

00378



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO**

**POSGRADO EN CIENCIA E INGENIERIA DE MATERIALES
INSTITUTO DE INVESTIGACIONES EN MATERIALES**

**ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DEL
FENÓMENO TERMOSIFÓNICO EN CAPTADORES
SOLARES PLANOS**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE

**MAESTRO EN CIENCIAS
(Ciencia de Materiales)**

PRESENTA

Fis. David Riveros Rosas

TUTOR: Dr. Claudio A. Estrada Gasca



MÉXICO, D.F.

2004



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta 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.

ESTA TESIS NO SALE
DE LA BIBLIOTECA

Quiero dedicar esta tesis:

A Mónica,
mi contrafuerte,
el cimiento de mis sueños
y la brisa de mis tardes

A Andrés,
su repentina llegada
ha traído un giro agradable a la vida

Autorizo a la Dirección General de Bibliotecas de la
UNAM a difundir en formato electrónico e impreso el
contenido de mi trabajo recepcional.

NOMBRE: David Rivas Rosas

FECHA: 10 Agosto 2004

FIRMA: [Firma]

A Héctor y Lucia,
por el bien que me ha hecho que sean mis padres

A Héctor, Adriana y Angélica,
por ser parte de mi vida

A
Ma. De Los Angeles Sánchez

A
Alejandra Mendoza

por su apoyo incondicional

A Maricela y Gabriel,
su compañía siempre deja
un recuerdo grato en mi memoria

Agradecimientos:

Siempre hay mucho que agradecer en cada uno de los pasos que se dan en el desarrollo profesional. Tantas personas, entre parientes, profesores, amigos cercanos y no tan cercanos, han dejado huella directa o indirectamente en mi formación, a cada una de estas personas quiero decirles GRACIAS.

En particular quiero agradecer de manera especial:

A mi director de tesis Dr. Claudio Estrada Gasca por su paciencia y apoyo para realizar este trabajo, por sus valiosos comentarios y por la confianza que siempre me ha tenido desde la primera vez que lo conocí en la licenciatura.

A mi Padre Dr. Héctor Riveros Rotge por que siempre me ha apoyado en todos mis esfuerzos y trabajos y por mostrarme que la física siempre es divertida por si misma.

Al Dr. Enrique Cabrera Bravo pues siempre ha sido una mano amiga, paciente y de buena voluntad cada vez que he requerido de su ayuda.

A los Doctores Héctor Murrieta, Jaime Cervantes y Marco Antonio Martínez por la paciente revisión que hicieron de la tesis.

A los Doctores Arturo Fernández Madrigal y Antonio del Río Portilla por sus comentarios que han sido muy valiosos e instructivos para mejorar este trabajo y mi formación sobre el tema.

A Jesús Lara, Jorge Fujioka y Andrés Porta por que siempre han estado al pendiente de mi desarrollo profesional y siempre cuento con su apoyo en todos mis proyectos.

CONTENIDO

Resumen	i
Nomenclatura	iii
Lista de Figuras	iv
Lista de Tablas	vii
1. Introducción	
1.1 Antecedentes	1
1.2 Sistemas de captación solar	6
1.3 Captadores solares planos	11
1.4 Objetivo	14
2. Problema físico y modelo matemático.	
2.1 Modelo Físico y Balance de energía.	15
2.2 Modelo Matemático	18
2.3 Cálculo del flujo termosifónico	25
2.5 Ecuaciones discretizadas. Algoritmo de solución	31
2.6 Estudio de estabilidad y convergencia	38
3. Experimentos.	
3.1 Descripción del equipo utilizado	46
3.2 Diseño de los experimentos	47
3.3 Resultados experimentales	49
4. Comparación teórico – experimental	
4.1 Comparación cualitativa	54
4.2 Comparación cuantitativa	59
4.3 Estudio paramétrico	64
5. Conclusiones y recomendaciones para futuros estudios	68
Bibliografía	72
Apéndices	75

RESUMEN

En el presente trabajo se desarrolló un modelo numérico unidimensional para la simular el funcionamiento de un colector solar termosifónico. El modelo fue implementado numéricamente mediante diferencias finitas por un programa de computadora desarrollado en lenguaje C. Los resultados del programa fueron comparados con los datos obtenidos de pruebas experimentales realizadas en laboratorio de un sistema termosifónico real y se encontró una gran similitud entre el comportamiento del sistema y los resultados obtenidos del programa. Los parámetros del modelo fueron ajustados para reproducir con la mínima diferencia las gráficas experimentales encontrándose un acuerdo aceptable entre datos teóricos y experimentales. El programa puede simular tanto el calentamiento como el enfriamiento del sistema termosifónico, permitiendo entender con claridad el origen del flujo termosifónico, la estratificación de la temperatura del agua en tanque de almacenamiento y flujo inverso nocturno que provoca la pérdida de agua caliente almacenada durante el calentamiento y reduce la eficiencia promedio del sistema.

El modelo es fácil de entender pues se deriva directamente de balances de energía en cada uno de los componentes del sistema termosifónico, los parámetros son coeficientes globales de pérdidas de energía como los utilizados en las pruebas de caracterización de colectores solares.

En el primer capítulo se establece un panorama general del uso actual de la energía solar en México y el mundo, así como una descripción de los sistemas de aprovechamiento para la energía solar y en particular de los colectores solares termosifónicos; también se establecen los objetivos que se perseguirán durante el presente trabajo. En el capítulo 2 se desarrollan las condiciones del modelo físico y se desarrollan las ecuaciones del modelo matemático para cada uno de los componentes del TSWH, que serán resueltas. Posteriormente las ecuaciones son discretizadas, para resolverse numéricamente mediante el método de diferencias finitas, se establece el algoritmo de solución y se realiza un

estudio de estabilidad y convergencia del algoritmo. En el capítulo 3 se explica la forma en que se implementó el dispositivo experimental que aportará los datos para validar el modelo. El dispositivo experimental montado en laboratorio muestra diversas particularidades que fueron establecidas para simplificar el análisis de los datos y entender de forma más clara el origen de algunas características del flujo termosifónico. En el capítulo 4 se realiza la comparación entre los datos experimentales con los teóricos arrojados por el modelo numérico, se realiza una comparación entre los datos obteniéndose un buen acuerdo entre la teoría y el experimento. Un estudio paramétrico es realizado para determinar la capacidad del programa para realizar mejoras de diseño considerando las características físicas de los materiales utilizados en la construcción de los TSWH. En el capítulo 5 se realiza una recopilación de los objetivos alcanzados así como las conclusiones de la comparación y el estudio paramétrico que se consideraron más relevantes. También se realiza una propuesta para futuros estudios.

NOMENCLATURA

- f_i = factor de proporción adimensional ($0 \leq f_i \leq 1$, $i = 1, 2, \dots$)
- h = coeficiente de transferencia convectivo en fluido y placas del captador,
ó coeficiente de pérdidas globales en tanque y mangueras, $\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$
- V = temperaturas de la cubierta de vidrio, [K]
- U = temperaturas de la cubierta metálica superior, [K]
- T = temperaturas del fluido, [K]
- T_a = temperatura ambiente, [K]
- P = perímetro, [m]
- A = área de la sección transversal del fluido, [m²]
- ΔA = elemento de área para la transferencia de energía, [m²]
- u_o = velocidad del fluido, [m/s]
- x = coordenada longitudinal, [m]
- H = Altura efectiva del fluido dentro del sistema termosifónico [m]
- ρ = densidad del fluido, $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
- Q_o = densidad del flujo radiativo, [W/m²]
- Q_A = potencia absorbida como energía interna, [W/m²]
- Q_E = radiación solar incidente [W/m²]
- c_p = calor específico del agua, $\left[\frac{J}{kg K}\right]$
- g = aceleración de la gravedad [m/s²]
- m = flujo másico del fluido, [kg/s]

Subíndices y superíndices:

i - interior, o - exterior, g - vidrio, s - vidrio o metal, M - manguera alta,
m - manguera baja, T - tanque, C - captador, j - contador de intervalos de posición,
n - contador de intervalos de tiempo

LISTA DE FIGURAS

- 1.1 Predicción de la producción mundial de petróleo
- 1.2 Cociente de las reservas probadas entre la producción mundial de petróleo
- 1.3 Porcentaje de contribución de fuentes de energía alternas respecto al total de la generación de energía primaria nacional
- 1.4 Promedio anual de radiación total diaria en la republica mexicana (Almanza, 1994).
- 1.5 Los sistemas pasivos se utilizan en arquitectura para el acondicionamiento climático de las construcciones.
- 1.6 Los sistemas fototérmicos activos permiten el bombeo de fluidos para el mejor aprovechamiento de la energía solar.
- 1.8 Esquema simplificado de funcionamiento de un proceso termoiónico.
- 1.9 Tecnologías para el aprovechamiento directo de la energía solar.
- 1.10 Esquema de funcionamiento de un colector Solar termosifónico en una casa habitación.
- 2.1 Fotografías de diversos sistemas termosifónicos
- 2.2 Un sistema termosifónico puede considerarse como un circuito cerrado con un elemento calefactor en uno de sus brazos.
- 2.3 Simplificación de la estructura del captador para modelar el sistema
- 2.4 Entrada y salida de energía por unidad de tiempo en un elemento de volumen de control cualquiera del sistema termosifónico.
- 2.5 Entrada y salida de energía en un elemento de volumen de la placa de vidrio o de la paca absorbedora. (Corte transversal)
- 2.6 Vista transversal a lo largo del eje X de un elemento de volumen en el sistema termosifónico. Se representan las entradas y salidas de energía, así como las temperaturas del fluido al centro de cada elemento de volumen.
- 2.7 Captador solar visto de frente. En ambos lados se indican las columnas en que puede considerarse que está dividido el captador.
- 2.8 Representación unidimensional del sistema termosifónico a lo largo de la posición X
- 2.9 Temperaturas de elementos de volumen consecutivos representados con los índices (j) y (n)
- 2.10 Diagrama de flujo de la rutina "simula_captador"
- 2.11 Temperaturas durante el Calentamiento del sistema termosifónico
- 2.12 Temperaturas durante el Enfriamiento del sistema termosifónico
- 2.13 Fluctuación y crecimiento de errores de aproximación al evolucionar la integración numérica
- 2.14 Inestabilidad numérica por el excesivo número de particiones en la manguera alta del sistema termosifónico

- 2.15 Gráficas de la temperatura promedio del tanque contra el tamaño del intervalo Δt para diferentes longitudes del intervalo Δx
- 2.16 Gráficas de Temperatura vs. Posición para diferentes tamaños de pasos de integración.
- 2.17 Gráficas de Temperatura vs. Posición para diferentes tamaños de pasos de integración, después de 48 hrs. de insolación.
- 2.18 Temperaturas promedio del termo-tanque para diferentes tamaños de partición.
- 3.1 Distribución de los medidores de temperatura en el sistema termosifónico
- 3.2 Esquema de conexión del sistema termosifónico y distribución de las lámparas, vista lateral y vista superior
- 3.3 Curvas de temperatura con el tiempo de las entradas y salidas del tanque y captador, así como en el interior del tanque a diferentes profundidades, durante el calentamiento del sistema termosifónico.
- 3.4 Gráfica que muestra la diferencia (ΔT) de temperatura entre la entrada y la salida del captador. Las líneas verticales representan la diferencia (ΔT) promedio de $11 \pm 1^\circ\text{C}$
- 3.5 Gráfica de las temperaturas en el interior del tanque.
- 3.6 Gráfica de las temperaturas durante el enfriamiento del sistema.
- 3.7 Esquema que explica el origen del flujo inverso en un sistema termosifónico.
- 4.1 Gráficas que muestran las temperaturas entre la entrada (Col-E) y la salida / Col-S) del captador y la diferencia (ΔT) entre ellas. A) Datos Obtenidos del programa de simulación. B) Reproducción de la figura 3.4, obtenidas de un sistema termosifónico probado en el laboratorio.
- 4.2 A) Gráfica que muestra las temperaturas entre la entrada y la salida del tanque que se obtienen de la simulación numérica. B) Temperaturas de entrada y salida del tanque obtenidas de los datos experimentales del sistema termosifónico probado en el laboratorio. C) Temperaturas del agua dentro del tanque, obtenidas con la simulación numérica a diferentes profundidades, "2 cm" corresponde al nivel de agua en la parte alta del tanque y 68 cm corresponde al nivel próximo al fondo del tanque. D) Temperaturas del agua dentro del tanque obtenidas de los datos experimentales del sistema termosifónico probado en el laboratorio.
- 4.3 Temperaturas en las diferentes posiciones del sistema a diferentes tiempos después de iniciado el calentamiento A) Temperaturas obtenidas experimentalmente en el laboratorio. B) Temperaturas obtenidas de la simulación numérica.
- 4.4 A) Temperaturas calculadas en las diferentes posiciones del sistema en los primeros 10 minutos de calentamiento B) Temperaturas experimentales en las diferentes posiciones del sistema en los primeros 15 minutos de calentamiento.
- 4.5 Flujo de agua calculado en el sistema termosifónico en los primeros minutos de calentamiento.

- 4.6 A) Temperaturas calculadas a la entrada del tanque y a la salida del captador durante el enfriamiento B) Temperaturas obtenidas experimentalmente a la entrada del tanque y a la salida del captador durante el enfriamiento
- 4.7 Flujo termosifónico dentro del captador, tanque y mangueras.
- 4.8 Comparación de la evolución de temperaturas experimentales y teóricas en diversas posiciones del sistema termosifónico durante el calentamiento. A) Temperatura del agua en la salida del captador. B) Temperatura del agua en la entrada del Termotanque. C) Temperatura del agua a la salida del Tanque. D) Temperatura del agua a la entrada del captador.
- 4.9 Comparación de la evolución de temperaturas experimentales y teóricas en diversas posiciones del sistema termosifónico durante el enfriamiento. A) Temperatura del agua en la salida del captador. B) Temperatura del agua en la entrada del Termotanque. C) Temperatura del agua a la salida del Tanque. D) Temperatura del agua a la entrada del captador. E) Flujo termosifónico dentro del captador, tanque y mangueras.
- 4.10 Gráficas de Temperatura vs. Posición para el cálculo teórico durante el enfriamiento. Cada curva esta separada consecutivamente por intervalos de 10 min.
- 4.11 Gráfica de la eficiencia térmica del sistema termosifónico contra la absortancia del colector

LISTA DE TABLAS

- 1.1 Volumen de reservas probadas de Petróleo por principales países (millones de barriles)
- 2.1 Variación de la densidad con la temperatura del agua pura a 1 atm de presión
- 2.2 Variación de la viscosidad con la temperatura del agua pura a 1 atm de presión
- 2.3 Comparación del volumen de partición en la manguera alta con la cantidad de fluido desplazado por el sistema termosifónico, variando el número de particiones en la manguera alta
- 4.1 Parámetros obtenidos para el ajuste de los cálculos teóricos con los datos experimentales
- 4.2 Número de Reynolds para las diferentes partes del sistema termosifónico experimental
- 4.3 Propiedades de absorción y emisión de algunas superficies selectivas
- 4.4 Variación del flujo termosifónico y la eficiencia del sistema con la altura de las columnas de agua
- 4.5 Variación de la temperatura promedio del Tanque de almacenamiento y la eficiencia del sistema con el volumen del Tanque

Haya en el firmamento de los cielos lumbreras para separar el día de la noche y servir de señales a estaciones, días y años y luzcan en el firmamento de los cielos para alumbrar la Tierra

Libro del Genesis I

....Entonces Anar se levantó en toda su Gloria, y el primer amanecer del Sol fue como una gran llamarada en las torres de las Pelori, las nubes de la Tierra media resplandecieron, y se oyo el sonido de muchas cataratas.....

J.R.R. Tolkien (El Silmarrillion)

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

Vivimos en la era del petróleo, a nivel mundial la vida cotidiana requiere constantemente de productos y servicios que son posibles en buena medida por el aprovechamiento de este recurso. Nos transportamos por aire, tierra y mar principalmente por la quema de hidrocarburos; la industria petroquímica provee las materias primas con las que se fabrican todo tipo de artículos que van desde simples detergentes, medias de nylon o fibras como el poliéster, hasta la elaboración de instrumental quirúrgico, prótesis, aparatos científicos e industriales, pasando por la elaboración de solventes, lubricantes, hules sintéticos, fármacos y todos los artículos que requieren del plástico en su elaboración. Además, en la gran mayoría de los países del mundo, el petróleo genera la mayor parte de la energía eléctrica que se utiliza en las casas, oficinas e industrias.

La gran dependencia que se tiene del petróleo hace posible comprender la preocupación en todo el mundo por la eventual escasez de este recurso. Se espera que durante el presente siglo, el consumo de petróleo deje de ser una opción rentable para la generación de energía, es decir, que conforme las reservas probadas de petróleo en el mundo disminuyan ante la creciente demanda, el precio del petróleo se incrementará gradualmente. Diversos analistas esperan que la producción mundial de petróleo alcance su máximo en aproximadamente el año 2010 para después comenzar a disminuir conforme se vayan agotando los principales yacimientos del mundo (Figura 1.1, Jean Laherrere, 2003).

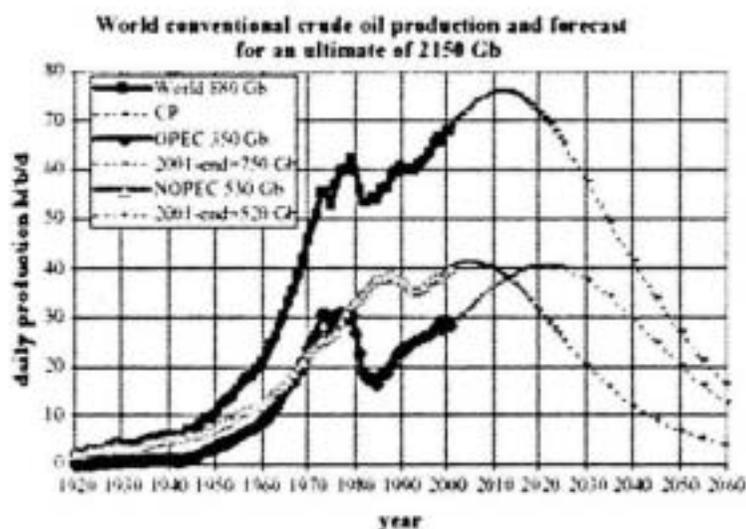


Figura 1.1:
Predicción de la
producción mundial
de petróleo

Una manera de comprender el tamaño de las reservas actuales de petróleo en términos del tiempo que van a durar, es a través del cociente: volumen de reservas sobre producción anual (R/P), el resultado representa el número de años que duraría el petróleo de mantenerse la producción constante hasta agotarse. Este cociente aplicado a las reservas probadas de petróleo a nivel mundial, indica que el petróleo se agotaría aproximadamente en el año 2030 (ver figura 1.2, Jean Laherrere, 2003). Para México la situación es aún menos alentadora, pues las reservas mexicanas sólo representan una pequeña fracción del volumen mundial.

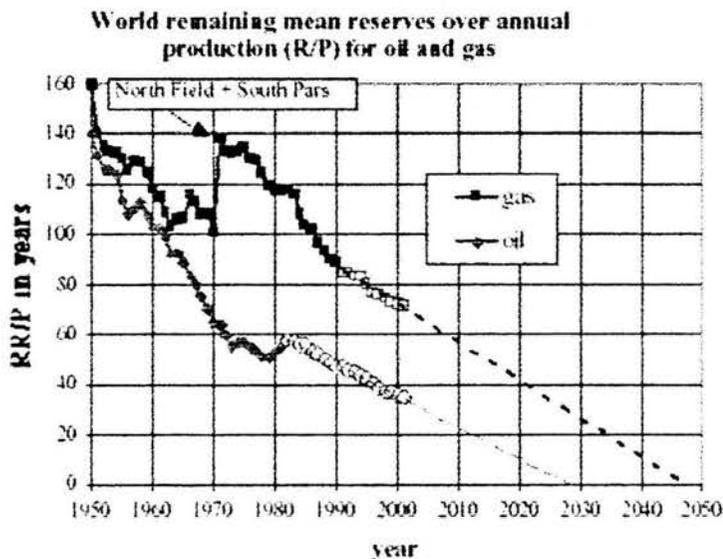


Figura 1.2:
Cociente de las reservas probadas entre la producción mundial de petróleo

La Agencia Internacional de Energía en su reporte mensual de Febrero de 2003, pronostica una producción en México de 3.36 millones de barriles diarios [IEA, 2003] para finales de 2003, de mantenerse este ritmo de producción, las reservas probadas de hidrocarburos en nuestro país estimadas por PEMEX en aproximadamente 17 mil millones de barriles (ver tabla 1.1), se agotarían en aproximadamente 14 años. El resultado del cociente R/P, aunque es indicativo de la situación, no representa una proyección realista de la duración del petróleo. El cálculo no considera las reservas probables que suponen la existencia de yacimientos aun no descubiertos. Otro factor a considerar es que diferentes metodologías y fuentes pueden dar valores muy diversos de volumen, incluso varias fuentes especializadas dan valores muy diversos de reservas probadas que oscilan entre 17 y 32 mil millones de barriles. Además se debe considerar que a nivel mundial, la demanda de petróleo tenderá a disminuir conforme los precios del petróleo se incrementen por la creciente demanda de energía y de todos sus productos derivados, esta situación puede contribuir a que el petróleo dure más años de los que podrían esperarse con la simple proyección del cociente R/P.

Tabla 1.1 Volumen de reservas probadas de Petróleo por principales países (millones de barriles)

País	2003	País	2003	País	2003
Arabia Saudita	259,300	Emiratos Arabes	97,800	Libia	29,500
Katar	15,207	USA	22,446	México b/	17 196
Rusia	60,000	Irán	89,700	Nigeria	24,000
Canadá	180,021	Irak	112,500	Noruega	10,265
China	18,250	Kuwait	94,000	Venezuela	77,800
NOTA: Cifras al 1o. de enero de 2003. b/ Incluye condensado. FUENTE: PEMEX. <i>Anuario Estadístico</i> . México, D.F.					

A corto plazo, se debe enfrentar el problema de la creciente dependencia energética del petróleo, la demanda de energía en América Latina tenderá a duplicarse de 1999 al 2020 [Martínez Corbalá, 2001]; en México, la demanda interna actual asciende a aproximadamente 1.75 millones de barriles diarios, resulta imposible que nuestro país pueda satisfacer un incremento del doble en la demanda, a menos que incremente su producción, lo cuál significaría acabar sus reservas en todavía menos tiempo.

El petróleo representa nuestra principal fuente de energía, a partir del petróleo y otros hidrocarburos se genera aproximadamente el 83% de la energía total que se consume en nuestro país (INEGI, 1995). Los esfuerzos por revertir esta situación han sido en términos prácticos, nada exitosos. Si bien es cierto que se están utilizando fuentes alternativas de energía, como son la hidroenergía, geoenergía, nucleenergía y energía eólica, su aprovechamiento global es inferior al 8% del consumo nacional, este porcentaje se ha mantenido sin cambio durante la última década (figura 1.3), por lo que dichas fuentes no han logrado disminuir la dependencia del petróleo. Cabe destacar que dadas las características volcánicas e hidrológicas de nuestro país, la generación de energía geotérmica e hidráulica podría ser 3 o 4 veces mayor pero aún con ello, estarían lejos de sustituir al petróleo en la generación de energía.

Otro problema a considerar es que el uso de hidrocarburos y la quema de otros combustibles en todo el mundo, contribuyen al aumento de contaminación de nuestro medio, más aún tomando en cuenta que la energía obtenida por la quema de combustibles (hidrocarburos, carbón y biomasa) supera el 92% de lo que se genera a nivel nacional. Si bien es cierto que los daños producidos al ambiente son motivo de controversias y resultan difíciles de medir, existen estudios que cuantifican los altos porcentajes de responsabilidad en la contaminación

de las ciudades al usar diversos tipos de hidrocarburos (Riveros, 1995). Por otro lado, no se debe ignorar que las evidencias del cambio climático que sufre nuestro planeta son numerosas. No se debe esperar a tener pruebas concluyentes sobre la responsabilidad de la contaminación del aire en el cambio climático. Si se espera a verificar dicha responsabilidad, para cuando se quieran revertir los daños podría ser demasiado tarde.

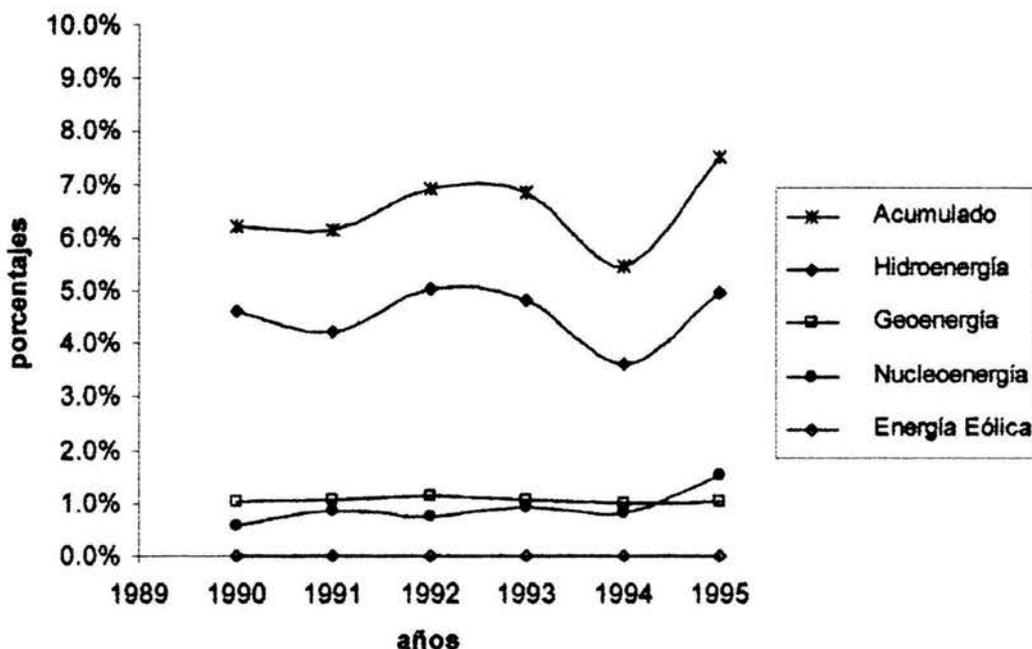


Figura 1.3: Porcentaje de contribución de fuentes de energía alternas respecto al total de la generación de energía primaria nacional

Entre algunos de los intentos por reducir la contaminación por quema de combustibles se dio en 1992 durante una convención en Naciones Unidas sobre el cambio climático. En ella todos los países se comprometieron en tomar acciones para reducir la contaminación. Algunos países desarrollados establecieron obligaciones para reducir sus emisiones contaminantes en el protocolo de Kyoto de 1997. Una de las opciones que se dan los países industrializados para revertir el daño por la contaminación es mediante el financiamiento de proyectos de reducción de emisiones o de "secuestro de carbono" en países en desarrollo, mediante la creación de los controvertidos "bonos verdes" o créditos de carbono. Estos bonos verdes son como subsidios o créditos que se otorgan a las empresas y gobiernos para compensar los enormes gastos que implican reducir sus emisiones o usar energías alternas o bien financiar la creación de regiones forestales que funcionen a nivel planetario como sumideros de CO₂. Sin embargo la viabilidad

de los bonos verdes ha generado grandes polémicas y el protocolo de Kyoto no ha entrado en vigor.

Un recurso energético escasamente explotado en nuestro país es la energía solar, la cuál se considera limpia y abundante en la mayor parte del territorio. Las posibles aplicaciones de la energía solar incluyen el calentamiento de agua, secado de granos, cocción de alimentos, refrigeración, aire acondicionado, calefacción, bombeo de agua y generación de energía eléctrica entre otras.

Nuestro país tiene un enorme potencial para el aprovechamiento de la energía solar, el territorio nacional esta ubicado en una posición privilegiada en el hemisferio norte entre las latitudes 14° 32' y 32° 43' que incluyen a la línea del trópico de cáncer, con una superficie de casi 2 millones de kilómetros cuadrados, un poco más de dos terceras partes de la superficie del país puede considerarse con un clima desértico o semidesértico. La irradiancia solar promedio en estos vastos territorios es superior a los 5.5 KWh/m² al día (Rincón, 1999) (Aproximadamente 473 Langleyes/día). Si se pudiera aprovechar toda la energía captada por una superficie de 2 m² por habitante, en un año la captación de energía solar equivaldría a 4015 kWh/hab; una casa habitación ubicada en estas regiones del país y con este nivel de captación, no necesitaría de algún tipo de suministro externo de energía eléctrica, el consumo energético podría incrementarse en más del 100% y se lograría un nivel de consumo energético similar a los países europeos que en promedio consumen 4000 kWh/hab (Rincón, 1999); cabe hacer notar que si la población total en México fuera de 100 millones de habitantes, se requeriría un área de captación inferior al .02% del territorio nacional.

En el resto de la república donde los climas no son desérticos, los niveles de radiación promedio son también prometedores, siendo el promedio superior al 70% de la radiación promedio de los climas desérticos (ver figura 1.4).

A pesar de que el aprovechamiento de la energía solar se ha venido desarrollando a nivel mundial desde mediados del siglo XX, en nuestro país es totalmente insuficiente el desarrollo y comercialización de las diferentes tecnologías para su aprovechamiento. Son varias las dificultades que se deben vencer para hacer de este recurso una fuente importante de suministro energético, entre estas destacan su relativamente baja densidad, su carácter intermitente, sus variaciones estacionales y la falta de tecnologías adecuadas para su almacenamiento en horas o días de baja insolación.

Figura 1.4
 Promedio anual de radiación
 total diaria en la república
 mexicana (Almanza, 1994).



1.2 Sistemas de captación solar

Los diversos procesos en que la energía solar puede utilizarse como una fuente de energía pueden agruparse en 4 grandes áreas: A) fototérmicos, B) fotovoltaicos y C) fotoquímicos.

Los procesos fototérmicos capturan la energía solar a través de una superficie absorbadora, para transformarla en calor útil, que pueda aprovecharse como fuente directa de calor, o para ser transformada posteriormente en energía mecánica o energía eléctrica. Entre las aplicaciones tecnológicas donde se utilizan los procesos fototérmicos, podemos encontrar los sistemas solares pasivos que se aplican principalmente en la arquitectura; la idea es diseñar elementos estructurales para aprovechar la radiación del Sol a fin de lograr un clima agradable u otro requerido dentro de las edificaciones como casas, edificios e invernaderos. Los sistemas solares pasivos no requieren de movimiento mecánico o de ningún dispositivo

electromecánico, como son bombas, ventiladores, etc. Los sistemas estacionarios son aquellos que absorben la energía solar sin cambiar de posición, entre estos podemos encontrar los colectores planos, estos utilizan superficies oscuras (generalmente metálicas) que absorben la energía solar y la convierten en calor; esta energía se transfiere a un fluido en contacto térmico con la superficie oscura (aire, agua, aceite, etc) para ser transportada a un almacén térmico a través de una bomba electromecánica o por convección natural. Los colectores solares se usan generalmente en el secado de materiales orgánicos y para el calentamiento de agua, como en el caso de piscinas, de uso doméstico y de uso industrial; un tipo especial de colector solar son los estanques solares, que convierten grandes volúmenes de agua en almacenes de energía; los estanques solares pueden utilizarse en el secado de granos, como fuentes directas de calor o incluso para la generación de energía eléctrica. Los sistemas solares activos requieren de bombas que permiten la circulación de fluidos térmicos que transporten la energía solar captada en los captadores solares a la unidad de almacenaje o de uso final de esa energía.

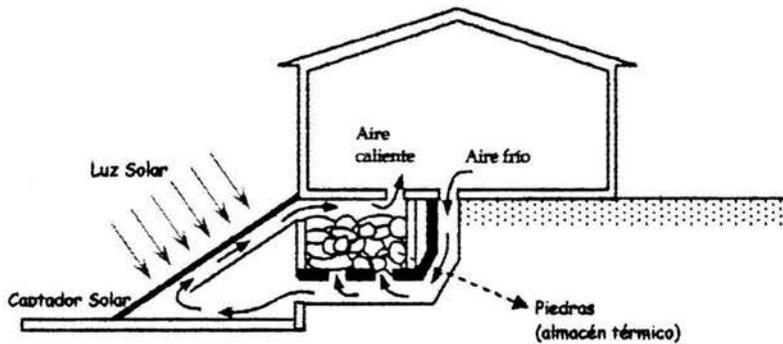
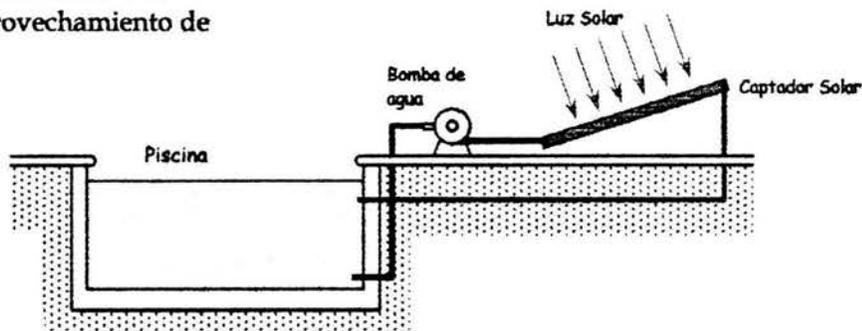


Figura 1.5:
Los sistemas pasivos se utilizan en arquitectura para el acondicionamiento climático de las construcciones.

Figura 1.6:
Los sistemas fototérmicos activos permiten el bombeo de fluidos para el mejor aprovechamiento de la energía solar.



Los procesos fotovoltaicos transforman directamente la energía solar en energía eléctrica mediante el uso de materiales semiconductores. En dichos materiales los electrones reciben la

radiación del sol y pasan de los estados de energía ligados al átomo (banda de valencia) a los estados de energía que les permiten moverse a lo largo del material (banda de conducción). La conversión a energía eléctrica se logra cuando se unen dos tipos de semiconductores: un semiconductor tipo p, para tener un mayor número de huecos donde alojar electrones; y un semiconductor tipo n, para tener un mayor número de electrones a la banda de conducción. En el lugar de la unión, los electrones libres del semiconductor tipo n, traspasan la frontera para ocupar los huecos del semiconductor p, de esta forma en el semiconductor p se tapan los huecos y los átomos se cargan negativamente, mientras que en el tipo n hay una carencia de electrones y los átomos se cargan positivamente; de esta forma se obtiene un voltaje a ambos lados de la unión. El papel de la radiación solar es aportar energía al sistema que permita que un mayor número de electrones puedan pasar a la banda de conducción y a su vez que estos electrones tengan la energía necesaria para llegar a la región del semiconductor tipo p. Los semiconductores más utilizados para fabricar celdas fotovoltaicas es el silicio y el arsenuro de galio. Aunque también se pueden fabricar celdas fotovoltaicas con la unión de metales y semiconductores y más recientemente se han desarrollado celdas de heterounión en base a metales calcogenuros, estas celdas mejoran la eficiencia (aprox 15% comparado con un 7 a 10% de una celda de silicio) pero aún resulta muy baja para ser competitiva con la energía eléctrica obtenida de la quema de combustibles. Las ventajas de esta tecnología es que las celdas son modulares, no tienen partes móviles, son de larga duración, responden tanto a la radiación solar directa como a la difusa y prácticamente no requieren de mantenimiento. Las desventajas de esta tecnología y que constituyen los principales obstáculos para su uso en gran escala es que las celdas aún resultan muy caras para sustituir el suministro eléctrico proveniente de otras fuentes, requieren de sistemas de almacenamiento como baterías ácidas y como son de baja eficiencia, se requieren de una gran cantidad de módulos para satisfacer las necesidad de una casa habitación, satisfacer la demanda de una industria esta fuera de su alcance. La aplicación de las celdas fotovoltaicas se ha centrado principalmente para el suministro eléctrico de baja potencia y en regiones donde no se tiene acceso a las líneas de suministro de energía eléctrica.

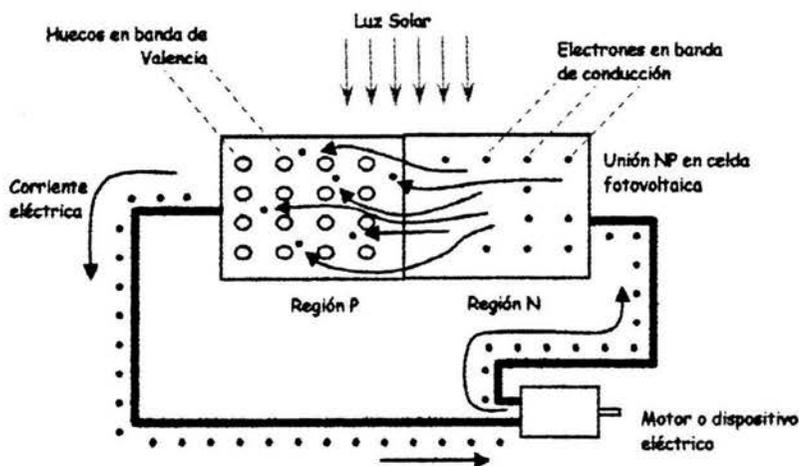


Figura 1.7: Esquema simplificado de funcionamiento de una celda fotovoltaica.

Dos tipos de proceso similares al fotovoltaico son el termoeléctrico y el termoiónico. El proceso termoeléctrico se da en las uniones de dos metales con niveles de Fermi diferentes, lo que comúnmente se le conoce como termopar. Los electrones del metal con mayor nivel de Fermi pasan la frontera de la unión entre metales, creándose una pequeña diferencia de voltaje a ambos lados de la unión, la energía térmica permite incrementar la diferencia de voltaje entre los metales, habitualmente en los termopares se mide esta diferencia de voltaje para obtener una medida de la temperatura, pero en este caso la diferencia de voltaje se utiliza para obtener y almacenar energía eléctrica.

El proceso termoiónico aprovecha la emisión de electrones desde un cátodo caliente, los electrones libres viajan hacia un ánodo frío y cuando se conecta una carga eléctrica entre el cátodo y el ánodo se obtiene potencia eléctrica útil. Su funcionamiento se basa en que al aumentar la temperatura de los átomos en el electrodo caliente (emisor), los electrones de las últimas órbitas adquieren la energía necesaria para desprenderse de sus átomos y recombinarse en los átomos del electrodo que se encuentran a más baja temperatura (colector); de esta forma se obtiene un electrodo caliente cargado positivamente y un electrodo frío cargado negativamente. La temperatura típica de operación para la emisión de electrones en el electrodo caliente oscila alrededor de 1700°C mientras que para el colector es de 700°C . Por esta razón, estos dispositivos suelen ir acompañados de algún tipo de concentrador solar enfocado en el emisor. Para elaborarlos se han usado electrodos calientes hechos de tantalio, tungsteno y molibdeno, que se colocan de manera muy cercana (separaciones inferiores a $.01\text{ mm}$) al colector, que generalmente esta hecho de molibdeno. Ambos electrodos están aislados eléctricamente al vacío o con algún vapor metálico como cesio, rubidio o potasio, colocado entre ellos para facilitar el viaje de los electrones desde el cátodo hasta el ánodo. La principal desventaja es que estos dispositivos suelen deteriorarse por las altas temperaturas y por los esfuerzos mecánicos que esto implica. Los procesos termoiónicos aun no representan una opción viable para la transformación de la energía solar y el desarrollo e investigaciones de estos procesos son muy recientes.

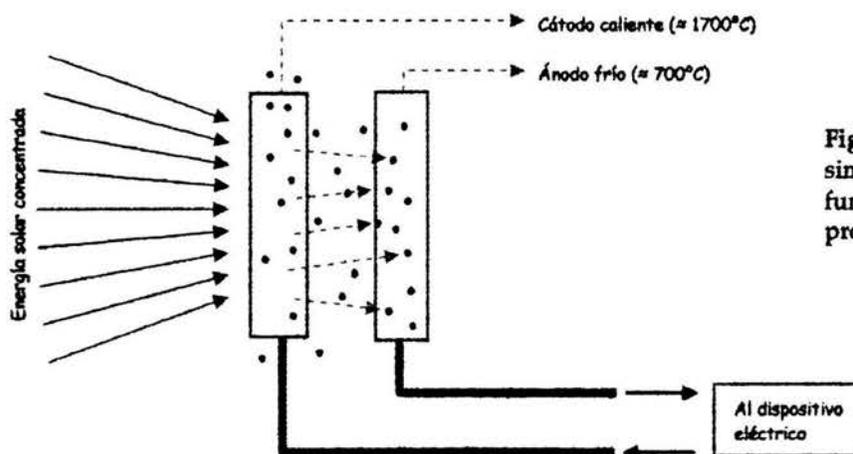


Figura 1.8: Esquema simplificado de funcionamiento de un proceso termoiónico.

Finalmente los procesos fotoquímicos transforman la energía solar para obtener energía química libre, que generalmente se almacena en alguna forma de sustancia o combustible. La reacción fotoquímica de algunos materiales ocurre cuando sus moléculas absorben radiación electromagnética (preferentemente entre el visible y el ultravioleta) para provocar estados electrónicos excitados cuyo resultado sea una reacción química endotérmica, es decir, absorben energía de la radiación para almacenarla en forma de energía química. El ejemplo más común es el del vapor de agua el cuál se separa en hidrógeno y oxígeno a temperaturas superiores a 3000°C. Esta energía puede ser extraída cuando los compuestos químicos que resultaron del proceso fotoquímico reaccionan nuevamente para liberar la energía almacenada y obtener los compuestos que originaron el proceso. Los materiales que se usan en estos procesos suelen ser semiconductores y soluciones electrolíticas, sin embargo, las eficiencias que de ellos se obtienen son relativamente bajas (< 14%) y los costos para esta conversión de energía son elevados por lo que aún no representan una opción viable para el aprovechamiento de la energía solar. En el siguiente esquema (figura 1.9) se da un panorama general de las aplicaciones de la energía solar utilizando los diferentes procesos descritos anteriormente:

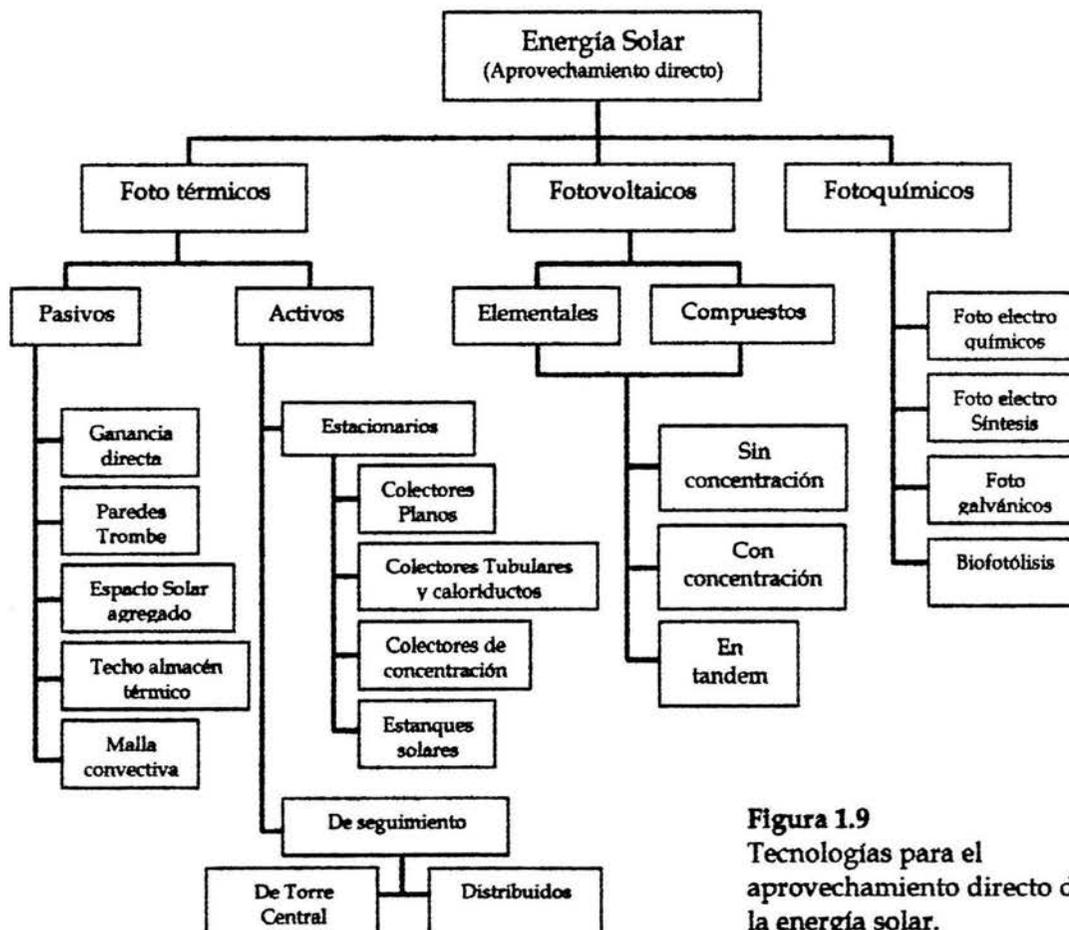


Figura 1.9
Tecnologías para el aprovechamiento directo de la energía solar.

1.3 Captadores solares planos

De todos los dispositivos que aprovechan la energía solar, los captadores solares planos son tal vez los más estudiados y los más difundidos comercialmente. Los colectores solares se han fabricado comercialmente desde finales del siglo XIX cuando C. M. Kemp fabricó tanques de hierro galvanizado pintados de negro para calentar agua absorbiendo la radiación solar y los bautizó Climax. Desde entonces su forma y aplicaciones han evolucionado y su utilización se ha extendido en forma relativamente exitosa en un buen número de países industrializados, como son Alemania, Inglaterra, Francia, Israel, Japón y Estados Unidos. En la mayoría de estos países se cuentan con miles e incluso cientos de miles de metros cuadrados de superficie instalada. En Israel los colectores se usan en forma generalizada tanto para el calentamiento como para refrigeración, proporcionando el 20% del consumo nacional de energía primaria.

Los colectores solares podemos subdividirlos en dos tipos de acuerdo a la forma en que se le da movimiento a su fluido de trabajo, de circulación forzada y de convección natural. Los colectores de circulación forzada consisten en colectores que con ayuda de una bomba mecánica se les hace pasar el fluido de trabajo a un flujo constante, estos sistemas son activos. Los colectores de convección natural o también llamados termosifónicos, no requieren de ninguna bomba para hacer circular su fluido de trabajo, este se mantiene en movimiento por la diferencia de densidades entre el agua caliente del colector y el agua de tanque de almacenamiento que generalmente esta a una menor temperatura (figura 1.10), estos son sistemas solares pasivos. Los fluidos térmicos para ambos tipos de captadores pueden ser de diferentes tipos de sustancias, como puede ser el agua de uso doméstico que se almacena en un tanque aislado térmicamente sin necesidad de intercambiadores de calor hasta colectores que utilizan aire como el fluido que absorbe la energía captada por la placa o placas del colector.

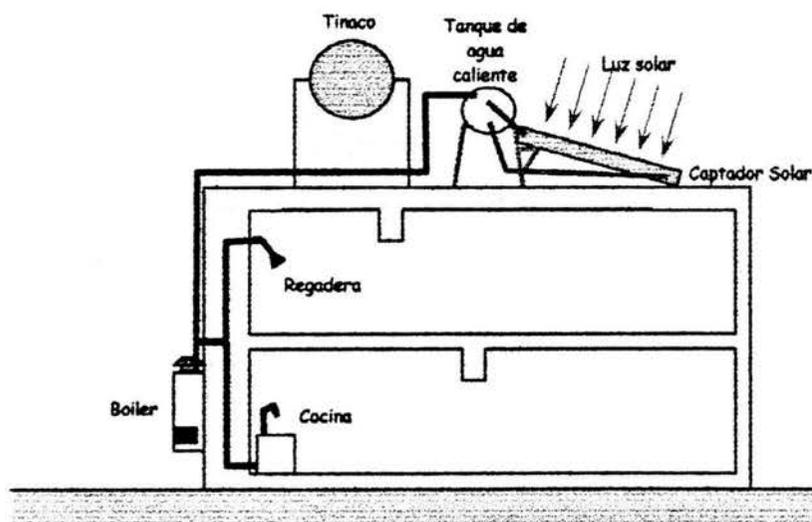


Figura 1.10: Esquema de funcionamiento de un colector Solar termosifónico en una casa habitación.

Este trabajo está enfocado a los colectores solares de convección natural (termosifónicos) de uso doméstico; pretende ayudar al diseño de colectores con materiales de bajo costo que permitan utilizarlos en casas habitación de forma rentable para reducir el uso de gas LP y Natural en el calentamiento de agua. Los sistemas termosifónicos parecen ser los más viables para este fin, por ser de menor costo que los de circulación forzada y porque requieren de menor mantenimiento; sin embargo, los precios actuales de los sistemas termosifónicos sólo permiten su uso rentable en lugares de alta insolación; en ciudades de clima templado, su rentabilidad puede llegar a depender de manera crítica del costo de sus materiales y de la efectividad de su diseño. El contar con un modelo que permita predecir el comportamiento de un colector solar a partir de las características de los materiales que se pretenden usar en su construcción, permitiría determinar las características importantes de mejorar su diseño, a fin de obtener colectores más eficientes y de menor costo.

En los trabajos de investigación sobre colectores solares termosifónicos la mayoría se orientan a la medición del desempeño y metodologías de evaluación [Huang, 1993], [Norton, Probert 1987], [Zeroual et al. 1994, así como estudios regionales del funcionamiento de colectores solares, por ejemplo en Australia [Morrison, Sapsford, 1982], Grecia [Belessiotis, Harambopoulos, 1993], Estados Unidos [Florida Solar Energy Center Report-10, 1995] y México [Riveros *et al* 1998]. Otros estudios investigan condiciones específicas de su funcionamiento como circulación inversa [Prapas, Sotiropoulos, 1999], la inestabilidad hidrodinámica en sistemas termosifónicos [Du, Huang, Yen, 1994] o la respuesta transitoria [Morrison, Ranatunga, 1980] cuyos resultados incluyen un modelo matemático contrastado con datos experimentales, las curvas de transitorio del flujo termosifónico son muy similares a las obtenidas en esta tesis.

El problema matemático que representa realizar una simulación ha llevado durante las últimas cuatro décadas a diversos grupos de investigación a realizar diferentes modelos numéricos en cada cual se toman en cuenta diversas aproximaciones. El trabajo de D. J. Close [Close, 1962] fue el primero en realizar un modelo para describir el desempeño de un calentador solar de agua termosifónico (por sus siglas en inglés: TSWH), en este realiza la aproximación de un flujo aproximadamente constante basado en que la diferencia promedio de temperaturas a la entrada y la salida del colector se mantiene aproximadamente constante a lo largo de un día normal de calentamiento. El trabajo de K. S. Ong [Ong, 1974 y Ong, 1975], realizó una simulación más detallada de un TSWH, utilizando el método de diferencias finitas y los factores de eficiencia del colector derivados por Hottel-Bliss-Willier [Duffie y Beckman, 1991], y que sirven de base para la norma ASHRAE 93-77 para la caracterización de colectores solares; en esta simulación, el tanque y el colector son divididos en particiones y las mangueras de conexión son consideradas por un solo nodo, el flujo es obtenido a partir de la distribución de temperaturas en el sistema y considera la disminución en la presión por la

resistencia de la fricción. Se han realizado estudios utilizando métodos numéricos para simular sistemas termosifónicos con intercambiadores de calor [Mentol et al 1981] o bien modelos matemáticos analíticos para simulación a largo plazo [Gordon, Zarmi, 1985]. En el trabajo de B.J. Huang y C.T. Hsiem [Huang y Hsiem, 1985] elaboraron un método basado en las mismas ecuaciones de Hottel-Bliss-Willier mejorando los tiempos para el cálculo computacional. Por otro lado Morrison y Braun realizan una simulación usando el método de diferencias finitas usando la misma teoría de Hottel-Bliss-Willier, en este trabajo se obtiene un resultado interesante, el cuál establece que un TSWH tiene un rendimiento óptimo cuando la carga de agua utilizada del sistema es igual al volumen de agua desplazado por el colector en el mismo día. Se han realizado modelos muy detallados como el de P.A. Hobson y B. Norton [Hobson y Norton, 1987], que realizaron un estudio detallado de las transferencias de calor y de los flujos en un sistema termosifónico, usando un modelo bidimensional para el colector a fin de mejorar algunas simplificaciones de la teoría de Hottel-Bliss-Willier, considera las capacidades caloríficas del sistema y realiza un análisis de la respuesta transitoria del sistema.

En fechas recientes se ha valorado las ventajas de trabajar modelos simplificados que a su vez mantengan su relación con los parámetros de diseño y construcción de un colector solar [Belessiotis, 2002]. La sencillez de estos modelos, permite una simulación numérica más simple y fácil de interpretar con la ventaja de poder simular la respuesta del colector a largo plazo; aunque a diferencia del problema abordado (como se verá más adelante) este trabajo utiliza coeficientes globales de perdidas para el colector y aproximaciones como el tanque de almacenamiento completamente mezclado.

La caracterización que se realiza de los colectores solares planos de acuerdo a los estándares internacionales, implican la obtención de parámetros válidos para su funcionamiento en estado estacionario, lo cual generalmente no ocurre en condiciones de uso cotidiano. Cuando un colector se encuentra funcionando normalmente, es constantemente puesto en condiciones fuera de equilibrio mediante el intercambio constante de agua caliente en el tanque por agua fría del suministro. Factores como la capacidad calorífica del material pueden afectar el tiempo de respuesta del sistema el cuál debe ser muy importante para el aprovechamiento de las horas de sol que se disponen en el día.

Además los parámetros que se obtienen de la caracterización son parcialmente útiles para mejorar el diseño de un colector pues los datos que se obtienen de la prueba son de carácter global y contienen muy poca información sobre las dimensiones del colector y los materiales con que han sido construidos.

La elaboración de un modelo facilitaría el diseño de captadores operados en condiciones fuera de equilibrio que son más cercanas a la realidad, pensando en la optimización del tiempo de

respuesta del sistema. Además permitiría realizar un estudio mas detallado sobre los factores que influyen en el retro flujo de agua del tanque hacia el colector, el cual provoca perdidas de energía del sistema cuando la temperatura del colector es inferior a la del tanque.

1.4 Objetivo

El objetivo general de este trabajo es realizar un estudio teórico unidimensional del comportamiento térmico en estado transitorio (para arranque y paro) de un sistema solar termosifónico y validarlo experimentalmente.

Los objetivos particulares pueden resumirse en los siguientes:

1. Obtener un modelo físico del funcionamiento de un colector solar a partir de un balance de energía en cada una de las partes que lo componen.
2. Obtener el conjunto de ecuaciones matemáticas que describen los fenómenos físicos durante el funcionamiento del colector solar.
3. Desarrollar un programa de cómputo que resuelva el conjunto de ecuaciones en base al método de elemento finito.
4. Realizar experimentos con un sistema termosifónico real y obtener distribuciones espaciales y temporales de las temperaturas del fluido en el sistema
5. Validar el modelo matemático mediante la confrontación de los resultados del cálculo numérico con los datos obtenidos experimentalmente.
6. Simular el estado transitorio de un colector solar termosifónico en particular en los procesos de calentamiento y enfriamiento.
7. Realizar un estudio paramétrico que permita identificar algunas de las características importantes a tomar en cuenta para el diseño de un sistema termosifónico.

CAPÍTULO 2. PROBLEMA FÍSICO Y MODELO MATEMÁTICO

2.1 Modelo Físico

Un sistema termosifónico a pesar de su aparente simplicidad, representa un problema físico bastante complejo, en el cual se relacionan transferencias de calor tanto al interior como al exterior del sistema, así como flujos convectivos en tres dimensiones dentro del tanque de almacenamiento, tuberías del captador y mangueras de conexión (Figura 2.1). La energía absorbida por el captador, no solamente produce los flujos convectivos y cambios en la energía interna del fluido, también produce cambios de temperatura en todos los materiales que forman al sistema. Se han realizado diversos modelos para simular el funcionamiento de un sistema termosifónico, la mayoría han tomado como base el trabajo de D. J. Close [Close, 1962], quién puede considerarse como el primero en realizar un estudio analítico del desempeño de un captador solar. La implementación de algoritmos numéricos para la simulación se realizan principalmente usando modelos de diferencias finitas, suponiendo un sistema unidimensional [Ong, 1974]. Se han probado modelos usando parámetros que se obtienen en estado estacionario [Morrison y Braun 1984], [[Huang y Hsieh, 1985], [Belessiotis y Mathiolakis, 2001] En algunos de ellos se consideran los parámetros de absorbancia y transmitancia así como coeficientes globales de transferencia de energía y el factor de eficiencia que se obtienen de la norma ASHRAE 93-77; se desprecian las capacidades caloríficas de sus componentes. Se han probado modelos bidimensionales para determinar la importancia de tomar en cuenta diferentes parámetros en la simulación numérica.

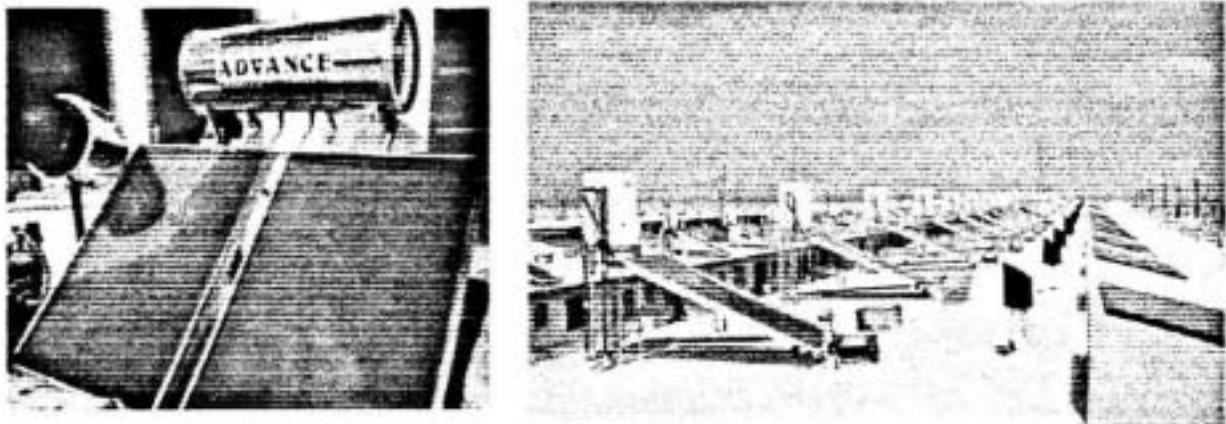


Figura 2.1
Fotografías de diversos sistemas termosifónicos

En el modelo matemático que se implementará en este trabajo se han realizado ciertas suposiciones, algunas ya utilizadas por otros autores. Estas se adoptan a fin de simplificar las ecuaciones que serán desarrolladas posteriormente. Las suposiciones al problema físico para modelar matemáticamente al sistema, son las siguientes:

1. Modelo de un solo tubo

El sistema termosifónico puede ser considerado como una sola tubería que hace un circuito cerrado con un calefactor para impulsar el flujo (Figura 2.2) la principal diferencia está en los diámetros de las tuberías que cambian dependiendo de la parte del sistema que se encuentre modelando. Por esto el modelo se considera unidimensional. Esta suposición se basa en el hecho de que durante el calentamiento uniforme del captador, el agua a niveles superiores siempre está más caliente que el agua a niveles inferiores, razón por la cual no hay corrientes convectivas en contra del flujo principal del sistema y el agua en todas las zonas del sistema está térmicamente estratificada. Esta suposición es válida cuando los niveles de insolación permanecen constantes como se verá en la sección de resultados experimentales.

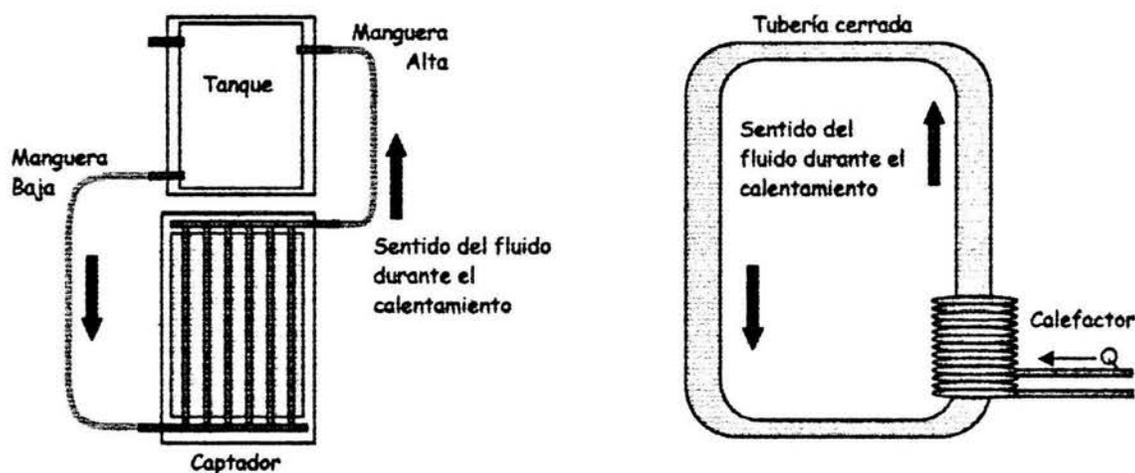


Figura 2.2

Un sistema termosifónico puede considerarse como un circuito cerrado con un elemento calefactor en uno de sus brazos.

2. Inercia térmica despreciable de los materiales

Se desprecian los efectos de la capacidad calorífica de los materiales, es decir, que las paredes de las tuberías y del tanque de almacenamiento están siempre en equilibrio térmico con el fluido del sistema. Esta suposición es válida para flujos pequeños, suponiendo que el sistema tiene suficiente tiempo de alcanzar el equilibrio térmico con el fluido. La placa metálica del captador en contacto con el fluido y la placa de vidrio que sirve de aislante al ambiente son las únicas partes

del sistema que se considera pueden tener temperaturas diferentes al fluido. Esta suposición se justifica con el hecho de que la placa metálica es la que directamente absorbe la mayor parte de la energía solar captada por el captador y esta energía se transfiere al fluido de manera continua después de un considerable incremento de su temperatura. La temperatura del vidrio también se considera independiente pues es la única parte del sistema que no se encuentra en contacto directo con el fluido del sistema.

3. Efectos de Borde en el captador solar despreciables

Se desprecian las transferencias de calor de borde en el captador, es decir, que solamente se consideran las transferencias de energía a través de la cubierta de vidrio con el captador y la transferencia a través de la pared inferior o parte trasera del captador. La transferencia de calor a través de las paredes laterales se considera cero. Esta suposición se justifica con el hecho de que esta área representa generalmente menos del 20% del área total de un captador de 2 m² por lado. Si esta suposición no fuera válida solamente aumentaría el valor del coeficiente de pérdidas del captador con el ambiente sin modificar el comportamiento global del sistema.

4. Flujo Tapón

Para simplificar la forma en que se mueve el fluido dentro del captador, se considera que el fluido en las tuberías del mismo se comporta como una cama de espesor homogéneo cubierto por un techo metálico superior y una base metálica inferior (Figura 2.3). El área transversal del captador simplificado es igual al área transversal de las tuberías de agua. Al tratarse de un modelo de un solo tubo se considera que las temperaturas son función únicamente de la coordenada x y del tiempo

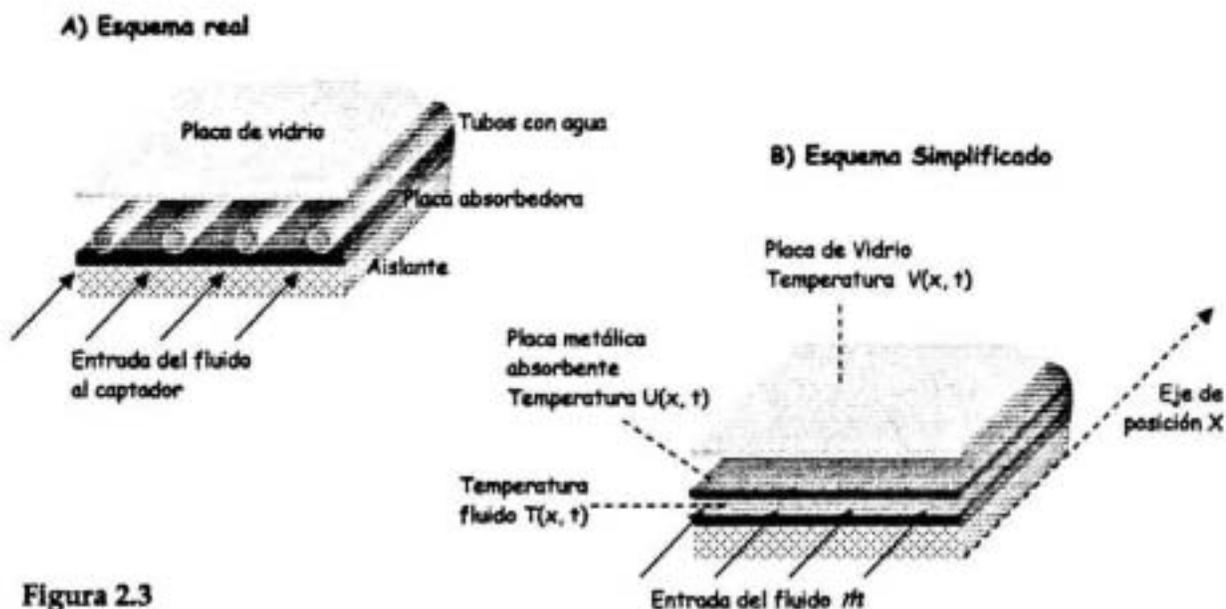


Figura 2.3
Simplificación de la estructura del captador para modelar el sistema

5. Frontera Adiabática

Se considera además que no hay pérdida de calor a través de la capa de aislante en la parte inferior del captador.

2.2 Modelo Matemático

A fin de elaborar el modelo matemático para simular el funcionamiento del captador solar, será necesario realizar varios balances de energía en volúmenes de control de las diferentes secciones que forman al sistema termosifónico. En la figura 2.4 se representa esquemáticamente las entradas y salidas de energía por unidad de tiempo en un volumen de control (VC) cualquiera del sistema termosifónico. El balance de energía por unidad de tiempo para este elemento de volumen puede expresarse de la siguiente forma:

$$Q_E + Q_g = Q_{s1} + Q_{s2} + Q_A \quad (1)$$

Donde Q_E es la potencia de entrada al VC, Q_g es la potencia generada en el interior del VC, Q_{s1} y Q_{s2} son las potencias de salida y Q_A es la potencia debida al cambio de energía interna del VC.

La potencia generada en el interior en el caso de nuestro problema es cero, pues no hay fuentes de energía interna en el flujo a lo largo de todo el sistema.

$$Q_g = 0$$

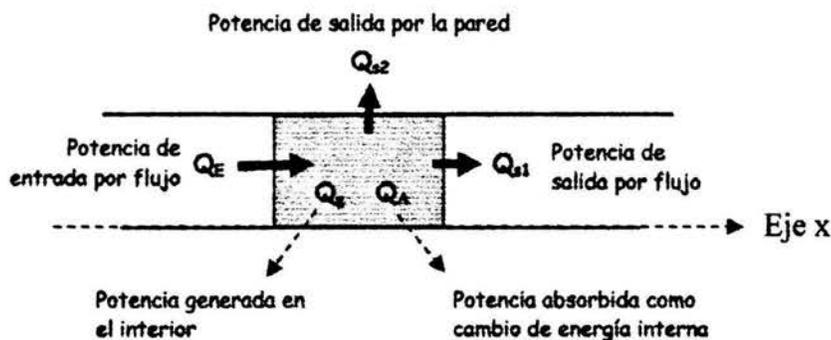


Figura 2.4

Entrada y salida de energía por unidad de tiempo en un elemento de volumen de control cualquiera del sistema termosifónico.

El balance de energía por unidad de tiempo de la ecuación (1) será utilizado para obtener la expresión matemática que representa el comportamiento térmico del sistema. A continuación se incluye parte de la nomenclatura que se encuentra al inicio del presente trabajo de tesis, esto a fin de facilitar la revisión de las ecuaciones que serán expuestas en esta sección.

Nomenclatura:

- f_i = factor de proporción adimensional ($0 \leq f_i \leq 1$, $i = 1, 2, \dots$)
- h = coeficiente de transferencia convectivo en fluido y placas del captador,
ó coeficiente de pérdidas globales en tanque y mangueras, $\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$
- V = temperaturas de la cubierta de vidrio, [K]
- U = temperaturas de la cubierta metálica superior, [K]
- T = temperaturas del fluido, [K]
- T_a = temperatura ambiente, [K]
- P = perímetro, [m]
- A = área de la sección transversal del fluido, [m²]
- ΔA = elemento de área para la transferencia de energía, [m²]
- u_0 = velocidad del fluido, [m/s]
- x = coordenada longitudinal, [m]
- ρ = densidad del fluido, $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
- Q_0 = densidad del flujo radiativo, [W/m²]
- Q_A = potencia absorbida como energía interna, [W/m²]
- c_p = calor específico del agua, $\left[\frac{J}{kg K}\right]$
- m = flujo másico del fluido, [kg/s]

Subíndices:

- i - interior, o - exterior, g - vidrio, s - vidrio o metal, M - manguera alta,
m - manguera baja, T - tanque, C - captador

Placa de Vidrio del Captador Solar

De acuerdo con la ecuación (1) en el caso de la placa de vidrio del captador, la potencia de entrada (ver figura 2.5), se debe a la absorción de la radiación solar incidente (Q_{0g}). Las salidas de energía, son al ambiente (Q_{0s}) y al aire interior entre la placa de vidrio y la placa metálica del captador. Como la temperatura del vidrio se considera siempre en estado estacionario no se considera que haya absorción de energía por cambio de energía interna, tampoco se considera intercambio de energía entre un elemento de volumen dado de la placa con los elementos adyacentes. En el caso del vidrio las potencias de entrada y salida pueden expresarse en la siguiente forma:

$$Q_{a1} = h_{gi} \Delta A \left[V(x, t) - \frac{V(x, t) + U(x, t)}{2} \right] ; \quad Q_{a2} = h_{go} \Delta A [V(x, t) - T_s(x, t)]$$

$$Q_E = f_1 \Delta A Q_0(x, t)$$

Las ecuaciones anteriores suponen que el aire interior se encuentra a una temperatura que es el promedio de la temperatura del vidrio y la temperatura de la placa metálica. Con base en estas expresiones la ecuación (1) puede describirse como:

Vidrio:

$$f_1 Q_0(x) = h_{go} [V(x, t) - T_s(x, t)] + h_{gi} \left[V(x, t) - \frac{V(x, t) + U(x, t)}{2} \right] \quad (2)$$

El área a través de la cuál se realizan las entradas y salidas de energía en el vidrio es el mismo para todas las expresiones y debería aparecer en todos los términos, por lo que no aparece en la ecuación (2).

Placa absorbadora del captador solar

En la placa absorbadora ocurre un balance similar a la placa de vidrio, hay una potencia absorbida por la radiación solar incidente (Q_E), las salidas de energía, se realizan con el aire interior entre la placa de vidrio y la placa metálica del captador (Q_{a2}) y con el fluido interno del captador (Q_{a1}). De acuerdo con la ecuación (1) podemos escribir para la placa absorbadora:

Placa metálica:

$$f_2 Q_0(x, t) = h_{so} \left[U(x, t) - \frac{V(x, t) + U(x, t)}{2} \right] + h_{si} [U(x, t) - T(x, t)] \quad (3)$$

Los coeficientes h_{si} y h_{so} se refieren a la transferencia convectiva, aunque podría considerarse que también incluyen la parte radiativa, pues si las diferencias de temperaturas son relativamente pequeñas, entonces la transferencia por radiación puede aproximarse en forma proporcional a la diferencia de temperaturas.

En la placa metálica inferior del captador no tiene objeto realizar el balance de energía, pues al estar el sistema en estado estacionario y al no haber pérdidas de energía a través del aislante, entonces la placa inferior debe encontrarse a la misma temperatura que el fluido.

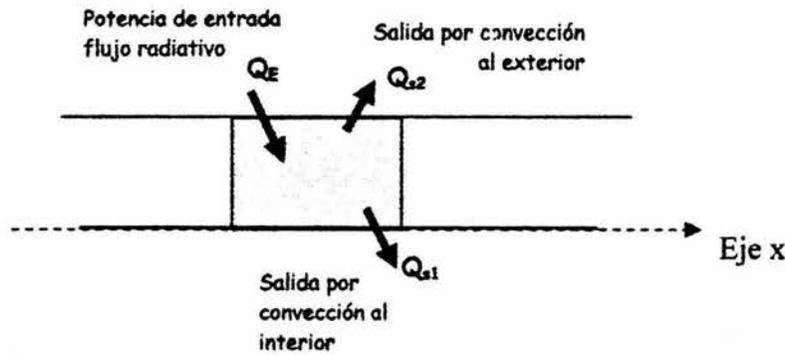


Figura 2.5
Entrada y salida de energía en un elemento de volumen de la placa de vidrio o de la paca absorbidora. (Corte transversal)

Fluido térmico del captador solar

Para el caso del fluido del captador, en la figura 2.6 se definen las temperaturas de entrada y salida a través de las fronteras de un elemento de fluido. De acuerdo a la ecuación (1) y las temperaturas consideradas en la figura 2.6, se pueden definir las entradas y salidas de energía en la frontera de cada elemento de volumen de acuerdo a las siguientes expresiones

$$Q_E = m c_p T(x - \frac{\Delta x}{2}, t) \quad ; \quad Q_A = m c_p \frac{\partial T(x, t)}{\partial t}$$

$$Q_{s1} = m c_p T(x + \frac{\Delta x}{2}, t) \quad ; \quad Q_{s2} = h_{si} P_{si} \Delta x (T(x, t) - U(x, t))$$

La masa contenida en el elemento de fluido puede expresarse de la forma: $m = \rho A_c \Delta x$

El producto $(P_{si} \Delta x)$ representa el área a través de la cual el fluido transfiere (o recibe) energía en forma convectiva con la pared. Substituyendo las expresiones anteriores en la ecuación (1) se obtiene el siguiente balance de energías:

Fluido del captador:

$$m c_p T(x - \frac{\Delta x}{2}, t) = m c_p T(x + \frac{\Delta x}{2}, t) + h_{si} P_{si} \Delta x (T(x, t) - U(x, t)) + \rho A_c \Delta x c_p \frac{\partial T(x, t)}{\partial t}$$

Reacomodando los términos y en el límite cuando $\Delta x \rightarrow 0$, la ecuación anterior puede describirse como:

$$m c_p \frac{\partial T}{\partial x} + h_{si} P_{si} (T(x, t) - U(x, t)) + \rho A_c c_p \frac{\partial T(x, t)}{\partial t} = 0 \quad (4)$$

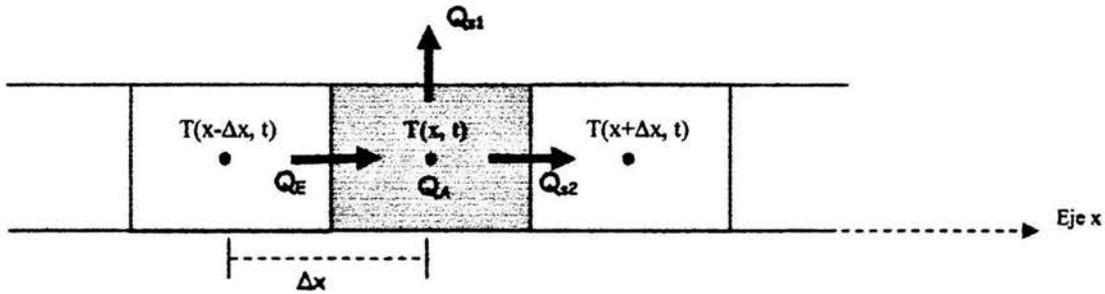


Figura 2.6: Vista transversal a lo largo del eje X de un elemento de volumen en el sistema termosifónico. Se representan las entradas y salidas de energía, así como las temperaturas del fluido al centro de cada elemento de volumen.

Mangueras Alta y Baja

Para la manguera alta y la manguera baja (figura 2.2) el tratamiento de entrada y salida de energía es el mismo que el caso del fluido del captador, la diferencia es el coeficiente convectivo con el que se transfiere energía a la pared de la manguera y que la temperatura a la cual el fluido cede energía es la temperatura ambiente y no la temperatura de la placa absorbidora. La ecuación puede escribirse como:

Fluido de la manguera alta:

$$m c_p \frac{\partial T(x, t)}{\partial x} + h_m P_{mi} (T(x, t) - T_a(x, t)) + \rho A_m c_p \frac{\partial T(x, t)}{\partial t} = 0 \quad (5)$$

Análogamente para el fluido en la manguera baja:

$$m c_p \frac{\partial T(x, t)}{\partial x} + h_m P_{mi} (T(x, t) - T_a(x, t)) + \rho A_m c_p \frac{\partial T(x, t)}{\partial t} = 0 \quad (6)$$

Termotanque del sistema termosifónico

El caso del tanque es también análogo al de las mangueras, la diferencia radica en el diámetro, que no se considera transferencia de calor en las tapas superior e inferior del tanque. Esta aproximación es muy discutible pero se tomará así en primera instancia para mantener la similitud entre las ecuaciones. La ecuación para el tanque puede escribirse en la forma:

Tanque:

$$m c_p \frac{\partial T(x, t)}{\partial x} + h_T P_n (T(x, t) - T_a(x, t)) + \rho A_T c_p \frac{\partial T(x, t)}{\partial t} = 0 \quad (7)$$

Las ecuaciones diferenciales anteriores representan el comportamiento térmico del sistema a lo largo de la posición y su evolución en el tiempo. Estas ecuaciones serán resueltas numéricamente y el algoritmo de solución será descrito en secciones posteriores de este capítulo.

Solución analítica del captador

Las ecuaciones que se obtienen del balance de energía del captador para la placa de vidrio y para la placa superior metálica, pueden resolverse analíticamente mediante un sistema de ecuaciones. Para ello se van a realizar las siguientes substituciones:

Sean:

$$m_g = \frac{h_{go}}{h_{gi}} \quad \text{y} \quad m_s = \frac{h_{so}}{h_{si}}$$

Al introducir estas expresiones en las ecuaciones (2) y (3), y al reacomodar se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned} \left[m_g + \frac{1}{2} \right] V(x, t) - \frac{1}{2} U(x, t) &= \frac{f_1}{h_{gi}} Q_0(x, t) + m_g T_a(x, t) \\ -\frac{m_s}{2} V(x, t) + \left[\frac{m_s}{2} + 1 \right] U(x, t) &= \frac{f_2}{h_{si}} Q_0(x, t) + T(x, t) \end{aligned}$$

Estas ecuaciones se pueden resolver como un sistema de ecuaciones de la forma:

$$\begin{aligned} a_{11} V(x, t) + a_{12} U(x, t) &= K_1(x, t) \\ a_{21} V(x, t) + a_{22} U(x, t) &= K_2(x, t) \end{aligned}$$

En donde:

$$\begin{aligned} a_{11} = m_g + \frac{1}{2} \quad ; \quad a_{12} = -\frac{1}{2} \quad ; \quad K_1(x) &= \frac{f_1}{h_{gi}} Q_0(x, t) + m_g T_a(x, t) \\ a_{21} = -\frac{m_s}{2} \quad ; \quad a_{22} = \frac{m_s}{2} + 1 \quad ; \quad K_2(x) &= \frac{f_2}{h_{si}} Q_0(x, t) + T(x, t) \end{aligned}$$

Resolviendo el sistema para las temperaturas $U(x)$ y $V(x)$:

$$V(x, t) = \frac{\left(\frac{m_s}{2} + 1\right) \left(\frac{f_1}{h_{gj}} Q_0(x, t) + m_g T_s(x, t)\right) + \frac{1}{2} \left(\frac{f_2}{h_{si}} Q_0(x, t) + T(x, t)\right)}{\frac{1}{2} + m_g \left(\frac{m_s}{2} + 1\right)}$$

$$U(x, t) = \frac{\frac{m_s}{2} \left(\frac{f_1}{h_{gj}} Q_0(x, t) + m_g T_s(x, t)\right) + \left(m_g + \frac{1}{2}\right) \left(\frac{f_2}{h_{si}} Q_0(x, t) + T(x, t)\right)}{\frac{1}{2} + m_g \left(\frac{m_s}{2} + 1\right)}$$

Las ecuaciones anteriores pueden reacomodarse y escribirse de la forma:

$$V(x, t) = b_1 T(x, t) + b_2 T_s(x, t) + b_3 Q_0(x, t) \quad (8)$$

$$U(x, t) = c_1 T(x, t) + c_2 T_s(x, t) + c_3 Q_0(x, t) \quad (9)$$

En donde:

$$b_1 = \frac{1}{2m_d} \quad ; \quad b_2 = \left(\frac{m_s}{2} + 1\right) \frac{m_g}{m_d} \quad ; \quad b_3 = \frac{\left(\frac{m_s}{2} + 1\right) \frac{f_1}{h_{gj}} + \frac{f_2}{h_{si}}}{m_d} \quad (10)$$

$$c_1 = \frac{\frac{1}{2} + m_g}{m_d} \quad ; \quad c_2 = \frac{m_s m_g}{2m_d} \quad ; \quad c_3 = \frac{\frac{m_s f_1}{2 h_{gj}} + \left(\frac{1}{2} + m_g\right) \frac{f_2}{h_{si}}}{m_d}$$

$$m_d = \frac{1}{2} + m_g \left(\frac{m_s}{2} + 1\right)$$

El flujo másico puede expresarse en términos de la sección transversal y la rapidez de éste de acuerdo a la ecuación:

$$\dot{m} = \rho A_c u_0$$

En caso de considerar las temperaturas del fluido en estado estacionario a un flujo másico constante, entonces se podría encontrar una expresión analítica para el captador (ver apéndices); sin embargo, la consideración de flujo constante no es válida para el flujo termosifónico y en especial para el experimento que se describe en el capítulo 4, el cual se pretende modelar numéricamente con estas ecuaciones. Además, se quiere simular el estado transitorio que implica

el establecimiento de un retroflujo durante el enfriamiento, el cuál ha sido observado experimentalmente.

2.3 Cálculo del flujo termosifónico

Para entender el origen del flujo termosifónico puede considerarse que el sistema está formado por dos columnas de agua. La columna 1 está formada por el agua en la manguera inferior y en el tanque de almacenamiento. La columna 2 está formada por el agua en el captador y en la manguera alta que conecta al tanque (figura 2.7). A pesar de que ambas columnas tienen la misma altura ejercen diferentes presiones en el fondo debido a que la temperatura promedio en ambos lados es diferente. Durante el calentamiento del captador, el agua en su interior se encuentra a mayor temperatura que en el resto del sistema, esto provoca que la densidad promedio en la columna 1 sea mayor que en la columna 2. Esta diferencia de presiones provoca que la columna 1 empuje a la columna 2 dando lugar al flujo termosifónico del sistema

Para calcular el flujo termosifónico se utilizó la ecuación Poiseuille que calcula el flujo volumétrico laminar (V) en el interior de una tubería y se desprecian todos los efectos de turbulencia que pudiera haber durante el funcionamiento del sistema. Dado el flujo laminar dentro de una tubería el flujo volumétrico puede calcularse con la expresión:

$$V = \frac{\pi R^2}{8 \eta L} (p_1 - p_2) \quad (11)$$

En donde

R = es el radio de la tubería

L = Longitud de la tubería

η = Viscosidad del fluido

$(p_1 - p_2)$ = diferencia de presiones a la entrada y salida de la tubería.

Esta ecuación indica que el flujo es proporcional a la diferencia de presiones a la que se encuentran los extremos de la tubería e inversamente proporcional a la viscosidad del fluido. El término que incluye al radio y a la longitud de la tubería representa la constante de proporcionalidad. De hecho podríamos escribir la ecuación (11) como simplemente:

$$V = k \frac{(p_1 - p_2)}{\eta} \quad (12)$$

En donde k es la constante de proporcionalidad que contiene los factores de forma de la tubería. El sistema termosifónico es más complejo que una simple tubería, pero el comportamiento físico

del fluido en el interior debe ser similar en el sentido de que el flujo termosifónico es impulsado por una diferencia de presiones y en donde la viscosidad del agua debe limitar el movimiento del fluido. La forma del sistema es constante en cada uno de sus trayectos, por lo tanto no deben introducir variables que pudieran modificar el valor del flujo de un componente del sistema a otro; además, dado que se considera al fluido incompresible, entonces por continuidad el valor del flujo másico debe ser constante a lo largo de todo el sistema.

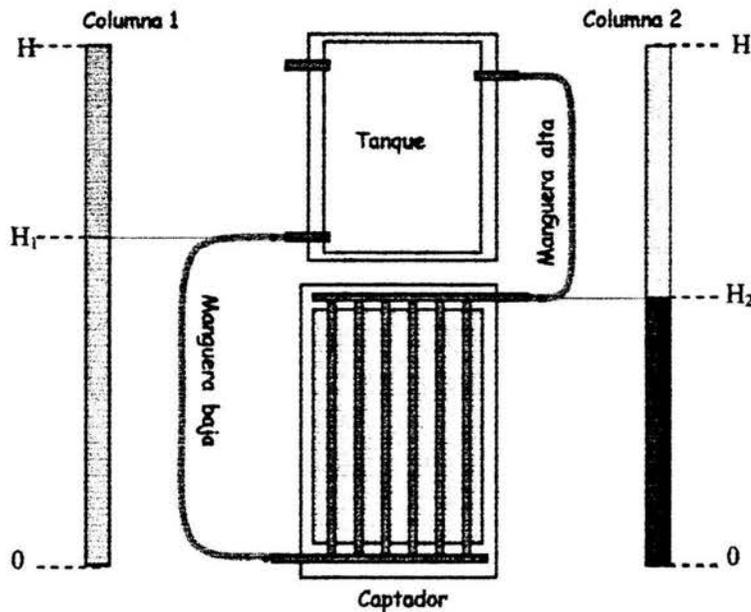


Figura 2.7
Captador solar visto de frente. En ambos lados se indican las columnas en que puede considerarse que está dividido el captador.

Otra consideración a tener en cuenta es que el sistema termosifónico puede semejar a una tubería cerrada en la cual no se puede determinar cuales son los extremos; sin embargo, si no hubiera diferencia en la densidad del agua en el sistema, no habría flujo termosifónico. La diferencia de densidades da lugar a una diferencia de presiones equivalente a la de la tubería abierta que se considera en la ecuación de Poiseuille.

Dado que las alturas de las columnas es la misma entonces la diferencia de presión (ΔP) puede escribirse en términos de la diferencia de las densidades promedio:

$$\Delta P = (\rho_1 - \rho_2) g H \tag{13}$$

En donde:

- ρ_1 = densidad promedio de la columna 1
- ρ_2 = densidad promedio de la columna 2
- g = aceleración de la gravedad
- H = altura de las columnas de agua

La variación de la densidad y la viscosidad del agua con la temperatura se ajustaron con polinomios de quinto y cuarto grado respectivamente, que permiten obtener los valores reportados en tablas (Tablas 2.1 y 2.2) con una desviación menor al 0.01%. A continuación se muestran los polinomios empíricos ajustados:

Ecuación empírica para la densidad:

$$\rho(T) = a_0 + a_1T - a_2T^2 + a_3T^3 - a_4T^4 + a_5T^5 \quad (14)$$

donde

$$a_0 = .99987846 \quad ; \quad a_1 = 6.25415 \times 10^{-5} \quad ; \quad a_2 = 8.42133 \times 10^{-6}$$

$$a_3 = 6.79248 \times 10^{-8} \quad ; \quad a_4 = 4.469 \times 10^{-10} \quad ; \quad a_5 = 1.3 \times 10^{-12}$$

Ecuación empírica para la viscosidad:

$$\eta(T) = b_0 - b_1T + b_2T^2 - b_3T^3 + b_4T^4 \quad (15)$$

donde:

$$b_0 = 1789 \quad ; \quad b_1 = 55.9 \quad ; \quad b_2 = 8.8 \times 10^{-3} T^3$$

$$b_3 = 8.8 \times 10^{-3} \quad ; \quad b_4 = 2.99 \times 10^{-5}$$

Tabla 2.1 Variación de la densidad con la temperatura del agua pura a 1 atm de presión

Temperatura °C	Densidad g/cm ³	Temperatura °C	Densidad g/cm ³	Temperatura °C	Densidad g/cm ³
0	.99987	30	.99567	65	.98059
3.98	1.00000	35	.99406	70	.97781
5	.99999	40	.99224	75	.97489
10	.99973	45	.99025	80	.97183
15	.99913	50	.98807	85	.96865
20	.99823	55	.98573	90	.96534
25	.99707	60	.98324	100	.95838

Datos tomados del Handbook of Chemistry and Physics 57th edition 1976-1977

Tabla 2.2 Variación de la viscosidad con la temperatura del agua pura a 1 atm de presión

Temperatura °C	Viscosidad μPa s	Temperatura °C	Viscosidad μPa s	Temperatura °C	Viscosidad μPa s
0	1793	40	635.2	80	354.4
10	1307	50	547.0	90	314.5
20	1002	60	466.5	100	281.8
30	797.7	70	404.0		

Datos tomados del Hadbook of Chemistry and Physics 72nd edition 1991-1992

Substituyendo la ecuación (13) en la ecuación (12) se obtiene:

$$V = k \frac{g H (\rho_1 - \rho_2)}{\eta} \quad (16)$$

La densidad es función de la temperatura que a su vez es función de la posición para cada instante de tiempo, así que la densidad promedio de la columna de agua 1, ρ_1 puede expresarse con la fórmula:

$$\rho_1 = \frac{\int_0^H \rho_1(x) dx}{H} = \frac{\int_0^{H_1} \rho_1(x) dx + \int_{H_1}^H \rho_1(x) dx}{H}$$

En donde H corresponde a la altura efectiva respecto a la cual ocurre el cambio de densidad en el fluido y H_1 indica que la integral se divide en dos partes la primera que corresponde a la densidad promedio en la manguera baja y la segunda a la densidad promedio en el tanque. Al usar el teorema del valor medio podemos remplazar las integrales usando las densidades promedio:

$$\rho_1 = \frac{\rho_m (H_1 - 0) + \rho_T (H - H_1)}{H} \quad (17)$$

En donde

ρ_m = densidad promedio en la manguera baja

ρ_T = densidad promedio en el tanque de almacenamiento

H_1 = altura que separa la manguera baja del tanque de almacenamiento

Análogamente para la columna 2 puede realizarse un análisis similar para calcular la densidad del agua, por lo que la densidad promedio de la columna puede expresarse con la ecuación:

$$\rho_2 = \frac{\rho_C(H_2 - 0) + \rho_M(H - H_2)}{H} \quad (18)$$

En donde

ρ_C = densidad promedio del agua en el captador

ρ_M = densidad promedio en la manguera alta

H_2 = altura que separa al agua del captador del agua en la manguera alta

La viscosidad promedio de todo el sistema puede calcularse mediante un análisis similar al efectuado con las densidades.

$$\eta = \frac{\int_0^H \eta(x) dx}{2H} = \frac{\int_0^{H_1} \eta(x) dx + \int_{H_1}^H \eta(x) dx + \int_0^{H_2} \eta(x) dx + \int_{H_2}^H \eta(x) dx}{2H}$$

Al calcular el promedio, el intervalo es del doble que el usado en el caso de la densidad pues se está calculando la viscosidad promedio de todo el sistema. Al usar nuevamente el teorema del valor medio en la ecuación anterior puede reescribirse como:

$$\eta = \frac{\eta_m(H_1 - 0) + \eta_T(H - H_1) + \eta_C(H_2 - 0) + \eta_M(H - H_2)}{2H} \quad (19)$$

Las ecuaciones (17), (18) y (19) fueron introducidas en la ecuación (16) para calcular el flujo volumétrico. Las ecuaciones de transferencia de energía hacen referencia al flujo másico en lugar del volumétrico, sin embargo debido a que la densidad del agua aún con las variaciones de temperatura es muy aproximada a 1 gr/ml. Por lo tanto, abusando de las unidades podemos considerar que la ecuación (16) calcula directamente el flujo másico.

$$\dot{m} = k \frac{g H (\rho_1 - \rho_2)}{\eta} \quad (20)$$

Esta expresión completa el conjunto de ecuaciones necesarias para la simulación unidimensional del sistema termosifónico. El sistema representa un circuito cerrado por lo que no hay condiciones de frontera, la figura 2.8 muestra un esquema de la variable de posición x completando un círculo con forme se recorre el sistema termosifónico

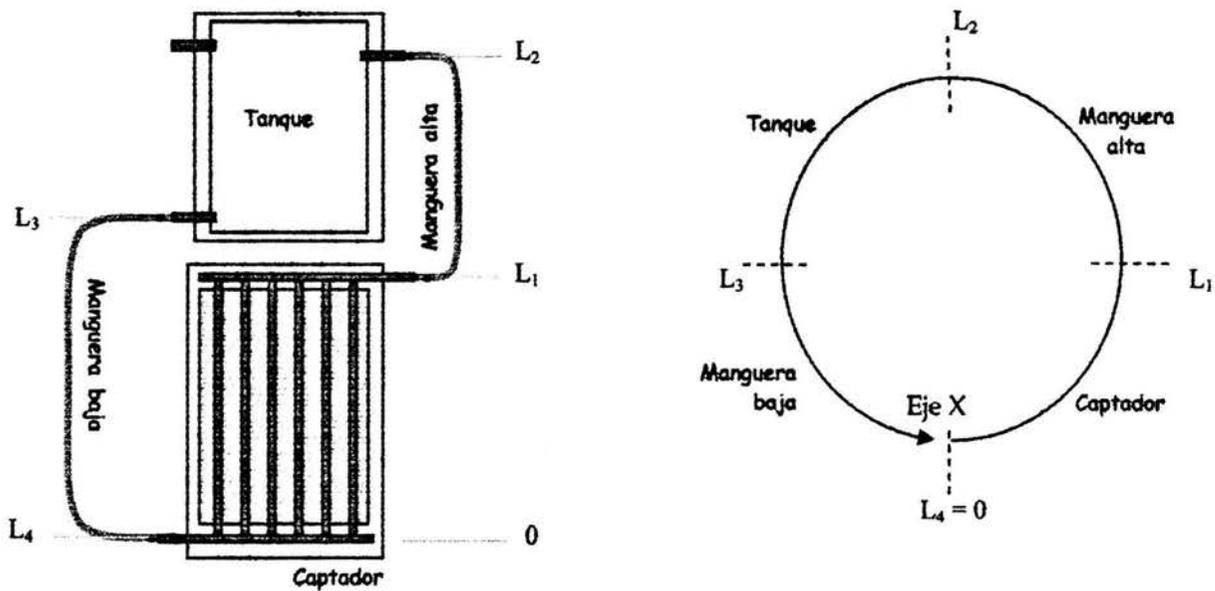


Figura 2.8
Representación unidimensional del sistema termosifónico a lo largo de la posición X

Las condiciones iniciales se refieren a la temperatura del sistema a lo largo de la posición, la cuál se va a fijar en una temperatura constante igual a la temperatura ambiente promedio que rodea al sistema termosifónico. Si la temperatura en todo el sistema es constante entonces la diferencia de presiones en ambas columnas es cero y por lo tanto en el tiempo igual a cero el flujo termosifónico es cero. Las ecuaciones que serán resueltas numéricamente a lo largo del sistema de acuerdo a su intervalo de validez son las siguientes:

Para $0 \leq x \leq L_1$

Vidrio:

$$f_1 Q_0(x, t) = h_{go} [V(x, t) - T_a(x, t)] + h_{gi} \left[V(x, t) - \frac{V(x, t) + U(x, t)}{2} \right] \quad (2)$$

Placa metálica:

$$f_2 Q_0(x, t) = h_{so} \left[U(x, t) - \frac{V(x, t) + U(x, t)}{2} \right] + h_{si} [U(x, t) - T(x, t)] \quad (3)$$

Fluido del captador:

$$m c_p \frac{dT}{dx} + h_{si} P_{si} (T(x, t) - U(x, t)) + \rho A_c c_p \frac{dT}{dt} = 0 \quad (4)$$

Para $L_1 \leq x \leq L_2$

Fluido de la manguera alta:

$$m c_p \frac{\partial T}{\partial x} + h_M P_{Mh} (T(x, t) - T_s(x, t)) + \rho A_M c_p \frac{\partial T}{\partial t} = 0 \quad (5)$$

Para $L_2 \leq x \leq L_3$

Fluido en el tanque:

$$m c_p \frac{\partial T}{\partial x} + h_T P_{Tn} (T(x, t) - T_s(x, t)) + \rho A_T c_p \frac{\partial T}{\partial t} = 0 \quad (7)$$

Para $L_3 \leq x \leq L_4$

Fluido en la manguera baja:

$$m c_p \frac{\partial T}{\partial x} + h_m P_{ml} (T(x, t) - T_s(x, t)) + \rho A_m c_p \frac{\partial T}{\partial t} = 0 \quad (6)$$

Ecuación de flujo termosifónico:

$$m = k \frac{g H (\rho_1 - \rho_2)}{\eta} \quad (20)$$

2.5 Ecuaciones discretizadas y algoritmo de solución

Las ecuaciones que permitirán resolver numéricamente las temperaturas del sistema en el tiempo y la posición están dadas por las ecuaciones (4), (5), (6) y (7). Estas ecuaciones son diferenciales parciales, por ello se usará el método de diferencias finitas; en el cual, las derivadas se aproximarán como cocientes de incrementos finitos:

$$\frac{\partial T}{\partial x} \approx \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad ; \quad \frac{\partial T}{\partial t} \approx \frac{\Delta T}{\Delta t}$$

Los incrementos de temperatura pueden expresarse como la diferencia de temperaturas entre los nodos que separan a dos elementos de volumen consecutivos (ver figura 2.9); se introducirán el subíndice j para indicar la posición de los nodos y el superíndice n para indicar el contador de tiempo. La variable de posición y tiempo puede representarse con los índices (j) y (n) como:

$$x = j \cdot \Delta x \quad ; \quad t = n \cdot \Delta t$$

Por lo tanto las derivadas parciales pueden expresarse como:

$$\frac{\Delta T(x, t)}{\Delta x} = \frac{(T(x, t) - T(x - \Delta x, t))}{\Delta x} = \frac{(T_j^n - T_{j-1}^n)}{\Delta x}; \text{ y}$$

$$\frac{\Delta T(x, t)}{\Delta t} = \frac{(T(x, t + \Delta t) - T(x, t))}{\Delta t} = \frac{(T_j^{n+1} - T_j^n)}{\Delta t} \quad (21)$$

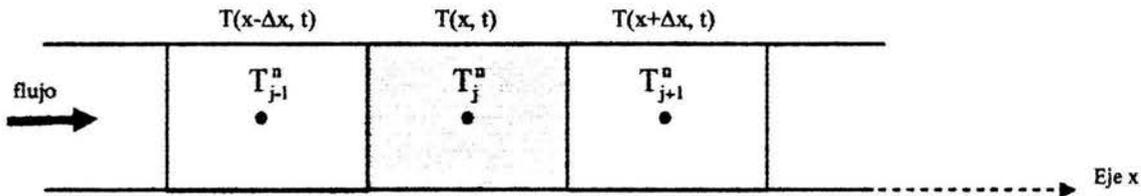


Figura 2.9

Temperaturas de elementos de volumen consecutivos representados con los índices (j) y (n)

Utilizando las aproximaciones de la ecuación (21) podemos reescribir las ecuaciones que simulan al sistema para encontrar la solución numérica. Por ejemplo la ecuación (4) del fluido en el captador puede reescribirse después de acomodar términos como:

Fluido del captador:

$$T_j^{n+1} = T_j^n + \frac{mc_p (T_{j-1}^n - T_j^n) - h_{si} P_{si} \Delta x (T_j^n - U_j^n)}{\rho A_c c_p \Delta x} \Delta t \quad (22)$$

Las temperaturas de las placas de vidrio $V(x, t)$ y metálica $U(x, t)$ en el captador no requieren de esta aproximación, pero si deben dividirse en los mismos elementos de volumen que el captador. El cálculo de la temperatura al tiempo (n+1) en la posición (j), requiere de las temperaturas en la placa metálica y en la de vidrio en la misma posición (j), por esto las temperaturas en las placas serán también representadas usando los índices (j) y (n).

$$V(x, t) = V_j^n ; U(x, t) = U_j^n$$

Aplicando las aproximaciones de la ecuación (21) al resto de las partes que forman al sistema termosifónico, las ecuaciones (5) (6) y (7) pueden escribirse como:

Fluido en manguera alta:

$$T_j^{n+1} = T_j^n + \frac{mc_p(T_{j+1}^n - T_j^n) - h_m P_m \Delta x (T_j^n - T_a^n)}{\rho A_m c_p \Delta x} \Delta t \quad (23)$$

Fluido en manguera baja:

$$T_j^{n+1} = T_j^n + \frac{mc_p(T_{j+1}^n - T_j^n) - h_m P_m \Delta x (T_j^n - T_a^n)}{\rho A_m c_p \Delta x} \Delta t \quad (24)$$

Fluido en tanque:

$$T_j^{n+1} = T_j^n + \frac{mc_p(T_{j+1}^n - T_j^n) - h_T P_T \Delta x (T_j^n - T_a^n)}{\rho A_T c_p \Delta x} \Delta t \quad (25)$$

Las ecuaciones (23) a (26) representan la temperatura actualizada en una cierta posición (j) del fluido del sistema después de un paso de tiempo Δt ; es decir, a partir de la temperatura en la posición j al tiempo n, se calcula la temperatura al tiempo n+1. Considérese la temperatura en cualquier posición j del sistema al tiempo n = 0, si partimos de que la condición inicial es que el sistema se encuentra a temperatura ambiente para toda posición j:

Condición inicial:

$$\text{Para } n = 0 \quad \text{dados } T_a^0 \text{ y } Q_o^0 \Rightarrow V_j^0 = U_j^0 = T_j^0 = T_a^0 \quad ; \quad 0 \leq j \leq L_4$$

Para los cálculos subsecuentes:

Para n+1

$$\begin{aligned} \text{dados } T_a^n \text{ y } Q_o^n \Rightarrow & V_j^{n+1} = f_1(T_j^n, T_a^n, Q_o^n) \quad ; \quad 0 \leq j \leq L_1 \\ & U_j^{n+1} = f_2(T_j^n, T_a^n, Q_o^n) \quad ; \quad 0 \leq j \leq L_1 \\ & T_j^{n+1} = f_3(T_j^n, T_{j+1}^n, U_a^n) \quad ; \quad 0 \leq j \leq L_1 \\ & T_j^{n+1} = f_4(T_j^n, T_{j+1}^n, T_a^n) \quad ; \quad L_1 \leq j \leq L_2 \\ & T_j^{n+1} = f_5(T_j^n, T_{j+1}^n, T_a^n) \quad ; \quad L_2 \leq j \leq L_3 \\ & T_j^{n+1} = f_6(T_j^n, T_{j+1}^n, T_a^n) \quad ; \quad L_3 \leq j \leq L_4 \end{aligned}$$

Donde I_4 corresponde al número total de elementos de volumen o particiones del sistema termosifónico, I_3 es el número de particiones del captador, manguera alta y tanque, I_2 es el número de particiones del captador y manguera alta, I_1 es el número de particiones del captador únicamente.

Esta secuencia de ecuaciones permite obtener la evolución temporal de la temperatura a lo largo de todo el sistema partiendo de la condición inicial. Un programa de cómputo fue desarrollado en lenguaje C para resolver la temperatura para cualquier instante de tiempo en cualquier posición. El programa fue diseñado con diferentes capacidades: presentar las temperaturas calculadas en pantalla mediante una gráfica de temperatura contra tiempo, generar un archivo de salida con los datos de temperatura y flujo obtenidos, modificar los parámetros físicos y de cálculo numérico del sistema y de insolación y temperatura, grabar o leer los parámetros desde un archivo, capturar un archivo con datos experimentales con datos de temperatura ambiente y de radiación a fin de realizar una comparación entre datos calculados con datos reales. Cuando el programa carga en la memoria un archivo con datos para comparación, la condición inicial cambia y se toman los datos experimentales para asignar las temperaturas iniciales del sistema, realizando las interpolaciones necesarias para asignar una temperatura a cada una de las particiones.

Durante una comparación el programa carga datos experimentales de temperatura ambiente y densidad de radiación a diferentes tiempos, el programa también realiza durante la integración numérica, una interpolación para determinar la temperatura ambiente y la densidad de radiación que incide sobre el captador en cada paso de tiempo.

El programa consta de diversas rutinas para su funcionamiento, que incluyen el cálculo de promedios, de densidad del agua, de viscosidad, de interpolación y de graficación entre otros. La rutina principal corresponde a la función "simula_captador" que realiza la integración numérica de las temperaturas del sistema termosifónico. El diagrama de flujo de la rutina "simula_captador", esta representado en la figura 2.10.

Es necesario observar que el programa distingue el sentido del flujo para realizar el cálculo de temperaturas. Cuando se presenta una situación de retroflujo, propia del enfriamiento del sistema, la numeración de las particiones se recorre en sentido inverso; por ejemplo pues si durante el calentamiento el flujo transfiere calor de las particiones de la manguera alta a las del tanque; durante el retroflujo el calor se transfiere de las particiones del tanque a las particiones de la manguera baja. Por ello fue necesario elaborar rutinas para simular el calentamiento normal del captador y rutinas para la situación de retroflujo como se observa en la segunda parte de la figura 2.10.

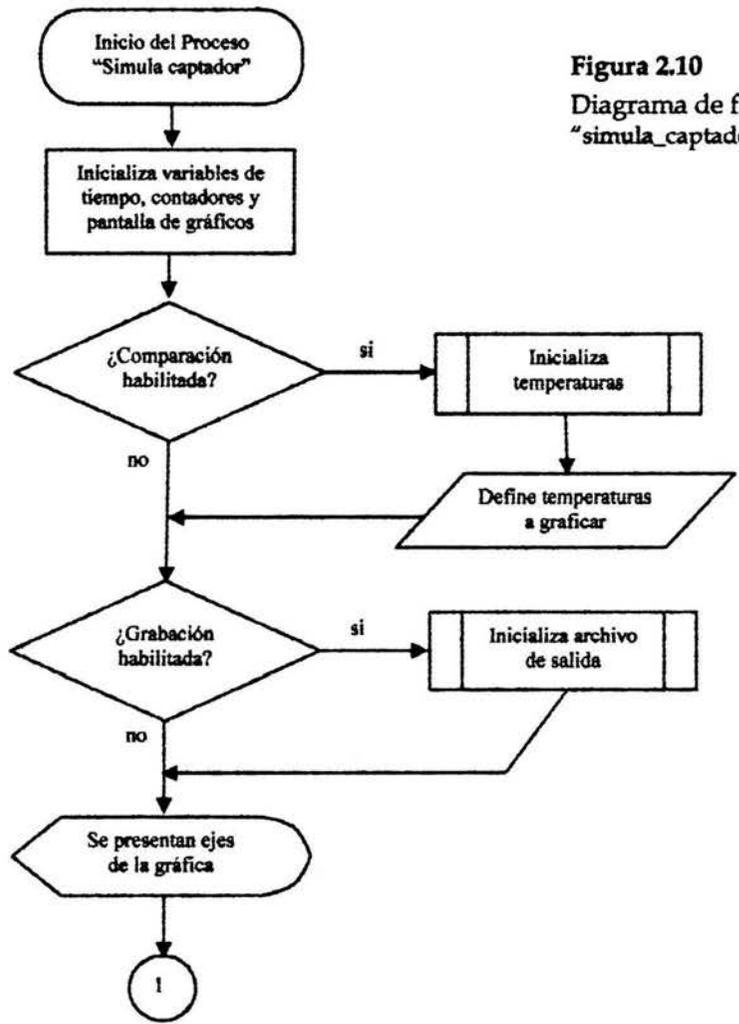
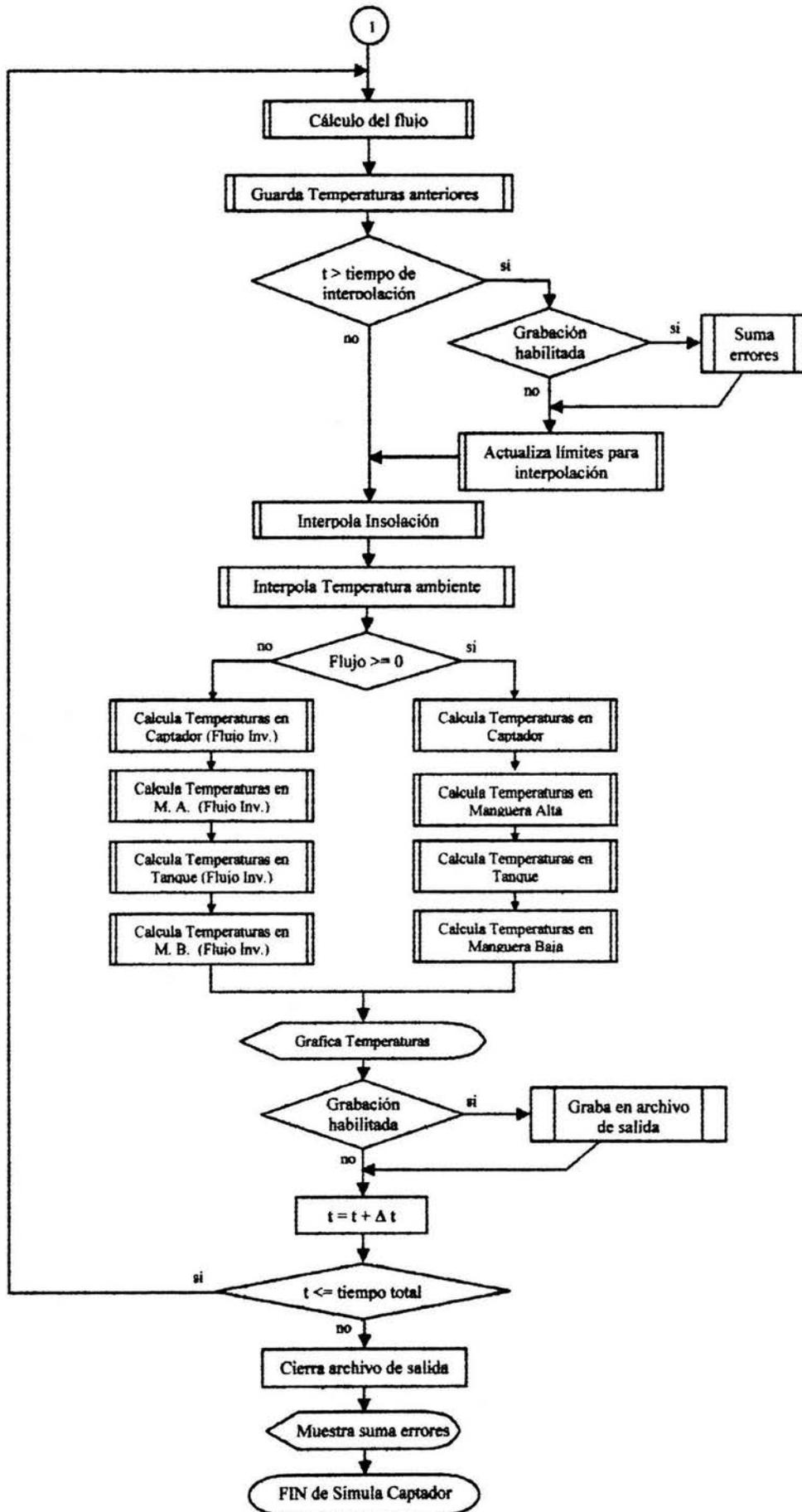


Figura 2.10
Diagrama de flujo de la rutina
"simula_captador"



A partir del programa se pueden obtener las curvas de calentamiento y enfriamiento del sistema termosifónico, estas son muy similares a las obtenidas experimentalmente y la comparación será discutida en el capítulo 4. El programa inicia con la carga en memoria de valores “razonables” para los parámetros físicos y de integración requeridos por el modelo (ver apéndice 2), a estos parámetros les llamaremos *valores estándar* y corresponden a valores de absorptancia, coeficientes convectivos y coeficientes globales de pérdidas de calor que podría esperarse de un sistema termosifónico construido con un captador comercial, un tanque térmicamente aislado y con mangueras de plástico (gráficas típicas de temperatura obtenidas en la simulación con estos valores puede observarse en las figuras 2.11 y 2.12).

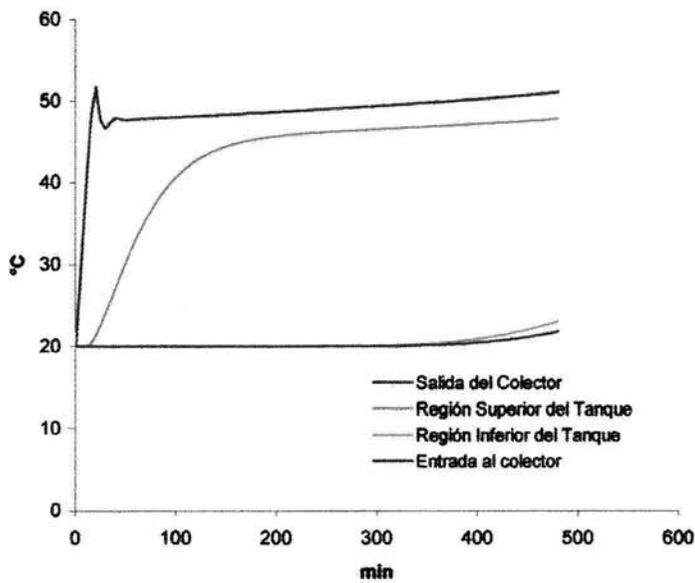


Figura 2.11:
Temperaturas durante el Calentamiento del sistema termosifónico

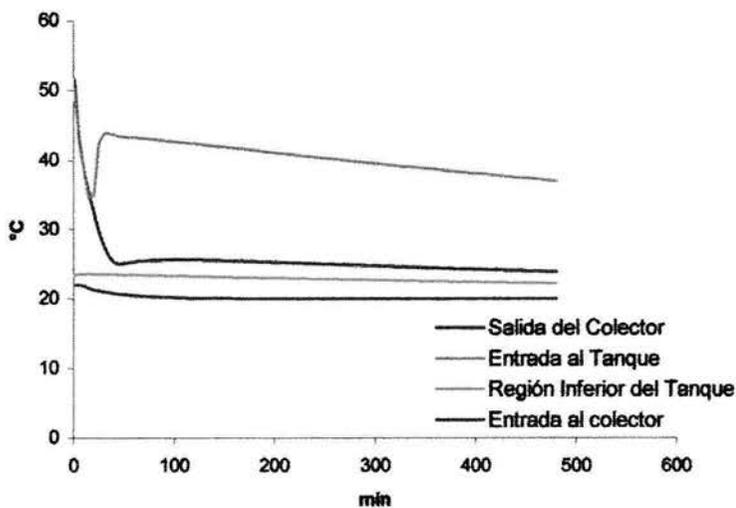


Figura 2.12:
Temperaturas durante el Enfriamiento del sistema termosifónico

Las gráficas anteriores se obtuvieron con una temperatura inicial del sistema de 20°C en equilibrio con el ambiente. En la figura 2.11, la insolación se mantuvo constante en 975 W/m², durante un periodo de 8 hrs. En el enfriamiento la insolación se fijó en 0 W/m². Estas gráficas tienen características peculiares, por ejemplo durante el enfriamiento, la temperatura de la manguera de entrada al tanque de agua se calienta rápidamente después de un claro enfriamiento, esto se explica con la salida del agua caliente del tanque por esta manguera, en un claro ejemplo del retroflujo termosifónico. Sin embargo este fenómeno y otros serán discutidos más adelante.

2.6 Estudio de estabilidad y convergencia

Todo proceso de integración numérica arroja implícitamente valores de solución aproximados. En el método de diferencias finitas. Existen varias formas de aproximar las derivadas parciales que dan origen a diferentes formulaciones de la solución numérica. Esto tiene que ver con el truncamiento de las series de Taylor que aproximan la solución. A este truncamiento corresponde un error numérico asociado. Existen formulaciones que son estables y otras que no lo son. Lo que se pretende con una formulación estable de la solución numérica es que al avanzar en el tiempo los errores numéricos no crezcan exponencialmente (ver figura 2.13).

El criterio que garantiza la estabilidad numérica tiene que ver con la forma de la ecuación diferencial que se quiera resolver y con el método de solución que se utilice para obtener la solución, existen criterios establecidos para soluciones de problemas típicos, pero regularmente cada problema tiene un criterio de estabilidad propio. En la mayoría de los casos, tener una solución numéricamente estable, requiere de la elección adecuada de las condiciones iniciales y del paso de integración; en el problema del captador que se quiere resolver, se tienen dos variables, por lo que se requieren dos pasos de integración diferentes, uno para el tiempo Δt y otro para la posición Δx , esto puede observarse en las ecuaciones (22), (23), (24) y (25) utilizadas para la integración numérica.

Los intervalos Δt y Δx no son independientes, la elección de la Δt supone una "absorción instantánea" del calor que ingresa al elemento de volumen de longitud Δx a través del flujo, es decir que el calor se absorbe de manera inmediata y la temperatura de toda la partición se homogeniza. Esto no es válido para cualquier valor de Δx ; al menos se debe cumplir la siguiente propiedad: *el tamaño de la partición debe ser suficientemente grande respecto a la cantidad de agua que entra a través del flujo en un tiempo Δt* , la razón de esto es que en el caso más extremo, si el intervalo de tiempo es demasiado largo, entonces a una partición ingresaría más fluido que el volumen de ella misma, lo cuál físicamente no es posible. Tampoco es conveniente que el intervalo de tiempo sea demasiado pequeño pues como el programa homogeniza la temperatura de toda la partición podría suponerse una transferencia de calor de una partición a otra más rápida de lo que el mismo flujo termosifónico permitiría. Partiendo de esta propiedad, se seleccionó la manguera alta

(MA) del sistema para ir incrementado gradualmente en número de particiones a fin de determinar en que momento ocurre la inestabilidad numérica.

La tabla 2.3 muestra algunos resultados de las pruebas realizadas, la temperatura en la parte alta de la MA se obtuvo directamente de la pantalla mediante una rutina del programa que utiliza el puntero del "mouse" de la computadora para calcular la temperatura que señala en pantalla, Cuando el número de particiones es de 80, se observa un ligero ensanchamiento de la gráfica en pantalla correspondiente a la parte superior de la manguera alta y por esto en la tabla la temperatura se reporta en forma aproximada. Para 81 particiones en MA el programa no pudo terminar correctamente el cálculo de temperaturas, esto puede observarse en la figura 2.14 que muestra el resultado del programa en pantalla para esta prueba.

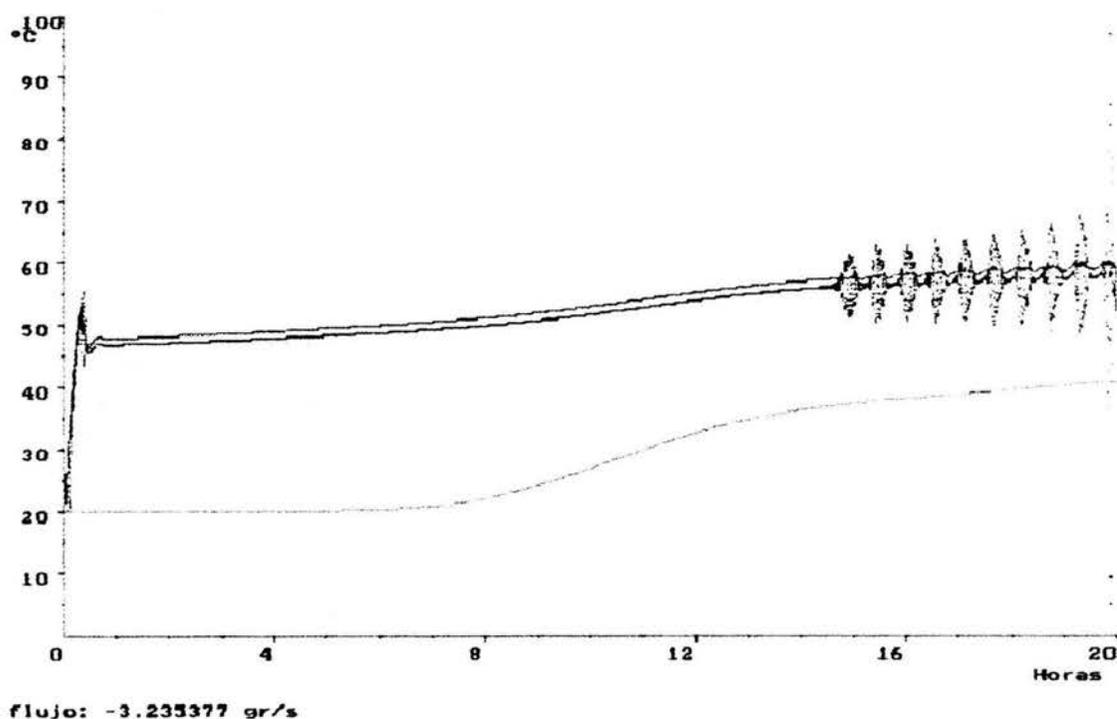


Figura 2.13: Fluctuación y crecimiento de errores de aproximación al evolucionar la integración numérica

Es importante observar las últimas 2 columnas de la tabla 2.3, en ellas se muestra que la inestabilidad ocurre cuando la cantidad de fluido que pasa de una partición a otra a través del flujo, es aproximadamente igual o mayor al volumen de la partición en la manguera alta; en la prueba con 81 particiones en manguera alta, la inestabilidad comenzó desde aproximadamente 5.56 hrs de iniciar el cálculo. Los datos con asterisco (*) corresponde a este tiempo. El cálculo se

obtuvo con valores razonables de los parámetros físicos y dejando tres particiones en el resto de los componentes del sistema.

Tabla 2.3 Comparación del volumen de partición en la manguera alta con la cantidad de fluido desplazado por el sistema termosifónico, variando el número de particiones en la manguera alta

No de Particiones [M. A]	Flujo [ml/s]	Temperatura en M.A. [°C]	Volumen de partición [ml]	Volumen de fluido desplazado [ml]
3	14.21	63.2	196.35	7.685
15	15.45	60.4	39.27	7.725
30	15.46	60.4	19.64	7.730
50	15.47	60.4	11.78	7.735
60	15.47	60.4	9.82	7.735
70	15.47	60.4	8.42	7.735
80	15.47	≈ 60.2	7.36	7.735
81	5.13*	56.4*	7.27	7.56

El volumen de fluido desplazado se calculó a partir del flujo, utilizando el tiempo de integración de $\Delta t = 0.5$ s. Los datos de flujo y temperatura de salida de captador se obtuvieron después de un tiempo de integración de 8 horas. La temperatura en manguera alta corresponde a la partición antes de entrar al tanque.

Pruebas similares se realizaron con el resto de los componentes y en todos los casos se encontraron resultados similares; es decir, para que la solución sea numéricamente estable, el intervalo de tiempo Δt debe ser lo suficientemente pequeña para que la cantidad de fluido desplazado de una partición sea menor al volumen de la partición misma. El tiempo debe seleccionarse en función del número y tamaño de las particiones.

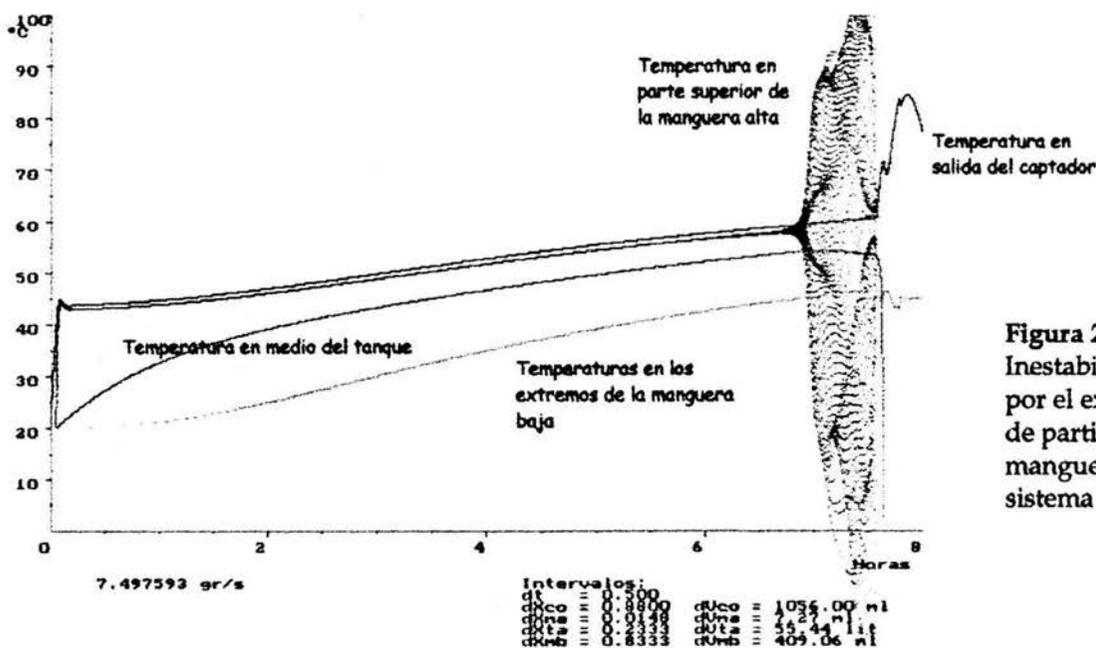


Figura 2.14: Inestabilidad numérica por el excesivo número de particiones en la manguera alta del sistema termosifónico

Sin embargo, el intervalo de tiempo Δt no puede ser demasiado pequeño pues las temperaturas del sistema cambian ligeramente al modificar el intervalo Δt , y esta diferencia aumenta conforme el paso de integración se hace más pequeño. En la figura 2.15 se muestran algunas gráficas de la temperatura promedio del tanque contra el tiempo Δt para distintos tamaños del intervalo Δx . En la curva se observa que las fluctuaciones en la temperatura del tanque se reducen cuando el tiempo Δt no es demasiado pequeño o grande. De acuerdo a estas gráficas y de que las fluctuaciones están por debajo de la incertidumbre experimental, un criterio razonable es el de asumir que el tiempo más adecuado es el que aparece a la mitad de cada curva, es decir la mitad del intervalo de tiempo que podría provocar inestabilidad numérica, sin embargo cualquier tiempo Δt que esté por debajo del crítico para producir inestabilidad numérica puede ser considerado en primera aproximación como válido.

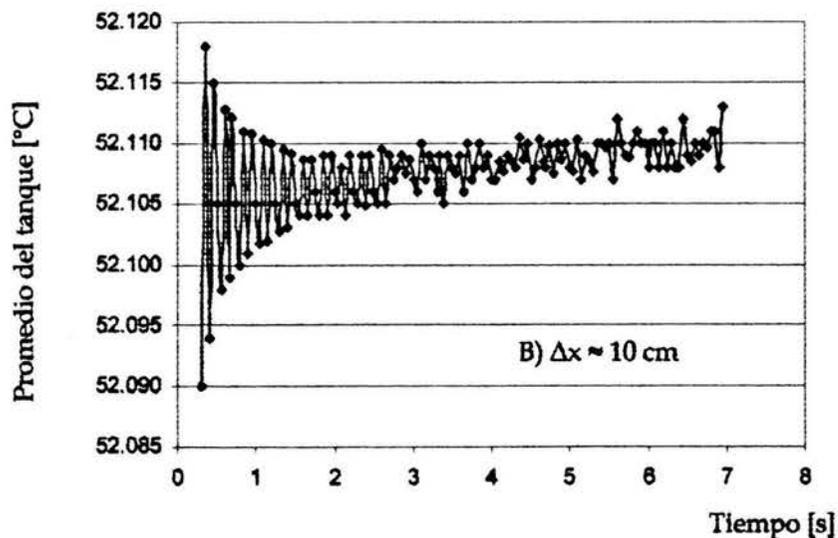
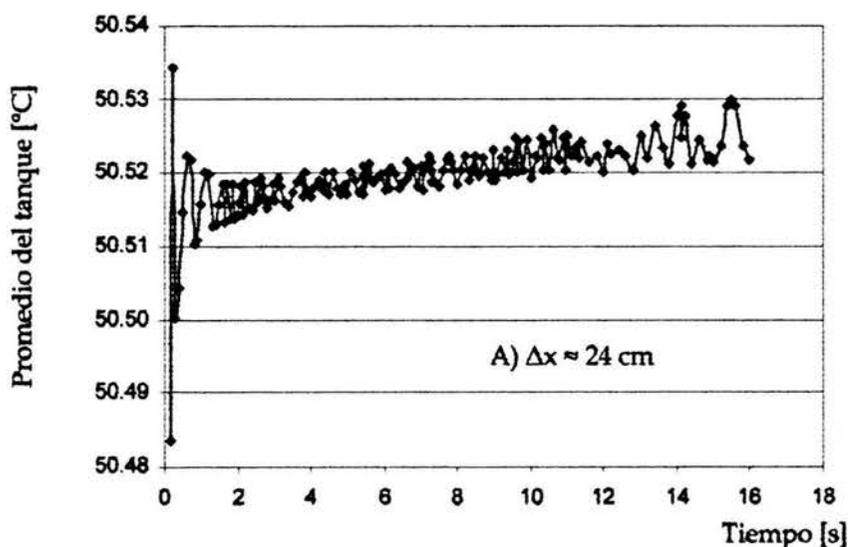
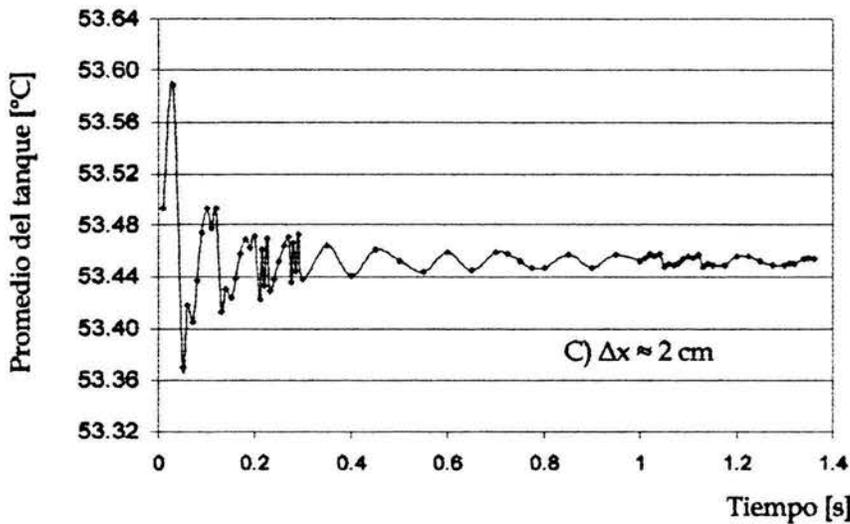


Figura 2.15:
Gráficas de la temperatura promedio del tanque contra el tamaño del intervalo Δt para diferentes longitudes del intervalo Δx



El seleccionar el número de particiones adecuado para el cálculo numérico tiene que ver con la convergencia del algoritmo de solución. La convergencia establece en principio que entre más pequeño sea el intervalo de integración Δx , se obtienen resultados de mayor precisión. Se realizaron diferentes pruebas disminuyendo gradualmente el tamaño de los intervalos Δx y el tiempo Δt . La figura 2.16 muestra el calentamiento en gráficas de temperatura contra posición, durante los primeros minutos en que ocurre el transitorio de calentamiento, para diferentes tamaños de la partición Δx ; el número de particiones de cada componente del sistema (captador, tanque y mangueras) se seleccionó de tal forma que el tamaño Δx es aproximadamente igual en todos los componentes. El sistema se fijó inicialmente en equilibrio térmico con el ambiente a una temperatura de 20°C , y cada una de las curvas están separadas por un tiempo de dos minutos contados desde un tiempo cero, en que inicia la absorción de una radiación constante en el captador. En la figura se observa que conforme el tamaño del paso de integración Δx disminuye, la forma de las curvas tiene cambios "drásticos" del comportamiento térmico del sistema.

Las curvas en color azul corresponden a los primeros 5 minutos de calentamiento del sistema, después de este tiempo la temperatura de salida de captador disminuye (líneas en verde) para después volver a aumentar (líneas en naranjas) y finalmente estabilizarse (líneas rojas). Este mismo fenómeno puede observarse en algunos de los datos experimentales que se mostrarán más adelante. La razón de este enfriamiento se discutirá en el capítulo 4 de la comparación, por lo pronto solamente se dirá que la integración numérica converge a una misma forma de soluciones en las curvas de temperatura conforme el tamaño del paso de integración y de las particiones se reduce.

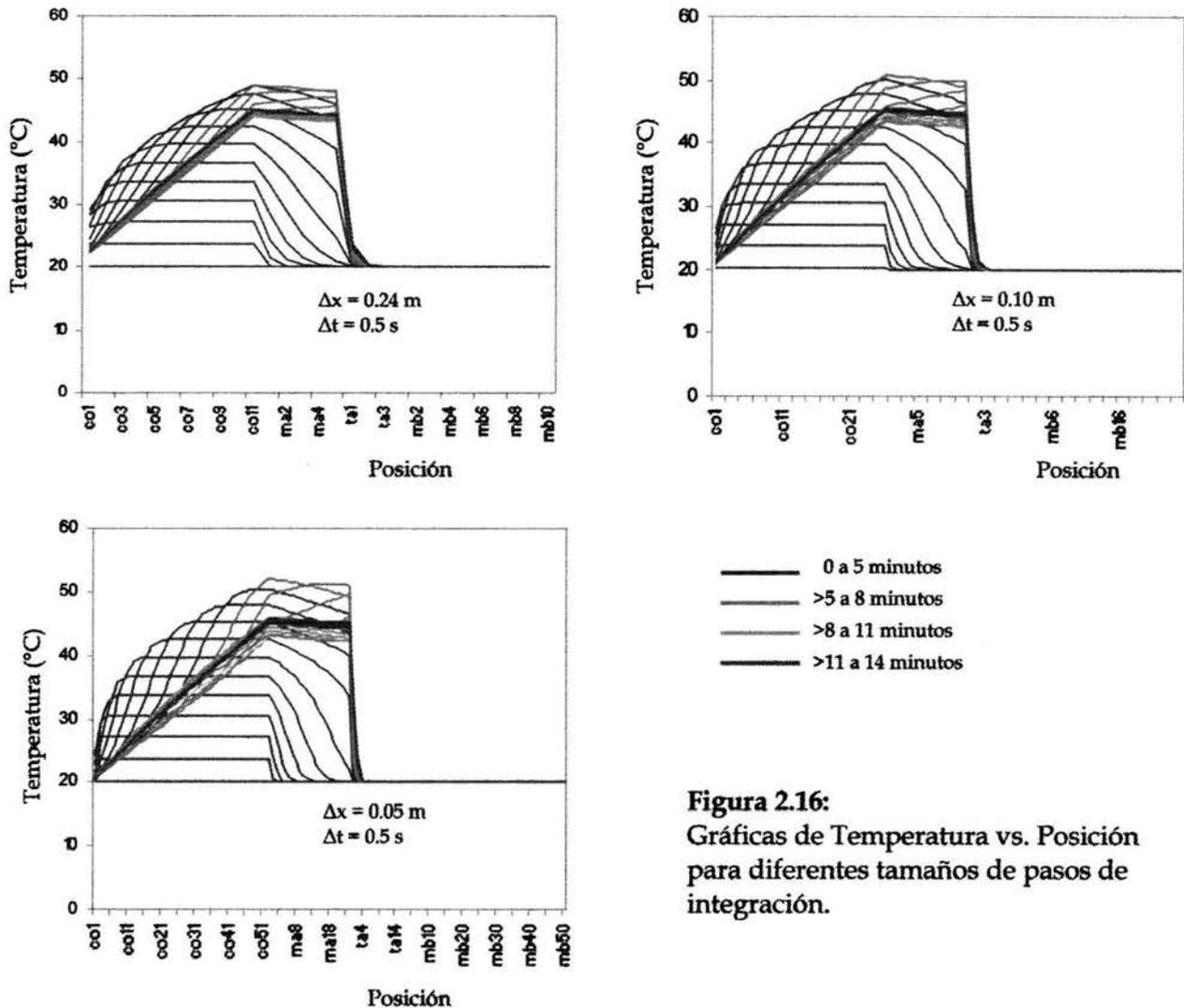


Figura 2.16: Gráficas de Temperatura vs. Posición para diferentes tamaños de pasos de integración.

Otra prueba consistió en dejar que el sistema llegara al equilibrio térmico, dejando que reciba radiación constante, para lograr el equilibrio fue necesario dejar que la radiación incidiera por más de 24 horas. En la figura 2.17 se muestran los resultados obtenidos por el programa durante un periodo de 44 hrs. de calentamiento, para diferentes tamaños de la partición Δx .

El sistema se estableció inicialmente en equilibrio térmico con el ambiente a una temperatura de 20°C, y cada una de las curvas están separadas por un tiempo de dos horas desde que inicia la absorción de una radiación constante en el captador. En esta figura también se observa que conforme el tamaño del paso de integración Δx disminuye, la forma no presenta cambios “drásticos” del comportamiento térmico del sistema.

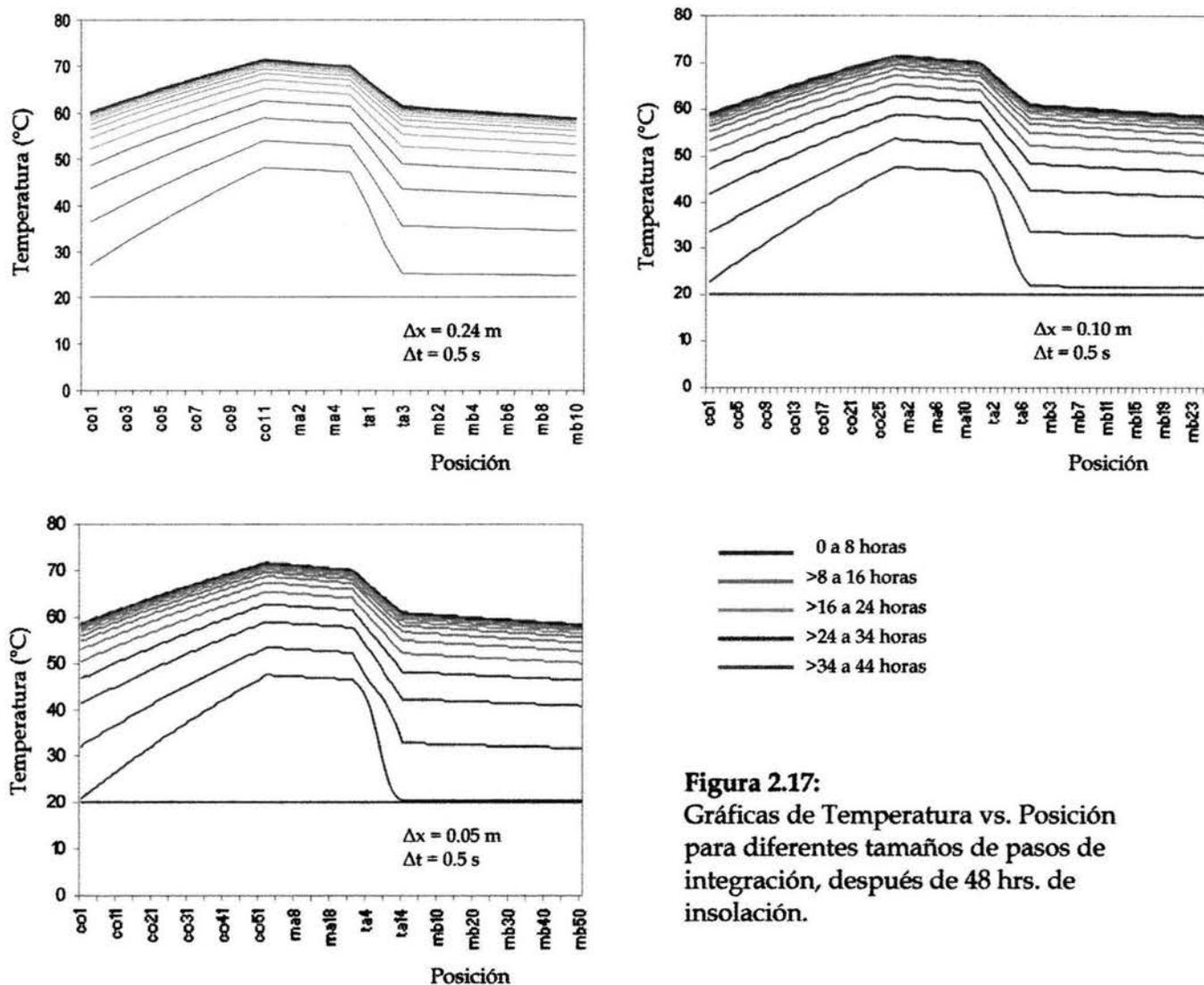


Figura 2.17:
Gráficas de Temperatura vs. Posición para diferentes tamaños de pasos de integración, después de 48 hrs. de insolación.

El sistema prácticamente llegó a temperatura constante en todos sus componentes después de 34 horas de funcionamiento, en condiciones de temperatura ambiente e insolación constante. Sin embargo la temperatura de equilibrio del sistema en cada componente cambia ligeramente para distintos valores de Δx . Por ejemplo, en la figura 2.18 se observa la temperatura promedio final del tanque para diversos tamaños de Δx , y se observa que ésta aumenta cuando Δx disminuye alcanzando un valor máximo cuando Δx está entre 1 y 2 cm. Si la precisión de los datos experimentales es de 0.2 °C significa que para un tamaño Δx inferior a los 5 cm y hasta 0.5 cm no habrá diferencia significativa entre los resultados del cálculo respecto al valor máximo. Si el error del ajuste entre datos teóricos y experimentales es inferior al 1 %, significa que puede reducirse el número de particiones y permitir que el tamaño de Δx sea inferior a 10 cm para que no sea significativa la diferencia entre los resultados. Y si el error del ajuste llegara a un 5 %, entonces el

tamaño de Δx puede ser hasta de 24 cm. Por lo anterior sería válido decir que el algoritmo de solución tiene independencia de malla de acuerdo a la precisión con que se requieran los resultados teóricos. Por ejemplo, si se considera un posible error de 1% al ajustar los datos experimentales, la independencia de malla se obtiene para tamaños de partición de 10 cm o inferiores.

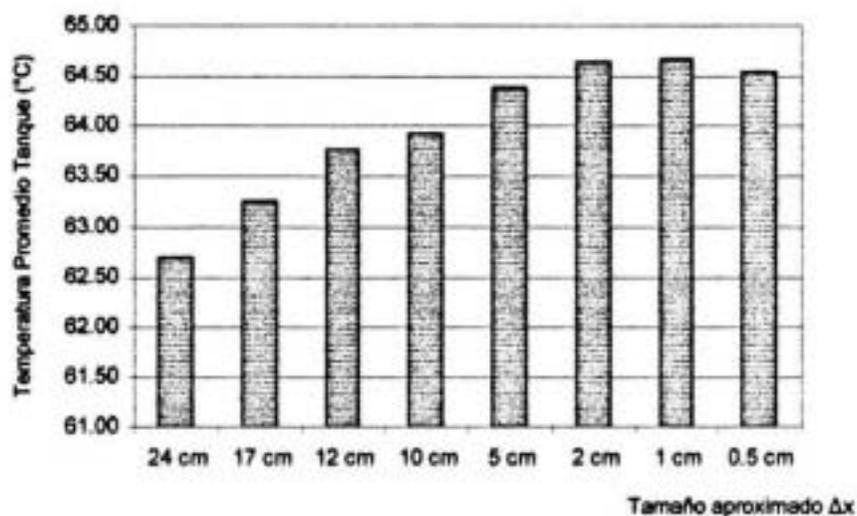


Figura 2.18
Temperaturas promedio del termo-tanque para diferentes tamaños de partición.

CAPÍTULO 3. EXPERIMENTOS

3.1 Descripción del equipo utilizado

A fin de probar la eficacia del programa de cómputo para simular captadores solares reales, se tomaron como base los resultados experimentales de pruebas hechas en laboratorio con captadores solares termosifónicos. Las mediciones consistieron en determinar las curvas de temperatura de diversos captadores solares durante el calentamiento sucesivo durante varios días seguidos, así como la obtención de las curvas de enfriamiento en diferentes puntos del sistema termosifónico. Las pruebas se hicieron dentro del laboratorio para mantener una densidad de radiación constante y libre de variaciones por el ángulo de incidencia de la radiación, por la nubosidad y la visibilidad del aire. Para simular la radiación solar se utilizaron 13 lámparas de luz difusa de 150 W distribuidas uniformemente sobre el captador a fin de obtener una densidad de radiación de 1000 W/m². Es sabido que las lámparas tienen una cantidad de infrarrojo mucho más alta que el caso del Sol por trabajar a una temperatura aproximada de 3000 K, además de que no se consideró la eficiencia luminosa de la lámpara en la densidad de radiación obtenida, sin embargo para fines de la comparación que se pretende realizar en este trabajo, resultaría una buena estimación preeliminar pues dichos factores afectarían principalmente al coeficiente de absorbancia y transmitancia del captador, dejando al resto de los factores sin cambio. Se tendrían además las ventajas de contar con una radiación uniforme, sin nubosidades, con pocas variaciones de temperatura ambientales y coeficientes globales de pérdida "más constantes" por no haber vientos que afectan la magnitud de las pérdidas de energía en el captador. Una vez que el programa muestre su capacidad de reproducir las temperaturas de un sistema termosifónico en condiciones controladas, el siguiente paso será Utilizar el programa para simular el funcionamiento de captadores solares en campo.

Los captadores solares utilizados para las mediciones fueron de marcas comerciales disponibles en la republica mexicana. En este trabajo se tomaran los datos obtenidos de un captador solar SAECSA de 2 m², que tiene una capacidad volumétrica de 3 litros y un doble recubrimiento de vidrio de 3 mm. El tanque de almacenamiento fue marca DEMES con una capacidad de 200 litros, a pesar de que el fabricante diseñó su captador solar con una tanque de almacenamiento cilíndrico de posición horizontal y de una capacidad de 115 litros, se prefirió utilizar un mismo tanque para todas las pruebas a fin de que la caracterización del captador en funcionamiento fuera más sencilla de realizar.

Para medir la temperatura se utilizaron pastillas semiconductoras de un equipo de adquisición "Sensoterm" diseñado por la facultad de ingeniería de la UNAM, el aparato puede leer hasta 8 temperaturas con una resolución de 0.1°C. Los sensores de temperatura se colocaron perforando las mangueras de conexión en las entradas y salidas del tanque y del captador, también se

ubicaron 4 medidores a diferentes alturas dentro del tanque de almacenamiento (ver figura 3.1). Para medir la temperatura ambiente se utilizaron termistores conectados a un equipo medidor de temperaturas marca Omega modelo 5381 con una resolución de 0.02°C y una incertidumbre de $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$.

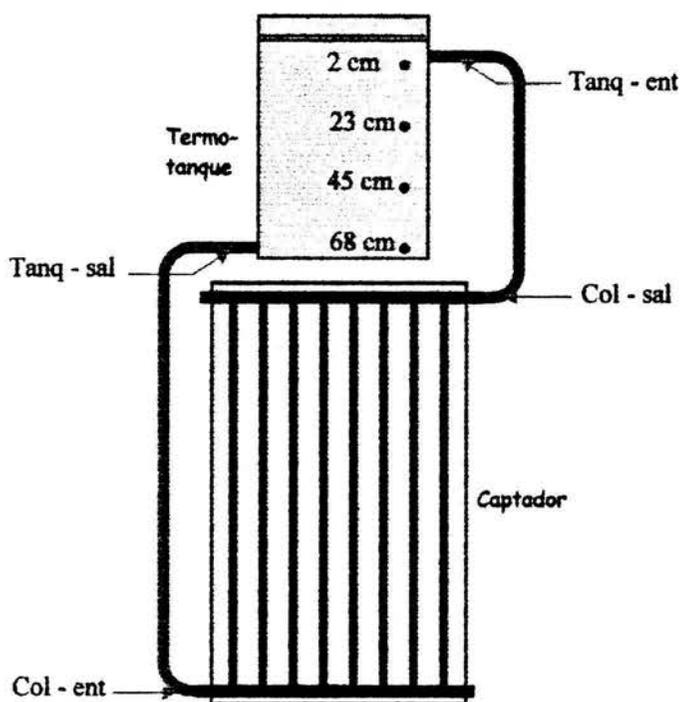


Figura 3.1
Distribución de los medidores de temperatura en el sistema termosifónico

La potencia disipada por las lámparas se determinó midiendo simultáneamente el voltaje aplicado y la corriente suministrada por la instalación eléctrica del laboratorio de 120 V AC, para ello se utilizaron multímetros Keithley 135A con una incertidumbre aproximada de 1.5% en la corriente y 1% en el voltaje.

3.2 Diseño de los experimentos

El sistema termosifónico fue armado dentro de un laboratorio del instituto de Física de la UNAM. Al captador le fue dada una inclinación de 20° que sería aproximadamente la que le corresponde si se instalara a la latitud de la Ciudad de México. El tanque de almacenamiento fue conectado al captador de tal forma que su base estuviera alrededor de 10 cm por encima de la máxima altura del captador tal como se muestra en la figura 3.2.

Las lámparas se colocaron en una montura de madera tratando de distribuir su radiación de la manera más uniforme posible sobre la superficie del captador. Se colocó una barrera de papel

aluminizado para reducir las pérdidas laterales de radiación y reflejar toda la luz sobre el captador.

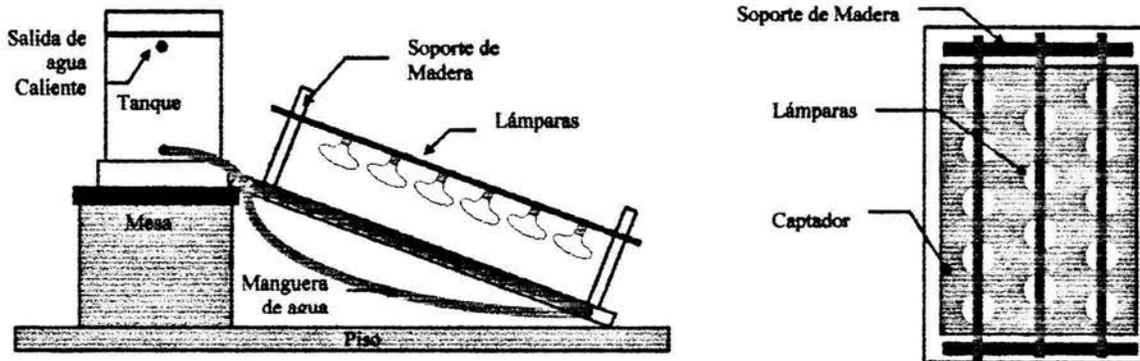


Figura 3.2
Esquema de conexión del sistema termosifónico y distribución de las lámparas, vista lateral y vista superior.

Para obtener las curvas de calentamiento y enfriamiento del sistema, las temperaturas se midieron de manera continua las 24 horas. Una computadora conectada al equipo de adquisición de temperaturas *Sensoterm*, almacenó los datos cada 5 minutos. Las lámparas se encendían durante periodos de 8 horas cada día y después se dejaba al sistema enfriarse durante un periodo de 14 horas. Las mediciones se efectuaban durante 4 ó 5 días consecutivos sin descargas de agua, a fin de tratar de llevar al sistema a un estado estacionario que pudiera ser reproducido posteriormente por el programa de simulación.

3.3 Resultados experimentales

En la figura 3.3 se muestra una gráfica del calentamiento del sistema termosifónico después de aproximadamente 6 horas de iluminación con las lámparas. Debe observarse en la gráfica que las temperaturas que más rápidamente inician su calentamiento son la salida del captador (col-sal) y la entrada al tanque (tanq-ent), esto es de esperarse tomando en cuenta que al encender las lámparas, el agua del captador se calienta rápidamente sube por la manguera superior que tiene poca capacidad volumétrica. Los termómetros colocados en el interior del tanque están etiquetados de menor a mayor profundidad como "2cm", "23cm", "45cm", "68cm". En las curvas de temperatura puede observarse el avance del agua caliente en el sistema, el primer termómetro en incrementar rápidamente su temperatura es el que esta a 2 cm de profundidad, después el de 23 cm y así sucesivamente. Las últimas dos temperaturas en registrar el incremento de temperatura son la salida del termo-tanque y la entrada la captador.

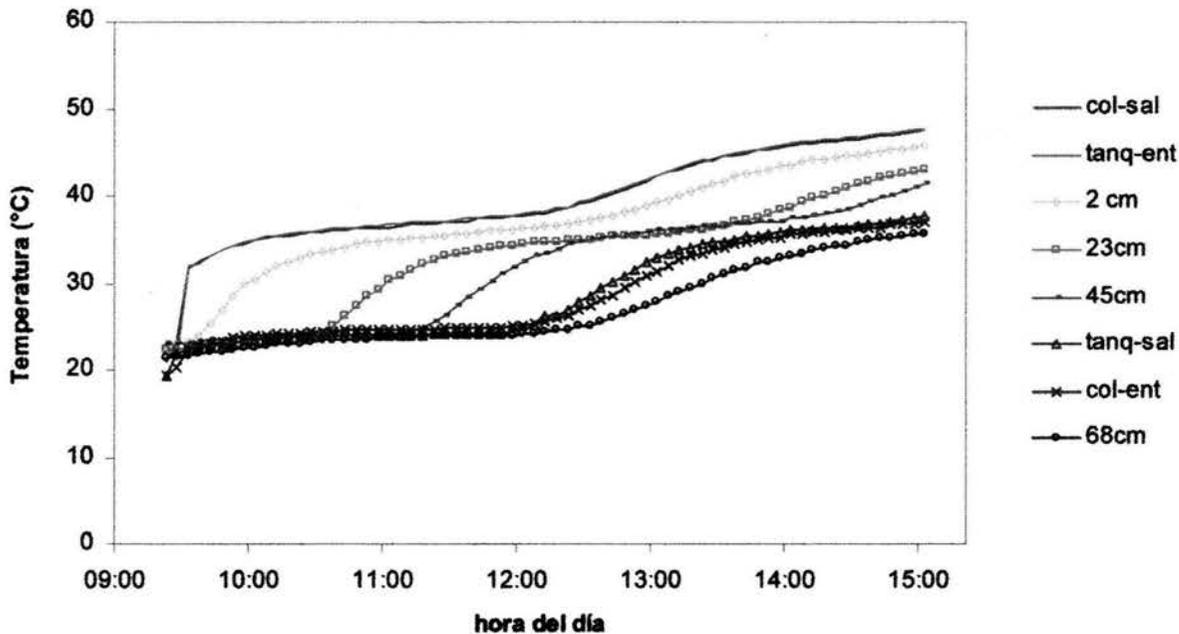


Figura 3.3

Curvas de temperatura con el tiempo de las entradas y salidas del tanque y captador, así como en el interior del tanque a diferentes profundidades, durante el calentamiento del sistema termosifónico.

Hay dos comportamientos interesantes que ocurren en el interior del tanque. El primero es que la temperatura del agua a una profundidad de 45 cm, llega a ser la misma que la temperatura de 23

cm, como si hubiera una pequeña fuente de calor que muy lentamente incrementara la temperatura a este nivel incluso ligeramente por encima del nivel de 23 cm; esto puede estar ligado al hecho de que en esta altura, se encontraban por fuera del tanque algunas de las lámparas encendidas sobre el captador (ver figura 3.2), parte de la energía emitida pudo ser absorbida por la pared del tanque y transmitida al interior de este. El segundo comportamiento interesante, es que los termómetros ubicados a la salida del tanque (etiqueta: "tanq-sal") y entrada del captador (etiqueta: "col-ent") inician su calentamiento antes que el medidor colocado en el fondo del tanque (etiqueta: "68cm"), este hecho puede explicarse de la siguiente forma, a pesar de que el termómetro a la salida del tanque está casi ubicado al mismo nivel que el termómetro del fondo, el orificio de salida del tanque, esta aproximadamente a 1 cm por encima del fondo, es muy factible que el agua caliente haya llegado primero a los termómetros ubicados en las mangueras que incluso al propio termómetro ubicado en el fondo del tanque, cabe también la posibilidad de corrientes convectivas dentro del tanque.

Otra característica interesante es que la temperatura a la salida del captador sube rápidamente los primeros 10 minutos, posteriormente sube lentamente mientras comienza a llenarse de agua caliente el tanque, la razón de esto puede ser que el gradiente de temperatura (ΔT) entre la entrada y la salida del captador, alcanza su máximo valor, al balancearse las pérdidas del captador al ambiente con el calor absorbido desde las lámparas. Lo anterior puede confirmarse cuando el agua caliente alcanza la entrada del captador y la temperatura de salida del captador vuelve a incrementarse, el gradiente de temperatura entre la entrada y la salida se mantiene aproximadamente constante, en todo caso la diferencia de temperatura se reduce lentamente por el aumento en las pérdidas térmicas al incrementarse la temperatura promedio del captador (ver figura 3.4). La temperatura promedio del gradiente de temperatura (ΔT) durante el calentamiento fue de 11.1 ± 0.9 °C. Este valor esta de acuerdo con el valor encontrado por Close (1962) y reportado por Duffie correspondiente a 10°C

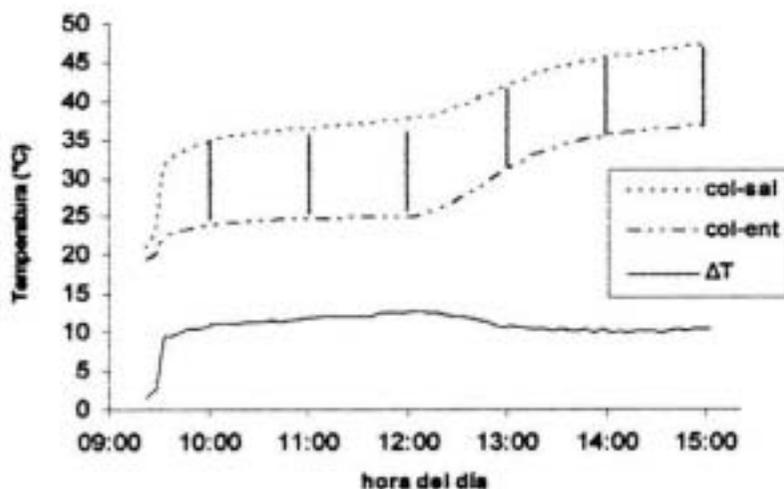


Figura 3.4
Gráfica que muestra la diferencia (ΔT) de temperatura entre la entrada y la salida del captador. Las líneas verticales representan la diferencia (ΔT) promedio de 11 ± 1 °C

El flujo puede obtenerse también de las curvas de temperatura contra tiempo. En la gráfica de temperatura de los termómetros dentro del tanque (ver gráfica 3.5), puede observarse un tiempo de retraso en el calentamiento de un termómetro a otro, conforme la profundidad del termómetro aumenta, esto se debe a que el agua caliente no se mezcla con el agua fría al momento de entrar en el tanque, más bien conforme pasa el tiempo, el agua caliente va desplazando al agua fría, alcanzando en forma sucesiva a los termómetros más profundos, entonces aparece una estratificación térmica del termotanque. Como el tanque tiene simetría cilíndrica, si conocemos el radio y la diferencia de profundidad entre los termómetros, entonces puede calcularse el flujo promedio durante ese intervalo. Calculando los flujos para una temperatura de 27 °C y 31 °C, obtienen valores muy similares, en promedio el valor obtenido es de 16.6 ± 2.5 ml/s.

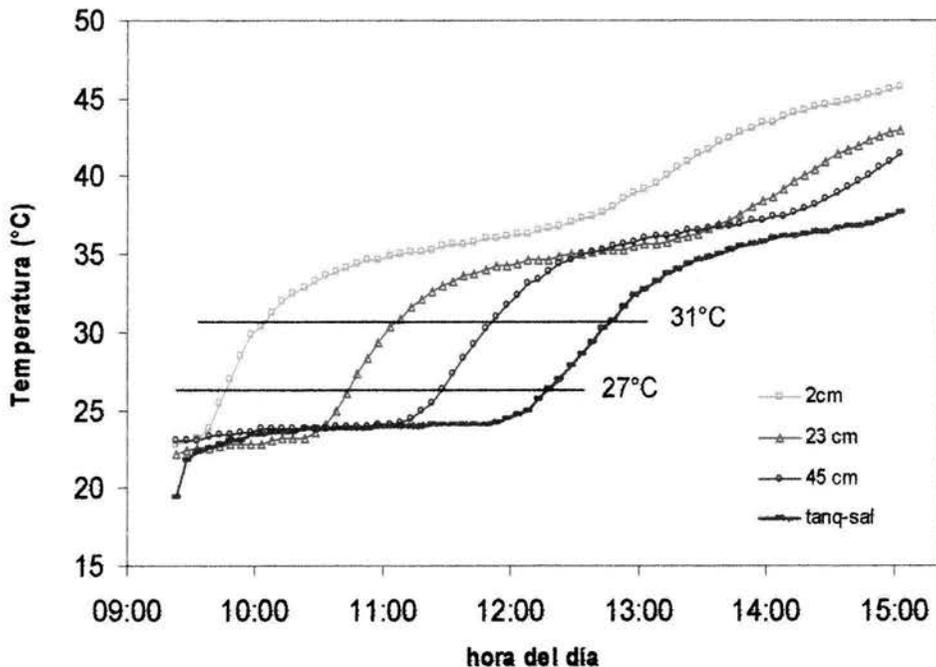


Figura 3.5
Gráfica de las temperaturas en el interior del tanque.

Transcurrido un periodo de 6 a 8 horas, las lámparas se apagaron para simular el periodo de enfriamiento. En la figura 3.6 se muestran las curvas de temperatura contra tiempo de los diferentes termómetros durante el enfriamiento del sistema. En ellas puede observarse que inicialmente los termómetros en las mangueras indican un rápido enfriamiento durante los primeros minutos; sin embargo, en el medidor de la entrada al tanque, unos minutos después de

iniciado el enfriamiento, la temperatura sube para después mantenerse casi constante por varias horas. Algo similar ocurre algunos minutos después, con la temperatura de la salida del captador, con la diferencia de que el incremento de temperatura es muy inferior.

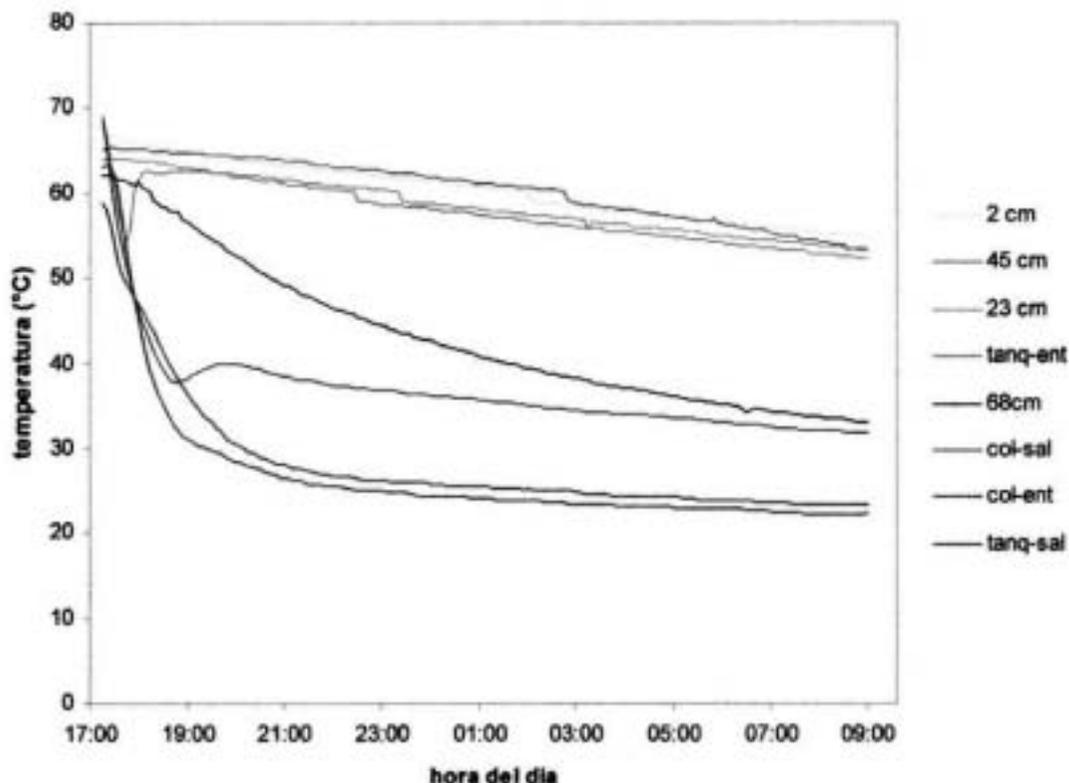


Figura 3.6
Gráfica de las temperaturas durante el enfriamiento del sistema.

Esto puede explicarse recordando que un captador puede considerarse como un circuito cerrado de agua (ver figura 3.7) al enfriarse el sistema, la temperatura promedio de la columna correspondiente al captador es inferior a la temperatura promedio de la columna del tanque, esto ocasiona que la columna de agua del captador sea más densa y empuje a la columna del tanque, estableciendo así, un flujo en sentido inverso al del calentamiento. La temperatura del agua a la entrada del tanque (etiqueta: tanq-ent) no disminuye porque el flujo inverso extrae agua caliente del tanque. De hecho se ha reportado que el flujo inverso puede causar la pérdida significativa de la energía almacenada durante el calentamiento, según D. E. Prapas las pérdidas por este fenómeno pueden ser de hasta un 70% [Prapas, 1995].

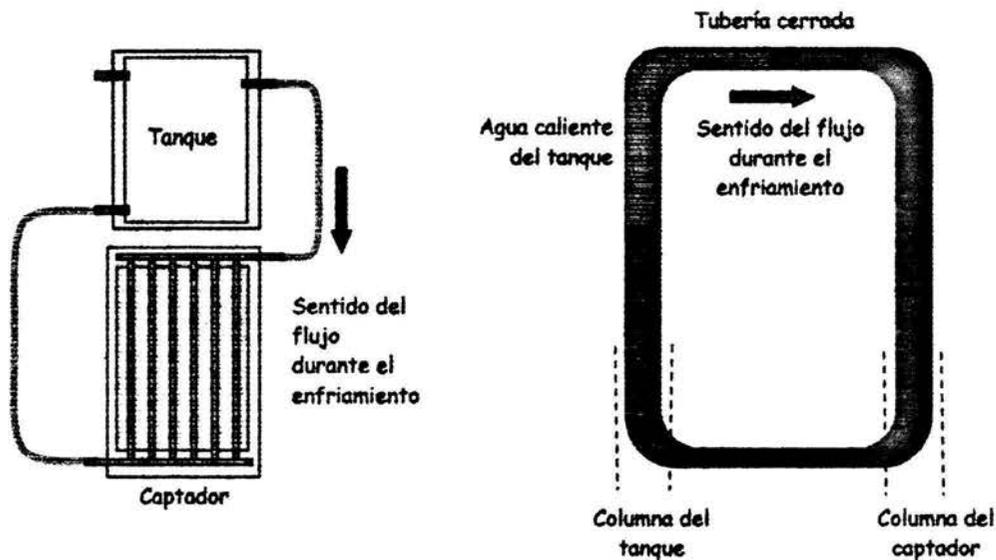


Figura 3.7
Esquema que explica el origen del flujo inverso en un sistema termosifónico.

Otra evidencia del flujo inverso puede observarse en las temperaturas internas del tanque; de los cuatro termómetros, los tres superiores reducen su temperatura muy lentamente, sin embargo el termómetro ubicado en el fondo pierde 20 °C en poco más de 7 horas. Esta reducción de temperatura puede explicarse con la entrada de agua fría de la manguera inferior a la parte inferior del tanque, a causa del flujo inverso. Este flujo es muy pequeño como puede concluirse al observar el enfriamiento del fondo que ocurre lentamente, comparado con el enfriamiento rápido en los termómetros de la manguera inferior. Un valor aproximado del flujo inverso puede calcularse a partir de las dimensiones de la manguera superior (figura 3.7) y conociendo el tiempo que tarda en llegar el agua caliente desde la entrada al tanque hasta la salida del captador, el flujo promedio obtenido es de $0.17 \pm 0.08 \text{ cm}^3/\text{s}$ en el intervalo de tiempo considerado.

CAPÍTULO 4. COMPARACIÓN TEÓRICO - EXPERIMENTAL

4.1 Comparación Cualitativa

En el capítulo anterior se mostraron las gráficas de temperatura contra tiempo obtenidas de un sistema termosifónico probado experimentalmente en laboratorio. En este capítulo se realizará una comparación entre los datos que se obtuvieron en el laboratorio con los arrojados teóricamente por el programa de computadora que fue implementado para la simulación del sistema.

Un resultado experimental usado para la simulación teórica de sistemas termosifónicos es que la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del captador permanece aproximadamente constante durante el calentamiento [Close, 1962] este resultado obtenido para la convección natural en condiciones naturales de radiación solar, se ve reproducido de mejor manera en el captador probado en el laboratorio y el programa reproduce en forma razonable las curvas experimentales. En la figura 4.1A puede observarse el calentamiento teórico que se registra a la entrada y a la salida del captador partiendo desde una temperatura inicial de 20 °C en todo el sistema y una insolación constante de 975 W/m² sobre el captador. Las curvas obtenida resultan ser muy similares a las observadas en la figura 3.4 (figura 4.1B), dónde se graficaron las mismas temperaturas, pero ahora correspondientes al sistema termosifónico probado en el laboratorio. Es interesante hacer notar que en la simulación numérica en la temperatura de salida del colector se observa un pequeño pico durante los primeros instantes de calentamiento, la razón puede deberse a que el flujo calculado por el programa "no responde" tan rápidamente como el experimental esto provocaría un calentamiento extra en la placa que posteriormente se revertiría en cuanto el flujo termosifónico adquiere un valor más estable.

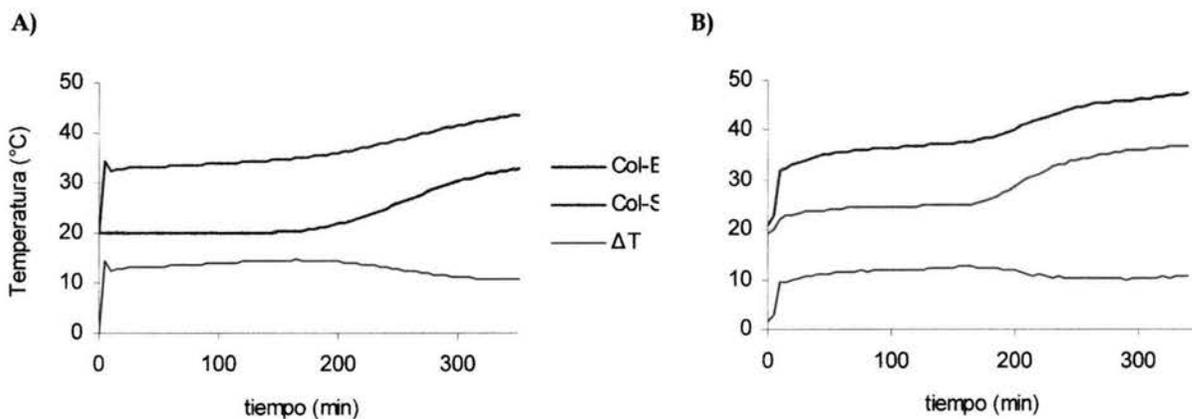


Figura 4.1

Gráficas de las temperaturas entre la entrada (Col-E) y la salida /Col-S) del captador y la diferencia (ΔT) entre ellas. A) Datos Obtenidos del programa de simulación. B) Reproducción de la figura 3.4, obtenidas de un sistema termosifónico probado en el laboratorio.

De la misma forma, se graficaron las curvas de temperatura para la entrada y salida del tanque y las temperaturas internas del tanque, estas gráficas muestran que el modelo tiene una respuesta muy similar al sistema probado en laboratorio (Ver figura 4.2).

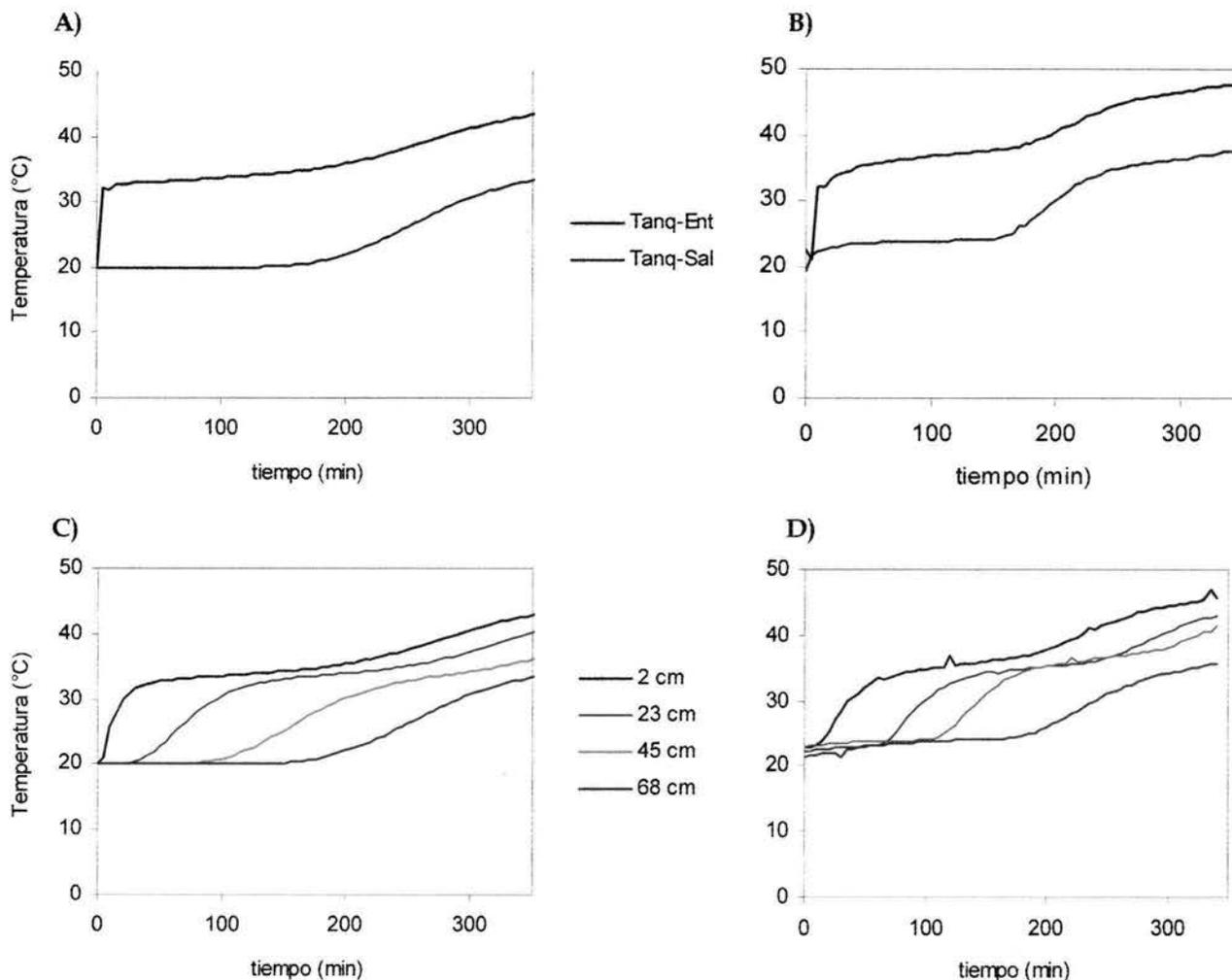


Figura 4.2: A) Gráfica que muestra las temperaturas entre la entrada y la salida del tanque que se obtienen de la simulación numérica. B) Temperaturas de entrada y salida del tanque obtenidas de los datos experimentales del sistema termosifónico probado en el laboratorio. C) Temperaturas del agua dentro del tanque, obtenidas con la simulación numérica a diferentes profundidades, “2 cm” corresponde al nivel de agua en la parte alta del tanque y 68 cm corresponde al nivel próximo al fondo del tanque. D) Temperaturas del agua dentro del tanque obtenidas de los datos experimentales del sistema termosifónico probado en el laboratorio.

Los resultados del programa aquí presentados se obtuvieron al utilizar parámetros con valores típicos o similares a los que podrían esperarse por los materiales con que han sido construidos las diferentes partes del sistema, sin embargo no necesariamente corresponden, estos son los parámetros "reales" del sistema termosifónico probado en el laboratorio.

En la figura 4.3 pueden observarse las semejanzas entre las temperaturas de diferentes termómetros ubicados a lo largo del sistema. Las curvas se muestran para diversos tiempos después de iniciar el calentamiento del sistema. De estos gráficos se puede observar claramente que los patrones de respuesta en ambos casos son cualitativamente análogos.

También la simulación es capaz de reproducir el comportamiento térmico del sistema para los procesos de calentamiento y enfriamiento iniciales. En la figura 4.4 se muestran las temperaturas de los datos teóricos y experimentales en intervalos de tiempo más pequeños en el proceso de calentamiento; es notorio el descenso en la temperatura que se observa en la simulación numérica, después de los 6 minutos hasta los 10 minutos. Este mismo fenómeno puede observarse en algunos de los datos experimentales en donde el agua del tanque se encontraba previamente caliente. La razón de este enfriamiento puede radicar en que durante los primeros minutos el flujo termosifónico es muy cercano a cero, así que inicialmente el calentamiento del agua en el captador es mayor al que posteriormente se obtiene cuando el flujo alcanza valores más grandes. La figura 4.5 muestra claramente que el flujo teórico parte desde cero, pasa por un pico a la par que la temperatura a la salida del colector pasa por un máximo para después descender a un valor más estable.

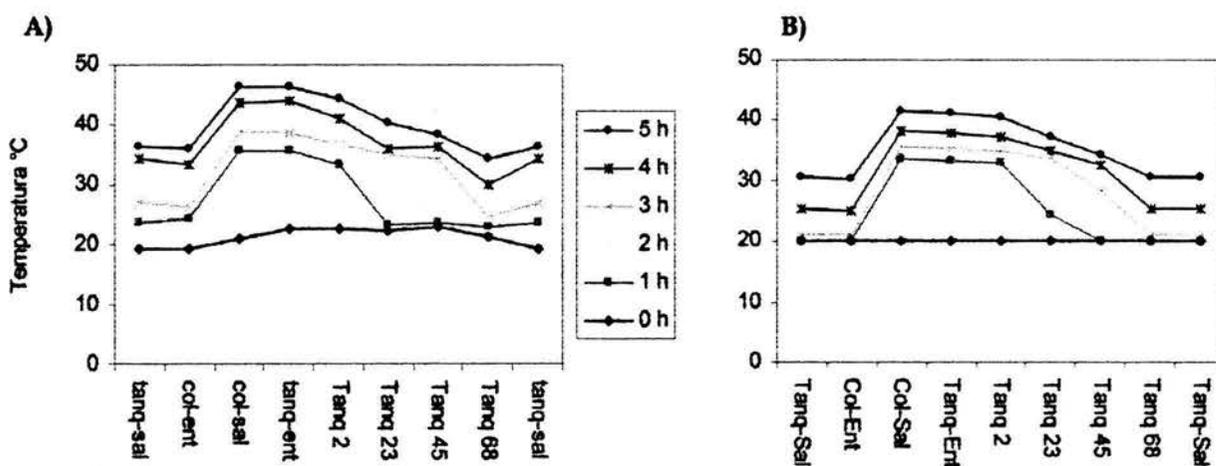


Figura 4.3: Temperaturas en las diferentes posiciones del sistema a diferentes tiempos después de iniciado el calentamiento A) Temperaturas obtenidas experimentalmente en el laboratorio. B) Temperaturas obtenidas de la simulación numérica.

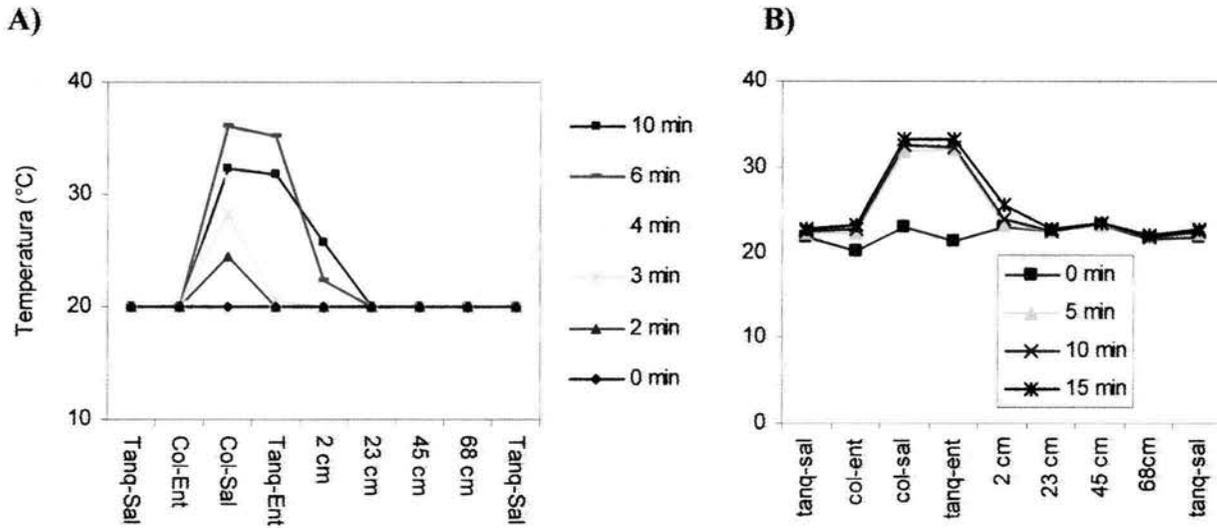


Figura 4.4: A) Temperaturas calculadas en las diferentes posiciones del sistema en los primeros 10 minutos de calentamiento B) Temperaturas experimentales en las diferentes posiciones del sistema en los primeros 15 minutos de calentamiento.

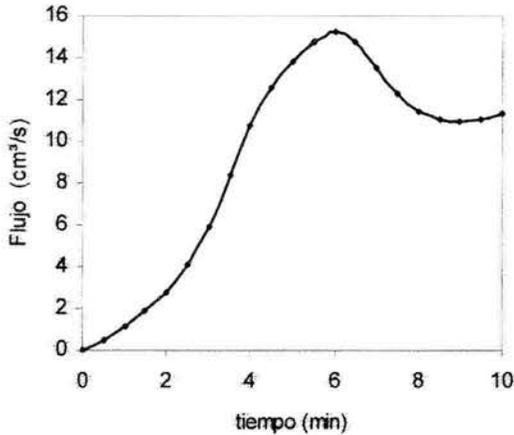


Figura 4.5: Flujo de agua calculado en el sistema termosifónico en los primeros minutos de calentamiento.

La forma de la curva del flujo termosifónico durante el transitorio que se muestra en esta figura, es muy similar a las obtenidas por Morrison y Ranatunga [Morrison, 1980], las cuales son obtenidas a partir de la ecuación modificada de Euler. La ventaja de la aproximación de Poiseuille es que resulta mucho más simple de implementar e interpretar.

Durante las horas de baja insolación fue posible observar el retroflujo asociado al enfriamiento del captador respecto al tanque de almacenamiento, este fenómeno se da en las horas nocturnas y es responsable de la pérdida de una porción considerable del agua caliente obtenida durante las

horas de insolación. Las razones del retroflujo fueron discutidas al final del capítulo 3, en este capítulo se muestra la capacidad del modelo numérico para reproducir el fenómeno y buscar parámetros adecuados para reducir la pérdida de eficiencia que ocurre por este fenómeno. En la figura 4.6 pueden observarse las temperaturas del sistema que se obtienen de la simulación durante el enfriamiento. Al igual que en el calentamiento, durante el enfriamiento las temperaturas calculadas presentan características similares a las temperaturas experimentales. En las temperaturas puede observarse tanto en los datos experimentales como en los calculados, la evidencia del retroflujo por el calentamiento que se muestra después de 15 minutos a la entrada del tanque, y posteriormente a la salida del captador.

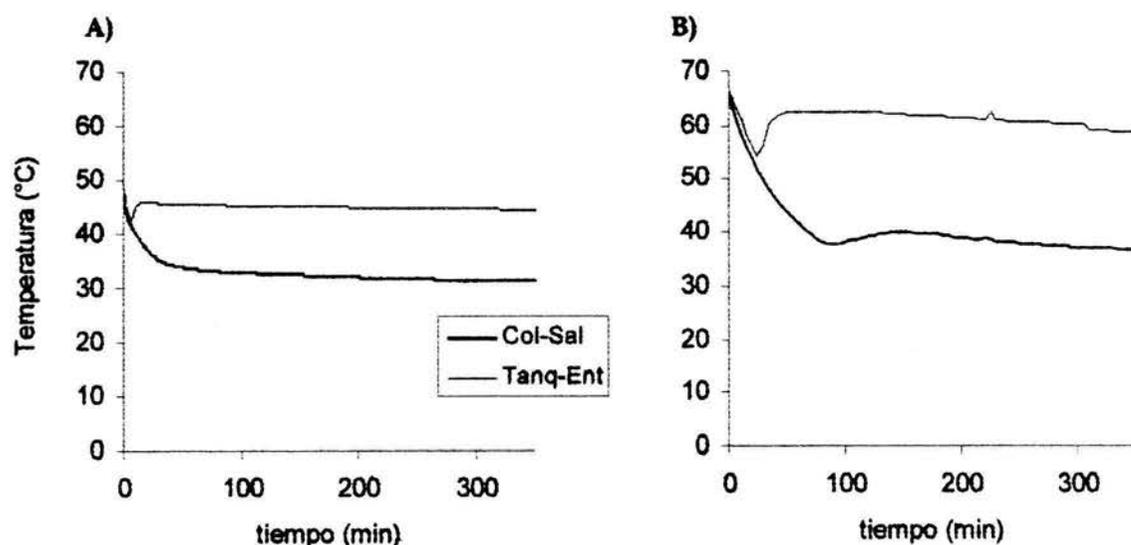


Figura 4.6: A) Temperaturas calculadas a la entrada del tanque y a la salida del captador durante el enfriamiento B) Temperaturas obtenidas experimentalmente a la entrada del tanque y a la salida del captador durante el enfriamiento

4.2 Comparación Cuantitativa

Es deseable que el programa sea capaz de reproducir adecuadamente situaciones en las cuáles sea fácil predecir el resultado. Por ejemplo, si se simula el calentamiento del captador con el parámetro de insolación igual a cero, o la absortancia del captador igual a cero y la temperatura del fluido constante y en equilibrio con la temperatura ambiente, entonces el flujo termosifónico deberá permanecer en cero y las diversas temperaturas del fluido permanecerán sin cambios. El programa se probó en estas condiciones y los resultados fueron los esperados. Sin embargo, es deseable lograr que el programa pueda reproducir satisfactoriamente curvas de temperatura experimentales con parámetros razonables al tipo de materiales utilizados en un sistema termosifónico real. Por ello, el programa fue elaborado con la capacidad de realizar una comparación entre datos experimentales descritos en el capítulo 3 y los obtenidos teóricamente por el programa. Se introducen los parámetros correspondientes a las propiedades termofísicas de los materiales del sistema experimental y se fijan valores razonables para los coeficientes convectivos de transferencia de calor.

Para iniciar el ajuste de los datos teóricos, el programa carga en la memoria datos de un archivo con temperaturas y tiempos obtenidos en laboratorio. Se grafican juntos los datos experimentales y teóricos de la evolución de la temperatura en una posición determinada. Dependiendo de las características de ambas curvas se van modificando los coeficientes convectivos para lograr que los datos experimentales y teóricos sean tan parecidos como sea posible. En la tabla 4.1 se muestran los parámetros utilizados en la simulación para su comparación con los correspondientes obtenidos experimentalmente.

El flujo termosifónico varía con el tiempo como puede observarse en la figura 4.7, a partir de estos datos se calculó el flujo promedio y fue de $16.7 \pm 0.8 \text{ cm}^3/\text{s}$. El flujo promedio de los datos experimentales utilizados en esta comparación se obtuvo en el capítulo 3 y fue de $16.6 \pm 2.5 \text{ cm}^3/\text{s}$, por lo que no hay diferencia significativa entre ambos valores.

En la figura 4.6 se muestran las gráficas comparativas entre los datos teóricos y los experimentales para diferentes posiciones en el sistema termosifónico, según los parámetros mostrados en la tabla 4.1.

Es notorio observar la gran diferencia entre los coeficientes convectivos de ambos lados de la placa de vidrio del captador (6.2 W/m^2 al exterior y 0.21 W/m^2 al interior), sin embargo esto puede explicarse porque el captador probado experimentalmente tiene doble capa de vidrio lo cual debe reducir considerablemente el intercambio de calor entre la placa de vidrio superior y la placa metálica absorbente del captador.

Tabla 4.1 Parámetros obtenidos para el ajuste de los cálculos teóricos con los datos experimentales

Parámetros	Valor	Parámetros	Valor
Flujo y tiempo		Dimensiones Tanque (m)	
Constante de flujo	167000	Largo Tanque	0.70
Tiempo total (h)	8	Diam. interno Tanque	0.55
Coefficientes de pérdidas (W / m²)		Dimensiones Mangueras (m)	
Paredes del Tanque	1.2	Largo Mang Alta	1.25
Paredes de mangueras	8	Largo Mang Baja	2.55
Coefficientes convectivos (W / m²)		Diam. interno	0.017
Vidrio al ambiente	6.2	Alturas efectivas (m)	
Vidrio al interior	0.21	En el tanque	0.7
Placa hacia afuera	3	En Mang Baja	0.8
Placa al fluido	15	En Mang Alta	0.9
Absortancias		En Captador	0.6
Del vidrio	0.02	Particiones	
De la placa	0.362	Tanque	20
Dimensiones Captador (m)		Mang Alta	10
Ancho del captador	0.76	Mang Baja	20
Grosor capa de agua	0.0016	Captador	20
Largo Captador	2.64	Tiempo de integración (s)	0.5
Volumen Captador (litros)	3.21		

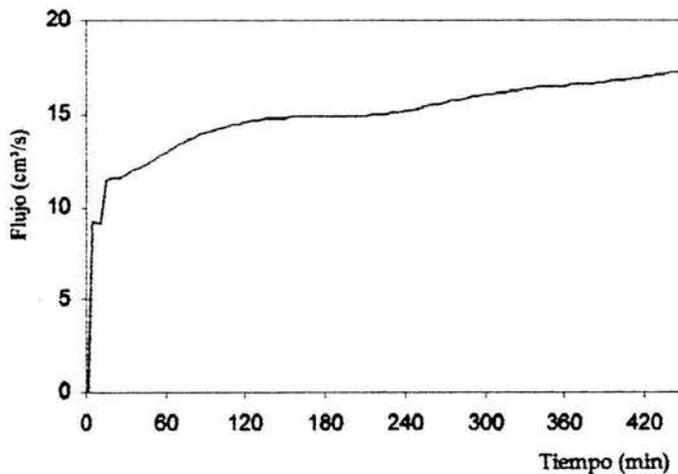


Figura 4.7:
Flujo termosifónico dentro del captador, tanque y mangueras.

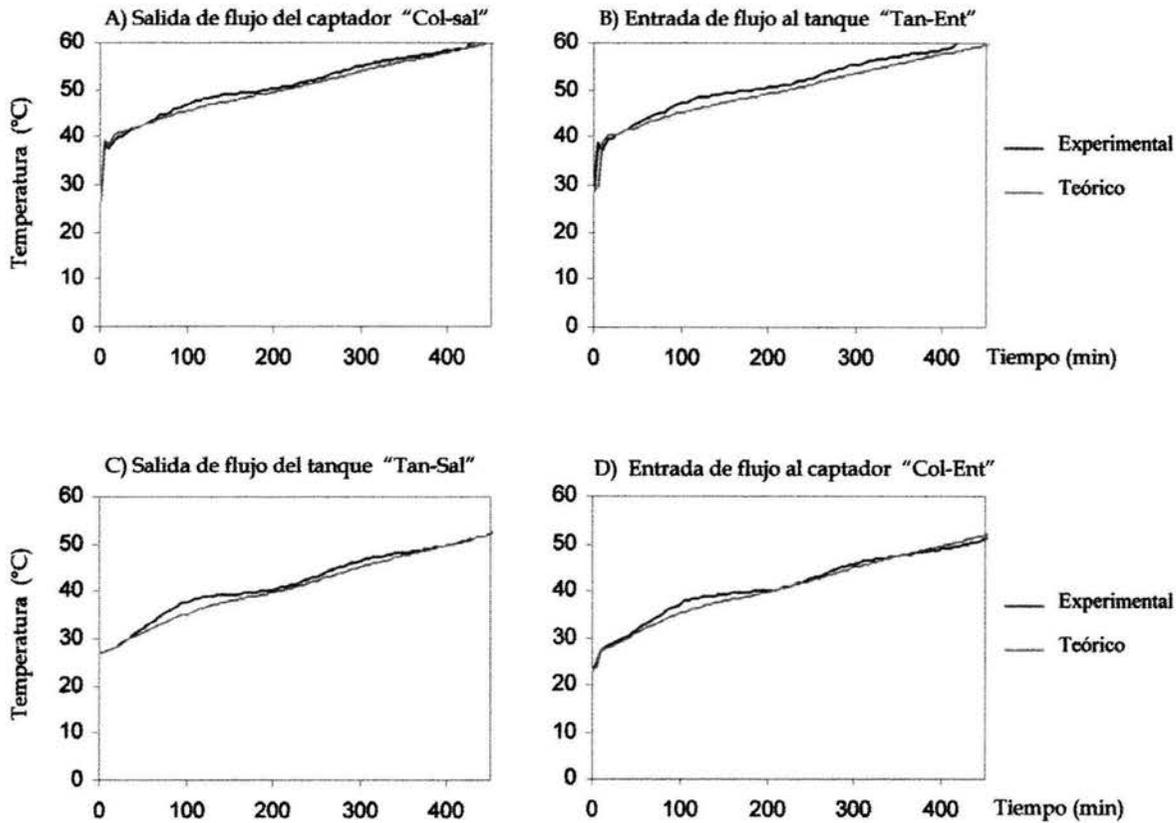


Figura 4.8

Comparación de la evolución de temperaturas experimentales y teóricas en diversas posiciones del sistema termosifónico durante el calentamiento. A) Temperatura del agua en la salida del captador. B) Temperatura del agua en la entrada del Termotanque. C) Temperatura del agua a la salida del Tanque. D) Temperatura del agua a la entrada del captador.

Las diferencias porcentuales promedio en cada uno de los casos mostrados en las figuras 4.8A, 4.8B, 4.8C, 4.8D fueron respectivamente 1.9%, 2.3%, 2.0% y 1.9%. El error experimental promedio debido a los termómetros fue de 7 ± 0.2 °C. Por lo anterior se concluye que el modelo es capaz de predecir el fenómeno termosifónico con un error menor al 3%

Durante el enfriamiento del captador, se utilizaron prácticamente los mismos parámetros que los obtenidos para el calentamiento del sistema. En las graficas de la figura 4.9 se muestra la comparación entre los resultados teóricos y experimentales, en éstas se muestra un buen acuerdo entre la teoría y el experimento; las diferencias porcentuales promedio en cada uno de los casos mostrados en las figuras 4.9A, 4.9B, 4.9C, 4.9D fueron respectivamente 1.4%, 2.2%, 8.3% y 5.6%.

Esto significa que en promedio el programa fue capaz de modelar al sistema con un error de 5%. Sin embargo, debe observarse que el único parámetro que fue preciso modificar es el de la constante para el cálculo de flujo termosifónico, que debió reducirse por un factor de 80, además de que el error porcentual es notoriamente superior al obtenido en el calentamiento. Lo anterior puede estar relacionado con la gran diferencia de magnitud entre el flujo durante el calentamiento y el enfriamiento, por lo que en alguno de los procesos, el flujo no sea laminar como se supone al derivar la ecuación de Poiseuille. El flujo experimental durante el enfriamiento se obtuvo de 0.17 ± 0.08 ml/s, mientras que el flujo promedio obtenido de la simulación en el mismo intervalo de tiempo fue de 0.11 ± 0.02 ml/s. La diferencia entre estos valores no es significativa, sin embargo el flujo experimental tiene poca precisión, el error entre estos dos valores es de casi el 35%. Una breve inspección a los números de Reynolds en las diferentes partes del sistema termosifónico durante el calentamiento y el enfriamiento permite observar que no se tienen problemas en la simulación por flujo turbulento (Ver tabla 4.2).

Al analizar las curvas de temperatura contra posición de la figura 4.10, se obtiene una posible razón de por qué se ve afectada la constante utilizada en el cálculo de flujo al simular el enfriamiento. Para mantener el flujo inverso circulando en la misma dirección a lo largo del sistema, se requiere que en forma aproximada las temperaturas en cada posición disminuyan conforme la altura es menor, esto garantizaría que el flujo inverso baje continuamente y no presente corrientes ascendentes. En la figura 4.10 se observa que la manguera alta se enfría más rápidamente que el tanque y el captador, así que experimentalmente debe haber corrientes convectivas ascendentes y descendentes en la manguera alta durante el enfriamiento. El programa fue diseñado para simular el flujo en forma unidimensional, esto explica la necesidad de disminuir la constante de flujo para simular el enfriamiento.

Tabla 4.2 Número de Reynolds para las diferentes partes del sistema termosifónico experimental

Parte del sistema	Radio (m)	Velocidad (m/s)		Número Re	
		Calentamiento	Enfriamiento	Calentamiento	Enfriamiento
captador	7.30 mm	1.05E-01	7.68E-04	187	1.37
tanque	37.5 cm	1.58E-05	1.16E-07	18.2	0.13
mangueras	1.30 cm	2.62E-02	1.92E-04	505	3.71

El valor de flujo en forma aproximada se consideró de 15 ml/s para el calentamiento, y de 0.11 ml/s para el enfriamiento, se consideró una viscosidad promedio de $750 \mu\text{Pa} \cdot \text{s}$ en un intervalo de temperaturas de 20 a 60°C y una densidad aproximada de 1000 kg/m^3 . En el caso del captador el flujo se dividió entre el número de tubos que forman al captador.

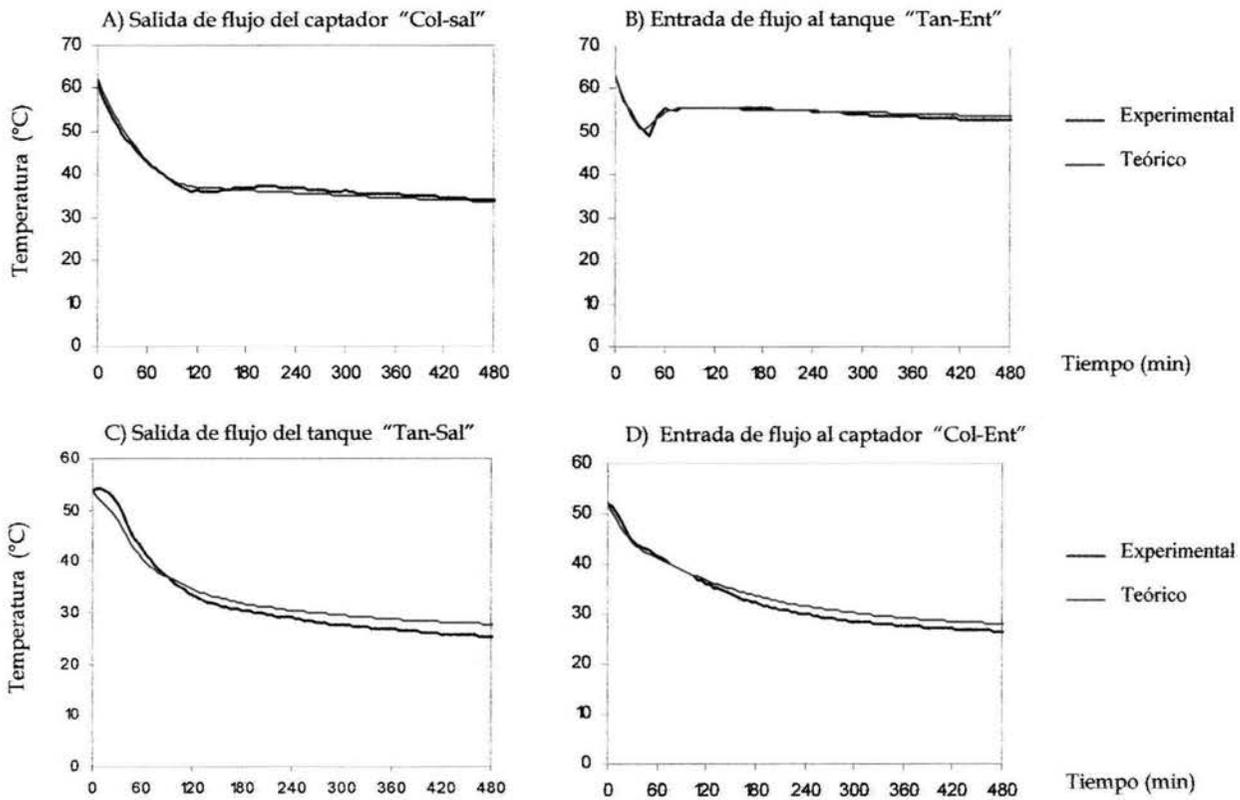


Figura 4.9: Comparación de la evolución de temperaturas experimentales y teóricas en diversas posiciones del sistema termosifónico durante el enfriamiento. A) Temperatura del agua en la salida del captador. B) Temperatura del agua en la entrada del Termo-tanque. C) Temperatura del agua a la salida del Tanque. D) Temperatura del agua a la entrada del captador. E) Flujo termosifónico dentro del captador, tanque y mangueras.

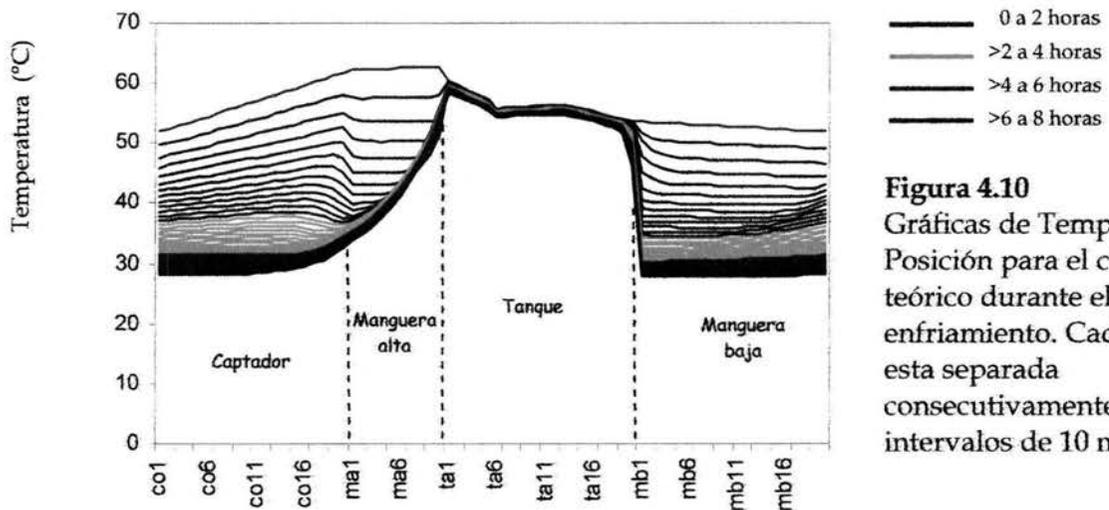


Figura 4.10
Gráficas de Temperatura vs. Posición para el cálculo teórico durante el enfriamiento. Cada curva esta separada consecutivamente por intervalos de 10 min.

A pesar de que el flujo total puede verse disminuido por corrientes ascendentes, como se mostró en la figura 4.10, existe un buen acuerdo entre las temperaturas obtenidas de la simulación numérica y los datos experimentales. El flujo inverso o retroflujo en calentadores solares planos puede reducirse mediante diversos dispositivos diseñados expresamente para ello o bien cambiando la forma de interconexión con mangueras entre el tanque y captador (Prapas y Sotiropoulos, 1991).

4.3 Estudio paramétrico

Una de las figuras de mayor relevancia en el diseño e implementación de sistemas de aprovechamiento de la energía solar, es la eficiencia térmica del sistema; esta será definida para el caso de un captador solar como el cociente de la energía útil extraída del sistema entre la energía captada del sol después de un intervalo de tiempo definido (Duffie, 1991).

$$\eta = \frac{\int Q_u dt}{A_c \int G_T dt} \quad (26)$$

El calor útil extraído del colector depende de múltiples factores representados en los diversos parámetros del sistema, tanto los que involucran las propiedades físicas de los materiales como las de carácter geométrico de cada uno de los componentes del sistema (captador, manguera alta y manguera baja).

El componente principal de un sistema termosifónico es el captador solar, la efectividad para absorber la energía solar y transferirla al fluido, al mismo tiempo de reducir las pérdidas con el ambiente, parecen ser las características más deseables de este componente. El uso de superficies selectivas sobre la placa metálica que absorbe la radiación solar, puede favorecer este propósito. En la tabla 4.3 se muestran a manera de ejemplo las propiedades de absorptancia y emitancia de diferentes superficies selectivas hechas con cromo negro. Sin embargo, en captadores solares planos es generalmente más crítico tener una alta absorptancia que una alta emitancia (Duffie, 1991), y la razón reside en que la placa metálica negra generalmente está separada del ambiente por una o dos placas de vidrio, las cuales reducen las pérdidas convectivas y radiativas. Para estudiar el efecto de la absorptancia en la eficiencia térmica del sistema, se fue modificando el parámetro de absorptancia desde valores muy pequeños hasta una absorptancia ideal y dejando el resto de los parámetros constantes (ver tabla 4.1), los resultados se muestran en la figura 4.11. En ella se observa que la eficiencia térmica del sistema es proporcional a la absorptancia del captador.

Tabla 4.3 Propiedades de absorptancia y emitancia de algunas superficies selectivas

Superficie selectiva	Absortancia	Emisividad
Cromo negro sobre cobre (con Niquel)	0.96	0.16
Cromo negro sobre acero al carbono (con Niquel)	0.96	0.20
Cromo negro sobre acero plateado con Niquel	0.95	0.09
Niquel negro sobre acero galvanizado	0.81	0.17
Cobre negro sobre cobre (Cu tratado en soluciones de NaOH y NaClO ₂)	0.89	0.17

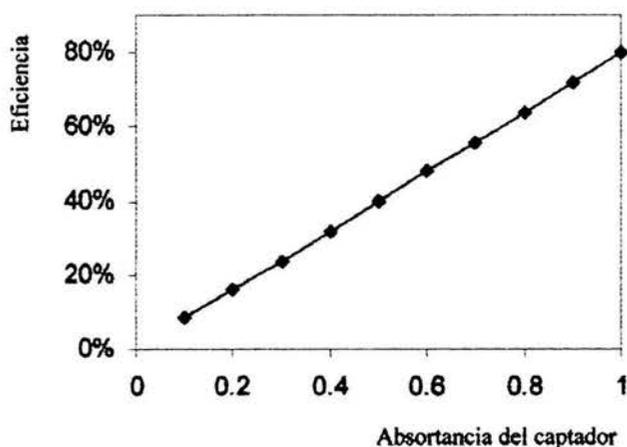


Figura 4.11: Gráfica de la eficiencia térmica del sistema termosifónico contra la absorptancia del colector

Otra predicción del programa es que el modificar el volumen de agua contenido en el captador no parece modificar la eficiencia del sistema (en la aproximación de flujo tapón).

El flujo termosifónico depende de la diferencia de presión entre las columnas de agua que se discutieron en el capítulo 2. Es de esperarse que si la altura de dichas columnas aumenta, entonces el flujo termosifónico debe incrementarse. En la tabla 4.4 se muestran los resultados del programa para el incremento de longitud en las mangueras y el consecuente incremento en la altura de las columnas. Aunque el flujo termosifónico se incrementa considerablemente, la eficiencia del sistema no mejora pues el calentamiento del agua en el captador disminuye conforme el flujo aumenta.

Tabla 4.4 Variación del flujo termosifónico y la eficiencia del sistema con la altura de las columnas de agua

Altura columnas de agua [m]	Flujo termosifónico de 8 hrs [gr/s]	Incremento de temperatura inicial en el captador [°C]	Temperatura promedio del tanque [°C]	Eficiencia teórica del sistema
1.30	9.65	17.7	43.0	28.5
1.50	11.38	15.4	42.9	28.3
1.70	13.29	13.7	42.8	28.2
2.00	16.55	11.7	42.6	27.9
2.50	21.21	9.5	42.2	27.5

Las longitudes de las mangueras se incrementaron lo mismo que las alturas efectivas a fin de obtener las alturas de las columnas reportadas, el resto de los parámetros permaneció con el mismo valor al reportado en la tabla 4.1. La insolación se mantuvo en 975 W/m^2 y la temperatura inicial del sistema y la temperatura ambiente se fijó en 20°C . El incremento inicial en el captador se refiere a la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida del captador después de 30 minutos de iniciada la simulación.

Se realizaron pruebas aumentando el área del captador junto con la altura de las columnas, lo que mejora el incremento de temperatura en el tanque, sin embargo la eficiencia permanece casi constante, pues de la misma forma en que se incrementa la energía almacenada, también aumenta la energía captada. Aumentar la eficiencia del sistema puede obtenerse mejorando el aislamiento del sistema en cada uno de los componentes del sistema, o bien, mejorando la absorción y reduciendo la pérdida de energía del captador, como sería el caso de una superficie selectiva.

En general cualquier modificación que tienda a reducir la temperatura promedio del sistema, mejorará la eficiencia del sistema, aunque generalmente las aplicaciones domésticas de un captador requieren de un mínimo de temperatura. Por ejemplo podría aumentarse el volumen del tanque de almacenamiento para disminuir el incremento de temperatura ante una misma cantidad de energía captada por el agua (Ver tabla 4.5). El volumen del tanque simplemente deberá ajustarse a la temperatura deseada.

Tabla 4.5 Variación de la temperatura promedio del Tanque de almacenamiento y la eficiencia del sistema con el volumen del Tanque

Volumen de tanque de almacenamiento [litros]	Temperatura promedio en Tanque [°C]	Eficiencia teórica del sistema
50	79	21.9
75	64.4	24.7
100	55.6	26.4
150	45.4	28.3
200	39.7	29.3
250	36.1	29.9

La geometría del tanque para cada volumen corresponde a la óptima de mínima área. La altura del sistema se ajusta a la altura del tanque más la del captador. El resto de los parámetros se mantuvieron constantes de acuerdo a la Tabla 4.1

Los materiales utilizados afectan los valores de los parámetros de transferencia de energía aunque dejan de lado el efecto de capacidades caloríficas de los materiales utilizados, un modelo elaborado por Morrison y Ranatunga [Morrison, 1980] para investigar la respuesta transitoria de los captadores solares termosifónicos, utiliza con éxito un conjunto de ecuaciones que consideran las capacidades caloríficas de los diferentes materiales que forman al sistema. El no requerir de las capacidades caloríficas representa una gran simplificación de las ecuaciones del modelo matemático, aunque disminuye la capacidad de diseño al no poder observar los efectos de utilizar diversas capacidades caloríficas.

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES PARA FUTUROS ESTUDIOS

Se desarrolló un modelo físico y otro matemático a partir de los balances de energía en las diversas partes que componen al sistema. Se obtuvo el conjunto de ecuaciones necesarias para reproducir los principales fenómenos que ocurren dentro de un captador solar termosifónico. Las ecuaciones basadas en un modelo físico simplificado unidimensional, fueron capaces de modelar el comportamiento transitorio del agua dentro del captador sin considerar las capacidades caloríficas de los materiales que componen al sistema.

Las ventajas del modelo desarrollado en este trabajo, radican en la facilidad de la interpretación de sus ecuaciones y sus parámetros, así como en su capacidad para reproducir la evolución de la temperatura del fluido térmico en función del tiempo.

Las ecuaciones desarrolladas del modelo físico simplificado unidimensional se implementaron con un algoritmo numérico de solución, utilizando el método de diferencias finitas. Se desarrolló un programa de cómputo en lenguaje C para realizar los cálculos del algoritmo de simulación.

El programa fue validado con los datos experimentales de un sistema termosifónico probado en el laboratorio, usando como radiación solar una señal luminosa de "escalón" obtenida de un arreglo de lámparas; esto permitió eliminar efectos ambientales y facilitó la interpretación de los resultados.

Las pruebas experimentales se realizaron con un arreglo de lámparas dentro de un laboratorio en sustitución de la radiación solar, ello permitió evitar fluctuaciones ambientales de irradiación y temperatura y tener un mejor control de las variables experimentales. En una primera etapa, el modelo ha sido contrastado con estos resultados, sin embargo en una segunda etapa deberá contrastarse con los resultados experimentales de la operación del sistema en condiciones ambientales reales.

Las pruebas se realizaron sin tener a disposición un medidor de flujo másico que permitiera calcular con mayor precisión la transferencia de energía del captador al tanque. Sin embargo se mostró que esta dificultad puede superarse al obtenerla a partir de las curvas de temperatura dentro del tanque a diferentes profundidades.

El programa de cómputo se implementó con la capacidad de realizar una comparación cuantitativa de los resultados del modelo con las temperaturas experimentales. La comparación permitió obtener la diferencia promedio entre las temperaturas calculadas y experimentales, así como estimar el error porcentual de las temperaturas en cada componente del sistema. Dicha comparación permitió ajustar los parámetros del modelo para reproducir en forma tan aproximada como fue posible las mediciones de temperatura obtenidas del sistema probado en laboratorio. El acuerdo entre teoría y experimento fue bueno. Durante el calentamiento el modelo fue capaz de reproducir el fenómeno termosifónico con un error promedio del 2% y un error promedio del 5 % durante el enfriamiento. Para fines de estudios futuros el programa permite introducir datos obtenidos de un captador solar probado en condiciones ambientales con los registros de Insolación y temperatura ambiente del día.

El programa no mostró problemas para simular el periodo transitorio de la señal escalón al que el sistema termosifónico fue sometido aun cuando las ecuaciones no consideran la capacidad calorífica de los materiales utilizados. Esto representa una gran simplificación de las ecuaciones utilizadas, sin embargo reduce la capacidad del programa para utilizarse como instrumento de diseño.

El programa permite utilizar parámetros globales de transferencia de energía para la simulación de un sistema termosifónico. Lo cuál resulta conceptualmente simple de entender, sin embargo para propósitos de diseño será importante conectar el valor de los parámetros con los de las características termodinámicas y de la geometría de construcción de cada uno de los componentes.

La ecuación de Poiseuille permitió obtener el flujo termosifónico con una buena aproximación tanto en el periodo transitorio de los primeros minutos como en el resto del periodo de calentamiento. El flujo calculado coincide con el obtenido a partir de los datos experimentales. Con esta ecuación también pudo simularse el flujo inverso que se presenta durante el enfriamiento, aunque presentó problemas, pues la constante de flujo tuvo que ser modificada respecto al calentamiento. La razón obedece a una sobre simplificación en la forma de calcular las presiones en las columnas de agua que se consideran para calcular la diferencia de presión al calcular el flujo. Se obtuvo evidencia en las curvas de temperatura contra posición, que durante el enfriamiento, se presentan corrientes tanto ascendentes como descendentes en la manguera de salida de colector y entrada al tanque, lo cual disminuye el retroflujo y obliga a reducir la constante de flujo usada por el modelo. Un problema a resolver es el carácter empírico de la asignación de la constante de flujo.

Esta constante corresponde a los factores de forma de la tubería del sistema y es diferente para cada uno de los componentes.

Al realizar el estudio paramétrico, el programa permitió mostrar que el flujo termosifónico aumenta conforme la separación entre el tanque de almacenamiento y el captador aumenta, sin embargo esto no representa una ventaja en mejorar la eficiencia térmica del sistema. Tampoco se observaron cambios importantes en la eficiencia térmica del sistema al variar el volumen de agua contenida en el colector; sin embargo la absorptancia de este es directamente proporcional a la eficiencia térmica del sistema, así que el emplear materiales de mayor absorptancia se reflejará inmediatamente en la temperatura obtenida en el agua del termotanque.

El volumen del termotanque debe ajustarse de acuerdo a la temperatura deseada en en agua después de un día de calentamiento normal. Si se busca mayor eficiencia térmica esta puede obtenerse aumentando el volumen del tanque, pero esto puede traer como consecuencia que la temperatura promedio del tanque sea demasiado baja para que sea utilizable para algún fin práctico.

Recomendaciones para estudios futuros

1. Sería conveniente realizar algunas mediciones extras de validación de parámetros como la obtención del coeficiente de pérdidas globales de las mangueras de conexión. Sería deseable determinar el espectro de radiación que llega a la superficie de un captador a partir de lámparas incandescentes después de atravesar la superficie de vidrio del captador.

2. Se deben realizar pruebas experimentales de captadores solares en ambiente, midiendo la radiación solar, su ángulo de incidencia y la temperatura ambiente, para después suministrar estos datos al programa para comparación teórico experimental (se deben introducir los datos de radiación considerando el factor de corrección correspondiente al ángulo de incidencia). Esta prueba no representaría modificación alguna en el programa realizado, aunque si se requeriría de otro tipo de equipamiento, como sería un piranómetro para medir la intensidad de la radiación global, un periheliómetro para medir la radiación directa del sol, un anemómetro para medir los vientos que pudieran presentarse en el sistema, durante las pruebas de calentamiento y enfriamiento.

3. El programa actualmente permite obtener un tiempo de recuperación del sistema a partir de una cierta temperatura. Este tiempo debe estar muy relacionado con la eficiencia de un sistema que trabaja en condiciones reales. Para investigar esta relación, el programa puede ser modificado a fin de permitir la simulación de descargas de agua caliente.
4. El cálculo del flujo termosifónico debe de modificarse para mejorar la simulación durante el enfriamiento, sin embargo, se recomienda mantener el uso de la ecuación de Poiseuille pues ha demostrado ser una herramienta adecuada para este fin.
5. Se deben correlacionar los parámetros de carácter global con las propiedades físicas de los materiales utilizados en la construcción de los captadores solares. Esta propuesta obligaría a modificar las ecuaciones del modelo matemático, para calcular las temperaturas de las paredes del termotanque y las mangueras, así como debe considerarse también de manera independiente los coeficientes de absorción y emisión de la superficie del captador solar. Esto permitiría usar el programa como un instrumento real de diseño de captadores solares termosifónicos.

Bibliografía

1. Almanza Rafael, Muñoz Felipe. "Ingeniería de la Energía Solar". El Colegio Nacional. México, 1994.
2. ASHRAE Standard 93-77: Method of Testing to Determinate the thermal performance of solar collectors. ASHRAE New York (1977).
3. Belessiotis V., Haralambopoulos D. "Testing Solar Water Heating Systems in Athens, Greece" *Solar Energy*, vol. 50 pp 167-177, 1993.
4. Belessiotis V., Mathiolakis E. "Analytical Approach of Thermosyphon Solar Domestic Hot Water System Performance" *Solar Energy*, vol. 72 pp 307-315, 2002.
5. Burden R. L., Faires J. D. "Análisis Numérico" Grupo Editorial Iberoamericana, México, 1985.
6. Close D. J. "The Performance of Solar Water Heaters with Natural Circulation" *Solar Energy* vol. 6, pp 33, 1962.
7. Concheiro A, Rodríguez Viqueira L. "Alternativas Energéticas". Fondo de Cultura Económica. México, 1985.
8. Du S.C., Huang B.J. Yen R.H. "Hydrodynamic Instability of Solar Thermosyphon Water Heaters" *Journal of Solar Energy Engineering* vol. 116 February 1994.
9. Duffie J. and Beckman W. "Solar Engineering of Thermal Processes", John Wiley and Sons, Inc. New York, 1991.
10. Florida Solar Energy Center Report-10 (1995). Solar Domestic Hot water Technology Evaluation Program.
11. Gordon J. M., Zarmi. Y. "An Analytical Model for the Long-Term Performance of Solar Systems with Wall-Mixed Storage" *Solar Energy*, Vol. 35 No. 1, pp 55-61, 1985.
12. Huang B. J., Hsieh C. T. "A Simulation Method for Solar Thermosyphon Collector" *Solar Energy* Vol. 35, No. 1, pp 34-43, 1985.
13. Holman. "Heat Transfer". McGraw-Hill. New York, 1997.
14. Incropera, Frank P. y De Witt David P. "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", John Wiley and Sons, Inc. New York, 2002.
15. International Energy Agency. "Oil Market Report". 2 de Febrero de 2003.
www.iea.org/statics/index.html
16. Instituto Nacional de Estadística Geografía e Informática. "Volumen de las reservas probadas de Petróleo por principales países". www.inegi.gob.mx

17. *Jean Laherrere*. "Petrotech 2003 Hydrocarbon Ressources". 9 de enero de 2003
<http://www.hubbertpeak.com>
18. *Knudsen, Soren* "Consumers' Influence on Thermal Performance of Small SDHW Systems - Theoretical Investigations" *Solar Energy*, Vol. 73 No. 1, pp 33-42, 2002.
19. *Manrique José*. "Energía Solar Fundamentos y Aplicaciones fototérmicas". Harla. México 1984.
20. *Martinez Corbalá Gonzalo*. "Crisis energética y geopolítica del mundo". 1 de Julio de 2001.
www.jornada.unam.mx/2001/jul01/010713/per-crisis2.html
21. *Melissinos, Lobkowics*. "Physics for scientist and engineers". Volume 1. Saunders.
22. *Mertol A., Place W., Webster T., Grief F.* "Detailed Loop Model (DLM) Analysis of Liquid Solar Thermosiphons with Heat Exchangers" *Solar Energy* Vol. 27, No. 5, pp 367-386, 1981.
23. *Morrison G. L., Braun J. E.* "System Modeling and Operation Characteristics of Thermosyphon Solar Water heaters" *Solar Energy*, vol.34 pp 389-405, 1984.
24. *Morrison G. L., Ranatunga D.B.J.* "Transient Response of Thermosyphon Solar Collectors" *Solar Energy* Vol. 24, No. 6, pp 55-61, 1980.
25. *Morrison G. L., Sapsford C. M.* "Long Term Performance of Thermosyphon Solar Water Heater" *Solar Energy*, vol.30 No. 4 pp 341-350, 1983.
26. *Morrison G. L., Tran H. N.* "Simulation of the Long Term Performance of Thermosyphon Solar Water Heater" *Solar Energy* Vol. 33, No. 6, pp 515-526, 1984.
27. *Norton B., Probert S. D.* "Diurnal Performance of Thermosifonic Solar Water Heater - An Empirical Prediction Method" *Solar Energy* Vol. 33, No. 3, 1987.
28. *Ong. K. S.* "A finite Difference Method to Evaluate the Thermal Performance of a Solar water Heater" *Solar Energy*, vol. 16, pp 137-147, 1974.
29. *Ong. K. S.* "An Improved Computer Program For the Thermal Performance of a Solar water Heater" *Solar Energy*, vol. 18, pp 183-191, 1975.
30. *Prapas D.E.* "Improving the actual Performance of Thermosyphon solar water heaters" *Renewable Energy* Vol. 6 No. 4 pp 399-406, 1995.
31. *Prapas D.E and Sotiropoulos B.A.* "The Elimination Of The Reverse Circulation In Thermosiphon Solar Water Heater". *Solar Energy*, vol 46, No. 4 pp. 237-239, 1991.
32. *Rincón, Eduardo A.* "Estado del Arte de la Investigación de la Energía Solar en México" Cuadernos FICA, edición especial Fundación ICA, México 1999.

33. H.G. Riveros Rotge, M. Mendoza Sánchez, D. Riveros Rosas, Jesús Lara V. "Colectores Solares y Consumo de Gas en la ciudad de México". XXII Semana Nacional de la Energía Solar del 28 de Septiembre al 2 de Noviembre, 1998, Mexicali, BC. México.
34. Riveros H. G., Tejeda J., Ortiz L., Julian-Sánchez A. y Riveros-Rosas H. "Hydrocarbons and Carbon Monoxide in the Atmosphere of Mexico City" J. Air & Waste Manage. Vol. 45, No. 12, pp. 973 - 980. December, 1985.
35. Stine W. B., Diver R.B. "A compendium of Solar Dish/Stirling Technology" Sandia National Laboratories, USA, 1994.
36. Zeroual A. Agouriane E.L. Ankrim M. Wilkinson A.J. "A New Method for Testing the Performance of Flat-Plate Collectors". Renewable Energy vol. 4 No. 7 pp. 825-832, 1994

APENDICES

APENDICE 1

Solución Analítica para la Temperatura del fluido del colector Solar

Las ecuaciones que se obtuvieron para la placa de vidrio y la placa superior metálica, son de la forma:

$$V(x) = b_1 T(x) + b_2 T_a(x) + b_3 Q_0(x)$$

$$U(x) = c_1 T(x) + c_2 T_a(x) + c_3 Q_0(x)$$

En donde:

$$b_1 = \frac{1}{2 m_d} \quad ; \quad c_1 = \frac{\frac{1}{2} + m_g}{m_d}$$

$$b_2 = \left(\frac{m_s}{2} + 1 \right) \frac{m_g}{m_d} \quad ; \quad c_2 = \frac{m_s m_g}{2 m_d}$$

$$b_3 = \frac{\left(\frac{m_s}{2} + 1 \right) \frac{f_1}{h_{gi}} + \frac{f_2}{h_{si}}}{m_d} \quad ; \quad c_3 = \frac{\frac{m_s f_1}{2 h_{gi}} + \left(\frac{1}{2} + m_g \right) \frac{f_2}{h_{si}}}{m_d}$$

$$m_d = \frac{1}{2} + m_g \left(\frac{m_s}{2} + 1 \right) \quad ; \quad m_g = \frac{h_{go}}{h_{gi}} \quad ; \quad m_s = \frac{h_{so}}{h_{si}}$$

El flujo másico puede expresarse en términos de la sección transversal y la rapidez de este de acuerdo a la ecuación: $\dot{m} = \rho A_c u_0$

Con estas ecuaciones podemos ahora resolver la temperatura del fluido cuyo balance de energía se expresa en la siguiente ecuación

$$\left(\text{Potencia intercambiada con la placa superior} \right) + \left(\text{Cambio de temperatura del fluido} \right) = 0$$

$$h_{si} P_{si} dx [T(x) - U(x)] + c_p \dot{m} dT(x) = 0$$

Si sustituimos la temperatura $U(x)$ y reacomodamos la ecuación anterior:

$$\frac{dT}{dx} + \mu_1 T(x) = \mu_0 F(x)$$

En donde:

$$\mu_0 = \frac{h_{si} P_{si}}{\rho A_c u_0 c_p} = \frac{h_{si} P_{si}}{\dot{m} c_p} \quad ; \quad \mu_1 = \mu_0 (1 - c_1) \quad ; \quad F(x) = c_2 T_a(x) - c_3 Q_0(x)$$

La ecuación (11) puede resolverse mediante una transformada de Laplace:

$$s t(s) - t(0) + \mu_1 t(s) = \mu_0 f(s)$$

En donde $t(0) = T_0$ y representa la temperatura inicial o de entrada al colector cuando $x=0$

Despejando a $t(s)$:

$$t(s) = \frac{T_0}{s + \mu_1} + \frac{\mu_0}{s + \mu_1} f(s)$$

Al realizar la transformada inversa se obtiene:

$$T(x) = T_0 e^{-\mu_1 x} + \mu_0 \int_0^x f(x - \xi) e^{-\mu_1 \xi} d\xi \quad (12)$$

Si se considera que $F(x) = F_0$, como una constante, puede simplificarse la integral. Esta aproximación equivale a suponer que la temperatura ambiente y la insolación permanecen constantes, lo cual resulta una buena aproximación, pues se espera que la radiación solar llegue de manera homogénea en toda la superficie de captación y que la temperatura del aire no cambie alrededor del colector. Aun cuando la insolación y la temperatura del aire cambien con el tiempo una de las suposiciones es que el sistema esta en estado cuasi estacionario (la integral no depende del tiempo), esto querría decir que para cada instante de tiempo, el sistema esta en equilibrio con la insolación y con la temperatura del aire. Por lo tanto la ecuación (12) puede describirse como:

$$T(x) = T_0 e^{-\mu_1 x} + \frac{F_0}{1 - c_1} (x - e^{-\mu_1 x}) \quad (13)$$

en donde:

$$F_0 = c_2 T_a - c_3 Q_0$$

La expresión para $T(x)$ representa la temperatura del fluido a lo largo del colector, esta solución se encontró considerando al sistema en estado estacionario, el cual supone que tanto el flujo másico, como las temperaturas de entrada y de salida en el fluido son constantes en el tiempo.