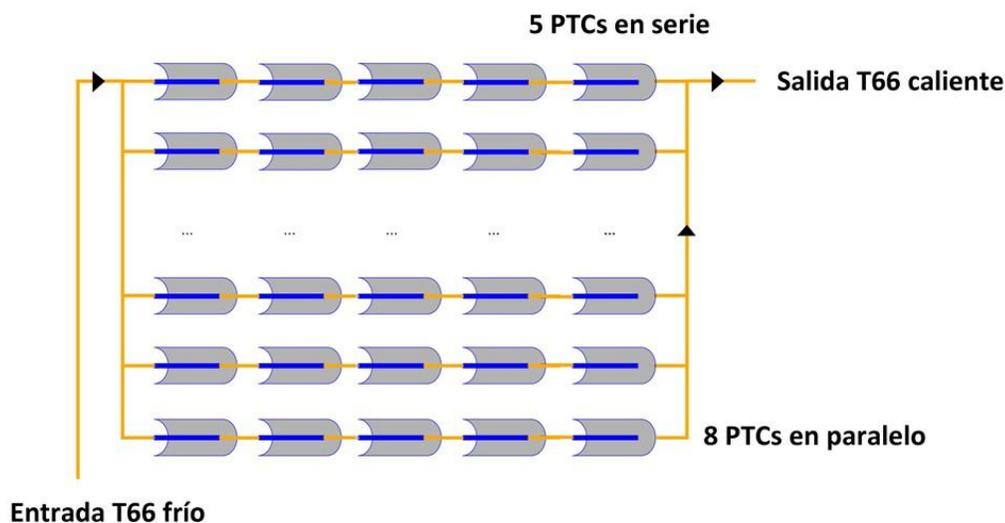


Figura 21. Distribución del campo solar de concentradores PTCs.

En las Figuras 22 y 23 se presentan nuevamente los diagramas de los subsistemas de la planta solar con las válvulas requeridas para los dos modos de operación mencionados anteriormente. Las válvulas que requieren ser abiertas se indican en la Tabla 6. Durante el modo de carga, agua fría proveniente del último nodo en la parte inferior del tanque estratificado circula hacia el campo solar de FPCs para ganar energía térmica y entrar por la parte superior del tanque alimentando el primer nodo e incrementando su temperatura. En el escenario ideal, cada uno de los nodos del tanque alcanza la temperatura objetivo $T_{set}^{hw} = 80^{\circ}\text{C}$. Durante el modo de descarga, agua caliente proveniente del nodo superior es dirigida directamente al proceso, mientras que agua de alimentación entra por la parte inferior del tanque en un esquema de circuito abierto.

Tabla 5. Tamaño y parámetros de operación de la planta solar propuesta.

Parámetro	Subsistema de agua caliente	Subsistema de vapor
	(1 bar, 80 °C)	(6 bar, 160 °C)
Tipo de colector solar	FPC	PTC
Área total de colección	862.5 m ²	738 m ²
Fluido de transferencia de calor	Water	Therminol 66 [®]
Flujo másico por colector	0.072 kg/s	0.441 kg/s
Flujo másico del campo solar	1.805 kg/s	3.530 kg/s
Volumen de tanque STES	36 m ³	33 m ³
Área de intercambio de calor (SG)	-	18.62 m ²
Área de intercambio de calor (PH)	-	43.22 m ²

El mismo esquema de carga se aplicó a cada tanque estratificado con aceite térmico T66 pero con una temperatura objetivo $T_{set}^{T66} = 252^{\circ}\text{C}$. Sin embargo, para la descarga se empleó un ciclo cerrado: aceite caliente a la temperatura objetivo se envía a los intercambiadores de calor, regresando al tanque a una temperatura de retorno $T_{ret}^{T66} = 155^{\circ}\text{C}$. En paralelo, agua caliente entra al precalentador para alcanzar condiciones de saturación y posteriormente al generador de vapor para cambiar de fase.

Para cuantificar la viabilidad de la planta solar, es común utilizar el concepto de fracción solar (S_f), el cual representa la relación entre el calor solar entregado al proceso (Q_u) y el calor demandado por el proceso ($Q_{proceso}$):

$$S_f = \frac{Q_u}{Q_{proceso}} \quad (15)$$

Cuando la planta solar no logra alcanzar las temperaturas objetivo, se emplea un sistema de calentamiento auxiliar para proporcionar el calor adicional y cumplir con el requisito. Por lo tanto, ($Q_{proceso}$) también se puede expresar como la suma del calor solar y el calor auxiliar (Q_{aux}).

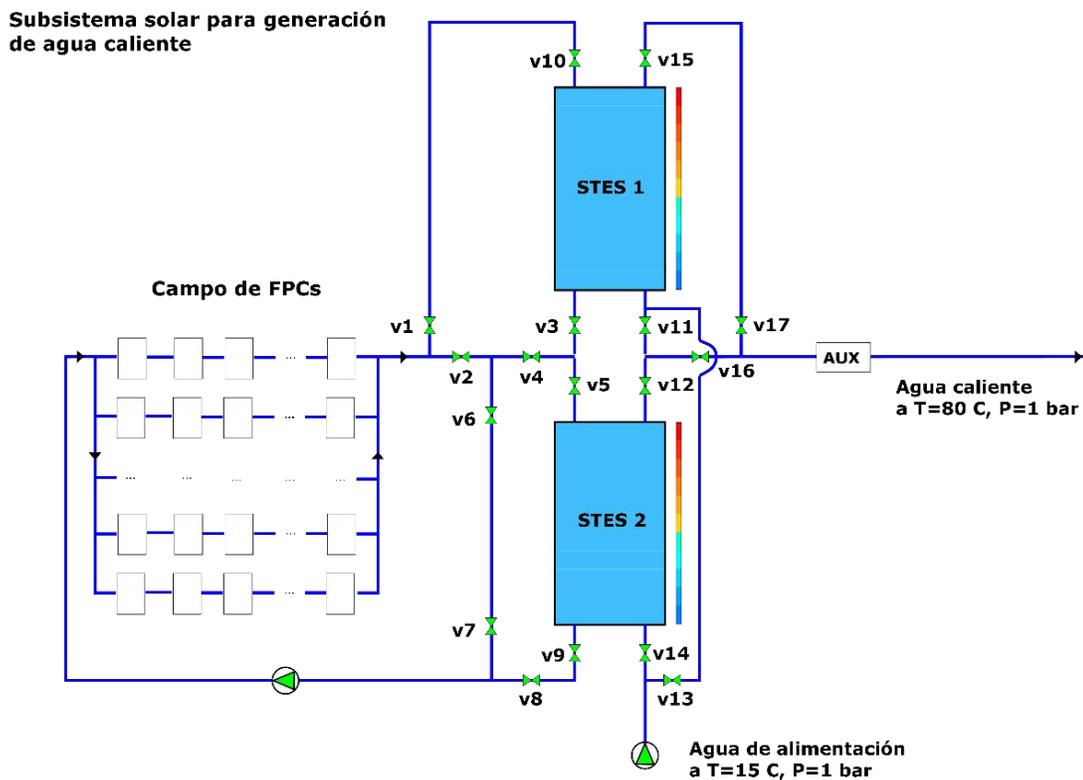


Figura 22. Subsistema solar para generación de agua caliente. Esquema con válvulas numeradas.

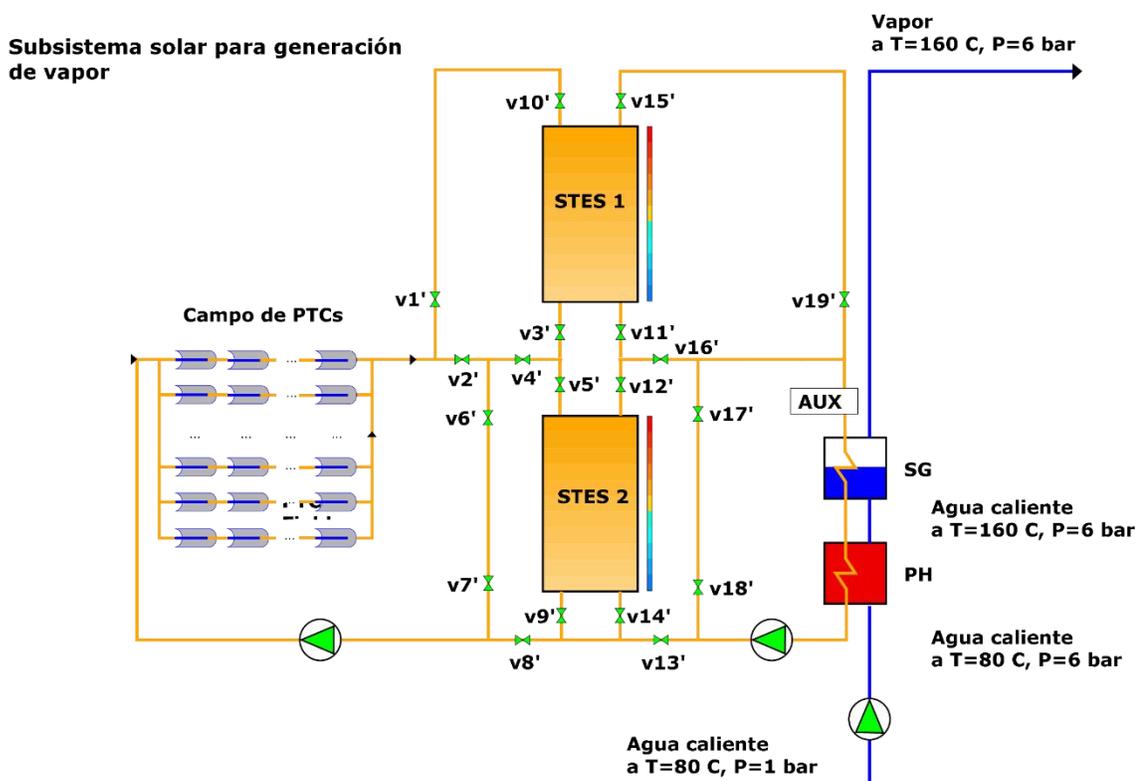


Figura 23. Subsistema solar para generación de vapor. Esquema con válvulas numeradas.

Tabla 6. Válvulas que deben ser abiertas en cada modo de operación de la planta

Modo de operación	Subsistema agua caliente	Subsistema vapor	Periodo
STES 1 descarga	v13, v15, v17	v15', v19', v18', v17', v16', v11'	6 am–12 pm
STES 2 carga	v2, v4, v5, v9, v8	v2', v4', v5', v9', v8'	6 am–12 pm
STES 2 descarga	v14, v12, v16	v12', v16', v13', v14'	12 pm–6 pm
STES 1 carga	v1, v10, v3, v4, v6, v7	v1', v10', v3', v4', v6', v7'	12 pm–6 pm

2.3.5 Método de solución y validación

Para modelar el rendimiento térmico de la planta solar propuesta, se desarrolló una herramienta numérica desarrollada en el software de acceso libre Python. Las propiedades termofísicas se obtuvieron de la biblioteca gratuita CoolProp (Bell et al., 2014). Para simular las condiciones meteorológicas, se empleó un Año Típico Meteorológico (TMY, por sus siglas en inglés). Un TMY es una recopilación de datos representativos de una localidad específica, estructurados en valores horarios a lo largo de un año.

Estos datos se generan a partir de información meteorológica de acceso gratuito, como la proporcionada por el Proyecto de Energía de la NASA (*Interactive Weather Satellite Imagery Viewers from NASA MSFC*).

El TMY se construyó seleccionando un mes típico del periodo considerado a través de análisis estadístico, y luego uniendo los meses seleccionados para formar el año típico. Este tipo de datos climáticos es ampliamente utilizado para el análisis de sistemas cuyo rendimiento depende de las condiciones meteorológicas, como es el caso del presente estudio. El método SANDIA desarrollado por Sandia Laboratories es el más usado, y se puede resumir en los siguientes pasos (Sawaqed et al., 2005):

1. Como primer paso, se construye una función de distribución acumulativa (CDFs, por sus siglas en inglés). Dicha función representa la probabilidad que un parámetro asuma cierto valor diario. Primeramente se acomodan los datos en orden ascendente, después de lo cual se procede a calcular el *CDF*:

$$CDF_j = \frac{1}{n}j, \quad j = 1, 2, \dots, n \quad (16)$$

donde n representa el número de días del mes y j representa el orden de los datos ya acomodados del menor al mayor.

2. Se realizan los *CDF* cortos (mensuales) y largos (promediados a lo largo de los años).
3. Se seleccionan cinco meses candidatos. Estos candidatos son los que presentan menor diferencia entre los *CDF*s cortos y largos:
 - a. Para cada mes en consideración, calcular la estadística Finkelstein-Schafer (FS), el cual representa la diferencia promedio mensual entre el *CDF* corto y largo. Se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$FS_j = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \delta_i \quad (17)$$

donde δ_i representa la diferencia absoluta entre el *CDF* corto y largo para el día i -ésimo del mes, n el número de días en el mes y j el parámetro a considerar.

- b. Dependiendo de la aplicación del TMY, algunos índices son considerados más importantes que otros. En el caso de la energía solar, se le da más peso al flux solar que a los demás parámetros.

$$WS = \sum_{j=1}^n w_j FS_j \quad (18)$$

4. Los cinco meses candidatos son evaluados según su cercanía al CDF largo y a la mediana para los índices de temperatura ambiente y radiación global.
5. Después se evalúa la persistencia de la temperatura de bulbo seco y la radiación global horizontal diaria.
6. Basado en la evaluación del paso anterior, se selecciona un mes de los cinco.
7. Los doce meses seleccionados a ser incluidos en el TMY son concatenados para conformar un año completo. Las discontinuidades en las interfaces del mes por 6 h de cada lado son suavizadas utilizando técnicas de ajuste de curvas.

Los valores de irradiación mensual acumulada en el plano inclinado (I_t), la irradiación normal directa (DNI) y la temperatura ambiente promedio (T_a) obtenidos mediante el TMY se muestran en la Figura 11. Se realizaron simulaciones para los 365 días del año. El diagrama de flujo del proceso de solución para la carga y descarga del tanque STES 1 se proporciona en la Figura 12. El intervalo de tiempo aplicado fue de 1 hora en la cual se consideraron condiciones de estado estable.

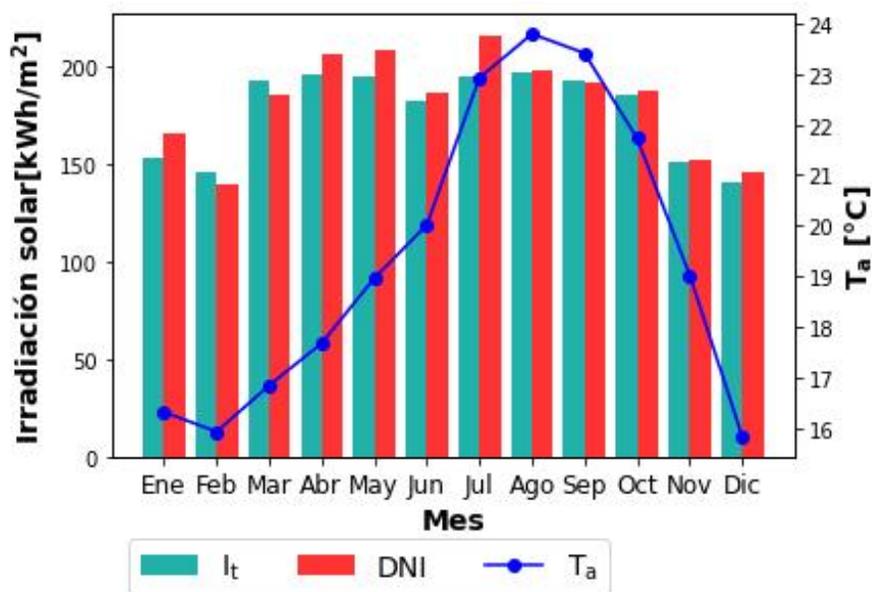


Figura 24. Irradiación solar mensual acumulada en el plano inclinado (I_t), radiación normal directa (DNI) y temperatura ambiente (T_a) promedio.

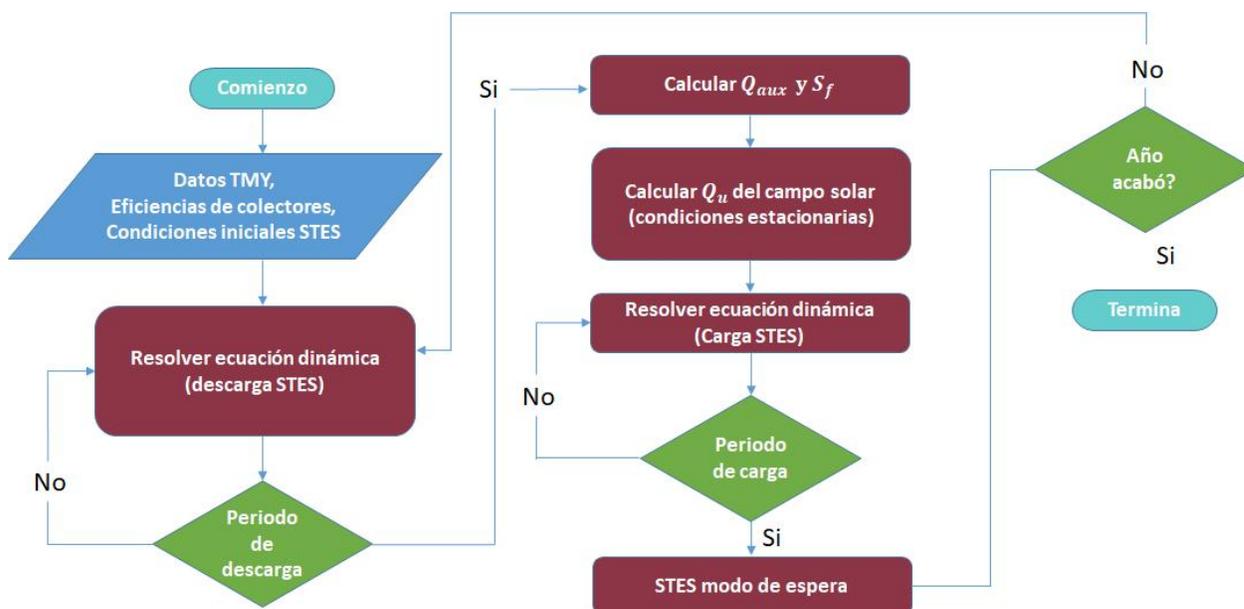


Figura 25. Diagrama de flujo del método de solución para la carga y descarga del tanque STES 1.

Las Ecuaciones (1) y (2), que describen la ganancia de calor de los colectores se basan en datos experimentales proporcionados por el fabricante, por lo tanto, no necesitan ser validadas. Por otro lado, si es requerida la validación para el modelo de los tanques STES. El proceso de carga fue validado con el trabajo experimental de González-Altozano y colaboradores (González-Altozano et al., 2015), quienes analizaron el proceso de carga de una tanque de agua caliente con un volumen de 0.9 m^3 (1.8 m de altura y 0.8 m de diámetro). Inicialmente el tanque tenía una temperatura inicial de 20°C ,

posteriormente, se entregó un flujo másico constante de $16 \text{ dm}^3/\text{min}$ a 52°C por la parte superior hasta que se reemplazó el 120% de su volumen ($t=4073 \text{ s}$). Doce termopares distribuidos uniformemente a lo largo del eje vertical midieron la temperatura cada 5 s. El coeficiente global de pérdidas a través de las paredes del tanque considerado fue de 5.77 W/k . La Figura 26 muestra la comparación entre la distribución de temperatura medida y los resultados obtenidos en el presente estudio empleando 12 nodos.

Puede verse en la Figura 26 que, al finalizar el tiempo de carga, casi todos los nodos experimentales alcanzaron la misma temperatura (aproximadamente 51°C), mientras que solamente ocho de los nodos simulados en el presente estudio se acercaron a esa temperatura. De acuerdo a Cadau y colaboradores (Cadau et al., 2019), esta desviación se debe al hecho de que los modelos 1D, como el utilizado en el presente estudio, no logran reproducir los fenómenos tridimensionales presentes en el tanque cuando hay un flujo de entrada alto en relación con el tamaño del tanque. Los nodos ubicados lejos de la sección de entrada son los que presentan las mayores desviaciones a las mediciones experimentales. A pesar de estas diferencias, se considera que los modelos 1D pueden predecir satisfactoriamente las temperaturas del tanque de almacenamiento sin un esfuerzo computacional excesivo (Oliveski et al., 2003), lo que es una ventaja para simulaciones numéricas de una planta solar completa durante todo el año. Adicionalmente, se realizó una verificación comparando los resultados del presente estudio con los dados por la metodología semi-analítica basada en la solución de la ecuación de difusión de calor (Ecuación (19)) desarrollada por Unrau y colaboradores (Unrau, n.d.). La solución a la ecuación de difusión para un medio semi-infinito con condición de frontera constante se presenta en la Ecuación (20):

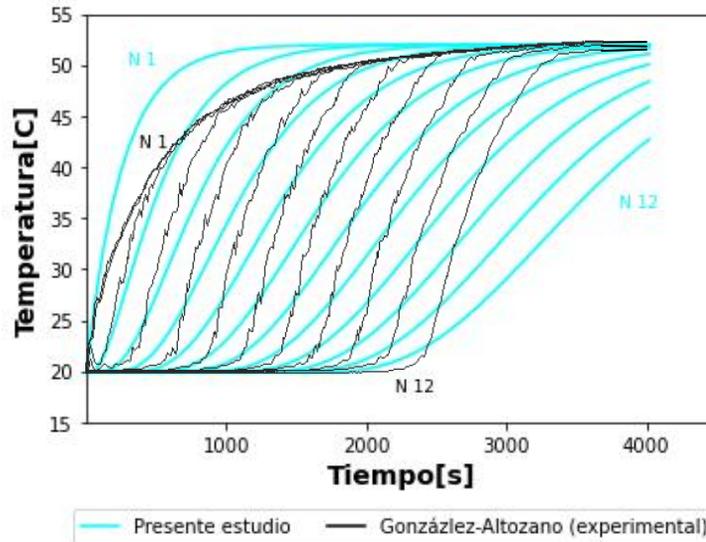


Figura 26. Comparación de los resultados obtenidos en el presente estudio y los resultados experimentales reportados por González-Altozano et al. usando 12 nodos. N1 hace referencia al nodo superior, N 12 hace referencia al nodo inferior.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (19)$$

$$\frac{T - T_0}{T_{inicial} - T_0} = \text{erf} \left(\frac{x}{\sqrt{4\alpha t}} \right) \quad (20)$$

donde T_0 es la temperatura en la frontera caliente, $T_{inicial}$ es la temperatura inicial del medio, α es la difusividad térmica, x es la profundidad, t el tiempo de simulación y erf es la función error. Ellos dividieron la solución en dos ecuaciones: una para la parte inferior del tanque (Ecuación (21)) y una para la parte superior (Ecuación (22)).

$$T_{inferior}(x, t) = T_{prom} + (T_c - T_{prom}) \text{erf} \left(\frac{x - C}{\sqrt{4\alpha t}} \right) \quad (21)$$

$$T_{superior}(x, t) = (T_c + T_h) - \left(T_{prom} + (T_c - T_{prom}) \text{erf} \left(\frac{C - x}{\sqrt{4\alpha t}} \right) \right) \quad (22)$$

En las ecuaciones (21) y (22) se consideró T_0 como la temperatura promedio ($T_{prom} = 0.5 (T_c + T_h)$) y $T_{inicial}$ como la temperatura fría (T_c). Un término adicional C se puede emplear para representar la ubicación del centro de la termoclina; cuando no hay ningún flujo presente C se localiza en el centro del tanque en una altura igual a $H/2$. En presencia de flujo, se asume que el fluido dentro del tanque se mueve unidimensionalmente y el centro de la termoclina C se mueve a una velocidad:

$$C(t) = \int_0^t \frac{\dot{m}_{in}(t^*)}{\rho A_c} dt^* \quad (23)$$

En este sentido, esta solución provee el máximo nivel de estratificación teórico, ya que el único mecanismo considerado que induce al mezclado o pérdidas térmicas es la difusión. Las curvas de los resultados obtenidos mediante el método semi-analítico y la simulación numérica del presente estudio en carga y descarga se presentan en la Figura 27. Con respecto a la verificación frente al método semi-analítico de Unrau representado en la Figura 27 (a), se aprecia un estrecho acuerdo entre los resultados de ambos métodos para todos los nodos.

Tabla 7. Resultados de validación y verificación del proceso de carga del tanque STES.

Temperaturas en los nodos del tanque STES durante la carga (°C)					
Nodo	González-Altozano et al. [26]	Unrau [30]	Presente estudio	Diferencia (%)	
1	50.86	52.0	52.0	2.2	0
3	50.86	52.0	52.0	2.2	0
5	50.86	51.59	51.88	2.0	0.6
8	50.86	50.62	51.16	0.6	1.1
10	50.51	48.27	48.52	3.9	0.5
12	50.0	43.82	42.76	14.5	2.4

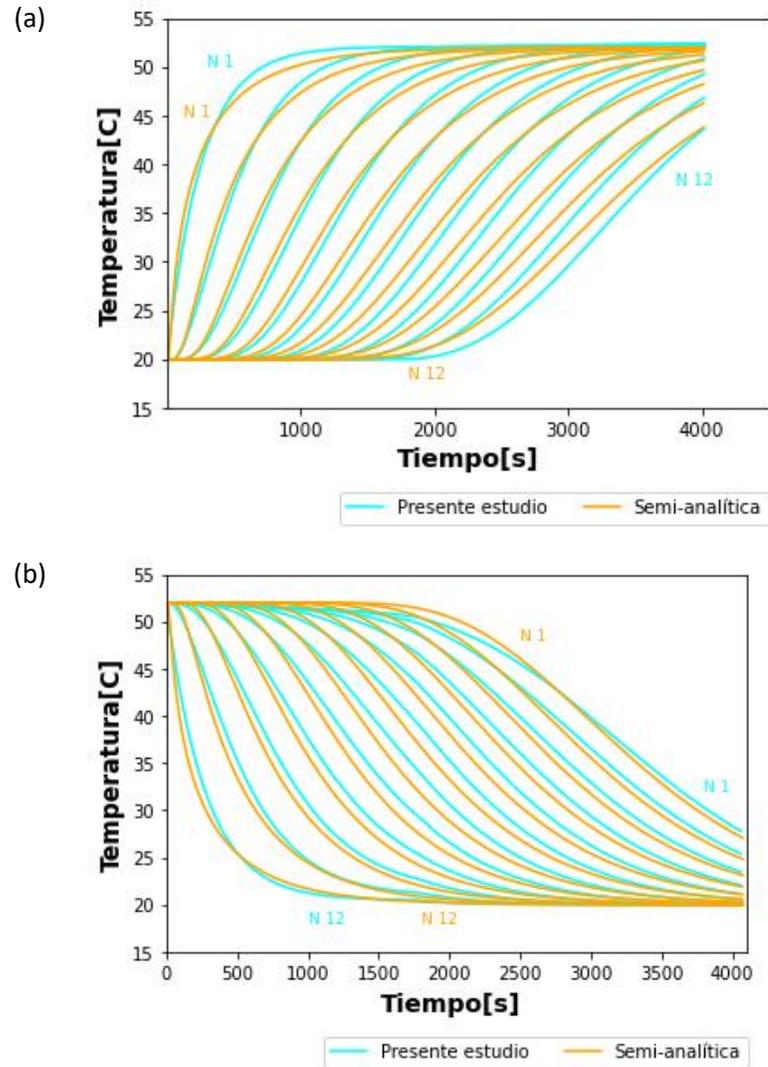


Figura 27. Verificación de la carga (a) y descarga (b) del tanque, resultados obtenidos en el presente estudio y los obtenidos mediante el método semi-analítico desarrollado por Unrau utilizando 12 nodos. N1 hace referencia al nodo superior; N12 hace referencia al nodo inferior.

Se presenta un resumen de los resultados de validación y verificación del proceso de carga en la Tabla 7 para 12 nodos, donde se puede observar una diferencia máxima del 14.5% con respecto a las mediciones experimentales. Como se puede observar, el modelo subestima la temperatura real en la parte más baja del tanque. Por lo tanto, en aplicaciones reales, el calor solar disponible en el tanque de almacenamiento sensible sería mayor al previsto, lo que implicaría una fracción solar ligeramente mayor.

Por su parte, el proceso de descarga fue verificado empleando únicamente la metodología semi-analítica desarrollada por Unrau (Unrau, n.d.). Se consideraron las mismas dimensiones del tanque de

almacenamiento y condiciones de flujo másico utilizadas para la carga. Los resultados se pueden observar en la Figura 27b, donde se obtuvo una diferencia máxima del 2.7%. Además, Cadau y colaboradores (Cadau et al., 2019) argumentaron que no es necesario dividir el tanque en muchos nodos para mejorar la precisión de las predicciones de temperatura, sino que un pequeño número de nodos es suficiente. Para investigar este argumento, se compararon las curvas de carga y descarga considerando seis y doce nodos (Figuras 28a y 28b respectivamente). Se observó una fuerte similitud en los valores de temperatura final alcanzados por los nodos en los dos casos, por lo que se consideró que seis nodos fue suficiente para modelar adecuadamente la carga y la descarga de los tanques STES

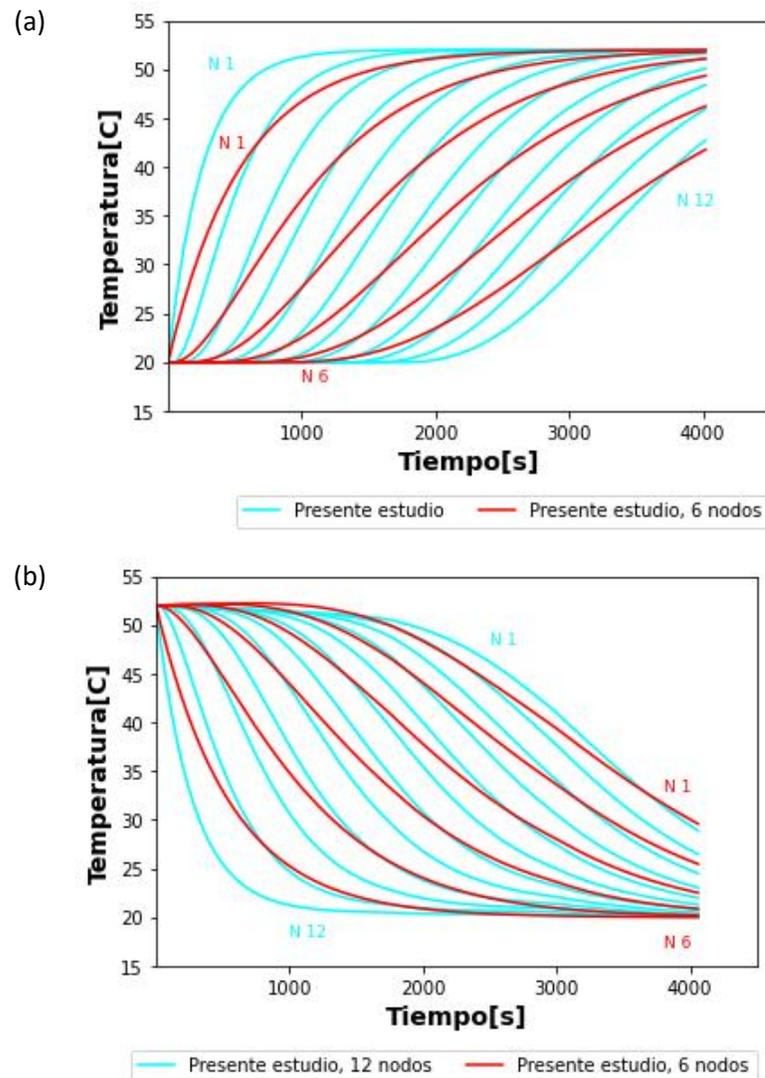


Figura 28. Influencia del número de nodos en el comportamiento de la temperatura a través del tanque durante la etapa de (a) carga y (b) descarga del tanque STES.

2.3.6 Análisis económico

Después de realizar el dimensionamiento de la planta solar y una vez calculado el porcentaje de fracción solar anual, el siguiente paso para el cumplimiento de los objetivos es el de analizar la viabilidad económica del proyecto. Para esto, primeramente se estimó el costo total de la planta, basándose en los costos provistos en la literatura (Burkhardt et al., 2011; Dieckmann et al., 2017; Mohammadi et al., 2021; Zheng et al., 2024), como se señala en la Tabla 8.

Tabla 8. Parámetros económicos requeridos para evaluar el costo del proyecto.

Tipo de costo	Parámetro	Monto
Directo	Campo solar FPCs	\$172 USD/m ²
	Campo solar PTCs	\$177 USD/m ²
	Mejoras al sitio	\$15 USD/m ²
	HTF	\$3 USD/m ²
	Almacenamiento de energía	\$26 USD/kWh _t
	Contingencia	0.07 × (Campo solar + Mejoras al sitio + HTF + Almacenamiento de energía)
Indirecto	Ingeniería, construcción y posesión	0.1 × Costo directo
	Costo total de la instalación	Costo directo + Costo indirecto
	Costo anual de operación y mantenimiento	1% del costo total
	Vida útil esperada de la planta	25 años
	Porcentaje deducible de impuestos	30%
	Inflación	5%

Después se calculó el costo nivelado de calor (LCOH, por sus siglas en inglés), el cuál es una relación entre el costo total de construir y operar una planta solar durante su vida útil y la cantidad total de calor producido. Ésta métrica permite comparar la competitividad económica de diferentes tecnologías como pueden ser los combustibles fósiles y la energía solar térmica en este caso. La versión más simple para calcular el LCOH es la siguiente:

$$LCOH = \frac{I_o + \sum_{t=1}^{LT} \frac{C_{O\&M}}{(1+r)^t}}{\sum_{t=1}^{LT} \frac{Q_u}{(1+r)^t}} \quad (24)$$

donde I_o es la inversión inicial después de deducir impuestos, $C_{O\&M}$ es el costo de operación y mantenimiento, r es la inflación, Q_u es el calor útil producido por la planta solar en un año, LT es la vida útil de la planta solar en años y t es el año considerado (la sumatoria va desde 1 hasta 25). De acuerdo a

las leyes mexicanas (particularmente la ley de impuestos sobre la renta, artículo 34, fracción XIII) actualmente los proyectos de energías renovables son 100% deducibles de impuestos, implicando que es posible deducir hasta un 30% del costo total (Portal de Trámites y Servicios - SAT, n.d.).

Capítulo 3. Resultados

3.1 Producción de agua caliente

Para observar el desempeño del sistema propuesto, se evaluó primeramente el comportamiento en un día completo, para esto se seleccionó un día promedio de primavera: el 20 de abril. Los valores de irradiación solar y temperatura ambiente se presentan en la Figura 16. El valor máximo de la irradiación global en el plano inclinado I_t fue de 1035 W/m² aproximadamente al mediodía, considerando un ángulo de inclinación de 30°. Por otro lado, los valores máximos de DNI y T_a fueron 931 W/m² y 19.1 °C, respectivamente.

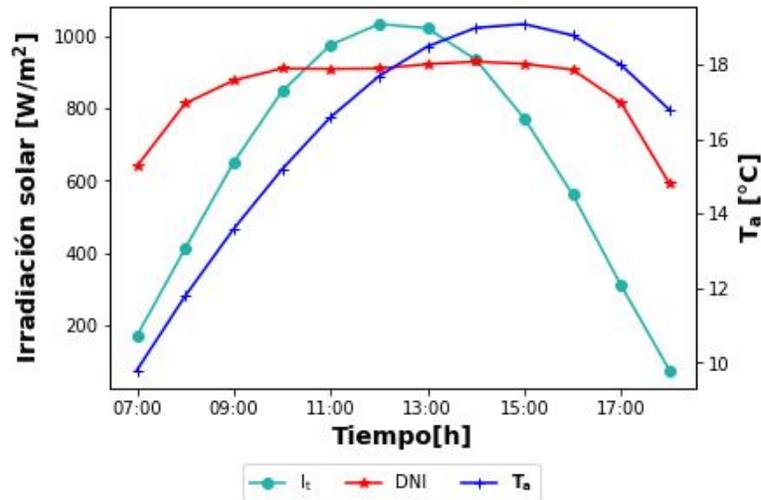


Figura 29. Irradiación solar en el plano inclinado a 30° (I_t), radiación normal directa (DNI) y temperatura ambiente (T_a) entre las 7 am y las 6 pm para el día 20 de abril.

En la Figura 17 se muestran las curvas de temperatura del nodo superior (nodo 1) de los tanques de almacenamiento térmico de agua caliente (STES 1 HW y STES 2 HW) durante la carga y descarga. También se proporcionan las curvas de temperaturas del fluido de trabajo a la entrada y salida del campo solar. Asumiendo que el tanque STES 1 HW se había cargado el día anterior, se inició su descarga a las 6 am y se detuvo a las 12 pm, suministrando la demanda de calor del lote 1, mientras que de manera simultánea se realizó el proceso de carga del tanque STES 2 HW. Posteriormente, de 12 pm a 6 pm, el proceso se invirtió: el tanque STES 2 HW se descargó para suministrar la demanda del lote 2 y en

paralelo el tanque STES 1 HW realizó su proceso de carga para suministrar energía térmica para el lote 1 del día siguiente.

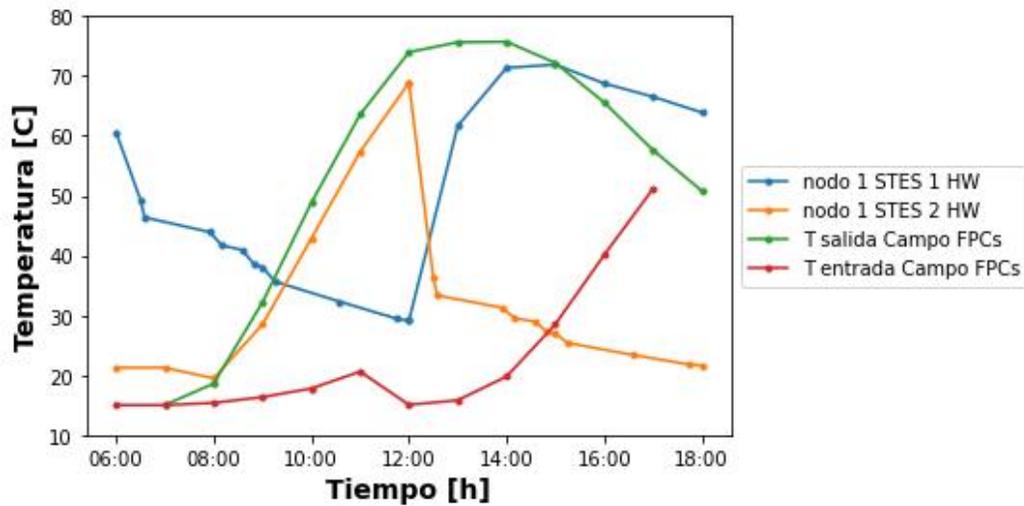


Figura 30. Evolución de las temperaturas de entrada y salida del campo solar de FPCs, así como las temperaturas de carga y descarga del nodo superior (nodo 1) para los tanques STES 1 y 2 de agua caliente durante (HW) durante el día 20 de abril.

Se puede observar en la Figura 17 que en un día soleado típico de primavera, fue posible comenzar la descarga del tanque STES 1 HW a las 6 am con una temperatura del nodo más caliente (nodo 1) igual a 60.6 °C, con el flujo másico requerido (10.59 kg/s de acuerdo a la Tabla 1). Para alcanzar la temperatura objetivo $T_{obj} = 80^{\circ}\text{C}$, fue necesario emplear calor auxiliar (Q_{aux}). Al finalizar el proceso de descarga del lote 1 (12 pm), la temperatura del nodo 1 fue de 29.1°C, aproximadamente. A continuación, el proceso de carga de este mismo tanque comenzó desde las 12 pm hasta las 6 pm, alcanzando una temperatura final de 63.9°C, aunque con un pico de temperatura máxima de 71.9°C a las 3 pm. Después de esa hora el nodo superior disminuyó su temperatura, no obstante, la temperatura de salida del campo solar de FPCs ayudó al aumento de temperatura de los nodos inferiores. En cuanto al tanque STES 2 HW, el comportamiento de la temperatura del nodo 1 fue similar a la del tanque STES 1, mostrando temperaturas al final de los procesos de carga y descarga de 68.9°C y 21.6°C, respectivamente. Una vez más fue necesario emplear calor auxiliar de 12 a 6 pm. Las distribuciones de temperatura de ambos tanques STES HW al final de cada proceso de carga y descarga se pueden ver en la Figura 18 para 6 nodos.

El incremento de la temperatura de entrada al campo solar a partir de las 3 pm en la Figura 17 se debió al hecho de que se logró una distribución de temperatura relativamente uniforme durante la carga del tanque de almacenamiento STES 1 HW (cómo es posible apreciarlo en la Figura 18). En contraste, no se

alcanzó esta uniformidad en la distribución de temperatura del tanque STES 2 HW después de la carga, lo que explica por qué la temperatura de entrada al campo solar no aumentó considerablemente de 6 am a 12 pm en este caso. A pesar de estas circunstancias, se obtuvo una fracción solar diaria del 60.6% para el tanque STES 1 HW y del 59.8% para el tanque STES 2 HW, dando un promedio de 60.2%. La distribución horaria del calor solar aportado en cada intervalo de demanda y el calor auxiliar se muestran en la Figura 19, donde es posible notar la disminución paulatina de la energía disponible en el tanque en cada intervalo de tiempo, dada que no todos los nodos llegaron a la temperatura objetivo.

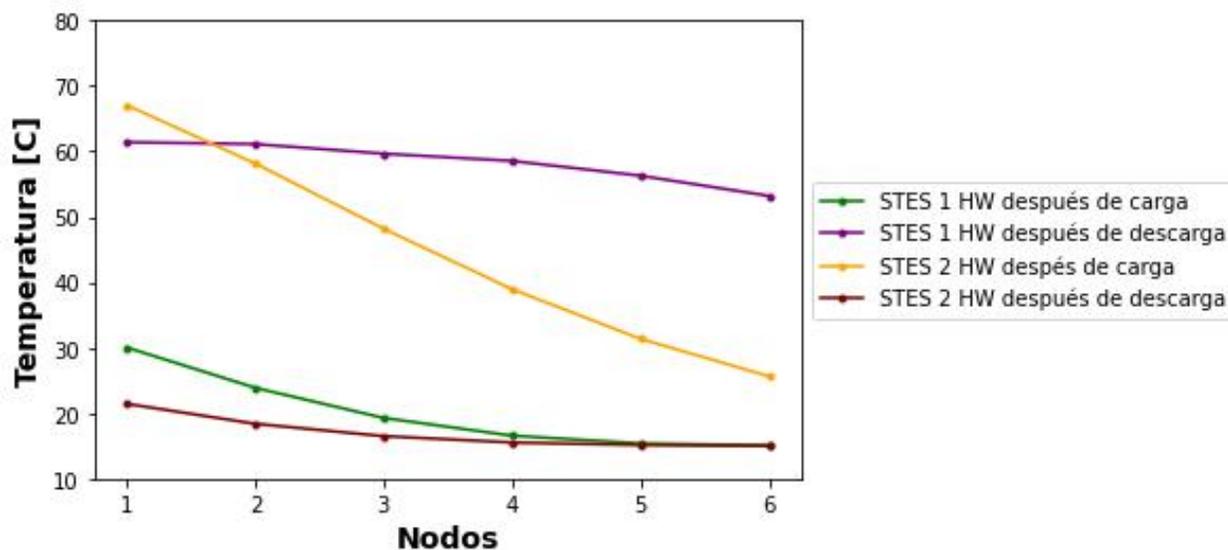


Figura 31. Distribuciones de temperatura al final de cada proceso de carga y descarga de los dos tanques de almacenamiento STES para el día 20 de abril.

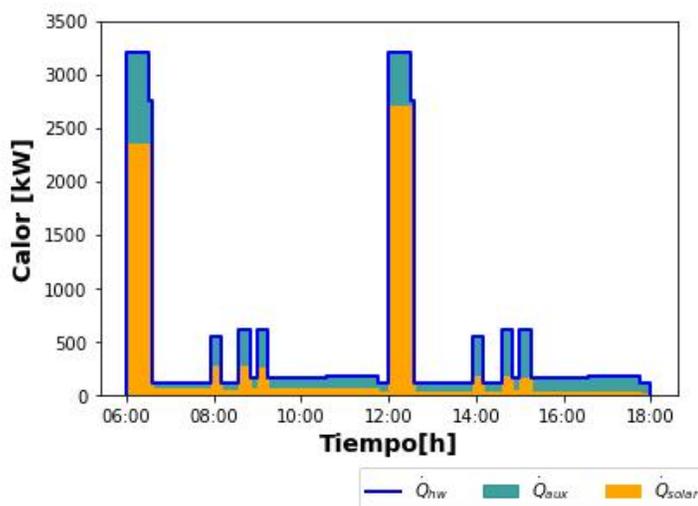


Figura 32. Suministro de calor solar (\dot{Q}_{solar}) y calor auxiliar (\dot{Q}_{aux}) aportado en cada intervalo de descarga de acuerdo a la demanda de agua caliente (\dot{Q}_{hw}) a 80°C para 2 lotes de producción.

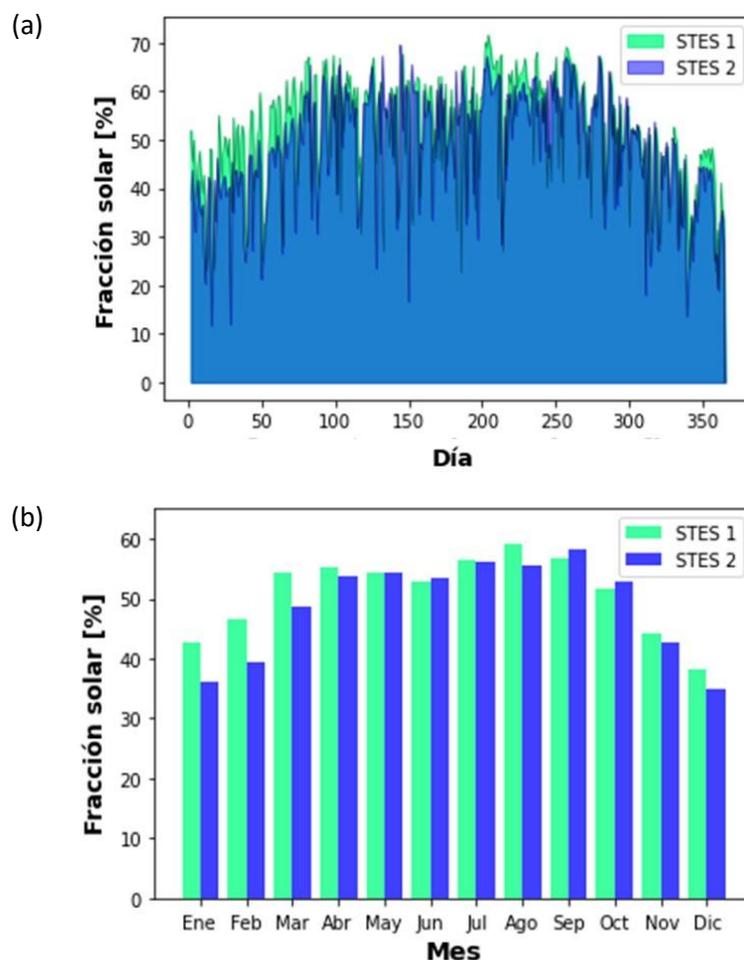


Figura 33. Valores de fracción solar obtenidos por el subsistema de generación de agua caliente (a) por día, (b) por mes.

La cobertura de fracción solar en la producción de agua caliente para cada día del año se muestra en la Figura 20a para ambos tanques STES HW. En la Figura 20b se ilustran los resultados promediados mensualmente. Como era de esperar, y acorde con la distribución de la radiación solar disponible en cada mes del año se obtuvieron valores altos de fracción solar en verano y valores bajos en invierno.

Para el tanque STES 1 HW, la cobertura media anual fue de 50.92%, mientras que para el tanque STES 2 HW, fue del 48.79%, dando un promedio de 49.9% de fracción solar. La pequeña diferencia entre ambos tanques se debió a que, hubo mayor irradiación durante la etapa de carga del tanque STES 1 HW en los meses de invierno, para las condiciones meteorológicas de Ensenada.

3.2 Producción de vapor

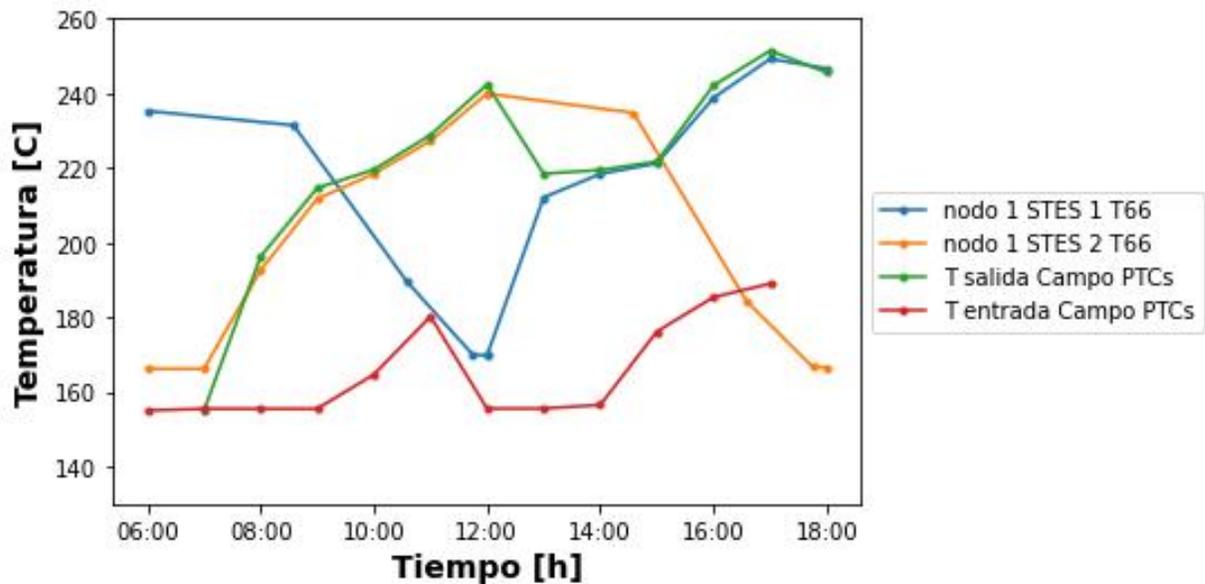


Figura 34. Evolución de las temperaturas de entrada y salida al campo de PTCs y las temperaturas del nodo superior (nodo 1) de los tanques STES T66 en carga y descarga para el día 20 de abril.

Con respecto a la producción de vapor en el día seleccionado (20 de abril), en la Figura 21 se grafican las temperaturas del fluido de trabajo aceite térmico T66 a la entrada y salida del campo solar de PTCs, junto con las temperaturas del nodo superior (nodo 1) de los tanques de almacenamiento STES 1 T66 y STES 2 T66.

De manera similar al subsistema de producción de agua caliente, y de acuerdo con los modos de operación elegidos, el tanque STES 1 T66 se descargó de 6 am a 12 pm para suministrar la demanda de calor del lote 1, mientras que de manera simultánea el tanque STES 2 T66 se cargó a partir de las 7 am, pues en ese día no había radiación solar disponible a las 6 am. De 12 pm a 6 pm ocurrió lo contrario, el tanque STES 2 T66 se descargó para proporcionar la energía térmica del lote 2, mientras que el tanque STES 1 T66 se cargó para abastecer la demanda del lote 1 del día siguiente.

Es posible observar en la Figura 21 que durante todo el día la temperatura del fluido térmico que sale del campo solar estuvo por encima de la temperatura del nodo 1 para ambos tanques. Además, se observó una diferencia apreciable entre las temperaturas de entrada y salida del fluido de trabajo a partir de las 7 am.

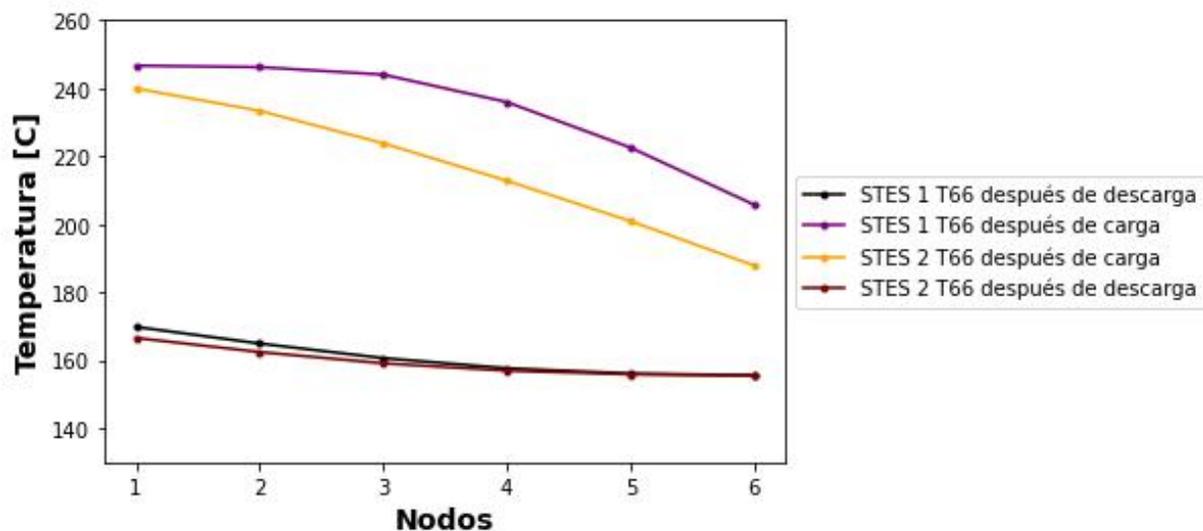


Figura 35. Distribuciones de temperatura al final de los procesos de carga y descarga de los tanques STES T66 1 y 2 en el día 20 de abril.

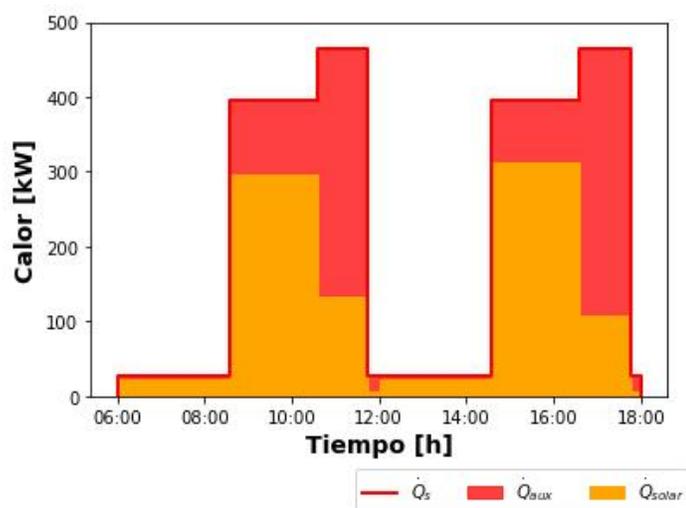


Figura 36. Calor solar (\dot{Q}_{solar}), calor auxiliar (\dot{Q}_{aux}) y demanda total (\dot{Q}_s) para cada intervalo de descarga de los 2 lotes de producción.

Con respecto a la evolución de la temperatura del nodo 1, se puede notar en Figura 21 que en el tanque STES 1 T66, la descarga comenzó en 235.3°C. Por lo tanto, fue necesario agregar calor auxiliar para alcanzar la temperatura objetivo de 252°C a la entrada del generador de vapor. Una situación similar ocurrió para el tanque STES 2 T66, donde la descarga se inició en 239.9°C. Las distribuciones de temperatura al final de cada etapa de carga y descarga de cada tanque para 6 nodos se muestran en la Figura 22, revelando que no se lograron distribuciones uniformes de temperatura después de las etapas

de carga. Esto contribuyó en parte a la brecha significativa entre las temperaturas de entrada y salida del campo solar. Además, también es posible observar que en el tanque STES 1 T66, la temperatura del nodo superior alcanzó 246.6 °C reduciendo la cantidad de Q_{aux} requerida al día siguiente y, por lo tanto, mejorando la fracción solar. Después de las descargas, las distribuciones de temperatura de los tanques fueron significativamente uniformes, siendo la temperatura del nodo inferior (nodo 6) igual al valor de la temperatura de retorno (155°C) establecida a la salida del economizador.

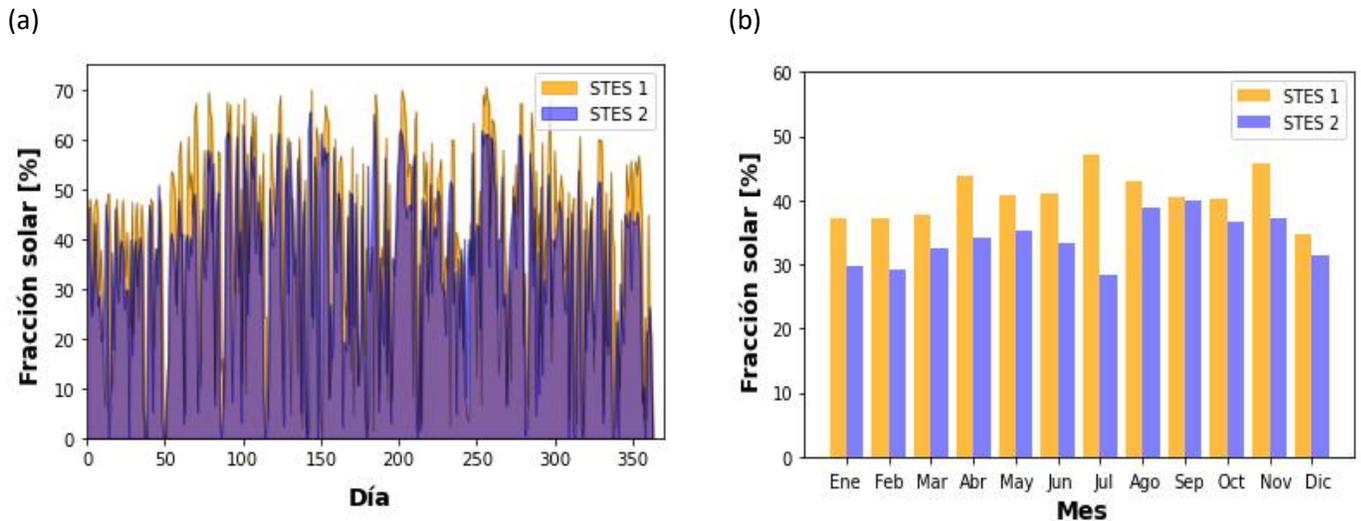


Figura 37. Valores de fracción solar obtenidos por el subsistema de generación de agua vapor (a) por día, (b) por mes

El calor solar proporcionado por el subsistema de generación de vapor para cada intervalo de descarga, así como el calor auxiliar necesario para lograr la temperatura objetivo se muestran en la Figura 24. La fracción solar obtenida para el día 20 de abril fue de 57.83% para el tanque STES 1 T66 y de 57.42% para el tanque STES 2 T66, resultando en un promedio de 57.6%. Por su parte, en la Figura 24a se ilustra la cobertura de fracción solar de la producción de vapor para cada día del año, en tanto que los promedios mensuales se muestran en la Figura 24b. En todos los meses, la cobertura con el tanque STES 1 T66 fue mayor, debido a que, en las condiciones meteorológicas de Ensenada fue más efectiva la carga durante la tarde, empezando con mayores valores de DNI al medio día y aportando energía a los nodos inferiores en la tarde, logrando de este modo, una distribución de temperatura más uniforme en el tanque. La fracción solar media anual obtenida con el tanque STES 1 T66 fue de 40.36% y de 34.29% con el tanque STES 2 T66, lo que resultó en un promedio de 37.3% de cobertura.

Capítulo 4. Discusión

Los valores de cobertura solar anual obtenidos en este trabajo se encuentran dentro del intervalo de fracciones solares reportadas en la literatura para proyectos que involucran industrias de procesamiento de alimentos y bebidas. En la Tabla 9 se presenta una comparación entre los resultados obtenidos en el presente estudio y los reportados en los trabajos mencionados en la sección 1.2. Además, dado que en este trabajo se propuso modelar el suministro de calor de la demanda de la cervecera de mediana capacidad caracterizada por Eiholzer y colaboradores (Eiholzer et al., 2017) pero bajo condiciones de mayor irradiación solar, se describe una comparación completa con respecto a los resultados obtenidos por ellos en la Tabla 8. Aunque el tamaño del campo solar estudiado aquí resultó casi tres veces mayor que el propuesto por dichos autores, el estudio numérico para satisfacer tanto la demanda de agua caliente como la de vapor obtuvo resultados que implicaron una mejora de aproximadamente cuatro veces en cuanto al ahorro de combustibles fósiles y emisiones de CO₂.

Tabla 9. Comparación entre los valores de fracción solar obtenidos en el presente estudio y los reportados en la bibliografía para aplicaciones en la industria de alimentos y bebidas.

Demanda	Tecnología solar	Ubicación	Fracción solar [%]	Autor
Agua caliente a 80°C	ETC*	Escocia, Reino Unido	13.6	(Eiholzer et al., 2017)
Agua caliente entre 58–78°C		Goess, Austria	30.0	
Agua caliente entre 63–65°C	FPC	Valencia, España	45.0	(Mauthner et al., 2014)
Agua caliente entre 35–55°C		Vialonga, Portugal	20.0	
Vapor a 120°C	PTC	Andalucía, España	34.9	(Silva et al., 2013)
Agua caliente a 135°C	PTC	Molina, Italia	23.0	(Bolognese et al., 2020)
Calor a 85°C	PTC	Graz, Austria	25.0	(Biencinto et al., 2021)
		Almería, España	52.0	
Agua caliente a 80°C	FPC	Ensenada, México	49.9	Presente estudio
Vapor a 160°C	PTC		37.3	

*Valores optimizados sin la limitación en capacidad

En la Figura 25 se comparan los valores de fracción solar de trabajos similares reportados en la bibliografía con los del presente estudio. Es posible notar que en este caso, la fracción solar obtenida por

el subsistema para generación de agua caliente mediante el campo de FPCs fue mayor a la de los otros trabajos, mientras que la del subsistema para generación de vapor por medio del campo de PTCs ocupó la segunda posición, solamente por debajo de la planta solar propuesta por Biencinto y colaboradores modelada con las condiciones meteorológicas de Almería, España (Biencinto et al., 2021).

Tabla 10. Comparación de resultados entre Eiholzer et al. (Eiholzer et al., 2017) y los obtenidos en el presente estudio.

Parámetro	Eiholzer et al.	Presente estudio
Tecnología solar	ETC*	FPC + PTC
Área (m ²)	586	950 + 871
Volumen de STES (m ³)	30	33 (×4)
Calor solar (MWh/año)	308.1	1 188.5
Costo de inversión (USD)	282,895.2	469 603.3
Retorno de inversión (años)	6.5	15
Ahorros en combustibles fósiles (MWh/año)	362.5	1398.2
Emissiones de CO ₂ evitadas (ton/año)	66.7	252
Incentivos gubernamentales (RHI) (USD/año)	33,273.7	-

*Valores optimizados sin la limitación en capacidad

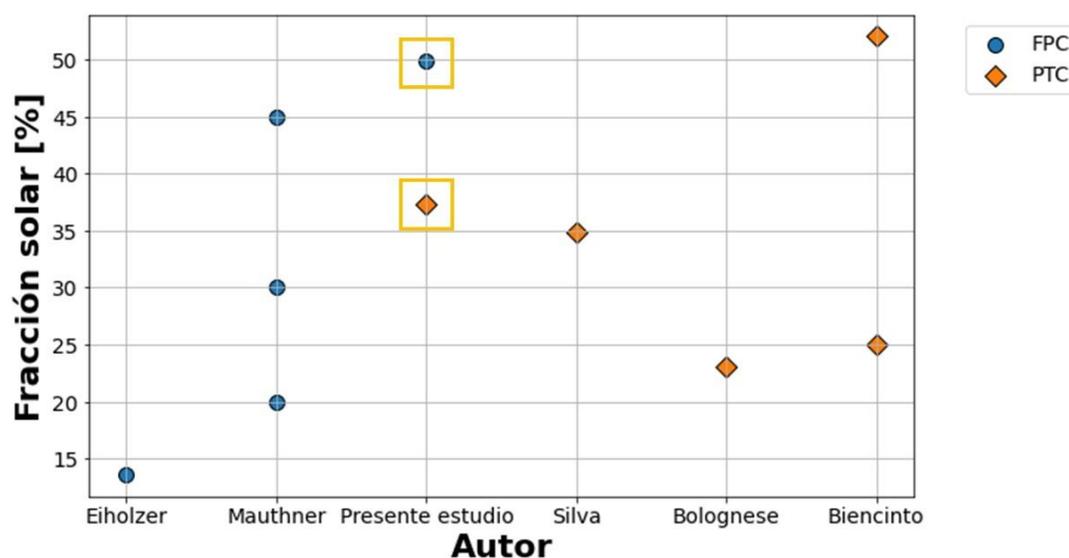


Figura 38. Comparación de los valores de fracción solar obtenidos en el presente estudio y los reportados en la bibliografía para aplicaciones en la industria de alimentos y bebidas.

Desde un punto de vista económico, el programa de incentivos para la energía renovable de Reino Unido (RHI, por sus siglas en inglés), que ofrece \$0.108 USD por kWh ahorrado, permitió un retorno anual de 33,274 USD para el proyecto de Eiholzer et al. (Eiholzer et al., 2017). Esto, junto con el hecho de que el precio del gas natural en Reino Unido pueda ser casi el doble que el de México, permitió un retorno de inversión de 6.5 años.

Por otro lado, para el proyecto propuesto en el presente estudio, la aplicación del beneficio de deducción fiscal del 30% (mencionado en la sección 2.3.6) permitió una reducción en el costo de inversión a aproximadamente 469,604 USD y un periodo de pago de 15 años.

Una comparación adicional en términos del LCOH entre los resultados mostrados en el presente estudio y los obtenidos en otros proyectos similares, incluyendo el de Eiholzer et al. (Eiholzer et al., 2017) se proporcionan en la Tabla 9, utilizando los valores mostrados en la Tabla 6 para realizar los cálculos.

Es posible notar la influencia de factores como los niveles de temperatura de la demanda, la variabilidad de la demanda, la escala del proyecto, los niveles de irradiación solar presentes en la ubicación de estudio y el año de instalación considerado. Entre todos estos elementos, parece que los niveles de irradiación solar determinados por la ubicación geográfica jugaron el papel más crucial en determinar la viabilidad de la planta solar.

Asimismo, el año en el que se estipuló la realización del proyecto, 2024, también tuvo un efecto importante, ya que los precios de las tecnologías solares han disminuido aproximadamente en un 35% en la última década (Dieckmann et al., 2017).

Tabla 11. Evaluación del costo nivelado de calor (LCOH) del presente estudio en comparación con valores de LCOH de plantas solares similares reportadas en la bibliografía.

Autor	Año	Ubicación	Tecnología solar	Area (m ²)	LCOH (USD/kWh)
(Mohammadi et al., 2021)	2021	Salt Lake City, EUA	PTC	20 992	0.026
(Tian et al., 2018)	2018	Taars, Dinamarca	FPC + PTC	5 960	0.058 *
(Rosales-Pérez et al., 2024)	2024	Calama, Chile	FPC + PTC	687	0.063, 0.081
(Eiholzer et al., 2017)	2017	Escocia, Reino Unido	ETC	586	0.133 **
Present estudio	2024	Ensenada, México	FPC + PTC	1 821	0.032

* 1 DKK = 0.14 USD; ** 1 EUR = 1.07 USD.

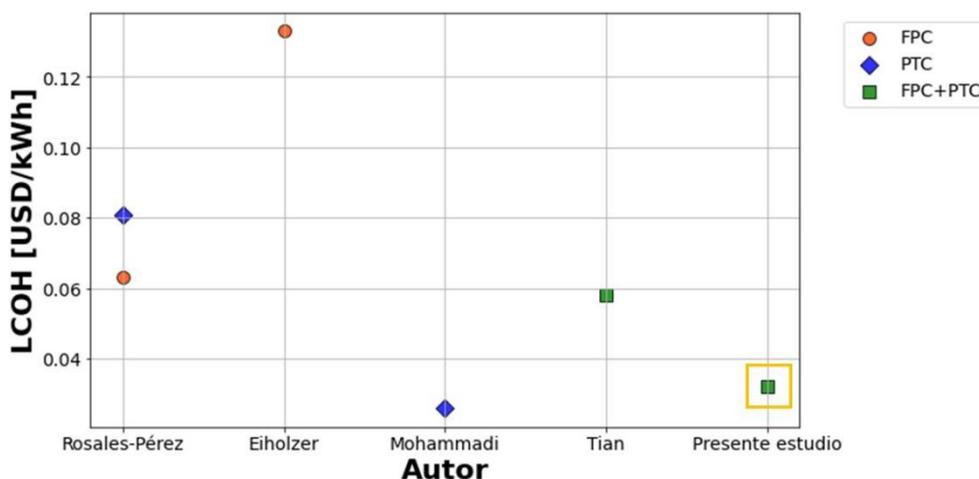


Figura 39. Comparación del costo nivelado de calor (LCOH) entre el presente estudio y plantas solares similares.

En la Figura 26 se ilustran los valores del LCOH de trabajos similares encontrados en la bibliografía. Se observa que el presente estudio muestra un valor bajo de LCOH, solamente por encima del reportado por Mohammadi y colaboradores (Mohammadi et al., 2021), el cual tiene un área de instalación aproximadamente once veces mayor que la del presente estudio, por lo que el precio por kW instalado disminuye. El bajo valor de 0.032 USD/kWh logrado en el presente estudio demuestra que la ciudad de Ensenada, México, puede considerarse una ubicación ideal para implementar calor solar en procesos industriales tales como el cervecero. No obstante, y a pesar de los incentivos gubernamentales, los precios relativamente bajos del gas natural en la región (Sarmiento et al., 2021) pueden suponer un obstáculo para una transición rápida hacia el uso de calor solar en la industria.

Capítulo 5. Conclusiones

En este trabajo de investigación se realizó una simulación numérica para evaluar la viabilidad de una planta solar híbrida compuesta por colectores de placa plana (FPC) y colectores de tiro parabólico (PTC), así como almacenamiento de energía térmica en forma de calor sensible, con el objetivo de generar tanto agua caliente como vapor saturado para satisfacer la demanda de una cervecera de mediana capacidad, considerando las condiciones meteorológicas de la ciudad de Ensenada, México. Los hallazgos clave indican que, para producir agua caliente a 1 bar y 80°C, el sistema logró una fracción solar anual promedio de 49.9%, mientras que para la producción de vapor saturado a 6 bar y 160°C, se alcanzó una fracción solar anual promedio de 37.3%. Estas fracciones solares se traducen en ahorros de 1,398.2 MWh/año en combustible fósil y 252 toneladas de emisiones de CO₂ durante un tiempo estimado de vida útil del sistema de 25 años. Además, el costo nivelado de calor (LCOH) de 0.032 USD/kWh obtenido es competitivo, lo que demuestra que la alta insolación en Ensenada hace viable la aplicación de calor solar para procesos industriales en el sector de alimentos y bebidas, como el cervecero.

En este sentido, la planta solar híbrida propuesta ha demostrado ser una solución viable y eficiente para cubrir las necesidades de agua caliente y vapor de la fábrica cervecera considerada, generando importantes ahorros energéticos y beneficios medioambientales a un costo accesible. Asimismo, más allá de la viabilidad técnica del proyecto, este trabajo abre la puerta a una discusión sobre los incentivos gubernamentales y las políticas públicas que se implementan actualmente, así como aquellas que podrían establecerse para facilitar una transición más rápida hacia aplicaciones de calor solar en la industria. Con el propósito de avanzar en la generación de conocimiento en esta área de interés para la industria, se sugieren las siguientes acciones: optimizar el rendimiento de la planta solar, enfocándose en maximizar la fracción solar y minimizar el LCOH; explorar distintos métodos de almacenamiento de energía, como el almacenamiento de energía térmica en calor latente; y construir una planta piloto para realizar pruebas experimentales que validen los resultados obtenidos en la simulación.

Literatura citada

- Abed, N., & Afgan, I. (2020). An extensive review of various technologies for enhancing the thermal and optical performances of parabolic trough collectors. *International Journal of Energy Research*, 44(7), 5117–5164. <https://doi.org/10.1002/er.5271>
- AEE Intec. *SHIP Plants—SHIP - AEE INTEC Energieatlas*. (n.d.). Retrieved June 24, 2024, from https://energieatlas.aee-intec.at/index.php/view/map?repository=ship&project=ship_edit
- Anastasovski, A. (2021). Improvement of energy efficiency in ethanol production supported with solar thermal energy – A case study. *Journal of Cleaner Production*, 278, 123476. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.123476>
- Bell, I. H., Wronski, J., Quoilin, S., & Lemort, V. (2014). Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 53(6), 2498–2508. <https://doi.org/10.1021/ie4033999>
- Biencinto, M., Bayón, R., González, L., Christodoulaki, R., & Rojas, E. (2021). Integration of a parabolic-trough solar field with solid-solid latent storage in an industrial process with different temperature levels. *Applied Thermal Engineering*, 184, 116263. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116263>
- Bolognese, M., Viesi, D., Bartali, R., & Crema, L. (2020). Modeling study for low-carbon industrial processes integrating solar thermal technologies. A case study in the Italian Alps: The Felicetti Pasta Factory. *Solar Energy*, 208, 548–558. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2020.07.091>
- Burkhardt, J. J. I., Heath, G. A., & Turchi, C. S. (2011). Life Cycle Assessment of a Parabolic Trough Concentrating Solar Power Plant and the Impacts of Key Design Alternatives. *Environmental Science & Technology*, 45(6), 2457–2464. <https://doi.org/10.1021/es1033266>
- Cadau, N., De Lorenzi, A., Gambarotta, A., Morini, M., & Rossi, M. (2019). Development and Analysis of a Multi-Node Dynamic Model for the Simulation of Stratified Thermal Energy Storage. *Energies*, 12(22), Article 22. <https://doi.org/10.3390/en12224275>
- Crespo, A., Barreneche, C., Ibarra, M., & Platzer, W. (2019). Latent thermal energy storage for solar process heat applications at medium-high temperatures – A review. *Solar Energy*, 192, 3–34. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2018.06.101>
- Cristofari, C., Notton, G., Poggi, P., & Louche, A. (2003). Influence of the flow rate and the tank stratification degree on the performances of a solar flat-plate collector. *International Journal of Thermal Sciences*, 42(5), 455–469. [https://doi.org/10.1016/S1290-0729\(02\)00046-7](https://doi.org/10.1016/S1290-0729(02)00046-7)
- Cruickshank, C. A., & Harrison, S. J. (2010). Heat loss characteristics for a typical solar domestic hot water storage. *Energy and Buildings*, 42(10), 1703–1710. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.04.013>
- De Césaró Oliveski, R., Krenzinger, A., & Vielmo, H. A. (2003). Comparison between models for the simulation of hot water storage tanks. *Solar Energy*, 75(2), 121–134. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2003.07.009>

- Dickes, R., Lemort, V., & Quoilin, S. (2015, July 1). Semi-empirical correlation to model heat losses along solar parabolic trough collectors. *Proceedings of ecos* (1-10). Retrived July 30, 2024 from https://www.researchgate.net/publication/277316191_Semiempirical_correlation_to_model_heat_losses_along_solar_parabolic_trough_collectors
- Dieckmann, S., Dersch, J., Giuliano, S., Puppe, M., Lüpfert, E., Hennecke, K., Pitz-Paal, R., Taylor, M., & Ralon, P. (2017). LCOE reduction potential of parabolic trough and solar tower CSP technology until 2025. *AIP Conference Proceedings*, 1850(1), 160004. <https://doi.org/10.1063/1.4984538>
- Duffie and Beckman. (2013a). Concentrating Collectors. In *Solar Engineering of Thermal Processes* (pp. 322–372). John Wiley & Sons, Ltd. <https://doi.org/10.1002/9781118671603.ch7>
- Duffie and Beckman. (2013b). Flat-Plate Collectors. In *Solar Engineering of Thermal Processes* (pp. 236–321). John Wiley & Sons, Ltd. <https://doi.org/10.1002/9781118671603.ch6>
- Edelenbosch, O. Y., Kermeli, K., Crijns-Graus, W., Worrell, E., Bibas, R., Fais, B., Fujimori, S., Kyle, P., Sano, F., & van Vuuren, D. P. (2017). Comparing projections of industrial energy demand and greenhouse gas emissions in long-term energy models. *Energy*, 122, 701–710. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.01.017>
- Eiholzer, T., Olsen, D., Hoffmann, S., Sturm, B., & Wellig, B. (2017). Integration of a solar thermal system in a medium-sized brewery using pinch analysis: Methodology and case study. *Applied Thermal Engineering*, 113, 1558–1568. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.09.124>
- Exxon Mobile. *ExxonMobil Global Outlook: Our view to 2050*. (n.d.). ExxonMobil. Retrieved July 30, 2024, from <https://corporate.exxonmobil.com/what-we-do/energy-supply/global-outlook>
- Fernández-Torrijos, M., Almendros-Ibáñez, J. A., Sobrino, C., & Santana, D. (2016). ϵ -NTU relationships in parallel-series arrangements: Application to plate and tubular heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 99, 1119–1132. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.02.003>
- González-Altozano, P., Gasque, M., Ibáñez, F., & Gutiérrez-Colomer, R. P. (2015). New methodology for the characterisation of thermal performance in a hot water storage tank during charging. *Applied Thermal Engineering*, 84, 196–205. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.03.048>
- Ingeniero Marino. *Intercambiadores de Calor—Ingeniero Marino*. (n.d.). Retrieved August 26, 2024, from <https://ingenieromarino.com/intercambiadores-de-calor/>
- International Energy Agency (IEA). *Insights Series 2017—Renewable Energy for Industry – Analysis*. (2017, November 8). IEA. <https://www.iea.org/reports/renewable-energy-for-industry>
- Jebasingh, V. K., & Herbert, G. M. J. (2016). A review of solar parabolic trough collector. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 54, 1085–1091. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.10.043>
- Kalogirou, S. A. (2009). Chapter seven—Industrial Process Heat, Chemistry Applications, and Solar Dryers. In S. A. Kalogirou (Ed.), *Solar Energy Engineering* (pp. 391–420). Academic Press. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-374501-9.00007-8>
- Karim, A., Burnett, A., & Fawzia, S. (2018). Investigation of Stratified Thermal Storage Tank Performance for Heating and Cooling Applications. *Energies*, 11(5), Article 5. <https://doi.org/10.3390/en11051049>

- Koçak, B., Fernandez, A. I., & Paksoy, H. (2020). Review on sensible thermal energy storage for industrial solar applications and sustainability aspects. *Solar Energy*, 209, 135–169. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2020.08.081>
- Kubule, A., Zogla, L., Ikaunieks, J., & Rosa, M. (2016). Highlights on energy efficiency improvements: A case of a small brewery. *Journal of Cleaner Production*, 138, 275–286. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2016.02.131>
- Kumar, L., Hasanuzzaman, M., & Rahim, N. A. (2019). Global advancement of solar thermal energy technologies for industrial process heat and its future prospects: A review. *Energy Conversion and Management*, 195, 885–908. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.05.081>
- Martínez-Rodríguez, G., Fuentes-Silva, A. L., Velázquez-Torres, D., & Picón-Núñez, M. (2022). Comprehensive solar thermal integration for industrial processes. *Energy*, 239, 122332. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.122332>
- Mauthner, F., Hubmann, M., Brunner, C., & Fink, C. (2014). Manufacture of Malt and Beer with Low Temperature Solar Process Heat. *Energy Procedia*, 48, 1188–1193. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.02.134>
- Mohammadi, K., Khanmohammadi, S., Immonen, J., & Powell, K. (2021). Techno-economic analysis and environmental benefits of solar industrial process heating based on parabolic trough collectors. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 47, 101412. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2021.101412>
- MRF: Industrial process equipment and solutions. *Intercambiadores de calor 101—Segunda Parte: Tubo y Carcaza*. (n.d.). Retrieved August 26, 2024, from <https://www.mrfpr.com/post/intercambiadores-de-calor-101-segunda-parte-tubo-y-carcaza>
- National Aeronautics and Space Administration. *Interactive Weather Satellite Imagery Viewers from NASA MSFC*. (n.d.). Retrieved July 16, 2024, from <https://weather.ndc.nasa.gov/GOES/>
- Olajire, A. A. (2020). The brewing industry and environmental challenges. *Journal of Cleaner Production*, 256, 102817. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.102817>
- Onosi Solar. *Flat plate collector, Manufacturer, Supplier*. (n.d.). ONOSI: Heat Pipe Solar Collector, CPC Solar Collector. Retrieved July 31, 2024, from https://www.onosisolar.com/flat-plate-collector_46.html
- Oosthuizen, D., Goosen, N. J., & Hess, S. (2020). Solar thermal process heat in fishmeal production: Prospects for two South African fishmeal factories. *Journal of Cleaner Production*, 253, 119818. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2019.119818>
- Ravi Kumar, K., Krishna Chaitanya, N. V. V., & Sendhil Kumar, N. (2021). Solar thermal energy technologies and its applications for process heating and power generation – A review. *Journal of Cleaner Production*, 282, 125296. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.125296>
- Rosales-Pérez, J. F., Villarruel-Jaramillo, A., Pérez-García, M., Cardemil, J. M., & Escobar, R. (2024). Techno-economic analysis of hybrid solar thermal systems with flat plate and parabolic trough collectors in industrial applications. *Alexandria Engineering Journal*, 86, 98–119. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2023.11.056>

- Sarmiento, L., Molar-Cruz, A., Avraam, C., Brown, M., Rosellón, J., Siddiqui, S., & Rodríguez, B. S. (2021). Mexico and U.S. power systems under variations in natural gas prices. *Energy Policy*, 156, [112378](https://doi.org/10.1016/j.enpol.2021.112378). <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2021.112378>
- Sawaqed, N. M., Zurigat, Y. H., & Al-Hinai, H. (2005). A step-by-step application of Sandia method in developing typical meteorological years for different locations in Oman. *International Journal of Energy Research*, 29(8), 723–737. <https://doi.org/10.1002/er.1078>
- Secretaría de acción tributaria. *Portal de trámites y servicios—SAT*. (n.d.). Retrieved August 19, 2024, from <https://www.sat.gob.mx/ordenamiento/18355/ley-del-impuesto-sobre-la-renta>
- Silva, R., Cabrera, F., & Pérez García, M. (2013). *Process Heat Generation with Parabolic Trough Collectors for a Vegetables Preservation Industry in Southern Spain*. 48. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.02.137>
- Solar resource maps and GIS data. *Mapas de recursos solares de World*. (n.d.). Retrieved July 30, 2024, from <https://solargis.com/es/maps-and-gis-data/download/world>
- Solar Payback. *Solar Payback – Solar Heat for Industry*. (n.d.). Retrieved July 9, 2024, from <https://www.solar-payback.com/>
- SPF Institute for solar Technology. *SPF Institute for Solar Technology | OST*. (n.d.). Retrieved August 13, 2024, from <https://www.ost.ch/en/research-and-consulting-services/technology/renewable-energies-and-environmental-engineering/spf-institute-for-solar-technology>
- Sturm, B., Hugenschmidt, S., Joyce, S., Hofacker, W., & Roskilly, A. P. (2013). Opportunities and barriers for efficient energy use in a medium-sized brewery. *Applied Thermal Engineering*, 53(2), 397–404. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.05.006>
- SunEarth Inc. *Thermoray Series TR | SunEarth*. (n.d.). Retrieved August 13, 2024, from <https://sunearthinc.com/thermoray-series-tr/>
- Tasmin, N., Farjana, S. H., Hossain, M. R., Golder, S., & Mahmud, M. A. P. (2022). Integration of Solar Process Heat in Industries: A Review. *Clean Technologies*, 4(1), Article 1. <https://doi.org/10.3390/cleantechnol4010008>
- Tian, Z., Perers, B., Furbo, S., & Fan, J. (2018). 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, 92–101. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.03.034>
- United Nations. *El Acuerdo de París | CMNUCC*. (n.d.). Retrieved July 30, 2024, from <https://unfccc.int/es/acerca-de-las-ndc/el-acuerdo-de-paris>
- Unrau, C. (2017). *Revisión de tesis*. Tesis de Maestría, Numerical investigation of one-dimensional storage tank models and the development of analytical modeling techniques. McMaster University. Retrieved from: https://macsphere.mcmaster.ca/bitstream/11375/21274/2/Unrau_Cody_M_2017March_MASc.pdf

- Zheng, J., Febrer, R., Castro, J., Kizildag, D., & Rigola, J. (2024). A new high-performance flat plate solar collector. Numerical modelling and experimental validation. *Applied Energy*, 355, 122221. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2023.122221>
- Zogla, L., Zogla, G., Beloborodko, A., & Rosa, M. (2015). Process Benchmark for Evaluation Energy Performance in Breweries. *Energy Procedia*, 72, 202–208. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.06.029>