



INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIÉRREZ

INSTITUCIÓN:

CENTRO NACIONAL DE INVESTIGACIÓN Y
DESARROLLO TECNOLÓGICO

**ENERGÍA SOLAR TÉRMICA PARA EL
PRECALENTAMIENTO EN PRODUCCIÓN DE
VAPOR.**

RESIDENTE:

SANTIAGO DE JESÚS RAMÍREZ MARTÍNEZ

NUMERO DE CONTROL:

11270208

M.E.R. Fernando A. May Arrijoja
ASESOR INTERNO

Dr. José Jassón Flores
ASESOR EXTERNO

Tuxtla Gutiérrez, Chiapas, 03 de Junio de 2016.

Introducción.

En el presente trabajo se simuló un sistema de precalentamiento para la producción de vapor en un proceso industrial en el software TRNSYS en tres ciudades de México. Las ciudades en las que se simuló el sistema son Chihuahua, Cd de México (específicamente en CD. Universitaria) y Cancún, esto con el fin de demostrar la viabilidad de implementar los sistemas de precalentamiento para cada tipo de clima. El sistema se diseñó para una demanda de 25,000 litros de agua al día, para suministrar a una temperatura de 90°C proveniente de una fuente a 30°C. A partir de la demanda diaria se calcularon las áreas de colección, el volumen de tanque de almacenamiento y los flujos másicos para las diferentes bombas del sistema. Mediante la construcción de nomogramas se representaron los resultados obtenidos para las diferentes ciudades. De manera que para cada área de colección, volumen de tanque de almacenamiento y razones de uso se demuestre la energía ganada por el sistema y la fracción solar; con lo que es factible el beneficio económico y energético en cada ciudad estudiada. El programa de simulación se verificó con los resultados de un programa base reportado por la Agencia Internacional de Energía de la Ciudad de Graz, Austria. En los resultados se observa que para la ciudad de Chihuahua se obtuvo una fracción solar promedio de 36.5% y una ganancia de energía promedio de 1096.72 kWh/m²-año. Para Cd. Universitaria se obtuvo una fracción promedio de 31.16% y una ganancia de energía promedio de 923.15 kWh/m²-año, mientras que para la ciudad de Cancún se obtuvo una fracción solar promedio de 28.75% y una ganancia de energía promedio de 845.9 kWh/m²-año. Estos resultados son promedios de las diferentes razones de uso con las que se simuló el sistema.

ÍNDICE

Capítulo 1. GENERALIDADES.	1
1.1 Motivación.	1
1.2 Revisión bibliográfica.	2
1.2.1 Uso de simulación con TRNSYS.	2
1.2.2 Simulación con otro software.	4
1.2.3 Estudios costo-beneficio.	5
1.3 Conclusión bibliográfica.	7
1.4 Objetivos.	8
1.4.1 Objetivo general.	8
1.4.2 Objetivos específicos.	8
1.4.3 Alcances y limitaciones.	8
Capítulo 2. MODELADO DE SISTEMAS.	9
2.1 Fundamentos teóricos.	9
2.2 Caso de estudio.	9
2.3 Modelo físico.	9
2.4 Modelo matemático.	12
2.4.1 Colector solar.	12
2.4.2 Intercambiadores de calor.	15
2.4.3 Termotanque estratificado.	20
2.4.4 Calentador eléctrico auxiliar.	22
2.4.5 Relación de área de colección-volumen de almacenamiento.	24
2.4.6 Determinación del flujo en la malla de calentamiento solar.	24
Capítulo 3. SIMULACION.	26
3.1 Generalidades del software TRNSYS.	26
3.2 Elementos del modelo simulado.	26
3.3 Especificaciones del modelo.	27
3.4 Simulación y metodología de solución en TRNSYS.	29
3.5 Verificación del programa basado en TRNSYS.	31
3.5.1 Balances de flujos másicos.	31
3.5.2 Balances de energía para los elementos del sistema.	32
3.6 Comprobación de nomograma.	35

Capítulo 4. RESULTADOS.....	37
4.1 Construcción de nomogramas.	37
4.2 Nomograma de la ciudad de Chihuahua.....	37
4.3 Nomograma de la ciudad de Cancún.	38
4.4 Nomograma de la ciudad de México (Cd. Universitaria).	39
Capítulo 5. CONCLUSIONES.....	41
REFERENCIAS.....	42

ÍNDICE DE FIGURAS.

Figura 2-1. Caso de referencia.....	10
Figura 2-2. Malla uno.....	10
Figura 2-3. Malla dos.....	11
Figura 2-4. Malla tres.....	12
Figura 2-5. Balance de energía en colector.....	13
Figura 2-6. Entradas y salidas de temperatura en un intercambiador de calor.....	16
Figura 2-7. Esquema de funcionamiento de un intercambiador de calor.....	17
Figura 2-8. Entradas y salidas en termotanques de almacenamiento.....	20
Figura 2-9. Balance para un nodo de termotanque estratificado.....	21
Figura 2-10. Entradas y salidas de calor y temperatura en un calentador eléctrico.....	22
Figura 3-1. Perfil de carga con control On-Off.....	28
Figura 3-2. Sistema de precalentamiento en software TRNSYS.....	29
Figura 3-3. Balance de flujos másicos en cada elemento.....	32
Figura 3-4. Balance de energía en colector.....	33
Figura 3-5. Balance de energía en Intercambiador de calor.....	33
Figura 3-6. Balance de energía en termotanque.....	34
Figura 3-7. Comportamiento de la temperatura en la parte superior e inferior	34
Figura 3-8. Balance de energía en el calentador auxiliar	35
Figura 3-9. Nomograma de sistema de colección para diferentes razones volumétricas.....	36
Figura 4-1. Nomograma de la ciudad de Chihuahua.....	38
Figura 4-2. Nomograma de la ciudad de Cancún.....	39

Figura 4-3. Nomograma de Cd. Universitaria.....	40
---	----

ÍNDICE DE TABLAS.

Tabla 3-1. Características del colector solar.....	27
Tabla 3-2. Fluidos de trabajo en intercambiadores.....	27
Tabla 3-3. Características de las bombas.....	28
Tabla 3-4. Elementos del sistema de simulación	30
Tabla 3-5. Comparación de resultados y porcentajes de error con sistema de referencia.....	36

Capítulo 1. GENERALIDADES.

1.1 Motivación.

La energía solar es una alternativa energética para lograr reducir emisiones de contaminantes a la atmósfera que nos afectan día con día, además de que prácticamente está disponible los 365 días del año y se puede considerar como una fuente inagotable, de la cual se puede obtener una gran cantidad de energía que puede cubrir necesidades para uso doméstico e industrial.

El calor solar para procesos industriales es una de las aplicaciones de las energías renovables que se ha venido detectando con alto potencial. El rendimiento de los sistemas de aprovechamiento de la energía solar está condicionado a la estimación del recurso solar promedio y a sus variaciones naturales debidas al movimiento aparente de la tierra y el sol, y del clima en cada lugar. Por lo que se ha puntualizado que el éxito futuro de las energías renovables dependerá, en gran medida, de una adecuada evaluación de los recursos disponibles y de una correcta previsión de su variabilidad.

El sector industrial se caracteriza por ser uno de los mayores consumidores de recursos energéticos, donde principalmente el calor que se consume se encuentra en el intervalo de temperatura de 80-240 °C, lo que permite una aplicación idónea de la energía solar térmica. Se ha estimado, que el calor obtenido con tecnología solar-térmica en la industria para el 2050, puede llegar a ser de 5.6 EJ/año. En México el consumo energético en las industrias también es considerable, este sector es el segundo mayor consumidor de energía en el país, significando el 28.8% del consumo total.

Por otro lado, el consumo de energía en aires acondicionados, ha pasado de 10 TJ, a 160 TJ, en los años noventa al 2010, respectivamente. Indicando el potencial existente en el sector de acondicionamiento de espacios en edificaciones. El alza del precio de los combustibles fósiles y el riesgo inherente de agotarse, ha provocado un aumento de la demanda en energías renovables. En los procesos

industriales se observa una tendencia hacia el uso de la energía solar, debido al costo-beneficio que implica. En zonas donde no hay acceso a red eléctrica y para evitar la contaminación ambiental, ya es recomendado económicamente el uso de la energía solar.

La demanda energética para calentamiento en México, ya sea vapor y/o agua caliente, representa el 24% de la energía que consumieron las 3226 empresas con demanda contratada mayor que 1000 kW. Con lo anterior, se observa que la aplicación de energía solar de manera eficiente para suministrar calor en procesos y espacios industriales es considerable para coadyuvar en el ahorro y uso eficiente de la energía. Sin embargo, la falta de herramientas que faciliten el diseño a comercializadores y usuarios es escasa, por lo que se limita aún más su aplicabilidad. Con lo anterior, en esta propuesta se contempla realizar simulación de sistemas para su dimensionamiento de acuerdo a requerimientos específicos de vapor para procesos industriales con las cuales se construirá nomogramas que permitan dimensionar sistemas para problemas específicos.

1.2 Revisión bibliográfica.

Para la revisión bibliográfica se tomaron en cuenta investigaciones en el campo de la energía solar térmica aplicada a la industria, retomándose los que a consideración nos aportaban información adecuada a la investigación a realizar.

1.2.1 Uso de simulación con TRNSYS.

Kalogirou (2003) propuso un procedimiento de optimización para la selección de colectores dependiendo de las necesidades requeridas en un proceso industrial, en la ciudad de Nicosia, Chipre. El autor simuló la adaptación de cinco tipos de colectores solares: placa plana, CPP, placa plana avanzada, PPA, parabólico compuesto, CPC, tubo de evacuado, CTE, y cilíndrico parabólico, CCP. El sistema trabajó con una tasa de flujo de carga de 2000 kg/h en un rango de temperatura de 60°C a 240°C. El periodo diario de trabajo fue de 8:00-16:00 hrs, durante cinco días a la semana. La carga se utilizó durante los primeros tres cuartos de cada hora y utilizaron válvula de alivio para temperaturas mayores que 100°C. El

sistema se modeló y simuló en TRNSYS para el período de un año, tomando en cuenta un tanque de almacenamiento de 25 m³. Los resultados mostraron una relación proporcional entre la temperatura de funcionamiento y el área de los colectores, especialmente en los CPC y CCP. Los CPP y PPA resultaron insensibles al volumen de almacenamiento, siendo viables ante el precio de los combustibles subvencionados. Para temperaturas altas los CCP son viables pero con menos ciclos de vida disponibles. Para los CTE y CPC se obtuvieron ciclos de vida negativo, siendo preferible trabajar con combustibles fósiles en vez de invertir en estos sistemas solares. A medida que el precio de los combustibles fósiles aumenta, también aumenta la viabilidad de implementar colectores solares.

Frein, Calderoni, y Motta (2014) simularon e implementaron un método para la integración óptima de una planta solar térmica, de mil metros cuadrados, para proveer de energía a un proceso de teñido de telas. La empresa en donde se implementó la planta solar, está ubicada en el la zona industrial de Benetton, Túnez. Los colectores se orientaron 15° sur- sur – oeste con una inclinación de 25°. El volumen del tanque fue de 30 m³ y utilizaron un intercambiador de calor de 500 kW. Los autores simularon diferentes configuraciones posibles, de la planta solar, realizando los balances de energía para cada configuración, en el software TRNSYS. Para la configuración del campo solar se utilizó la configuración de Tichelmann combinada con una variación en los diámetros de tubería entre cada fila de colectores. De la configuración óptima obtuvieron la reducción de emisiones de 161 toneladas de CO₂, ahorrando 82 m³ de gas, al año. En el estudio se observó que el arreglo de Tichelmann resultó adecuado para evitar riesgos de estancamientos en algunas filas del campo solar y decrementos en la eficiencia global, en condiciones normales del proceso. La selección correcta del arreglo del sistema ahorra costos en la inversión y presenta un alto rendimiento. Con el arreglo de Tichelmann y la variación de diámetros en las tuberías se obtuvo que el porcentaje de la tasa de flujo este de 4 a -4% mejorando al arreglo simple de Tichelmann que va de 13 a -8%. La inversión principal resulta costosa y es poco llamativa, ante la presencia de los combustibles fósiles, pero a largo plazo esta

inversión se ahorra combustible, evita emisiones de CO₂ y suministrando la energía requerida para el proceso.

Ayompe et al. (2011) realizaron un modelo TRNSYS validado para los sistemas de calefacción de agua solar de circulación forzada utilizados en climas templados. Los sistemas consisten en dos colectores planos de placa (FPC) y un tubo de calor colector de tubos de vacío (ETC), así como componentes auxiliares idénticos. Los sistemas fueron equipados con una unidad automatizada que controla los calentadores de inmersión y el perfil de la demanda de agua caliente para imitar el uso de agua caliente en una vivienda interior europeo típico. El componente principal del modelo TRNSYS fue el Type 73 FPC o Type 538 ETC. Una comparación de los datos modelados y medidos resultó en un porcentaje medio de errores absolutos de temperatura de salida del colector, calor recogido por los colectores y calor suministrado a la carga de 16,9%, 14,1% y 6,9% para el sistema de FPC y 18,4%, 16,8% y 7,6 % para el sistema ETC respectivamente. El modelo subestimó la temperatura del fluido de salida del colector en -9,6% y sobrestimó el calor recogido y el calor entregado a cargar en un 7,6% y 6,9% para el sistema de FPC. El modelo sobreestimó los tres parámetros de un 13,7%, 12,4% y 7,6% para el sistema ETC. El modelo TRNSYS validado se observó que puede utilizarse para predecir el rendimiento a largo plazo de los sistemas de calentamiento solar de agua en diferentes lugares, simular actuaciones del sistema bajo diferentes condiciones climáticas y de operación, optimizar el tamaño del sistema solar de calefacción de agua para que coincida con diferentes perfiles de carga.

1.2.2 Simulación con otro software.

Schramm y Adam (2014) analizaron la integración de sistemas de suministro de calor en procesos industriales, centrándose en los tanques solares de almacenamiento. Simularon cuatro aplicaciones de calor de proceso solar en la herramienta MATLAB/Simulink/CARNOT. En la simulación se tomó en cuenta varios tamaños de tanques y diferentes tipos de cargas. Los perfiles de cargas que estudiaron, son: demanda de calor constante, demanda de calor de 6:00 am- 2:00 pm, demanda de calor de 6:00 am- 2:00 pm seis días a la semana, demanda

de calor de 6:00 am- 2:00 pm cinco días a la semana. En los resultados obtenidos se observa una variación de la temperatura entre 60 y 80°C, la pérdida de calor del tanque fue en el rango de 0.4 y 1.4 W/m²K y el rendimiento del colector se extendía entre 150 m² y 1500 m². Los resultados de la simulación demuestran que el rendimiento excedente solar causado por el uso de un tanque depende en gran parte de las condiciones del entorno. Los déficit de rendimiento son causados por el uso de tanques con volúmenes demasiado grandes y / o mala calidad de aislamiento del tanque. El conocimiento obtenido a través de este proyecto muestra que el calor de proceso solar tiene que superar los obstáculos técnicos con el fin de asegurar el éxito en sí mismo un lugar en el mercado de la calefacción industrial, así como para agotar su potencial. Las realizaciones del buen funcionamiento de las plantas de proceso de calor solar se deben acelerar el fin de obtener y difundir el conocimiento técnico. Aplicaciones de calor de proceso solar defectuoso puede tener un efecto negativo a largo plazo sobre la penetración en el mercado. El dimensionamiento de los tanques solares depende principal y mayormente en los perfiles de carga y temperaturas de proceso. Con el arreglo del volumen de líquido dinámicamente incrustado se aumenta el rendimiento de la instalación un 25%. Especialmente en periodos de baja radiación el beneficio de estas estrategias crece con las temperaturas de proceso más altas y volúmenes de tanques más grandes.

1.2.3 Estudios costo-beneficio.

Mekhilef, Saidur y Safari (2011) hicieron una revisión sobre la aplicación y el costo-beneficio, en industrias de distintos sectores, que utilizan energía solar en sus procesos. Los investigadores analizaron las aplicaciones en las que se utilizaba la energía solar: calentamiento de agua, generación de vapor, sistemas de secado y deshidratación, sistemas de enfriamiento y aire acondicionado. Analizaron sistemas fotovoltaicos aplicados a construcción, generación de energía, la desalación de agua para procesos industriales y en la industria alimenticia. Los autores recomiendan utilizar colectores cilíndricos parabólicos a las industrias que trabajan con temperaturas superiores a 140°C. En la industria textil, que trabajan con temperaturas cercanas a 100°C, los investigadores

recomiendan utilizar colectores solares, siendo factibles al compararlos con el precio de los combustibles fósiles.

Ramos y Ramirez (2013) Evaluaron la viabilidad de implementar la energía solar concentrada en la industria mexicana, centrándose en las pequeñas y medianas empresas del ramo textil y alimenticio. Los autores analizaron Los datos proporcionados por la Secretaria Nacional de Energía de México, el Instituto Nacional de Estadística y Geografía, y recolección de datos de campo. Limitando la investigación a las industrias que consumen alrededor de 515.55 PJ y estableciendo tres escenarios de análisis: Potencial Teórico Industrial, Potencial Técnico Industrial y Potencial Técnico Factible. En el Potencial Teórico Industrial con la aplicación de un valor medio anual de la radiación solar, se obtuvo un potencial teórico de alrededor de 6 millones de metros cuadrados de área de campo solar y una inversión de \$1540 USD. En el Potencial Técnico Industrial la demanda podría ser cubierta mediante 2.7 millones de metros cuadrados de colectores cilíndricos parabólicos con una inversión de \$650 millones USD, considerando que invierten en combustible alrededor de \$192 millones USD. Con los datos considerados en el Potencial Técnico Factible se obtuvo un área de colección de 75084 m² y el poder térmico generado por el campo solar fue de 45051 kW equivalente a 131.54 GWh/año. La energía total generada durante el año ascendería a 0.47 PJ equivalentes a 1.5 veces la energía consumida hasta el momento por todo el sector utilizando como fuente la energía solar, 0.31 PJ. La inversión total por instalación podría ascender a los \$17 millones USD, pero tomando en cuenta que las empresas gastan \$7.5 millones USD al año en combustible, el tiempo promedio de recuperación de la inversión sería en 2.3 años. Estas cifras, aunque impresionante, sólo demuestra que en el lado de la demanda, las industrias que requieren energía térmica, la disponibilidad de tierras y el nivel de radiación solar, menor a 2000 kWh/m² año, no son límites a la generación de calor para procesos industriales solar en México. Es necesaria mayor investigación en este campo ya que debido a la ubicación del país se puede obtener grandes beneficios de la energía solar.

1.3 Conclusión bibliográfica.

El software TRNSYS se observa que ha venido siendo adecuado para la simulación y dimensionamiento de sistemas de calentamiento solar, y que en relación a otros softwares presenta resultados con aceptable predicción. Los trabajos de investigación e implementación en el ámbito industrial son limitados, sin embargo, en algunos casos se ha demostrado, mediante la fracción solar y el estudio costo beneficio, que su eficiencia es alta y por lo cual es la manera más adecuada para sustituir o disminuir el uso de combustibles fósiles en los procesos industriales de producción de calor. Cabe mencionar que en algunos países con el apoyo del gobierno es posible implementar estos sistemas solares en las industrias y algunos otros evalúan la factibilidad de ellos, tal es el caso de México. También es de considerar el tipo de colector que se utilizara en cada proceso, mediante la consulta de estos artículos queda claro que para el proceso de precalentamiento los colectores de placa son los adecuados debido a su costo-beneficio. La elección del tipo de sistema de colección solar solo es el primer paso ya que también es de alta importancia la configuración requerida del sistema de producción de calor. Las variables a analizar más importantes en los sistemas son los volúmenes de tanques de almacenamiento y las áreas de colección ya que dependiendo de ellos se verán reflejadas las pérdidas y ganancias de energía que tendrán cada configuración realizada. Los especialistas se centran en el ahorro de combustibles, el análisis costo-beneficio y la disminución de emisiones contaminantes para poder determinar qué tan viable es implementar un sistema de este tipo. Finalmente, en la industria mexicana el desarrollo de sistemas solares para precalentamiento de agua para procesos es limitado, por lo que no se puede ver la factibilidad dentro del país por lo que mediante el estudio con uso de parámetros de diseño es posible determinar esos beneficios los sistemas solares para precalentamiento traerían consigo.

1.4 Objetivos.

1.4.1 Objetivo general.

Simulación de sistemas de energía solar térmica para su dimensionamiento de acuerdo a requerimientos específicos de precalentamiento en la producción de vapor para procesos industriales.

1.4.2 Objetivos específicos.

- Adecuación de las estrategias de simulación en software TRNSYS.
- Verificación de estrategias de simulación.
- Diseño de sistemas basados en estudios paramétricos.

1.4.3 Alcances y limitaciones.

1.4.3.1 Alcances.

Simular con la ayuda de TRNSYS, en tres ciudades diferentes, un sistema de precalentamiento de agua mediante energía solar, a partir de ello se desarrollan nomogramas para identificar los volúmenes de tanque de almacenamiento y áreas de colección adecuadas según los requerimientos y el lugar de implementación.

1.4.3.2 Limitaciones.

Las bases de datos para México no han sido validadas por la Agencia Internacional de Energía, por lo tanto, no es posible saber la cantidad de incertidumbre que manejamos para cada ciudad con respecto a la fracción solar y la ganancia de energía. También al haber poca información acerca de los termotanques estratificados fue necesario investigar a fondo acerca de su funcionamiento y calcular la energía almacenada y energía cedida hacia el ambiente.

Capítulo 2. MODELADO DE SISTEMAS.

2.1 Fundamentos teóricos.

El término calor de procesos con uso en sistemas de aprovechamiento solar aplicados al sector industrial se interpreta como una metodología que a través de un instrumento de aprovechamiento solar (colector) hace pasar un fluido que utilizará la energía ganada por el colector con la finalidad de incrementar su temperatura, temperatura que al conducirse por una red de tuberías llega al proceso de forma directa o indirecta y aporte dicha cantidad de calor al proceso general.

El análisis de las aplicaciones de los sistemas de colección solar aplicada a la industria en forma de calor de procesos, requiere del conocimiento de los fundamentos básicos tales como la explicación del fenómeno de radiación solar, los dispositivos para la captación y uso de la energía solar.

2.2 Caso de estudio.

En este trabajo se estudió un caso en particular de un sistema de colección solar para el precalentamiento en la producción de vapor en 3 ciudades distintas. Las ciudades elegidas para el estudio fueron consideradas debido a su tipo de clima, un clima seco, un clima húmedo y un clima intermedio entre estos dos, para comprobar la viabilidad y poder dimensionar los sistemas adecuadamente en cada ciudad. De acuerdo a la simulación en software TRNSYS, este arrojó que las ciudades más adecuadas para las consideraciones tomadas son Chihuahua (clima seco), Cancún (clima húmedo) y CD. Universitaria (clima intermedio).

2.3 Modelo físico.

El sistema solar modelado aprovecha la energía solar mediante un colector solar y la transforma en calor para integrarla en el proceso de precalentamiento de agua y poder obtener agua a 90°C para un proceso industrial con requerimientos específicos. El sistema del proceso de precalentamiento se considera integrado por estas tres mallas. En la *Figura 2-1* se muestra el sistema de precalentamiento, que cuenta con tres mallas. Todo el sistema trabaja con dos fluidos diferentes. Por

la malla uno pasa una mezcla tipo agua/glicol, por la segunda y tercera pasa agua tratada.

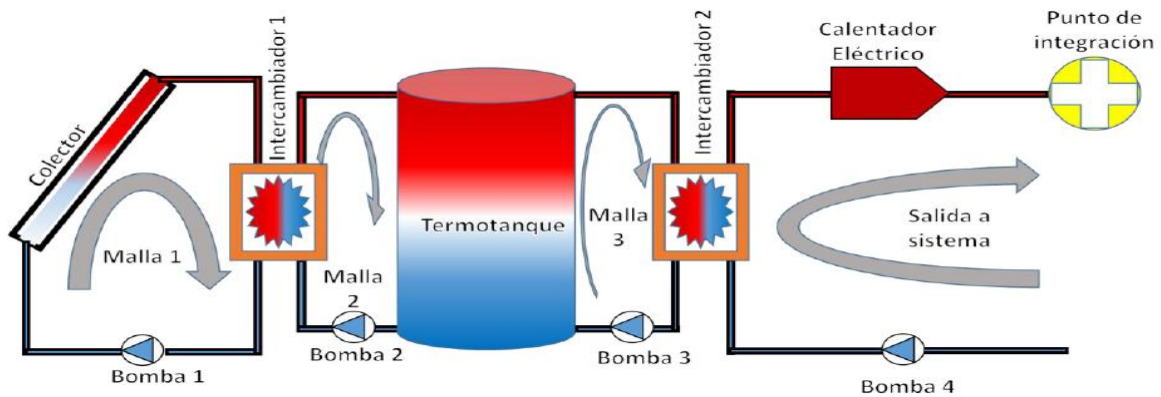


Figura 2-1. Caso de referencia.

La malla uno, como se muestra en la *Figura 2-2*, está compuesta de dispositivos de colección solar (colector solar), un intercambiador de calor y una bomba de desplazamiento positivo. La bomba se encarga de circular el fluido de trabajo, en este caso agua-etilenglicol, hacia los colectores solares, los cuales elevan la temperatura del fluido de trabajo como efecto de la transmisión de energía en forma de calor. Siguiendo el circuito, el fluido es llevado hacia el intercambiador de calor donde por medio del paso de otro fluido con diferente temperatura la temperatura del fluido de la malla uno disminuye y regresa a la bomba.

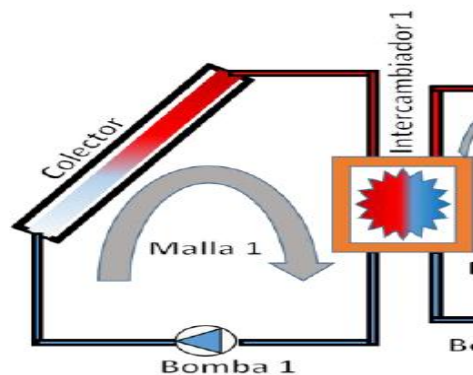


Figura 2-2. Malla uno.

La segunda malla, *Figura 2-3*, es la encargada de recibir el fluido de trabajo (agua tratada) con una temperatura más elevada a la salida del intercambiador de calor y transportarlo hacia la parte superior de un almacén térmico. En la parte interior del almacén el fluido cede calor al fluido que está ingresando por la parte inferior del almacén térmico. Al efectuarse esta transferencia de calor la temperatura del agua a la salida inferior del almacén térmico es más baja que en la entrada. Por medio de la bomba el agua regresa al circuito para volver a ser calentada.

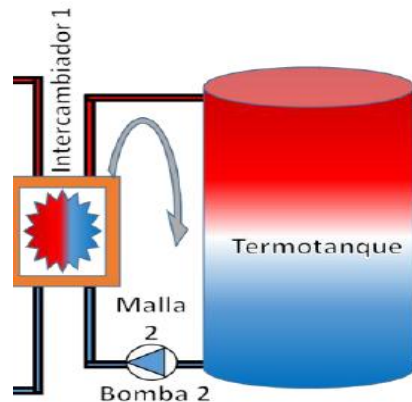


Figura 2-3. Malla dos.

La malla tres que se muestra en la *Figura 2-4* está constituida por otro intercambiador de calor, una bomba de desplazamiento positivo y las salidas del almacén térmico. A la salida de la parte superior del termotanque la temperatura del fluido aumenta. Después de salir del almacén térmico el fluido entra al intercambiador de calor, donde, pierde calor y el líquido frío resultante es recirculado por la bomba a la parte inferior del almacén térmico. El agua precalentada que provee el intercambiador es incorporada a un calentador eléctrico que elevara la temperatura hasta el nivel deseado (90°C) y después pasar al punto de integración que es donde se integra al proceso que requiere el agua precalentada.

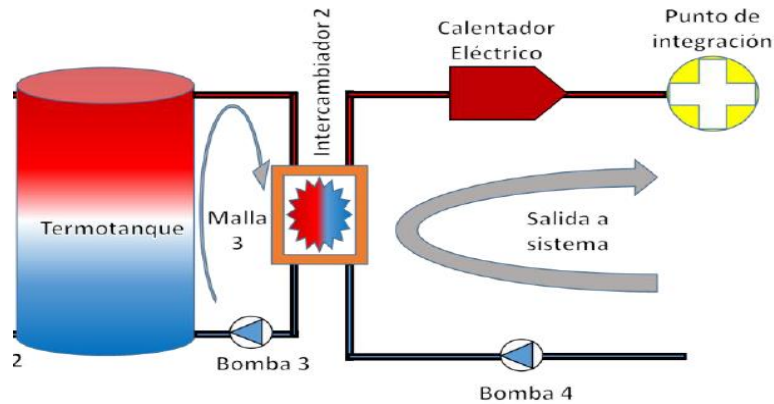


Figura 2-4. Malla tres.

2.4 Modelo matemático.

El modelo matemático del sistema de calentamiento solar integra los modelos de los componentes de este, como son colector solar, intercambiador de calor, tanque de almacenamiento y calentador eléctrico, mediante balances de energía en cada elemento. El software TRNSYS genera un sistema de ecuaciones algebraicas que resuelve matricialmente, en este caso el software integra la matriz de manera automática y arroja los resultados en términos de temperatura y flujos de calor. Al ir agregando cada elemento sus características son consideradas e integradas para arrojarse en los resultados.

A continuación se describen los elementos que conforman el sistema.

2.4.1 Colector solar.

De acuerdo a la definición de Duffie (2003) “un colector solar es un tipo de intercambiador de calor que transforma la energía irradiada por el sol en calor”. La transferencia de energía es de una fuente de energía radiante hacia un fluido de trabajo. En el proceso de la transferencia de calor hacia el fluido parte de la energía solar absorbida se pierde hacia el ambiente. Los colectores solares de placa plana pueden ser diseñados para aplicaciones que requieran la entrega de energía a temperaturas moderadas, tal vez 100°C por encima de la temperatura ambiente. Con este tipo de colector se puede aprovechar tanto la radiación directa

difusa. En la Figura 2-5 se muestra el balance de energía que se tiene en un colector.

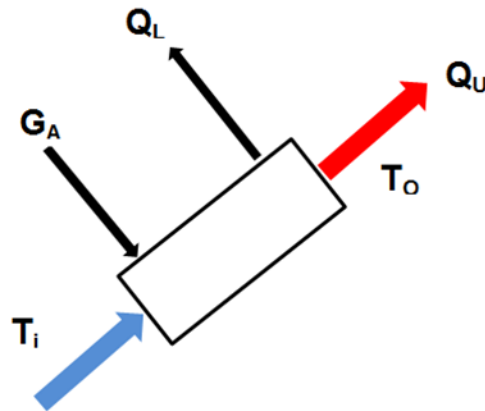


Figura 2-5. Balance de energía en colector.

Para analizar el comportamiento del colector consideramos la primera de la termodinámica para estado permanente, con lo cual se llega a la Ecuación 2.1.

$$G_A = Q_U + Q_L \quad \left(\frac{kJ}{hr} \right) \quad (2.1)$$

donde G_A es la radiación del sol, Q_U es la energía útil que se obtiene del colector y Q_L es la cantidad de energía que se pierde hacia los alrededores. Despejando Q_L de la Ecuación 2.1 se obtiene la Ecuación 2.2.

$$Q_L = G_A - Q_U \quad (2.2)$$

De acuerdo a la ley de enfriamiento de Newton Q_L es igual al producto del factor de remoción, el coeficiente global de pérdidas de calor y la diferencia de temperatura media en el colector (T_{MED}) y la temperatura ambiente (T_A), y se describe de la siguiente manera:

$$Q_L = F_R U_L (T_{MED} - T_A) \quad (2.3)$$

donde T_{MED} está en grados K , y se define por la diferencia entre la temperatura de entrada la temperatura de salida del colector dividida entre 2:

$$T_{MED} = \frac{(T_{Sal} - T_{Ent})}{2} \quad (2.4)$$

Sustituyendo la Ecuación 2.3 en la Ecuación 2.2 obtenemos:

$$F_R U_L (T_{MED} - T_A) = Q_{in} - Q_U \quad (2.5)$$

Despejando el coeficiente de pérdidas térmicas ($F_R U_L$) se obtiene:

$$F_R U_L = \frac{Q_{in} - Q_U}{T_{MED} - T_A} \quad \left(\frac{kJ}{hr * K} \right) \quad (2.6)$$

Para determinar el comportamiento de un colector solar se consideran tres coeficientes característicos, a_0 , a_1 y a_2 . Donde a_1 es igual a $F_R U_L$, que medido por cada metro cuadrado de colección es igual al coeficiente de pérdida de eficiencia.

$$F_R U_L \approx a_1 \quad (2.7)$$

Al conocer el coeficiente de pérdida de eficiencia del colector es posible determinar la eficiencia que presenta el colector y por ellos se puede determinar la cantidad de energía de Q_U que se obtendrá a la salida del colector.

Para obtener estos coeficientes debemos de tomar en cuenta la ecuación para la eficiencia de los colectores, despejamos la Ecuación 2.1 en función de Q_U y se obtiene que:

$$Q_U = G_A - Q_L \quad (2.8)$$

Al evaluar a Q_U para un $\lim_{t \rightarrow \infty} Q_U$ encontramos el estado permanente de la función por lo que Q_U es igual con 0, entonces obtenemos que:

$$G\tau\alpha - (U_L(T_P - T_a) + Q_U) = 0 \quad (2.9)$$

Si dividimos la Ecuación 2.9 entre G obtenemos:

$$\eta = \frac{Q_U}{G} = \frac{G\tau\alpha - (U_L(T_P - T_a) + Q_U)}{G} \quad (2.10)$$

Por lo tanto la eficiencia es:

$$\eta = F_R\tau\alpha - \frac{F_R U_L (T_i - T_a)}{G} + \frac{F_R U_L (T_i - T_a)^2}{G} \quad (2.11)$$

donde $F_R\tau\alpha$ es el coeficiente de ganancia a_0 , $\frac{F_R U_L (T_i - T_a)}{G}$ es el coeficiente de pérdida a_1 y $\frac{F_R U_L (T_i - T_a)^2}{G}$ es el factor de corrección a_2 . De acuerdo al modelo en Duffie, Beckman y Worek (2003) podemos observar que estos coeficientes nos permiten evaluar la eficiencia del colector, así como las pérdidas y su factor de corrección con lo cual se puede satisfacer las incógnitas de la primera ley de la termodinámica para estado permanente, Ecuación 2.1.

2.4.2 Intercambiadores de calor.

Para el proceso de intercambio de calor entre dos fluidos que están a distintas temperaturas y separados por una pared sólida se utilizan intercambiadores de calor. El intercambiador de calor de contraflujo trabaja con dos fluidos que llevan la misma dirección pero sentidos opuestos. Cada uno de los fluidos entra al intercambiador por diferentes extremos. Ya que el fluido con menor temperatura sale en contraflujo del intercambiador de calor en el extremo donde entra el fluido

con mayor temperatura, la temperatura del fluido más frío se aproximará a la temperatura del fluido de entrada.

En la Figura 2-6 se observa las entradas y las salidas del intercambiador, esta configuración mantiene la transferencia de calor entre las partes más calientes de los dos fluidos en un extremo, así como entre las partes más frías en el otro. El intercambiador de calor recibe una temperatura de entrada de fuente caliente (T_{HOT1}) y otra de una fuente fría (T_{COLD2}), debido al proceso del intercambio de calor el dispositivo tiene como salida una fuente fría (T_{COLD1}) y una fuente caliente para la salida del lado 2 del intercambiador (T_{HOT2}).

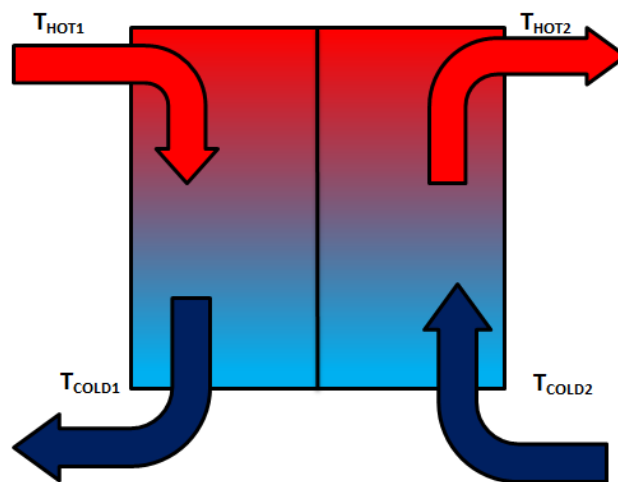


Figura 2-6 Entradas y salidas de temperatura en un intercambiador de calor.

El análisis de intercambiadores de calor es para determinar el coeficiente global de transferencia de calor, U , el cual está dado por la Ecuación 2.12.

$$R_{Tot} = \frac{1}{UA} \quad (2.12)$$

Este coeficiente se determina al tener en cuenta las resistencias de conducción y convección en los fluidos de trabajo separados por paredes planas y cilíndricas compuestas, respectivamente.

Para diseñar o seleccionar un intercambiador de calor, es necesario relacionar la transferencia de calor total directamente como una función de las temperaturas de entrada y salida del flujo de trabajo, el coeficiente global de transferencia de calor, y el área superficial total para la transferencia de calor. Estas relaciones son obtenidas aplicando balances globales de energía a los fluidos de entrada y salida del intercambiador.

Mediante los balances de energía aplicados se obtiene las Ecuaciones 2.13 y 2.14 para un fluido caliente y frio respectivamente como se ilustra en la *Figura 2-7*.

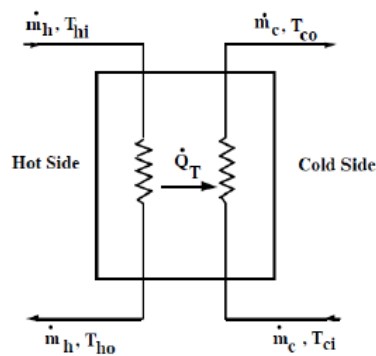


Figura 2-7. Esquema de funcionamiento de un intercambiador de calor.

$$q = \dot{m}_h C_{ph} (T_{hi} - T_{ho}) \quad (2.13)$$

$$q = \dot{m}_c C_{pc} (T_{ho} - T_{ci}) \quad (2.14)$$

donde \dot{m} es el flujo másico, C_p es el calor específico constante para el fluido de trabajo, T es la temperatura media del fluido en las posiciones que señalan, el subíndice h es para el fluido caliente, el subíndice c para un fluido frío y los subíndices i y o se refieren a las condiciones de entrada y salida respectivamente.

Sin embargo como las temperaturas medias (ΔT_m) varían respecto de la posición en el intercambiador de calor, es necesario trabajar con una ecuación de flujo de la siguiente manera:

$$q = UA\Delta T_m \quad (2.15)$$

donde (ΔT_m) es la diferencia de temperaturas media para una media apropiada.

La definición de eficiencia en un intercambiador de calor está relacionada con la transferencia de calor máxima posible, $q_{m\acute{a}x}$, para el intercambiador. La cual para un intercambiador de calor tipo contraflujo, uno de los fluidos experimentaría la diferencia máxima de temperatura, $T_{hi} - T_{ci}$. Para lo cual se debe suponer que en una situación $C_c < C_h$ en donde $|dT_c| > |dT_h|$ y C_c está dado por el producto del flujo másico y la C_p del fluido frio. El fluido experimentaría entonces el cambio más grande de temperatura, en consecuencia se definirían las transferencias de calor máxima posible como:

$$C_c < C_h \quad q_{m\acute{a}x} = C_c(T_{hi} - T_{ci}) \quad (2.16)$$

donde T_{hi} es la temperatura de entrada en el lado caliente, T_{ci} es la temperatura de entrada en el lado frio, C_h es el producto del flujo másico y la C_p del fluido caliente, $|dT_c|$ es el diferencia de temperatura del lado frio y $|dT_h|$ es el diferencial de temperatura de lado caliente.

De manera similar si, $C_h < C_c$, el fluido caliente experimentaría el cambio de temperatura más grande y se enfriaría a la temperatura de entrada del fluido frio ($T_{ho} = T_{ci}$). Por lo tanto, la Ecuación pasa a ser:

$$C_h < C_c \quad q_{m\acute{a}x} = C_h(T_{hi} - T_{ci}) \quad (2.17)$$

A partir de estas consideraciones se obtiene la expresión general de la transferencia máxima de calor posible:

$$q_{m\acute{a}x} = C_{min}(T_{hi} - T_{ci}) \quad (2.18)$$

donde C_{min} es igual a C_h o C_c según cual sea el menor.

Entonces es posible definir la eficiencia ε como la razón de transferencia de calor para un intercambiador de calor y la transferencia de calor máxima posible.

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{m\acute{a}x}} \quad (2.19)$$

De las ecuaciones 2.13, 2.14 y 2.18, se obtiene que:

$$\varepsilon = \frac{C_c(T_{co}-T_{ci})}{C_{min}(T_{hi}-T_{ci})} \quad (2.20)$$

donde T_{co} es la temperatura de salida del lado frio, T_{ci} es la temperatura de entrada del lado frio y T_{hi} es la temperatura de entrada del lado caliente.

Para poder determinar la transferencia de calor real necesitamos conocer la eficiencia y las temperaturas de entrada. Conociendo estas podemos usar la expresión:

$$q = \varepsilon C_{min}(T_{hi} - T_{ci}) \quad (2.21)$$

La relación de eficiencia definida para un intercambiador de tipo contraflujo está dada por la ecuación:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[-\frac{UA}{C_{min}}\left(1 - \frac{C_{min}}{C_{m\acute{a}x}}\right)\right]}{1 - \frac{C_{min}}{C_{m\acute{a}x}} \exp\left[-\frac{UA}{C_{min}}\left(1 - \frac{C_{min}}{C_{m\acute{a}x}}\right)\right]} \quad (2.22)$$

Para la determinación de las temperaturas de trabajo es necesario realizar una lectura de las temperaturas de los fluidos de entrada, en el modelo actual las temperaturas son obtenidas de la salida del colector y la entrada por la bomba,

para cada parámetro de tiempo se debe realizar una integración constante para conocer las temperaturas de salida.

2.4.3 Termotanque estratificado.

El termotanque es el elemento que se encarga del almacenamiento de la energía del fluido de trabajo, el rendimiento térmico de un tanque de almacenamiento de energía sujeto a estratificación térmica, puede ser modelado por el supuesto de que el tanque se compone de N ($N \leq 100$) segmentos de volumen igual completamente mezclados. El grado de estratificación se determina por el valor de N . Si N es igual a 1, el tanque de almacenamiento se modela como un tanque totalmente mezclado y no hay efectos de estratificación.

Un termotanque característico cuenta con dos entradas de temperatura y dos salidas. Como se puede observar en la *Figura 2-8* el tanque de almacenamiento cuenta con dos entradas con las variables $T_{in,h}$ y $T_{out,c}$, las cuales son entradas de fluido caliente y entrada de fluido frío respectivamente, también las salidas se denotan con la terminación de salida fría y salida caliente. Su procedimiento de trabajo es similar al de un intercambiador de calor de contraflujo, debido a que la temperatura de salida de la parte superior es más caliente que la salida de temperatura en la parte fría.

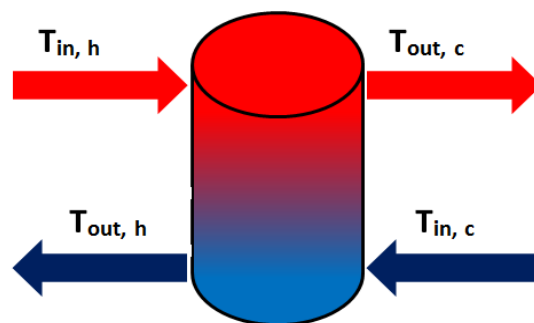


Figura 2-8. Entradas y salidas en termotanque de almacenamiento.

Mediante la ecuación de balance 2.23 se representa la forma de intercambio de calor dentro del termotanque.

$$\dot{Q}_h = \dot{Q}_c \quad (2.23)$$

donde \dot{Q}_h es el calor total del lado caliente y \dot{Q}_c representa el calor total de la parte fría, \dot{Q}_h y \dot{Q}_c están dadas por las ecuaciones 2.24 y 2.25, respectivamente.

$$\dot{Q}_h = \dot{m}C_p(T_{in,h} - T_{out,h}) \quad (2.24)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}C_p(T_{out,c} - T_{in,c}) \quad (2.25)$$

donde \dot{m} es el flujo másico a través del termotanque, $T_{in,h}$ la temperatura de entrada en el lado caliente, $T_{out,h}$ la temperatura de salida en el lado caliente, $T_{out,c}$ la temperatura de salida del lado frío y $T_{in,c}$ la temperatura de entrada de lado frío.

Debido a que el termotanque es un elemento al cual se le define una temperatura predeterminada T_s esta temperatura define la carga de calor total presente en todo el dispositivo, mediante la ecuación:

$$\dot{Q}_s = (\dot{m}C_p)_s \Delta T_s \quad (2.26)$$

Un termotanque estratificado requiere un análisis por cada capa del termotanque, en la cual el balance a realizar debe contemplar ciertos elementos como se muestra en la *Figura 2-9*, en la cual, se muestra la necesidad de tomar en cuenta la cantidad de pérdidas de calor al ambiente (Q_{per}) dentro del balance para cada capa de estratificación.

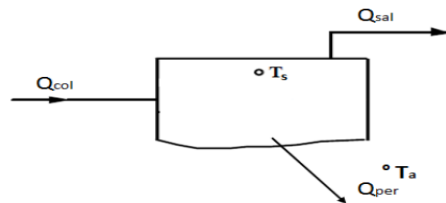


Figura 2-9. Balance para un nodo de termotanque estratificado.

Al contemplar las pérdidas al ambiente se obtiene:

$$Q_{per} = (UA)_s(T_s - T'_a) \quad (2.27)$$

donde $(UA)_s$ es el coeficiente global de transferencia de calor dado por la Ecuación 2.12, T_s es la temperatura de trabajo deseada del termotanque y T'_a corresponde a la temperatura ambiente.

El balance del nodo analizado se representa con la siguiente ecuación:

$$(\dot{m}C_p)_s \frac{dT_s}{dt} = Q_{col} - Q_{sal} - Q_{per} \quad (2.28)$$

donde $(\dot{m}C_p)_s \frac{dT_s}{dt}$ esta dada por la temperatura establecida de control del termotanque y representa el calor almacenado por un período de tiempo dt , Q_{col} en la energía que se del colector y Q_{sal} es la energía que sale del nodo analizado.

2.4.4 Calentador eléctrico auxiliar.

Los calentadores eléctricos auxiliares son dispositivos que elevan la temperatura de un fluido utilizando un controlador interno, externo o ambos, el cual aumenta o disminuye la cantidad de potencia necesaria para llevar a una temperatura establecida al sistema que se trabaja. En la *Figura 2-10* se muestra el funcionamiento de un calentador eléctrico. El sistema presenta dos entradas y dos salidas. La característica es una temperatura de entrada y la potencia para obtener la temperatura que se desea tener a la descarga contemplando la cantidad de calor perdida hacia el ambiente.

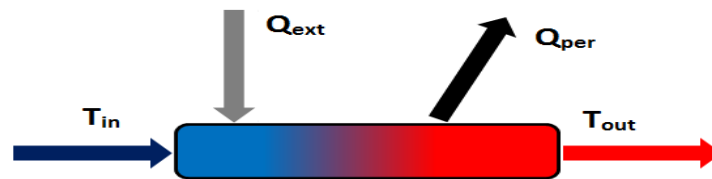


Figura 2-10. Entradas y salidas de calor y temperatura en calentador eléctrico.

La ecuación que define el balance termodinámico del calentador está dada por la siguiente ecuación:

$$Q_{ext} = Q_{fluido} - Q_{per} \quad (2.29)$$

donde Q_{ext} está dado por la Ecuación 2.30.

$$Q_{ext} = \frac{\dot{m}C_{pf}(T_{des}-T_{in})+UA(T_{med}-T_a)}{\eta_{Calen}} \quad (2.30)$$

donde $\dot{m}C_{pf}$ son el flujo másico y el calor específico del fluido de trabajo, T_{des} es la temperatura de salida deseada, T_{in} es la temperatura de entrada, UA es el coeficiente de transferencia de calor, η_{Calen} es la eficiencia del calentador, T_a es la temperatura ambiente y T_{med} está dada por la ecuación:

$$T_{med} = \frac{T_{des}-T_{in}}{2} \quad (2.31)$$

El calor de pérdidas (Q_{per}) de la Ecuación 2.29 se define:

$$Q_{per} = UA(T_{med} - T_{in}) + (1 - \eta_{Calen})\dot{Q}_{m\acute{a}x} \quad (2.32)$$

donde $\dot{Q}_{m\acute{a}x}$ es la máxima cantidad de calor que puede aportar el calentador auxiliar.

El calor dentro del calentador auxiliar está definido por la Ecuación 2.33:

$$Q_{fluid} = m_o C_{pf}(T_o - T_i) \quad (2.33)$$

donde T_o es:

$$T_o = \frac{\dot{Q}_{m\acute{a}x}\eta_{htr}+\dot{m}C_{pf}T_{in}+UAT_{env}-\frac{UAT_{in}}{2}}{\dot{m}C_{pf}+\frac{UA}{2}} \quad (2.34)$$

Al ser T_o la variable de control la eficiencia del calentador (η_{Calen}) y la cantidad máxima de calor que puede aportar el calentador ($\dot{Q}_{m\acute{a}x}$) son completamente dependientes de esta variable de salida.

2.4.5 Relación de área de colección-volumen de almacenamiento.

El cálculo de proporciones entre la relación de área y volumen de los elementos del sistema de colección, para ello se requiere conocer el índice de demanda de fluido dada en litros/día o bien en m³/día.

Además se debe establecer una razón de uso de los litros de fluido que pasaran por cada m² de área de colección, esta razón está dada en litros/día*m² y se representa por la ecuación:

$$UR = \frac{\text{Demanda}}{A_c} \quad (2.35)$$

donde A_c es el área de colección del sistema.

Para adaptar el área de colección adecuada es comúnmente de acuerdo a la razón de uso, por lo tanto la Ecuación 2.35 queda como:

$$A_c = \frac{\text{Demanda}}{UR} \quad (2.36)$$

Con el conocimiento del área de colección, es necesario ubicar una razón volumétrica, en términos de litros de almacenaje por área de colección, misma que se expresa en términos de litros/m².

Al conocer la razón volumétrica deseada se establece la relación para encontrar la razón de volumen más adecuada, dada por la ecuación:

$$V_T = A_c * R_v \quad (2.37)$$

donde V_T es el volumen del tanque y R_v es la razón volumétrica.

Al saber sobre estos parámetros, demanda, razón de uso y razón volumétrica, se puede obtener un esquema del rendimiento que presentara el sistema de colección para diferentes áreas y volúmenes, por lo que la evaluación de los sistemas es más fácil de identificar de manera gráfica.

2.4.6 Determinación del flujo en la malla de calentamiento solar.

Para determinar los flujos máxicos que pasan por las bombas con respecto al área de colección obtenida se utilizó el volumen de tanque de almacenamiento. Debido

a que el programa base que maneja un tanque de almacenamiento de 12 m³ y flujos máscicos de 6000 y 5000 kg/hr para las diferentes bombas del sistema para una demanda diaria de 25000 litros/día se obtuvo la Ecuación 2.38:

$$\dot{m} = V_T * \frac{\dot{m}_R}{V_{TR}} \quad (2.38)$$

donde V_T es el volumen del tanque requerido, \dot{m}_R es el flujo máscico del case de referencia, que para la bomba uno y dos es de 6000 kg/hr y para la bomba 3 es de 5000 kg/hr y V_{TR} es el volumen del programa base que es de 12 m³. El flujo de la bomba 4 es de 5000 kg/hr como en el caso de referencia ya que con ese flujo se cumple la demanda de los 25 l/día.

Capítulo 3. SIMULACION.

El modelo de sistema solar de calentamiento de agua se desarrolla utilizando el software de simulación de sistemas transitorios (TRNSYS).

3.1 Generalidades del software TRNSYS.

TRNSYS es un programa de simulación dinámica para sistemas con una estructura modular. Está especialmente diseñado para la simulación de sistemas solares activos y simulación térmica de edificios. Reconoce un lenguaje de descripción del sistema en el que el usuario especifica los componentes que constituyen el sistema y la manera en que están interconectados.

Este proyecto a través de dicho programa, utiliza la simulación del funcionamiento del sistema de precalentamiento. Esta simulación permite analizar el comportamiento energético del sistema de acuerdo a los parámetros y condiciones de cada uno de sus componentes. Las simulaciones son de carácter transitorio y pueden realizarse en los rangos de espacios de tiempos especificados por el usuario.

TRNSYS cuenta con un solver de ecuaciones algebraicas y diferenciales que incorpora una librería con los más comunes sistemas termoenergéticos y diseñado especialmente para simulaciones transitorias. Cada uno de los componentes que con los que cuenta el software se describe mediante una subrutina que en la nomenclatura que utiliza TRNSYS recibe el nombre de TYPE. Esta técnica permite analizar un sistema entero como la suma de componentes o sistemas individuales y la interconexión entre éstos.

A continuación se describen los elementos (TYPE) utilizados en nuestra simulación.

3.2 Elementos del modelo simulado.

El diagrama del proceso a simular consta de 1 colector de placa plana, 2 intercambiadores de calor, 1 termotanque, 1 calentador eléctrico y 4 bombas. Las especificaciones para cada elemento se dan para que en conjunto cumplan con

una demanda diaria de 25000 litros diarios de agua tratada a 90°C para poder incorporarse a un proceso.

A continuación se describen las especificaciones de cada elemento con el que cuenta el sistema.

3.3 Especificaciones del modelo.

El modelo simulado cuenta con un colector de placa plana, en la *Tabla 3-1* se describe sus parámetros de funcionamiento.

Tabla 3-1. Características del colector solar.

Colector Solar	
Tipo	Placa Plana
Área de Colección	200 m ²
Fluido de Transferencia por el Colector	Agua/Glicol Cp=3.7 kJ/(m ² ·K)
Eficiencia de Intercepción	0.811
Ángulo Azimutal	Frente al Ecuador
Ángulo de Inclinación	40°

Para los datos de radiación de nuestra ciudad de referencia, Graz, Austria, se toman de datos de la Agencia Internacional de Energía (IEA) por sus siglas en inglés.

El sistema cuenta con dos intercambiadores para los cuales se presenta un coeficiente de transferencia de calor de 24000 W/K. Por el intercambiador de calor uno se hacen pasar dos fluidos de trabajo, en el extremo caliente se pasa agua/glicol y en su lado frío solo agua. Para el intercambiador dos tenemos que el fluido de trabajo es únicamente agua. En la *Tabla 3-2* se aprecian los fluidos y Cp's.

Tabla 3-2. Fluidos de trabajo en intercambiadores.

Características de Fluidos de Trabajo de Intercambiadores de Calor	
Fluido	Cp
Agua/Glicol	3.7 kJ/(m ² ·K)

En la *Tabla 3-3* se describen las características de funcionamiento de las 4 bombas hidráulicas del sistema.

Tabla 3-3. Características de las bombas.

No. De Bomba	Fluido de Trabajo	Capacidad (kg/hr)	Potencia Nominal (kW)	Eficiencia Total de la Bomba	Eficiencia del Motor
1	Agua/Glicol	6000	6	0.6	0.9
2	Agua	6000	6	0.6	0.9
3	Agua	5000	5	0.6	0.9
4	Agua Tratada	5000	5	0.6	0.9

El termotanque utilizado es de tipo cilindro vertical de perdidas uniformes con 2 entradas y 2 salidas. Su capacidad es de 12 m³ y 3 m de altura. El fluido de trabajo es agua y su coeficiente de perdida es de 0.833 kJ/(hr·m²·K). El análisis nodal del termotanque se presenta para cinco secciones.

El perfil de carga para el sistema está definido como se muestra en la *Figura 3-1*.

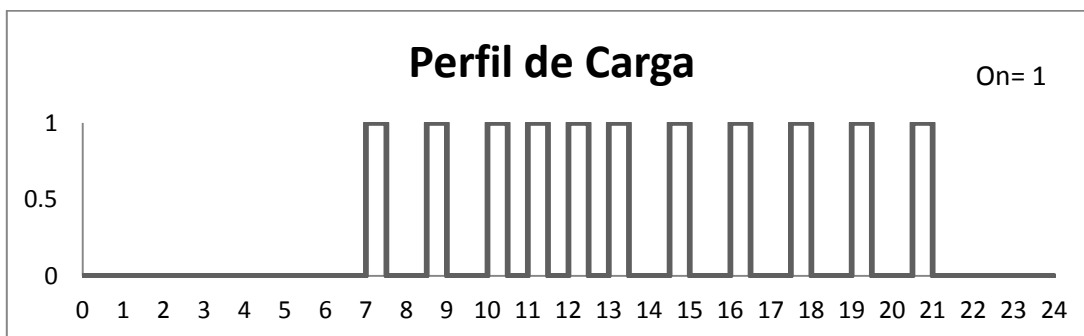


Figura 3-1. Perfil de carga con control On-Off.

3.4 Simulación y metodología de solución en TRNSYS.

El proceso de simulación del sistema propuesto consiste en inter-relacionar los diversos componentes del sistema con la ayuda de líneas de unión que nos permiten especificar qué acción ejecuta cada parte del proceso, además es necesario el uso de sistemas de control que regulen el uso de la bomba, es decir, cuando el proceso está en un óptimo desempeño tiene la capacidad de impedir o dar paso al uso de las bombas, todo esto con el censo de las temperaturas de salida en el colector y el tanque de almacenamiento. La representación gráfica del modelo planteado se muestra en la *Figura 3-2*, en donde se muestran las relaciones realizadas para cada elemento.

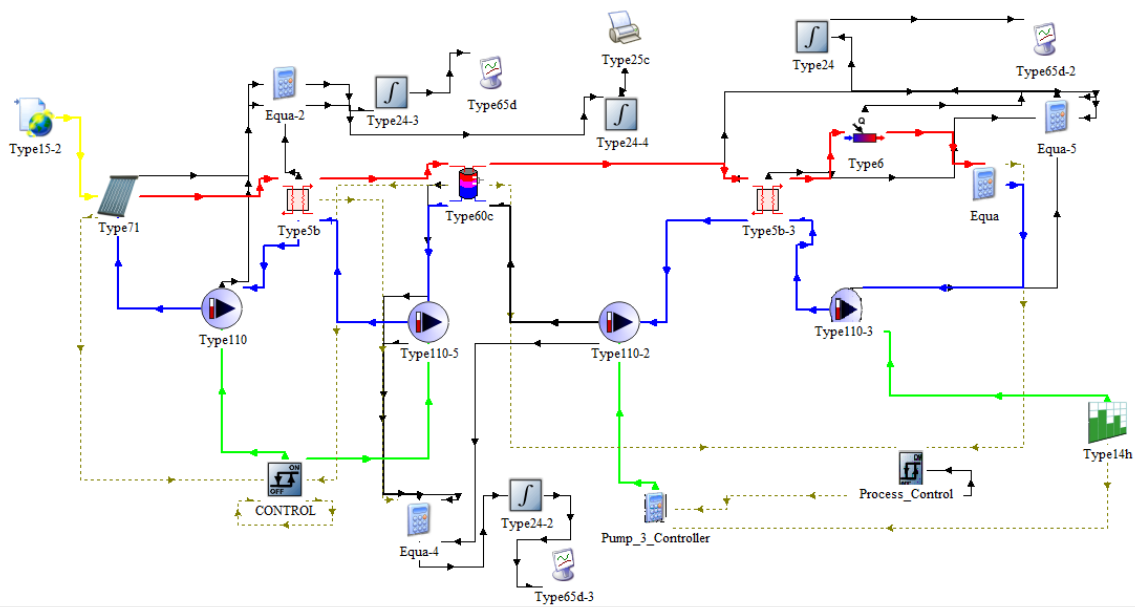

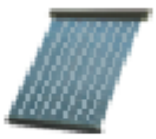
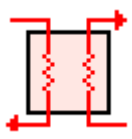


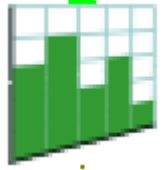







Figura 3-2. Sistema de precalentamiento en software TRNSYS.

En la *Tabla 3-4* se describe la simbología, características y nomenclatura de cada elemento utilizado en la simulación en TRNSYS.

Tabla 3-4. Elementos del sistema de simulación.

Elemento	Type	Característica	Simbología en TRNSYS
Base de Datos Climáticos	Type 15-2	TMY-2	
Colector	Type 71	Colector de placa plana	
Intercambiador de Calor	Type 5b	Contraflujo	
Termotanque	Type 60	Estratificado, Vertical y Pérdidas Uniformes	
Bomba Hidráulica	Type 110	Bomba de Velocidad Variable	
Calentador Auxiliar	Type 6	Set-Point 90°C	
Perfil de Carga	Type 14	Carga de demanda de agua	
Control On-Off	Type 2	Genera una señal de control de encendido y apagado	

Controlador de Set- Points	Process	Censa y Determina Set-Points de Elementos Deseados a Controlar	
Integrador	Type24	Integra la Energía por Año	
Impresora	Type65d	Representa en un Bloc de Notas las Variables de Análisis	
Graficador	Type65c	Representa Gráficamente los Resultados del Análisis	

3.5 Verificación del programa basado en TRNSYS.

Para comprobar que el programa base funcione correctamente se hicieron balances de energía y de flujo másico. Los datos meteorológicos se tomaron de la ciudad de referencia, Graz, Austria para el período de las 13:00 a las 13:20 horas del día 15 de abril. Los datos de Graz, Austria se obtuvieron de la base de datos Meteororm®, se utilizaron estos datos debido a que este es el lugar de referencia de acuerdo a lo reportado por la Agencia Internacional de Energía (IEA).

3.5.1 Balances de flujos másicos.

Para los balances de flujo másico se consideró el colector, los intercambiadores, el termotanque y el calentador auxiliar que conforman nuestro sistema de precalentamiento. Como se observa en la *Figura 3-3* se muestra que los flujos varían de la primera parte del termotanque a la segunda debido a que las bombas 1 y 2 trabajan con un flujo de 6000 kg/hr y la bombas 3 y 4 trabajan con 5000 kg/hr. De acuerdo a los datos obtenidos se observó a través de la bomba 1, del colector, intercambiador de calor 1, la bomba 2, la entrada 1 del tanque de almacenamiento y la salida 1 del mismo el flujo másico siempre se mantuvo en 6000 kg/hr, mientras que en la bomba 3, la entrada 3 del tanque de almacenamiento, la salida 2 del mismo, la bomba 4, el intercambiador de calor 2 y

el calentador auxiliar se mantuvo en 5000 kg/hr durante el funcionamiento del sistema, con lo anterior, se observó un correcto funcionamiento en términos de flujo másico.

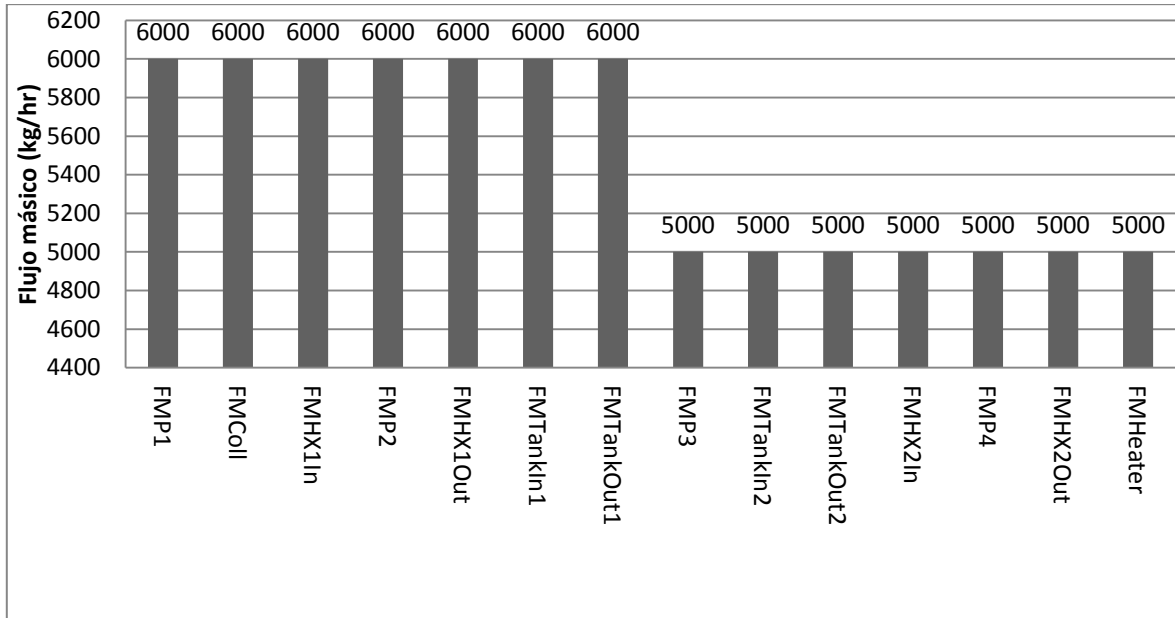


Figura 3-3. Balances de flujos másicos en cada elemento.

3.5.2 Balances de energía para los elementos del sistema.

Balance de energía en colector.

El balance se hizo considerando la energía del sol (G_a), la energía útil (Q_u), y la cantidad de energía que se perdió hacia el ambiente. El balance esta dado en unidades de kJ/hr. En la *Figura 3-4* se observa que el balance cumple con la primera ley de la termodinámica para estado permanente definido en la Ecuación 2.1, considerando que la suma de Q_p y Q_u es igual a G_a teniendo una diferencia nula.

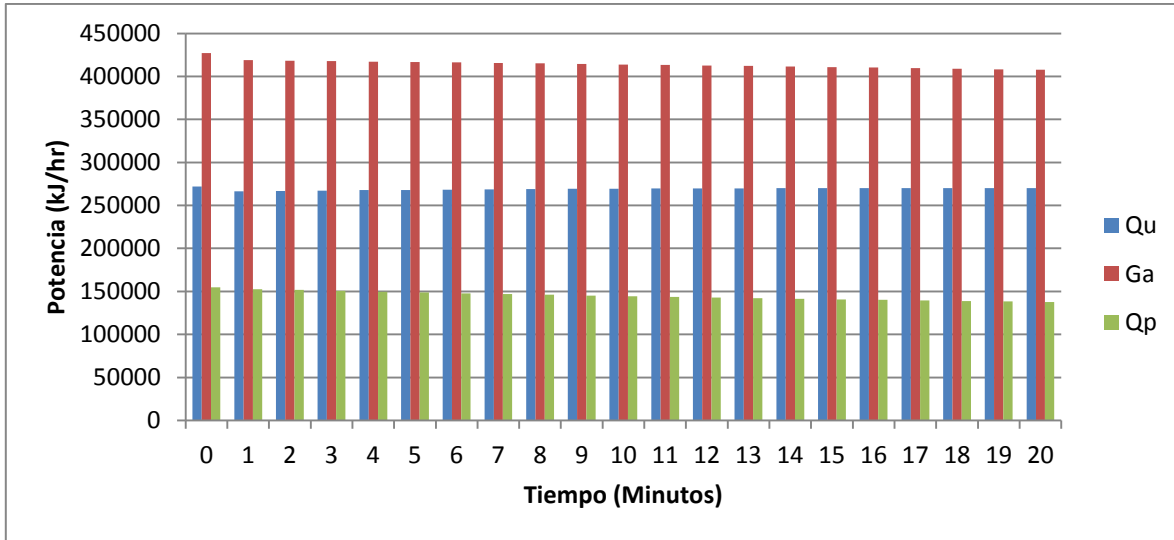


Figura 3-4. Balance de energía en colector.

Balance de energía en intercambiador de calor.

En la *Figura 3-5* se observa el balance que se da en el intercambiador de calor, considerando la energía que se intercambia en el lado caliente (Q_{in}), la energía intercambiada en el lado frío (Q_{out}) y la energía que es perdida hacia el ambiente (Q_p). Como se puede observar hay un balance perfecto considerando que $Q_{out} + Q_p$ dan como resultado Q_{in} , con una diferencia promedio nula por lo que se observa una perfecta concordancia en el balance.

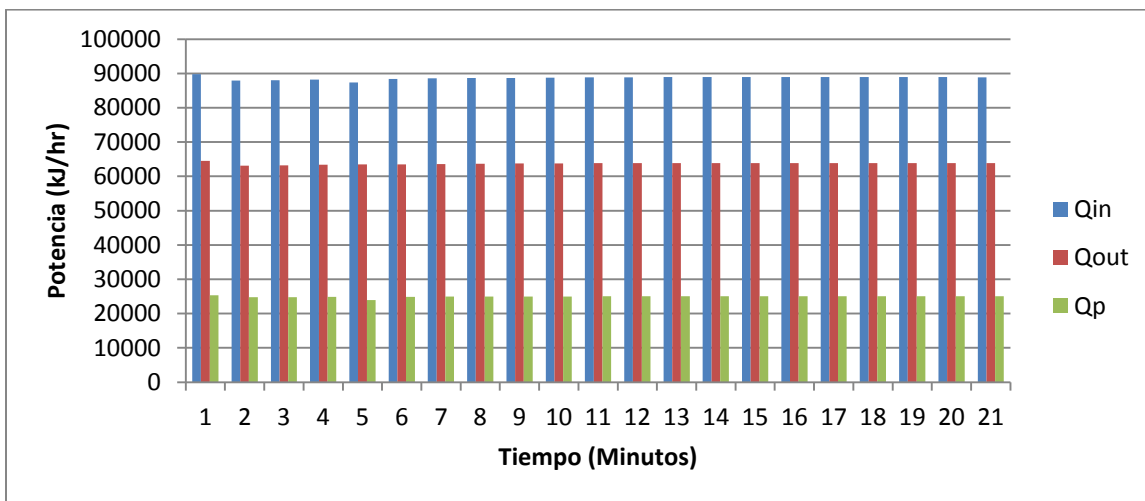


Figura 3-5. Balance de energía en intercambiador de calor.

Balance de energía en termotanque.

En la *Figura 3-6* se observa el balance realizado al tanque de almacenamiento en el cual se consideraron la fuente caliente que alimenta al tanque (Q_h), la fuente fría de alimentación (Q_c), la energía que se almacena en el tanque (Q_{alm}) y la energía que se pierde al ambiente (Q_p). El balance se cumple correctamente debido a que consideramos a Q_c como nuestra salida, por lo tanto, la suma de $Q_h+Q_{alm}+Q_p$ nos da el valor de Q_c .

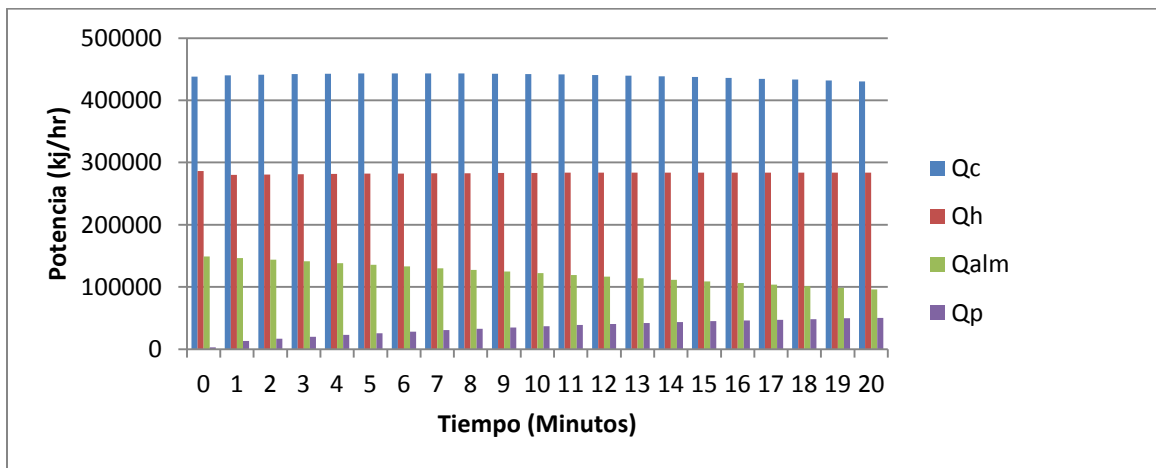


Figura 3-6. Balance de energía en termotanque.

Debido al cambio de energía interna que presenta el tanque de almacenamiento se puede observar también el cambio de temperaturas en su parte alta como en su parte baja, en la *Figura 3-7* se puede apreciar tales cambios.

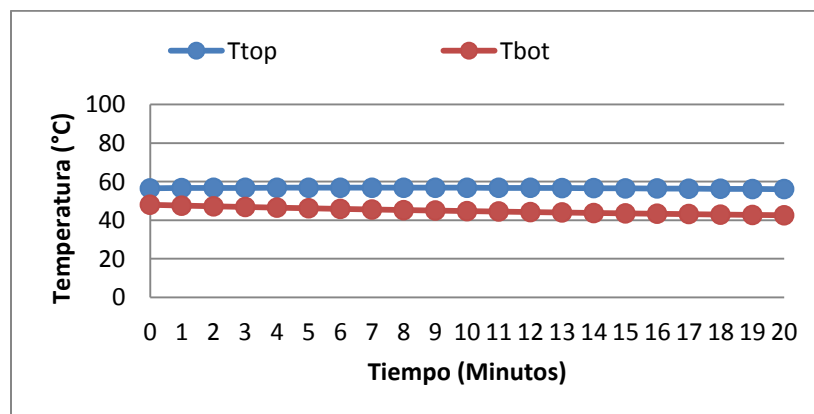


Figura 3-7. Comportamiento de la temperatura en la parte superior e inferior.

Balance de energía en el calentador eléctrico auxiliar.

En la *Figura 3-8* se puede apreciar el balance del calentador eléctrico, aquí se muestra la energía de salida (Q_{out}), la energía de entrada (Q_{in}) y las cantidades de energía que aporta el calentador (Q_{heater}). Al hacer la suma de $Q_{in}+Q_{heater}$ observamos que nos da como resultado la Q_{out} observando una concordancia en el balance energético.

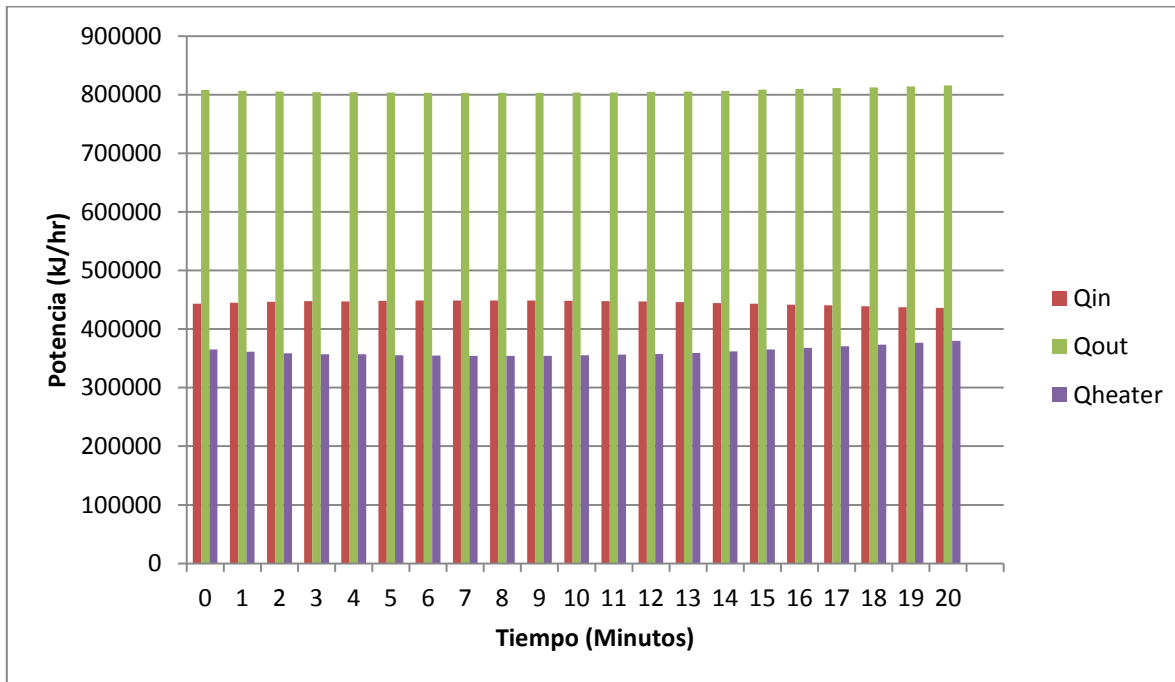


Figura 3-8. Balance de energía en calentador auxiliar.

3.6 Comprobación de nomograma.

Después de las comprobaciones mediante flujos másicos y de energía se realizó la elaboración del nomograma para ver que los datos coincidieran con el que ya se tenía de referencia. En la *Figura 3-9* se presenta el nomograma elaborado para la ciudad de Graz, Austria que se toma como el caso de referencia. Al reproducir los datos del caso de referencia se observa una ligera incertidumbre en los datos que resulta un promedio de 3%.

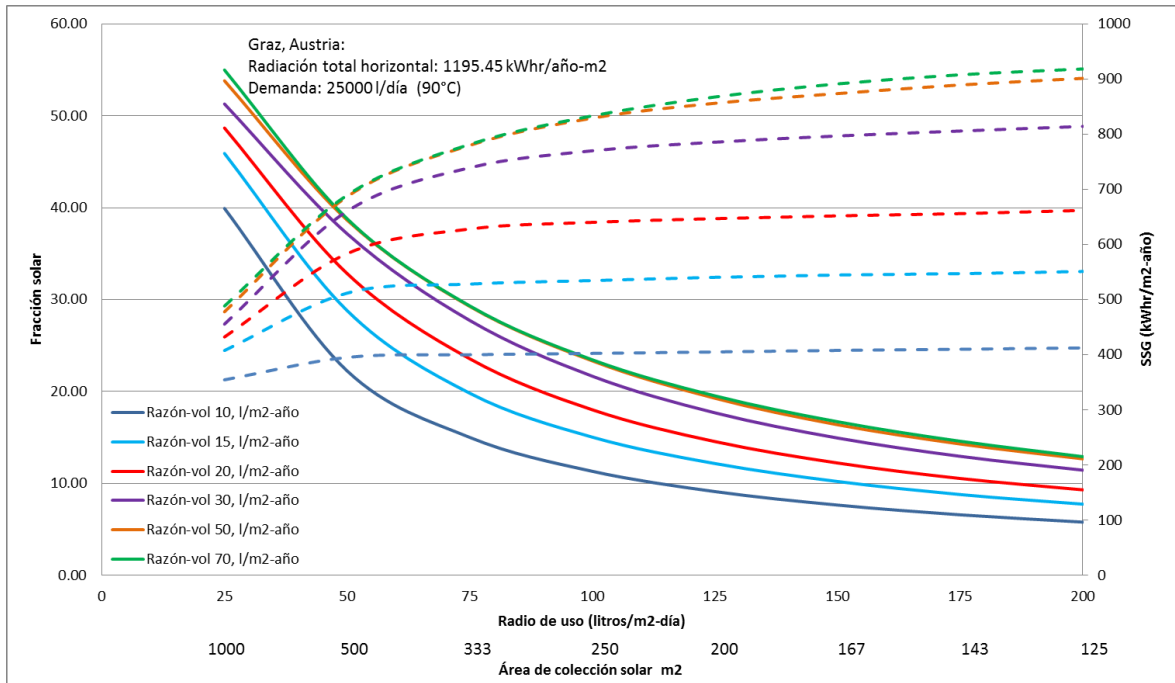


Figura 3-9. Nomograma de sistema de colección para diferentes razones volumétricas.

En la *Tabla 3-5* se presenta los porcentajes de error que se obtuvieron con respecto al nomograma de referencia. Como se puede observar la incertidumbre con respecto al sistema de referencia es muy pequeña por lo cual se puede decir que el programa tiene un buen funcionamiento y se pueden realizar las corridas para los tres casos de estudio.

Tabla 3-5. Comparación de resultados y porcentajes de error con sistema de referencia.

Razón volumétrica (L/m ² -año)	Sistema de referencia		Sistema elaborado		Porcentajes de error	
	Fracción solar	Energía ganada por el sistema	Fracción solar	Energía captada por el sistema	Fracción solar	Energía captada por el sistema
10	14.34	385.81	14.71	398.56	2.54%	3.30%
15	18	505	18.57	520.74	3.14%	3.12%
20	21	596	21.21	612.56	1.04%	2.78%
30	23.05	695.47	24.36	728.37	5.66%	4.73%
50	25	755	25.96	786.70	3.85%	4.20%
70	25.5	765	26.29	797.11	3.10%	4.20%

Capítulo 4. RESULTADOS.

4.1 Construcción de nomogramas.

Para la construcción de nomogramas se requirió la comprobación del sistema de precalentamiento mediante los resultados de un programa de referencia. Los nomogramas relacionan área de colección, volumen de almacenamiento, razón de uso y razón volumétrica. Es importante mencionar que aunque el flujo másico de las bombas no aparece en el nomograma juega un papel importante en el funcionamiento del sistema por lo que se calculó dependiendo la variación del tanque de almacenamiento. Los nomogramas nos ayudaran de manera gráfica a evaluar los resultados que nos arroja el sistema de precalentamiento dependiendo de las necesidades requeridas.

Los resultados obtenidos se variaron mediante la razón de uso que va de 0 a 200 l/m²-día y la razón volumétrica que va de 10 a 70 l/m²-año, a partir de estos datos se obtuvieron el área de colección, volumen de tanque de almacenamiento y flujos másicos de las bombas.

4.2 Nomograma de la ciudad de Chihuahua.

La *Figura 4-1* muestra el nomograma de la ciudad de Chihuahua y su comportamiento con respecto a las diferentes razones volumétricas. La razón volumétrica menos eficiente es la de 10 l/m²-año debido a que su fracción es de 21.56% y su potencia anual es de 579.672188 kWh/m²-año en promedio para razones de uso de 0 a 200. La razón de 30 l/m²-año tiene fracción solar promedio de 41.05% y una energía anual de 1255.60768 kWh/m²-año superando a la de 50 y 70 l/m²-año debido a que las áreas y volúmenes requeridas en estas razones son muy elevadas y generan costos mayores, así como también el incremento en la fracción solar y en la energía ganada es de un porcentaje pequeño. El sistema más eficiente es el de la razón volumétrica de 30 l/m²-año con un área de colección de 400 m² con una radio de uso de 55 l/m²-día debido a que nos generaría una fracción solar aproximada al 60% y una ganancia de energía de 1200 kWh/m²-año, con esta selección se puede observar que en términos de fracción solar y energía gana se aproxima a las razones de uso de 50 y 70 y con la

área de colección y diferente volumen de almacenamiento. Por otra parte en comparación con nuestro programa base, en la ciudad de Graz, Austria, vemos que las ganancias de energía y la fracción solar llegan a duplicarse aproximadamente.

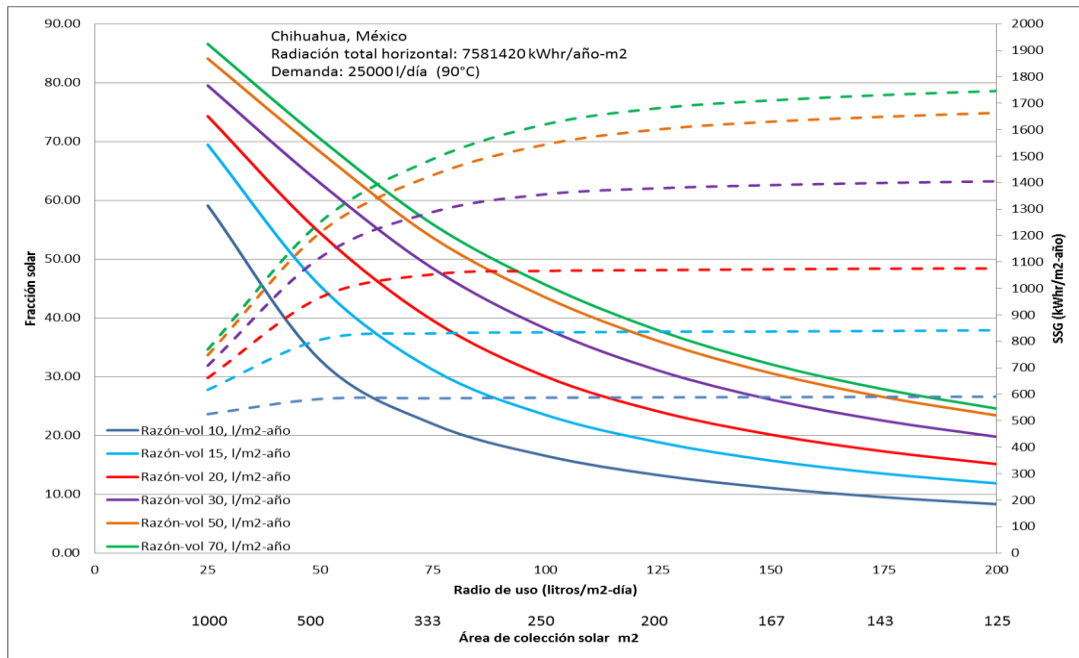


Figura 4-1. Nomograma de la ciudad de Chihuahua.

4.3 Nomograma de la ciudad de Cancún.

En la Figura 4-2 se muestra el nomograma de la ciudad de Cancún, en él se puede observar el comportamiento del sistema con diferentes razones de uso. La razón de uso más eficiente es la de 30 l/m²-año debido a que para razones mayores a esta la fracción solar y la ganancia de energía no aumenta de forma considerable y por lo tanto nos afectaría en el factor costo-beneficio. El sistema más óptimo y rentable que se puede observar mediante el nomograma es el de 400 m² de colector con un radio de uso de 55 l/m²-día que nos genera un porcentaje de 45% de fracción solar y una ganancia de energía de 950 kWhr/m²-año. Con respecto al nomograma de referencia se obtuvo que en la ciudad de Cancún tanto la fracción solar y la ganancia de energía es 1.3 veces más que el de la ciudad de Graz, Austria.

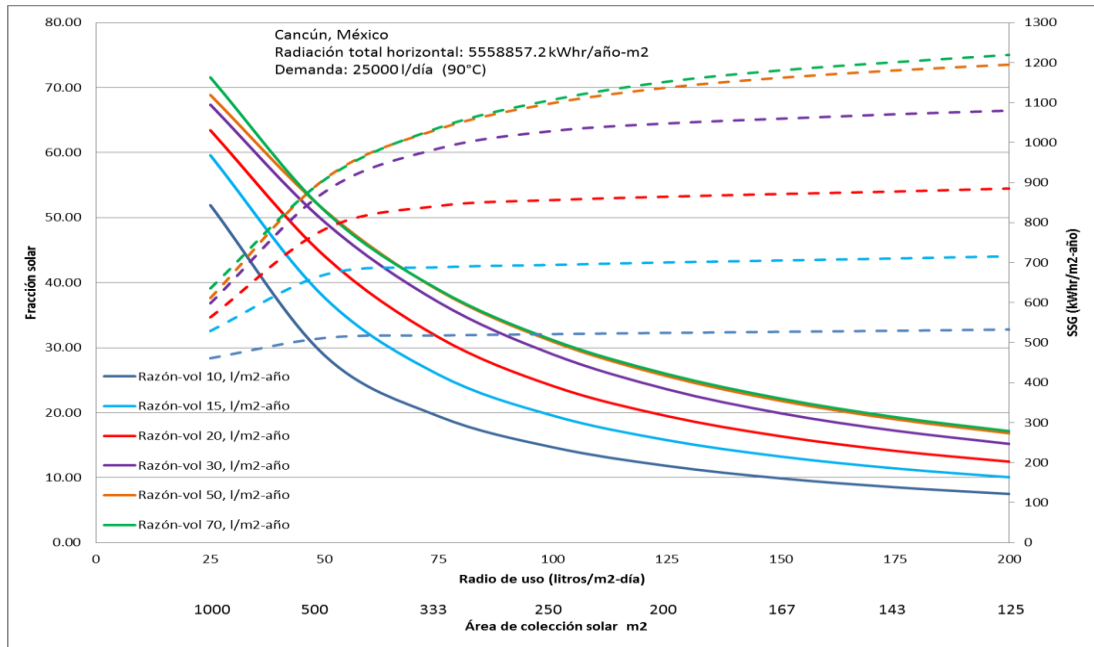


Figura 4-2. Nomograma de la ciudad de Cancún.

4.4 Nomograma de la ciudad de México (Cd. Universitaria).

En la *Figura 4-3* presenta el nomograma de Cd. Universitaria ubicada en la Ciudad de México. Al igual que en las otras ciudades se puede apreciar que los resultados que se obtiene en la razón de uso de 30 l/m²-año se obtiene un mejor costo beneficio. Esto se debe a que la razón de uso de 30 supera a la de 10, 15 y 20, además con por la misma área de colección nos arroja resultados parecidos a los de 50 y 70 l/m²-año haciendo que el gasto en el volumen de almacenamiento sea menor generando un gasto también menor. El sistema que arroja mejores resultados sería la selección de un área de colección de 400 m² para un radio de uso de 55 l/m²-día debido a que nos arroja aproximadamente un 53% de fracción solar y una ganancia de energía de 1000 kWh/m²-año. Con respecto al caso de referencia se obtuvo que la fracción solar es 1.4 veces lo arrojado en la ciudad de Graz y la ganancia de energía es 1.5 veces más.

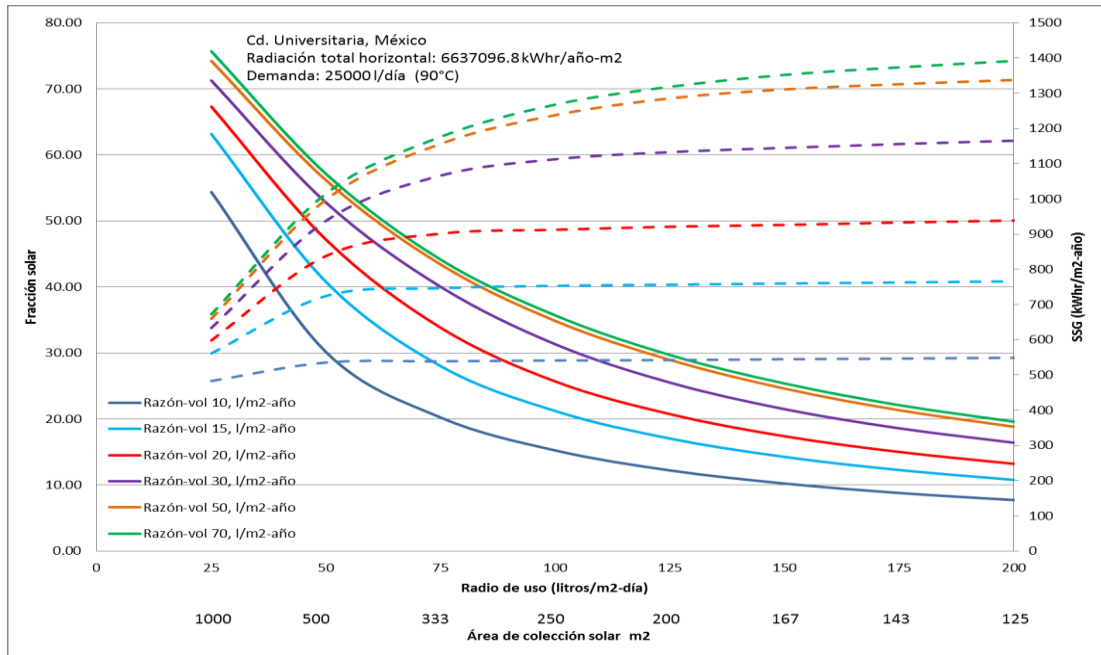


Figura 4-3. Nomograma de Cd Universitaria.

Capítulo 5. CONCLUSIONES.

1. La verificación de los resultados por medio de balances energéticos para la simulación en TRNSYS resultó adecuada con una buena concordancia en ellos.
2. Con los resultados obtenidos se observa que el recurso solar con el que se cuenta en el país es adecuado para implementar un sistema de precalentamiento en el sector industrial.
3. En las tres ciudades donde se simuló el sistema de precalentamiento se observa que tanto la fracción solar como la ganancia de energía es mayor que la ciudad de referencia. En la ciudad de Chihuahua la fracción solar y las ganancias de energía aproximadamente se duplican. En la ciudad de Cancún la fracción solar y la ganancia de energía es 1.3 veces mayor que la que se presenta en Graz, Austria. Para Cd. Universitaria la fracción solar es 1.4 veces mayor al caso de referencia y la ganancia de energía es 1.5 veces mayor.
4. Mediante el uso de nomogramas se puede facilitar la observación para la elección del sistema que nos genere un menor costo y un mayor beneficio adecuado.
5. En las tres ciudades resultó mejor implementar los sistemas que vayan de un área de colección de 250 a 500 m² para razones de uso de 15 a 30 l/m²-año, debido a que la fracción solar y la energía ganada por estos sistemas nos genera la mejor opción con relación a costo-beneficio. Entre mayor área de colección se tiene mayor será la fracción solar pero a partir de los 500 m² el incremento en ganancia de energía y fracción solar no aumenta considerablemente, por lo tanto, se valida que de 250 a 500 m² es la opción más viable de implementar.

Referencias

- Ayompe, L. M., A. Duffy, S. J. McCormack, and M. Conlon. 2011. "Validated TRNSYS Model for Forced Circulation Solar Water Heating Systems with Flat Plate and Heat Pipe Evacuated Tube Collectors." *Applied Thermal Engineering* 31(8-9): 1536–42.
<http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.01.046>.
- Duffie, J. a., William a. Beckman, and W. M. Worek. 2003. 116 *Journal of Solar Energy Engineering Solar Engineering of Thermal Processes, 4th Ed.*
<http://books.google.com/books?hl=en&lr=&id=qkaWBrOuAEgC&pgis=1>.
- Frein, A., M. Calderoni, and M. Motta. 2014. "Solar Thermal Plant Integration into an Industrial Process." *Energy Procedia* 48: 1152–63.
<http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2014.02.130>.
- Kalogirou, Soteris. 2003. "The Potential of Solar Industrial Process Heat Applications." *Applied Energy* 76(4): 337–61.
- Mekhilef, S., R. Saidur, and A. Safari. 2011. "A Review on Solar Energy Use in Industries." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15(4): 1777–90.
<http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2010.12.018>.
- Ramos, C., R. Ramirez, and J. Beltran. 2013. "Potential Assessment in Mexico for Solar Process Heat Applications in Food and Textile Industries." *Energy Procedia* 49: 1879–84. <http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2014.03.199>.
- Schramm, Sebastian, and Mario Adam. 2014. "Storage in Solar Process Heat Applications." *Energy Procedia* 48: 1202–9.
<http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2014.02.136>.