



Universidad Nacional
Autónoma de
México

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA

CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN ENERGÍA

**“DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE
CALOR SOLAR CON CAMBIO DE FASE
PARA CALENTAMIENTO DE AGUA”**

TESIS

**QUE PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRO EN INGENIERÍA**

ÁREA ENERGÍA

PRESENTA:

ALEJANDRO ORDAZ FLORES

DIRECTOR DE TESIS:

DR. OCTAVIO GARCÍA VALLADARES



2006



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.

Contenido

Dedicatoria	vii
Agradecimientos	viii
Prólogo	x
Resumen	xii
Nomenclatura	xiii
1. Introducción	1
1.1. Calentadores solares de agua	2
1.1.1. Colectores y captadores solares	4
1.2. Termosifones	5
1.2.1. Evolución de los equipos termosifónicos	6
1.3. Materiales que cambian de fase para intercambiar calor	8
1.3.1. Refrigerantes	9
1.4. Sistemas indirectos de transferencia de calor	11
1.4.1. Sistemas con cambio de fase	11
1.4.2. Operación de un sistema con cambio de fase	12
1.4.3. Desempeño de un sistema con cambio de fase	13
1.5. Plan de trabajo	13
1.5.1. Título	14
1.5.2. Objetivos	14
1.5.3. Metodología	14
2. Metodología matemática	16
2.1. Coeficientes empíricos	17
2.2. Ecuaciones de transporte	18

2.2.1.	Las ecuaciones gobernantes y su discretización	18
2.3.	Algoritmos de resolución	20
2.3.1.	Algoritmo para el flujo en el interior de tuberías	20
2.3.2.	Algoritmo para la tubería	21
2.4.	Código numérico del condensador	24
2.4.1.	Validación del código numérico de la tubería	26
2.5.	Resultados parciales	27
2.6.	Análisis estadístico	29
2.6.1.	Regresiones lineales	30
2.6.2.	Pruebas F y t	31
3.	Unidad experimental	33
3.1.	Descripción del equipo	33
3.1.1.	Principio de funcionamiento	35
3.2.	Caracterización del equipo	36
3.2.1.	Calibración de los sensores	36
3.2.2.	Adquisición de datos	39
3.2.3.	Pruebas diarias	40
3.3.	Cálculo de la eficiencia	41
3.4.	Costos	42
4.	Resultados	44
4.1.	Monitoreo de la unidad experimental	44
4.1.1.	Radiación Incidente	44
4.1.2.	Temperaturas en el sistema	45
4.1.3.	Presiones del sistema	47
4.1.4.	Pérdida de calor durante la noche	49
4.2.	Modelo numérico	50
4.3.	Desempeño de la unidad experimental	53
4.3.1.	Análisis estadístico de los resultados	54
4.3.2.	Calor útil	55
4.3.3.	Rendimiento solar promedio	56
4.3.4.	Pérdidas nocturnas de calor	59
4.3.5.	Incremento de temperatura	60
4.3.6.	Comparación con un equipo termosifónico	61
	Conclusiones	64

Propuestas	65
Apéndices	66
A. Correlaciones empíricas	66
A.1. Fracción volumétrica	66
A.1.1. Correlación de Premoli <i>et al.</i>	66
A.2. Factor de fricción	67
A.2.1. Correlación de Churchill	67
A.2.2. Correlación de Friedel	67
A.3. Coeficiente de transferencia de calor por convección	68
A.3.1. Correlación de Gnielinski	68
A.3.2. Correlación de Dobson y Chato	68
A.4. Convección natural	70
A.5. Conductividad térmica del cobre	70
A.6. Calor específico a presión constante del agua	71
B. Discretización de las ecuaciones de transporte	72
B.1. Ecuación de continuidad	72
B.2. Ecuación de cantidad de movimiento	73
B.3. Ecuación de la energía	73
Referencias	79

Lista de Figuras

1.1. Sistemas activo y pasivo de calentamiento de agua.	6
2.1. Volumen de control para el fluido.	20
2.2. Esquema de un volumen de control en una tubería.	21
2.3. Volumen de control para el sólido.	22
2.4. Volúmenes de control para la tubería y el fluido.	22
2.5. Diagrama de flujo del condensador.	25
2.6. Diagrama del ejercicio de validación de la rutina del código numérico.	26
2.7. Validación de la rutina del código numérico para la tubería.	27
2.8. Perfiles de los coeficientes de transferencia de calor (α).	28
2.9. Perfil de la temperatura de pared.	29
3.1. Esquema del equipo solar captador-termotanque.	33
3.2. Sistema solar indirecto captador-termotanque.	35
3.3. Esquema representativo de la calibración de los termopares.	37
3.4. Ecuación de calibración de un sensor de temperatura RTD Pt100.	38
3.5. Experimento para la calibración de los sensores de presión.	38
3.6. Distribución de los sensores en el equipo experimental.	40
4.1. Radiación en un día soleado y uno nublado.	45
4.2. Evolución de las temperaturas del agua en el termotanque.	46
4.3. Temperaturas del agua y del fluido refrigerante.	47
4.4. Presiones del sistema.	48
4.5. Relación de la temperatura del fluido de trabajo y la presión.	49
4.6. Pérdida de calor durante la noche.	50
4.7. Calidad del fluido de trabajo en el serpentín.	51
4.8. Distribución de temperaturas del fluido de trabajo en el serpentín.	52
4.9. Entalpías de condensación del fluido de trabajo en el serpentín.	53

4.10. Calor útil obtenido a partir de la energía entregada por el Sol. . .	56
4.11. Calor útil en un día completo.	57
4.12. Comparación del calor útil durante la exposición solar y de un día completo.	57
4.13. Eficiencia del sistema termotanque-captador solar durante la prueba de exposición a la radiación.	58
4.14. Eficiencias durante la exposición a la radiación y del día completo.	58
4.15. Energía liberada al medio ambiente durante la noche.	59
4.16. Pérdidas de calor nocturnas en W.	60
4.17. Aumento de temperatura a 160 l de agua durante el día.	61
4.18. Comparación del aumento de temperatura en un día completo con el lapso de exposición a la radiación.	62
4.19. Comparación del sistema experimental con un equipo termosifónico.	62

Lista de Tablas

1.1. Algunas propiedades de refrigerantes	10
2.1. Ejercicio de validación de la rutina del código numérico.	26
3.1. Especificaciones técnicas del sistema	34
3.2. Costos del sistema	42
4.1. Datos para contrastar el modelo numérico	50
4.2. Determinación de las correlaciones lineales para las gráficas del desempeño de la unidad experimental.	54
4.3. Medias y desviaciones estándar de las eficiencias.	63
B.1. Fórmulas importantes	74

Prólogo

Dentro del marco del creciente interés por sustituir el uso de los combustibles convencionales como el gas natural o licuado de petróleo, así como el petróleo para producir energía se han desarrollado innumerables fuentes de interés. Fuentes de energías alternas son el Sol, la biomasa, el hidrógeno el viento o caídas de agua.

El aprovechamiento del Sol da lugar a las tecnologías fotovoltaica y termosolar, principalmente.

Dentro del ámbito termosolar, es de particular interés para este trabajo la generación de agua caliente. La producción de agua caliente por medios solares permite mitigar el consumo de gas licuado principalmente, así como de electricidad. Las principales implicaciones se pueden dividir en dos áreas, la ecológica y la económica.

Ecológicamente, significa dejar de emitir contaminantes al medio ambiente, por ejemplo, hidrocarburos reactivos provenientes del gas licuado de petróleo, causados por combustión incompleta o fugas de gas. Estos elementos juegan un papel importante en la producción de ozono en zonas como el valle de México.

En el aspecto económico, los equipos generadores de agua caliente tienen un costo de inversión inicial, asociado con el volumen y la temperatura del agua que se necesite producir. Sin embargo, debido a que el sistema es libre del uso de gas, no genera gastos y se le puede asociar un tiempo de recuperación de la inversión, según los niveles de demanda.

Los equipos más comunes actualmente son los llamados termosifónicos, que calientan el agua directamente en un captador de la energía del Sol y la transfieren a un tanque donde es almacenada.

En el trabajo actual se diseñó y construyó un sistema para calentar agua de manera indirecta, que consiste en un captador solar acoplado a un termotanque que almacena el agua. El acople de las dos secciones es hecho por medio de un circuito cerrado que se extiende por todo el sistema captador-termotanque y que

contiene refrigerante R134a como fluido de trabajo. Se desarrolló una simulación numérica del condensador del sistema.

En el capítulo 1 se compendia una revisión histórica de captadores y colectores solares manufacturados con el propósito de calentar agua. Los sistemas termosifónicos convencionales para calentamiento de agua son revisados y son establecidos criterios comunes con el sistema a analizar. Se explora la clasificación de los sistemas de calentamiento de agua, aterrizando el equipo estudiado como un Sistema Indirecto de Transferencia de Calor con Cambio de Fase. En una comparación de posibles fluidos de trabajo factibles de ser utilizados es escogido el refrigerante R134a.

En el capítulo 2 se discuten la teoría y el procedimiento para llevar a cabo la simulación numérica del condensador y un par de resultados son presentados.

En el capítulo 3 son descritos los componentes del sistema experimental y el procedimiento para llevar a cabo las pruebas diarias es pormenorizado; se muestra la distribución de los sensores para el monitoreo de las variables y se explica el procedimiento para caracterizar el sistema.

Se revisa el procedimiento para la determinación de la eficiencia y, por último, se detallan los costos del equipo, así como del sistema de monitoreo.

En el capítulo 4 están contenidos los resultados, que son divididos en tres bloques: uno de aquellos relacionados con las variables obtenidas directamente del monitoreo del equipo, otro que contiene los resultados de la simulación numérica del condensador y uno último donde se resume el desempeño del equipo durante los días de pruebas.

En el apéndice A se resumen las correlaciones empíricas usadas en la simulación numérica.

Por último, en el apéndice B son discretizadas las ecuaciones de transporte para poder ser aplicadas a problemas que involucren el uso de volúmenes de control.

Resumen

Se diseñó y construyó un equipo solar consistente de un captador y un termotanque con el objeto de calentar agua de forma indirecta por medio de un intercambiador de calor inmerso en el termotanque.

El sistema usa refrigerante R134a como fluido de trabajo, es decir, como agente para intercambiar calor.

Se planteó y programó numéricamente un código computacional para modelar el condensador del sistema termotanque-captador solar.

El modelo numérico permite describir el comportamiento del fluido de trabajo en el condensador. También permite cuantificar el calor de cambio de fase del refrigerante cedido al agua. Este modelo se utilizó para el diseño del condensador en el equipo experimental.

Se hicieron pruebas del funcionamiento del equipo durante un período de siete semanas, del 10 de abril al 24 de mayo de 2006. En cada prueba se monitorearon las temperaturas y presiones del sistema, así como la radiación solar incidente y la temperatura ambiente.

En una primera etapa de pruebas con el circuito del sistema solar llenado con refrigerante R134a a un 37 % de su capacidad en volumen, el sistema entregó eficiencias de entre 7 y 9 %.

Al ocupar el 82 % de la capacidad en volumen del equipo con el fluido de trabajo, el sistema experimental ofreció eficiencias de entre 49 y 54 % en las pruebas de exposición a la radiación y de 40 a 45 % en las pruebas de 24 horas, que incluyen las pérdidas de calor nocturnas al medio ambiente.

El aumento de temperatura de 160 l de agua fue de un mínimo de 20 a un máximo de 28 °C en las pruebas de exposición a la radiación y de 16 a 24 °C en las pruebas de 24 h.

Nomenclatura

Nomenclatura usada en el trabajo actual		
A	Área lateral	$[m^2]$
c_p	Calor específico a presión constante	$[Jkg^{-1}K^{-1}]$
D	Diámetro	$[m]$
e	Energía específica	$[Jkg^{-1}]$
g	Aceleración debida a la gravedad	$[ms^{-2}]$
G	Flujo por unidad de área	$[kgm^{-2}s^{-1}]$
h	Entalpía específica	$[J kg^{-1}]$
h_{fg}	Calor latente de cambio de fase	$[J kg^{-1}] (h_g - h_f)$
I	Irradiancia	$[Wm^{-2}]$
k	Energía cinética específica	$[Jkg^{-1}] (\frac{1}{2}v^2)$
m	Masa	$[kg]$
\dot{m}	Flujo	$[kg s^{-1}]$
p	Presión	$[bar]$
q_u	Calor útil	$[J] (mc_p\Delta T)$
q_r	Calor recibido	$[J] (IA\Delta t)$
S	Área transversal	$[m^2]$

Continúa en la siguiente página

Continúa de la anterior página

t	Tiempo	[s]
T	Temperatura	[K]
u	Energía potencial específica	[J kg ⁻¹] ($g \sin \theta dx$)
U_s	Pérdidas nocturnas de calor	[JK ⁻¹]
v	Velocidad	[ms ⁻¹]
V	Volumen	[m ³]
x	Longitud a lo largo de la tubería	[m]
x_g	Fracción másica de vapor	

Símbolos Griegos

α	Coeficiente de transferencia de calor por convección	[Wm ⁻² K ⁻¹]
α_t	Difusividad térmica	[m ² s ⁻¹]
β	Coeficiente de expansión térmica	[K ⁻¹]
ε	Rugosidad Absoluta	[m]
ε_g	Fracción volumétrica de vapor	
η	Eficiencia	
λ	Conductividad térmica	[W m ⁻¹ K ⁻¹]
μ	Viscosidad dinámica	[Pa s]
ν	Viscosidad cinemática	[m ² s ⁻¹]
ρ	Densidad	[kg m ⁻³]
σ	Tensión superficial	[Nm ⁻¹]
τ	Esfuerzo cortante en la pared	[Nm ⁻²] ($\tau_w = \frac{f G^2}{4 2\rho}$)

Continúa en la siguiente página

Parámetros Adimensionales		
f	Factor de fricción	
Fr_l	Número de Froude para líquido	$\frac{(G/\rho_l)^2}{gD}$
Ga	Número de Galileo	$\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_g)D^3g}{\mu_l^2}$
Ja_l	Número de Jacob para líquido	$\frac{c_{pl}(T_{sat} - T_w)}{h_{fg}}$
Nu	Número de Nusselt	$\alpha D/\lambda$
Pr	Número de Prandtl	$\mu c_p/\lambda$
Ra	Número de Rayleigh	$g\beta(T_s - T_b)D^3/\mu\alpha_t$
Re_l	Número de Reynolds para líquido	GD/μ_l
We_l	Número de Weber líquido	$\frac{G^2D}{\sigma\rho_l}$
X_{tt}	Parámetro de Martinelli	$\left(\frac{1-x_g}{x_g}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0.1}$

Subíndices

abs	absorbedor	int	interior
amb	ambiente	l	líquido
d	día	n	noche
ext	exterior	out	salida o saliente
f	final	p	el punto central
g	gas	sat	saturación
$homog$	homogéneo	tp	dos fases (two-phase)
i	inicial	w	agua, pared o ventana
in	entrada o entrante	$24h$	24 horas

Continúa de la anterior página

Superíndices

.	$\frac{d}{dt}$	–	promedio
◦	tiempo anterior	*	iteración anterior

Capítulo 1

Introducción

Este trabajo tiene como objetivo contribuir en la generación de agua caliente para uso sanitario: lavarse, bañarse, lavar ropa o trastos. La mayor parte de agua usada para estos propósitos es calentada por medios convencionales: gas natural o LP¹ o electricidad.

El uso de estos recursos conlleva gastos económicos, así como el inherente daño al medio ambiente al quemar tanto el gas natural o LP como el petróleo para producir electricidad.

De acuerdo con el Balance Nacional de Energía 2004 [1], el consumo del gas LP en el año 2004 ascendió a un 40.5 % de los 8.73×10^{17} J del consumo final energético para el sector residencial, comercial y público, del cual el 82.7 % pertenece al subsector residencial. No toda esta cantidad se usó para calentamiento de agua, sino básicamente para cocción. Sin embargo, esta cifra ofrece una idea del orden de magnitud de la cantidad de gas usado para calentamiento.

Alternativas existen desde calentar el agua en una cubeta puesta al Sol o el uso de leña, hasta modernos y variados prototipos que usan la energía Solar [2,3].

En una prospectiva, la Secretaría de Energía publica que en México en el año 2004 se comercializaron 1.17×10^6 unidades calentadoras de agua eficientes, que usan gas LP, con un ahorro anual de 7.74×10^5 bbl,² mas el ahorro de las unidades eficientes previamente en operación se alcanza un ahorro de 4.64×10^6 bbl [4]; se estima que para el año 2014 se comercializarán 1.64×10^6 unidades con un ahorro de 1.09×10^6 bbl, para un total de 1.40×10^7 bbl contando las unidades ya en operación.

¹Gas LP : Gas licuado de petróleo

²bbl : barriles. $1 \text{ bbl}_{\text{gasLP}} \cong 85.853 \text{ kg} \cong 0.1590 \text{ m}^3$, considerando la densidad como $1 \text{ l}_{\text{gasLP}} \cong 0.54 \text{ kg}$

Si se aplican captadores solares planos para calentamiento de agua, se estima que para un uso de 500 l de agua al día en promedio (una persona usa unos 75 l diarios a 40 °C [5]), el ahorro anual potencial de gas LP sería de 433 kg/año [4].

Sin embargo, cuando la luz solar es intermitente o se presenta una sobre demanda de agua caliente, estos equipos tienen que recurrir a un respaldo eléctrico o al gas para alcanzar los niveles deseados de temperatura. Pero se puede tratar que los equipos tengan mejor desempeño en condiciones adversas y recurrir en menor medida a los mencionados respaldos de electricidad o gas.

De este modo, esta propuesta de esta tesis, que lleva por nombre

Diseño de un Intercambiador de Calor Solar con Cambio de Fase para Calentamiento de Agua

tiene como propósito diseñar un equipo que sea capaz de operar en condiciones de luz solar intermitente, además de las condiciones normales de operación, con un mínimo impacto al medio ambiente (este impacto se da principalmente en el proceso de fabricación de los equipos).

A continuación se presenta un panorama de las bases (conceptos, equipos) existentes útiles para el diseño del equipo propuesto. Se revisan captadores solares, equipos que operan en condiciones de termosifón, materiales que intercambian calor al hacer una transición de fase y sistemas indirectos para calentamiento de agua. Integrando conceptos de estos elementos es como se genera la propuesta actual.

1.1. Calentadores solares de agua

Los primeros indicios del aprovechamiento del Sol remontan a la antigua Grecia del tiempo de Sócrates hace 2500 años [6] donde y cuando se construyeron casas orientadas hacia el Sur e incluso las ciudades eran planificadas para aprovechar el calor del Sol durante el invierno, sobre todo cuando la temperatura bajaba considerablemente. Plinio, escritor de la Roma del Siglo II d. C., probablemente cubrió con vidrio o mica (una capa delgada de mineral transparente) una habitación de su casa del campo para permitir el paso de la luz y retener el calor acumulado en el interior.

Para el caso del uso del Sol con propósito de calentar agua, durante los años 1800, para satisfacer requerimientos de higiene y como consecuencia de los avances tecnológicos, el agua caliente tuvo un aumento en su demanda. Antes de

esto, el agua había sido calentada usando como combustible madera, gasolina o carbón en las zonas que carecían de servicios como gas y electricidad. En donde estaban disponibles estos recursos, calentadores de gas eran aprovechados para aumentar la temperatura del agua, aunque los costos eran muy elevados para muchas familias. Usar la electricidad era tan caro para calentar agua, que no era una opción atractiva.

Los primeros calentadores de agua solares surgieron poco antes de 1900: un depósito de agua metálico pintado de negro se colocaba en una zona donde incidiera el Sol por mucho tiempo y no hubiera sombra. Eran funcionales, pero tardaban mucho, toda la mañana, para calentar el agua y el calor se perdía durante la noche.

Los equipos evolucionaron al sistema Climax de Clarence M. Kemp [6] de 1891, en los cuales una caja de madera aislada con fieltro con una cubierta de vidrio, que contenía cuatro cilindros ordenados horizontalmente, permitía el paso de la luz solar y retenía el calor.

En 1909 [6], Willian J. Bailey distribuyó en California, EE. UU., un calentador solar de agua conocido como *Día y Noche*, por ofrecer agua caliente a cualquier hora. Este modelo tenía múltiples mejoras en relación con los anteriores: el agua era calentada en un serpentín y almacenada en un termotanque, el depósito de agua estaba aislado para impedir pérdidas por las noches, usaba tubería de cobre, un buen conductor térmico, se le añadió una lámina metálica absorbidora de calor para transmitir al agua el calor almacenado en la caja, el depósito estaba arriba del captador y el agua se movía por diferencia de densidades (véase la sección 1.2) y tenía un respaldo eléctrico por si la temperatura bajaba de un mínimo establecido.

En 1913, como consecuencia de una helada en California, muchas de las tuberías ya instaladas de estos sistemas estallaron. El modelo evolucionó para usar una mezcla de agua y alcohol como anticongelante y mecanismo de transporte del calor. Esta mezcla se calentaba por efecto del Sol, pasaba a un serpentín en el depósito de agua, cedía el calor y el líquido regresaba al captador para repetir el ciclo.

Durante la Segunda Guerra Mundial, la industria de calentamiento solar de agua sufrió un desplome al aumentar el costo de los insumos para producir los sistemas de calentamiento de agua, situación que empeoró al finalizar la guerra, ya que el precio de la electricidad bajó tanto que la gente empezó a calentar el agua por este medio.

1.1.1. Colectores y captadores solares

De la sección anterior se desprende que: un captador solar es un intercambiador de calor que absorbe la energía de radiación que recibe del Sol, la convierte en calor y la transfiere a un fluido (p.e. agua, aceite, aire o refrigerante) que circula en el interior del captador. La energía absorbida por el fluido se lleva a un equipo de acondicionamiento o a un depósito de agua para su uso posterior.

Por su movimiento, se pueden dividir los colectores solares en dos tipos: estacionarios y con seguimiento solar. Por la forma de recibir energía, se distingue entre los concentradores y los no concentradores: los no concentradores usan la misma área para recibir y absorber la energía del Sol (son los llamados captadores), mientras que los concentradores (parabólicos) solares tienen superficies que reflejan la energía del Sol hacia una área pequeña, aumentando así el flujo de radiación en esa región.

Los captadores solares planos trabajan mejor en un rango de 30 a 80 °C; los colectores estacionarios, que incluyen los tubos evacuados y colectores parabólicos compuestos, tienen buen desempeño de 50 a 240 °C. Las altas temperaturas se alcanzan con colectores con seguimiento solar, algunos modelos pueden alcanzar los 2000 °C. Kalogirou [3] presenta una tabla con los rangos de temperatura indicados para cada tipo de colector.

Los sistemas que calientan el agua directamente en el captador o colector se llaman, precisamente, directos; los sistemas en los que hay un fluido circulante que absorbe el calor y luego lo transfiere al agua se llaman indirectos. Cuando el fluido se mueve al intercambiador de calor de forma natural, el sistema se llama *pasivo*; un sistema *activo* necesita de una bomba o ventiladores para mover al fluido.

Entre los sistemas pasivos se cuentan el termosifón y los sistemas de almacenamiento integrado. Los sistemas activos incluyen los de circulación directa, indirecta y de aire, usan una bomba para recircular el agua, generalmente están apoyados con un sistema de gas o electricidad y un termostato para controlar la temperatura. Los termosifones y los sistemas de circulación indirecta guardan cierta relación conceptual con el trabajo actual: el movimiento por diferencia de densidades y la transferencia indirecta de calor, respectivamente.

Otros usos de captadores y colectores solares incluyen el proceso de desalinización [7] o el secado solar [8–10], así como el acondicionamiento de espacios o generación de vapor en la industria. En la referencia [3] se hace un análisis técnico y económico de los captadores y colectores solares, se describen algunos procesos en los que el suministro de calor se obtiene con una combinación de

energía convencional y solar; además, se incluye el análisis costo–beneficio.

1.2. Termosifones

En los años 1960 la demanda de calentadores solares resurgió, ocasionando un repunte en la industria de estos equipos. Actualmente, entre los calentadores solares de agua más comunes para uso doméstico se encuentran los del tipo termosifónico, que consisten de un captador solar que va de unos 2 a 4 m² de área de absorción con tanques de almacenamiento de agua de entre 150 y 180 l; para períodos de baja insolación, como en invierno, usan algún sistema de calentamiento convencional (eléctrico o gas) como apoyo.

El efecto termosifón es un principio según el cual un fluido, al calentarse, sufre un desplazamiento vertical hacia arriba debido a la disminución de su densidad con el aumento de la temperatura.

Al recibir el captador los rayos incidentes del Sol, absorbe el calor para incrementar su temperatura y la del fluido interior: generalmente agua. Al disminuir la densidad del agua por efecto de la temperatura, se desplaza por circulación natural hacia un tanque que se encuentra a una mayor altura, haciendo que el agua más fría (y más densa) del tanque se desplace hacia abajo inundando los conductos del captador, reiniciando el ciclo, que continúa mientras haya radiación solar; este sistema, que se mueve por circulación natural, se clasifica como pasivo.

A este tipo de sistemas se añade el de circulación forzada, en el que el tanque se encuentra a un nivel más bajo que los captadores. Cuando la temperatura del fluido ha incrementado unos ~ 5 o 10 °C, se hace circular el agua por medio de una bomba a un intercambiador de calor donde éste se libera o almacena. Entonces, el agua a menor temperatura se bombea hacia el captador para ser calentada y continuar con el ciclo. De este modo, el tanque se encuentra en el interior del inmueble y no en la parte de arriba, como en el caso de los termosifones con circulación natural; este sistema resulta más atractivo al ocultar el tanque de la vista sobre la casa aunque el costo es más elevado [11]. Sistemas como este que usan bombas para recircular el agua se llaman activos.

En la figura 1.1 se muestran los esquemas básicos de un sistema termosifónico (pasivo) con circulación natural y un sistema activo con circulación forzada y respaldo eléctrico.

Algunas desventajas que pueden presentar los equipos termosifónicos son:

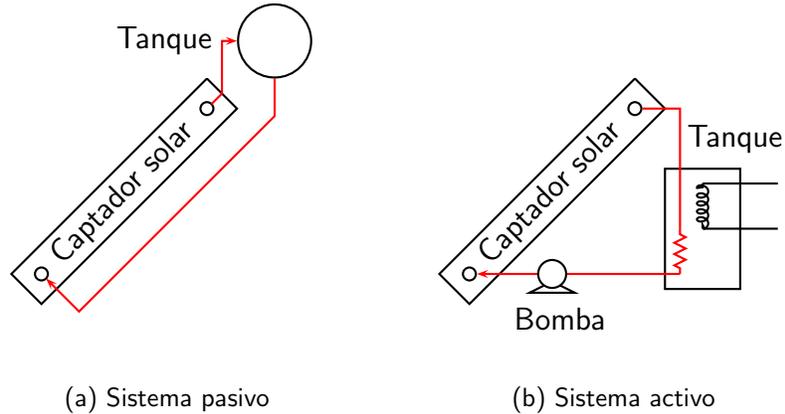


Figura 1.1: Sistemas activo y pasivo de calentamiento de agua.

1. El agua puede causar corrosión en las tuberías del captador, principalmente cuando el agua contiene grandes cantidades de sales, caso común en algunas zonas de México.
2. En zonas donde se alcanzan temperaturas muy bajas, el agua puede congelarse y reventar las tuberías al expandirse.
3. En días nublados podría no alcanzarse el incremento deseable de temperatura, teniendo que usarse un respaldo eléctrico o de gas.

1.2.1. Evolución de los equipos termosifónicos

Los primeros sistemas de calentamiento de agua (SCA) operantes en condiciones de termosifón fueron construidos a prueba y error. Aquí una muestra de la evolución de las aportaciones científicas.

En 1962 Close [12] presentó un método analítico para estimar el desempeño de un calentador solar de agua operante en condiciones de termosifón, asumiendo condiciones ideales: un día soleado, sin extracción de agua durante las horas de operación del equipo y sin pérdida de calor en las tuberías de conexión. Pero hizo suposiciones de que la temperatura en el captador solar plano, el tanque, las tuberías de conexión, así como el agua circulante en ellas era la misma; además, tuvo que asumir que algunas variables como el factor de fricción,

así como otras propiedades físicas eran constantes, por tanto, no había control sobre algunos de los resultados obtenidos. Reportó un 37.8 % en la eficiencia del sistema termosifón-captador plano.

Ong introdujo en 1974 [13] el empleo del método de diferencias finitas para discretizar los termosifones y calcular la distribución de sus temperaturas en el sistema; demostró lo incorrecto de las suposiciones de Close [12] de que las temperaturas en varios puntos del sistema eran iguales.

En 1975 Ong [14] publicó una mejora de su modelo de diferencias finitas para predecir el desempeño térmico de un sistema de recirculación natural termosifónico. Dividió el sistema completo en un número finito de secciones (nodos) e hizo balances de energía en cada nodo para encontrar la temperatura media en cada uno de ellos; la comparación de los resultados que obtuvo con este modelo con los resultados experimentales fue mejor que con su modelo anterior [13].

Morrison y Braun en 1985 [15], ante el carácter simplificado de los trabajos previos, introducen el estudio de efectos no considerados anteriormente como la razón de flujo en el captador; compararon los diseños con uno y dos tanques, así como las configuraciones horizontal y vertical. Con apoyo del programa de simulación TRNSYS propusieron un modelo más eficiente de termosifón y lo comparan con los sistemas activos, concluyendo que el desempeño de ambos es muy similar.

Kudish *et al.* [16] desarrollaron en 1985 un método para medir directamente la razón de flujo (antes tenía que hacerse por medio de métodos indirectos) de un sistema operando en condiciones de termosifón y así llevar a cabo pruebas para mejorar su eficiencia. Generaron curvas de la eficiencia instantánea en función de la hora del día.

En 1989 Hobson y Norton [17] modificaron un método desarrollado anteriormente [18] para determinar el desempeño térmico en períodos prolongados de sistemas individuales; en particular lo aplicaron como un método para diseñar sistemas operantes en condiciones de termosifón.

En 1997 Shariah y Shalabi [19], con ayuda del programa de simulación TRNSYS, se enfocaron a optimizar los equipos termosifónicos para dos regiones de Jordania con contrastantes condiciones ambientales, mejorando la fracción solar entre 7 y 25 %.

Hassan reportó en 1997 [20] el efecto del volumen del tanque y su configuración en la eficiencia del termosifón, ofreció alternativas para mejorar la eficiencia y concluyó que un buen parámetro para evaluar el desempeño de un SCA es la cantidad de agua caliente suministrada al consumidor, más que la eficiencia o el calor útil obtenido.

Recientes publicaciones se han enfocado al estudio de distribuciones de temperatura [21] y flujo [22].

Chang *et al.* en 2004 [23] propusieron una nueva expresión para calcular la eficiencia y la aplicó en 12 sistemas de calentamiento termosifónicos.

Finalmente Joshi *et al.* en 2005 [24] hicieron una revisión y realizaron pruebas estándar para comparar SCA domésticos.

Es posible observar que sistemáticamente el estudio experimental de los equipos termosifónicos es acompañado de simulación numérica, que también estará presente en el trabajo actual.

Se usará un tanque horizontal y, a sugerencia de Hassan [20], se hará una curva de la ganancia neta de temperatura para determinar la cantidad de agua caliente suministrada.

1.3. Materiales que cambian de fase para intercambiar calor

Un material de cambio de fase (MCF) es aquel que intercambia energía al hacer una transición de fase: generalmente de sólido a líquido. Los MCF son usados por su capacidad de almacenar e intercambiar grandes cantidades de energía [25,26]. Los MCF encapsulados son muy usados en dispositivos electrónicos; un par de ejemplos:

Omer *et al.* en 2001 [25] hacen un estudio para aplicar un MCF encapsulado (no mencionan cuál MCF) a un sistema termoeléctrico de refrigeración, usando un ciclo termosifónico para extraer calor de las partes del dispositivo que elevan mucho su temperatura y liberarlo al ambiente.

En 2002 en Turquía, Kürklü *et al.* [26] reportaron el desarrollo de un nuevo tipo de captador solar, usando parafina como MCF. Consideraron que este sistema podría ser una alternativa técnica y económicamente viable, una vez que se mejoren algunas características del sistema; así mismo, ayudaría a reducir la carga que los captadores solares representaban sobre los edificios de ese país.

Al igual que los materiales de cambio de fase, los refrigerantes intercambian calor al hacer una transición de estado: de líquido a gas o viceversa. Este trabajo utiliza un refrigerante como fluido de trabajo; de los refrigerantes se habla a continuación.

1.3.1. Refrigerantes

Al igual que los MCF, los fluidos refrigerantes también pueden intercambiar calor al hacer una transición de estado; aunque, por convención, no son llamados Materiales de Cambio de Fase, sino fluidos refrigerantes, comparten el principio de funcionamiento y absorben o liberan calor evaporándose o condensándose.

Los clorofluorocarbonos (CFC) se introdujeron en los años 1930 en sustitución del amoníaco como fluido de trabajo en sistemas de refrigeración [27]. En los años 1950 y 1960 se usaron en diferentes aplicaciones como solventes, aerosoles entre otros.

En su discurso al recibir el Premio Nobel [28], Mario Molina mencionaba un par de importantes propiedades por las que habían sido muy útiles los CFC en equipos de refrigeración:

1. Pueden ser transformados de líquido a vapor y viceversa en condiciones poco severas de temperatura y presión.
2. Son inertes químicamente, no tóxicos ni inflamables y no se descomponen en el refrigerador o en los cilindros de aerosoles.

En 1974 Molina y Rowland [29] propusieron que los CFC podrían descomponerse en la atmósfera, de modo que el cloro liberado contribuiría, al reaccionar con el oxígeno, a la destrucción de la capa de ozono.

En 1985 Farman *et al.* [30] descubrieron un hoyo en la capa de ozono y sugirieron que los CFC podrían estar involucrados en este fenómeno.

En 1987 se estableció el protocolo de Montreal [31] en el que se requirió una reducción del 50 % del consumo de los CFC para 2005.

En 1992 México anunció su intención de eliminar el uso de los CFC para el año 2000.

La eliminación de los CFC conduce a la investigación de nuevos fluidos refrigerantes. Para sustituir al CFC R12, países industrializados han desarrollado y producido desde los años 1990 el refrigerante R134a, para ser usado como fluido de trabajo en equipos de refrigeración; su punto de ebullición es de $-26.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ a presión atmosférica, es noble con el ambiente (no causa daño a la capa de ozono), se usa como alternativa al R12 y se pretende que sustituya al R22 [32].

En la tabla 1.1 se muestran algunos datos a modo de ejemplo de las presiones, entalpías de cambio de fase y viscosidad de algunos refrigerantes: el R12, un CFC, el R22, un HCFC y el R134a [33], un HFC.

Tabla 1.1: Algunas propiedades de refrigerantes

T [°C]	$p_{\text{sat}}@T$ [bar]	h_{fg} [kJ/kg]	μ_f [1×10^{-6} Pas]	μ_g [1×10^{-6} Pas]
R12, CCl_2F_2				
-10	2.18	157.6	273.2	10.2
25	6.51	139.3	188.5	11.6
50	12.2	122.5	144.1	12.8
R22, CHClF_2				
-10	3.55	212.8	241.1	11.0
25	10.44	182.7	164.4	12.5
50	19.43	154.2	123.0	14.0
R134a, $\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$				
-10	2.00	206.0	303.6	10.4
25	6.65	177.8	194.9	11.7
50	13.20	151.8	141.8	13.0

Se observa que las presiones de trabajo van casi desde la presión atmosférica de hasta 20 bar; el R12 ofrece las mejores condiciones. La variable h_{fg} es la entalpía de cambio de fase, el calor que el fluido entrega al agua al condensarse o evaporarse; se advierte que el R22 ofrece mejor transferencia de calor y tanto el R12 como el R22 observan menores valores de viscosidad μ , es decir, menor resistencia al movimiento. Sin embargo, aceptar estas desventajas del R134a respecto a estos otros refrigerantes se justifica al comparar el impacto ambiental de estos refrigerantes, contra el mínimo del R134a a la capa de ozono;³ asimismo, la elección de este refrigerante como fluido de trabajo responde a la facilidad de ser conseguido en México.

Se ha investigado el desempeño del refrigerante R134a en termosifones:

Payakaruk *et al.* en 2000 [36] hicieron un estudio del efecto de varios parámetros adimensionales en la transferencia de calor de un termosifón inclinado. Usaron varios refrigerantes (entre ellos el R134a), Variaron las razones de llenado del sistema, los ángulos de inclinación y temperaturas de vapor y relacionaron algunos de los parámetros adimensionales con la capacidad, así como la resistencia para transferir calor.

En 2003, Ong y Haider-E-Alahi [37] dieron uno de los primeros pasos en la evaluación del desempeño del R134a como fluido de trabajo en un termosifón,

³Sin embargo, el R134a sí contribuye al efecto invernadero [34, 35].

encontraron que el flujo de calor transferido aumenta con un mayor flujo de masa del refrigerante, razón de llenado y diferencia de temperatura entre el condensador y los alrededores.

En Refrigeration Research, INC [38], se construyen equipos termosifónicos consistentes de un captador solar con un fluido de trabajo con cambio de fase, acoplado a un termotanque, cuya agua es calentada mediante intercambio indirecto de calor; sin embargo, no hay reportes de estudios a nivel científico para evaluar su desempeño.

1.4. Sistemas indirectos de transferencia de calor

Un sistema indirecto de calentamiento de agua usa un circuito cerrado por el que circula un fluido que absorbe el calor del Sol y lo entrega al agua en un intercambiador de calor. Los líquidos más usados son soluciones de agua/etilenglicol, así como aceites de silicón o fluidos refrigerantes [2].

El estudio de este tipo de sistemas está enfocado principalmente a la refrigeración de circuitos electrónicos [39,40]. Algunos sistemas combinan un sistema que trabaja con un fluido con cambio de fase con un equipo que opera en condiciones de termosifón [41,42].

Son tema de este trabajo los sistemas de calentamiento de agua que operan con un fluido de cambio de fase, que se revisan a continuación.

1.4.1. Sistemas con cambio de fase (SCF)

Un sistema solar con cambio de fase es aquel que usa un fluido que cambia de fase con la energía que recibe del Sol y cuyo calor latente de vaporización es aprovechado. Al igual que con los termosifones, se pueden distinguir SCF activos y pasivos. Los activos usan una bomba para mover el fluido, mientras que en los pasivos, éste se mueve por circulación natural por diferencia de densidades; para ambos casos, el calor recogido en el captador que se transfiere a un intercambiador de calor es, al menos, 25 o 30 % mayor que en los sistemas convencionales [38], aquellos que funcionan con agua como fluido de trabajo, es decir, los que operan en condiciones de termosifón.

Algunas ventajas son las siguientes:

1. Con el sistema con cambio de fase, aun en días de luz solar intermitente (días nublados) se puede recoger cierta cantidad de calor, mayor a aquella obtenida en los sistemas termosifónicos en las mismas condiciones.

2. Los sistemas son casi libres de mantenimiento.
3. En zonas donde se alcanzan temperaturas muy bajas, el agua circulante en los captadores tiende a congelarse, con la posibilidad de reventar las tuberías al aumentar el volumen del agua; en los SCF no existe este problema, dado que el fluido circulante tiene puntos muy bajos de congelación en relación con el agua.
4. El fluido usado es inerte y no avería o corroe las tuberías bajo las condiciones normales de operación.
5. Se pueden usar tuberías de menor diámetro que las de los sistemas convencionales.
6. Estos sistemas son simples y autoregulables, ya que funcionan automáticamente con la radiación solar.

1.4.2. Operación de un sistema con cambio de fase

Como se mencionó anteriormente, a diferencia de un sistema termosifónico convencional, el SCF usa un fluido de trabajo con un bajo punto de ebullición a presión atmosférica. De este modo transfiere el calor de vaporización o calor latente de cambio de fase y no el calor sensible. Conforme la radiación del Sol es absorbida por el captador, el líquido dentro de éste empieza a hervir y cambia a la fase de vapor. El vapor recalentado se mueve por su propia presión y densidad al intercambiador de calor en el termotanque, que se encuentra en una zona más elevada del sistema y donde (el vapor) se condensa en la parte interior de una espiral de enfriamiento; esta espiral, que se encuentra sumergida en el agua en el interior del termotanque, conforma el condensador. El líquido condensado regresa al captador para repetir el ciclo, que continuará mientras haya radiación solar.

Este sistema es cerrado y el fluido de trabajo está siempre en un estado de temperatura–presión de equilibrio ($T = T_{sat}(p)$). La presión en todo el sistema es prácticamente la misma y será la presión correspondiente a la temperatura en la parte más fría del sistema, la temperatura del condensador en este caso [38].

Cuando la temperatura en el captador sea igual a la del intercambiador de calor (o condensador), no será necesario incrementar mucho la temperatura en el captador para empezar la transferencia de calor; tan pronto como la radiación incidente del Sol sobre el captador haga que el fluido en este tenga una mayor

temperatura que en el condensador, el fluido evaporado migrará transportando el calor hacia el intercambiador de calor en el termotanque.

1.4.3. Desempeño de un sistema con cambio de fase

La temperatura del captador en el SCF siempre será menor que la de un sistema termosifónico, ya que el calor transferido es el de vaporización (o calor latente de cambio de fase) en vez del calor sensible, con lo que su temperatura se mantiene más o menos constante; generalmente, la temperatura del captador en un SCF es al menos 10, 15 o hasta 20 °C menor que un sistema termosifónico operado a las mismas condiciones [38].

Sin embargo, parece contradictorio que con una menor temperatura del captador en un SCF se recoja más calor, comparado con un sistema termosifónico convencional; hay varias razones:

1. Menos calor es emitido o radiado desde el captador por tener menor temperatura.
2. Hay menos pérdida de calor por convección del captador debido a la menor diferencia de temperatura del captador con relación a la temperatura ambiente.
3. Hay un mayor incremento de entalpía, Δh , para recoger en el intercambiador de calor.

Más allá, el SCF también tiene un buen desempeño en días de luz solar intermitente debido a que la recolección del calor empieza inmediatamente. Teóricamente, cinco minutos de radiación solar proveerán cinco minutos de transferencia de calor en el SCF. Mientras tanto, en un sistema termosifónico, ante ciertos fenómenos naturales la transferencia de calor podría no darse; por ejemplo, cuando una nube cubre el Sol antes de que el calor sensible en el captador haya aumentado lo suficiente para iniciar el proceso de circulación del fluido.

1.5. Plan de trabajo

Con base en las secciones anteriores se ha escogido enfocar este trabajo al estudio de un sistema solar para calentamiento de agua que opere con un fluido de trabajo con cambio de fase, el R134a. Se presentan el título, objetivos y la metodología para llevar a cabo este proyecto.

1.5.1. Título

Diseño de un Intercambiador de Calor Solar con Cambio de Fase para Calentamiento de Agua

1.5.2. Objetivos

Diseñar un sistema solar termotanque-captador que use un fluido de trabajo con cambio de fase para calentamiento continuo de agua sanitaria que opere con buena eficiencia en un amplio rango de condiciones atmosféricas, modelar numéricamente el condensador del sistema solar y evaluar experimentalmente el desempeño del equipo.

1.5.3. Metodología

1. Investigación y análisis bibliográfico.
2. Planteamiento del problema.
3. Modelo numérico del condensador.
 - a) Simulación numérica del condensador mediante el método de volúmenes finitos.
 - b) Introducción de las correlaciones empíricas.
 - c) Determinación del coeficiente de transferencia de calor del refrigerante con la tubería del condensador.
 - d) Determinación de los coeficientes de transferencia de calor del fluido interior, la tubería y el agua en el termotanque.
4. Equipo experimental.
 - a) Diseño del sistema termotanque-captador plano.
 - b) Construcción del termotanque y el captador.
 - c) Calibración de los sensores de presión y temperatura, así como un piranómetro para monitorear la radiación solar.
 - d) Programación de un código de adquisición de datos para monitorear estas variables.
 - e) Puesta a punto del equipo.

- 1) Soldado e instalación de las tuberías de conexión.
 - 2) Instalación de una bomba para recirculamiento de agua usada para homogeneizar el agua en el termotanque al final de la prueba de exposición a la radiación y así tener la temperatura promedio final del agua para calcular el calor absorbido.
 - 3) Instalación de los sensores.
 - 4) Prueba de fugas.
 - 5) Carga del refrigerante.
5. Pruebas experimentales
- a) Monitoreo del comportamiento de las presiones y temperaturas del sistema termotanque-captador durante todo el día.
 - b) Medición del calor entregado al agua por la radiación de un día solar.
 - c) Determinación de la temperatura del agua alcanzada en el termotanque.
 - d) Evaluación de las pérdidas a lo largo de la noche.
 - e) Determinación de la eficiencia del equipo bajo diferentes condiciones de operación.
6. Conclusiones del desempeño del equipo.
- a) Determinación de las variables numéricas, geométricas o termodinámicas que son factibles de ser modificadas para mejorar el desempeño del equipo.
7. Escritura del reporte de tesis.

Capítulo 2

Metodología matemática

Una simulación numérica de un equipo experimental es útil para modelar otras situaciones similares, dentro de los límites de su geometría, materiales y condiciones de operación.

Un buen modelo está definido por su flexibilidad, generalidad y, por supuesto, su confianza.

La flexibilidad está relacionada con la facilidad de usar la simulación en otras situaciones.

Si existe un grado de confianza similar al del modelo original al aplicar la simulación a otra situación, se habla de generalidad.

Al hablar del grado de confianza hay que referirse a la incertidumbre; esta se asocia con la elección de las correlaciones empíricas para evaluar los términos en las ecuaciones gobernantes, los esquemas numéricos, así como las hipótesis simplificadoras, entre otras. Las simplificaciones son las que involucran mayor grado de incertidumbre, por ejemplo, al considerar extremos adiabáticos o flujo unidimensional.

Pero es la validación, es decir, la comparación de la simulación numérica con el equipo experimental, al igual que con resultados presentes en la literatura científica, la que arroja el verdadero grado de certidumbre.

A continuación se describe el orden de ideas para llevar a cabo la simulación numérica de este trabajo.

2.1. Coeficientes empíricos

Para modelar numéricamente el fluido de trabajo en los componentes del sistema indirecto de cambio de fase, es necesario conocer las correlaciones que permitan predecir el comportamiento de un fluido en las fases líquida y gaseosa, así como en los procesos de condensación y evaporación:

La fracción volumétrica de vapor, ε_g , es un elemento que sirve para saber qué fracción de volumen ocupa el vapor cuando un fluido se encuentra en estado de líquido-vapor; la correlación usada en este trabajo para calcular este parámetro fue desarrollada por Premoli *et al.* [43] en 1971.

El flujo de calor entre un fluido y un sólido es directamente proporcional a la diferencia de temperaturas así como al área de contacto entre los dos medios,

$$q = \alpha(T_w - T_f)A \quad (2.1)$$

la constante de proporcionalidad en esta igualdad es el coeficiente de transferencia de calor por convección α . Se distingue entre dos modos de transferencia de calor: cuando el movimiento del fluido proviene de una fuente externa, como el viento, un ventilador o el movimiento del mismo objeto sólido se habla de *convección forzada*; si no es inducida fuerza externa alguna, se usa el término de *convección natural*.

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección natural en el exterior de tuberías, se cuenta con la correlación de Churchill y Chu de 1975 [44]. Este coeficiente es utilizado en este trabajo para el cálculo de la transferencia de calor del condensador con el agua en el termotanque.

Gnielinski desarrolló en 1976 [45] las correlaciones para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección en una sola fase, mientras que Dobson y Chato en 1988 [46] hicieron lo propio para flujo bifásico en condensación en tubos horizontales. Estas formulaciones permiten determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección hacia el interior de la tubería por donde circula el fluido de trabajo.

El factor de fricción, f , está relacionado con la caída de presión del flujo interno. Para flujo en una sola fase este parámetro es obtenido por la correlación de Churchill de 1977 [47], mientras que para flujo bifásico es usada la correlación de Friedel de 1979 [48].

Las correlaciones referidas en esta sección pueden ser consultadas en el apéndice A.

2.2. Ecuaciones de transporte

Las ecuaciones gobernantes para modelar el comportamiento del fluido de trabajo en el condensador son las conocidas como Ecuaciones de Transporte o de Navier-Stokes: Continuidad, Cantidad de Movimiento y Energía, que se presentan a continuación.

2.2.1. Las ecuaciones gobernantes y su discretización

Se presentan en esta sección las expresiones analíticas de las ecuaciones gobernantes, así como su discretización para que puedan ser aplicadas en problemas que requieran usar volúmenes de control.¹ Es usando volúmenes de control el modo como se generan los códigos computacionales que resuelven las ecuaciones para el fluido.²

La ecuación de continuidad

La ecuación de continuidad ofrece información acerca de los flujos de materia que se acumulan o atraviesan un volumen de control (ver la figura 2.1).

Por medio de ella se calculan los flujos de masa a la salida del volumen de control; su expresión es,

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho dV + \int_{SC} \rho \vec{v} \cdot d\vec{S} = 0 \quad (2.2)$$

A partir de la ecuación de continuidad, el flujo másico a la salida se denota,

$$\dot{m}_{j+1} = \dot{m}_j + V \frac{\bar{\rho}_{tp} - \bar{\rho}_{tp}^0}{\Delta t} \quad (2.3)$$

donde $\bar{\rho}_{tp} = \rho_g \varepsilon_g + \rho_l (1 - \varepsilon_g)$.

Las velocidades de vapor y de líquido son obtenidas a partir del flujo másico,

$$v_{g,j+1} = \left[\frac{\dot{m} x_g}{\rho_g \varepsilon_g S} \right]_{j+1} \quad v_{l,j+1} = \left[\frac{\dot{m} (1 - x_g)}{\rho_l (1 - \varepsilon_g) S} \right]_{j+1} \quad (2.4)$$

¹Véase la sección 2.3.1.

²Una derivación más explícita de la discretización de las expresiones de esta sección se encuentra en el apéndice B.

La ecuación de cantidad de movimiento

Por medio de la ecuación de cantidad de movimiento se puede obtener la presión del fluido de trabajo a la salida de los volúmenes de control; su expresión matemática es,

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} v_x \rho dV + \int_{SC} v_x \rho \vec{v} \cdot d\vec{S} = F_{sup,x} + F_{mas,x} \quad (2.5)$$

La expresión discretizada de la ecuación 2.5 que permite calcular la presión del fluido de trabajo a la salida de cada volumen de control es:

$$p_{j+1} = p_j + \frac{1}{S} \left[-\tau_w A + mg \sin \theta - \frac{\bar{m} - \bar{m}^0}{\Delta t} \Delta x - \frac{\dot{m}^2}{S} \left(\frac{x_g^2}{\rho_g \varepsilon_g} + \frac{(1-x_g)^2}{\rho_l (1-\varepsilon_g)} \right) \right] \Big|_j^{j+1} \quad (2.6)$$

La ecuación de la energía

Por último, la ecuación de la energía es útil para calcular la entalpía a la salida de los volúmenes de control,

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} e \rho dV + \int_{SC} e \rho \vec{v} \cdot d\vec{S} = \dot{q} - \dot{w}_s \quad (2.7)$$

Su expresión discretizada es,

$$h_{j+1} = \frac{2\dot{q}A - \dot{m}_{j+1}a + \dot{m}_j b + \frac{V}{\Delta t}c}{\dot{m}_{j+1} + \dot{m}_j + \frac{V}{\Delta t}\bar{\rho}_{tp}^0} \quad (2.8)$$

donde

$$\dot{q} = \alpha (T_w - T) \quad (2.9)$$

$$a = v_{j+1}^2 + g \sin \theta \Delta x - h_j \quad (2.10)$$

$$b = v_j^2 - g \sin \theta \Delta x + h_j \quad (2.11)$$

El coeficiente c ,

$$\begin{aligned}
c_1 &= \bar{\rho}_{tp}^0 [(h_j^0 + h_{j+1}^0) - h_j] \\
c_2 &= (p_j + p_{j+1}) - (p_j^0 + p_{j+1}^0) \\
c_3 &= -\bar{\rho}_{tp} \left(\frac{v_{j+1} + v_j}{2} \right)^2 + \bar{\rho}_{tp}^0 \left(\frac{v_{j+1}^0 + v_j^0}{2} \right)^2 \\
c &= c_1 + c_2 + c_3
\end{aligned} \tag{2.12}$$

2.3. Algoritmos de resolución

El problema relacionado con el cálculo de las propiedades a lo largo de una tubería por la cual circula un fluido y que intercambia calor con el exterior es abordado por medio del Método de Volúmenes Finitos [49], que es útil para problemas de Convección-Difusión. Las propiedades convectivas asociada con las velocidades del fluido y las difusivas con la conductividad.

2.3.1. Algoritmo para el flujo en el interior de tuberías

Para resolver el flujo en el interior de la tubería se realiza un procedimiento paso a paso. Para llevar a cabo este procedimiento es necesario dividir todo el espacio por donde se desplazará el fluido en volúmenes de control. Un volumen de control es el espacio delimitado por una superficie de control a través de la cual pueden pasar la energía y/o la materia. Un volumen de control es representado en la figura 2.1.

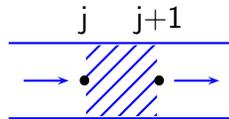


Figura 2.1: Volumen de control para el fluido.

El proceso para modelar el comportamiento del fluido de trabajo se lleva a cabo en la dirección de flujo. Las variables dependientes del fluido (h , p y \dot{m}) son conocidas en el primer volumen de control. Por medio de las ecuaciones de transporte y un criterio de convergencia adecuado se calculan las propiedades

a la salida del volumen de control.³ Las propiedades calculadas a la salida del primer volumen, corresponderán a las de entrada para el siguiente volumen de control. De este modo, paso a paso, se continúa hasta el último volumen y se obtiene un mapa general de las condiciones del fluido a lo largo del sistema.

En la figura 2.2 se muestra un esquema más tangible de un volumen de control para el fluido de trabajo en una tubería.

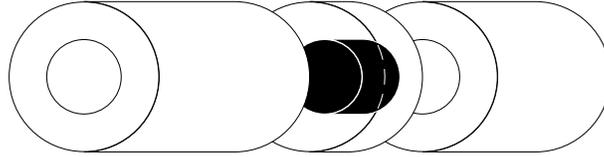


Figura 2.2: Esquema de un volumen de control en una tubería.

El pequeño volumen oscuro pertenece al fluido, mientras que el volumen claro que lo rodea es el correspondiente a la tubería.

2.3.2. Algoritmo para la tubería

Para evaluar la distribución de temperaturas en la tubería es necesario introducir la conductividad térmica λ , definida en la Ley de Fourier de conducción de calor en la ecuación 2.13, donde q es el flujo de calor a lo largo de una distancia dx , con un gradiente dT de temperaturas a través de una área S :

$$q = -S\lambda \frac{dT}{dx} \quad (2.13)$$

En el condensador, este flujo de calor es, teóricamente, el mismo transferido del fluido de trabajo a la tubería y de la tubería al agua, a través de los respectivos coeficientes de transferencia de calor por convección referidos en la sección 2.1. La correlación para el coeficiente conductivo de transferencia de calor se encuentra en el apéndice A.

En este trabajo, para determinar el mapa de temperaturas en el sólido, es utilizado el método TDMA,⁴ que es un algoritmo socorrido para solucionar ecuaciones algebraicas lineales. Una descripción detallada del método puede encontrarse en la referencia [50].

³En la sección 2.2.1 se encuentran las ecuaciones discretizadas para los volúmenes de control.

⁴Por sus siglas en inglés: TriDiagonal-Matrix Algorithm.

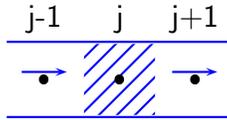


Figura 2.3: Volumen de control para el sólido.

Al igual que para el caso del fluido, el sólido (la tubería) es dividido en volúmenes de control. En la figura 2.3 se muestra un volumen de control en el sólido. Como puede observarse, a diferencia del caso del fluido, en el sólido, los nodos se encuentran en el centro del volumen de control.

Para acoplar los códigos de la tubería y el fluido es necesario conocer las propiedades en las secciones de entrada y salida de los volúmenes de control y no en los centros. Se dispone de varios esquemas de interpolación para este proceso; se usará el *esquema de diferencias centrales* que consiste en calcular las propiedades en las secciones de entrada y salida como un promedio de las propiedades en los centros (o nodos) adyacentes. Es un esquema sencillo de aplicar que permite una rápida convergencia. Hay otros esquemas como el de *flujos dominantes* u otros de orden superior que consideran factores como la dirección del flujo o usan, además de los adyacentes inmediatos, otros volúmenes de control para calcular el valor de la propiedad en el volumen actual; Versteek y Malalasekera [49] exploran estos métodos con profundidad.

El esquema de diferencias centrales se escogió por la sencillez de su aplicación y su efectividad, tomando en cuenta sus condicionantes.

En la figura 2.4 se muestra cómo se acoplan la malla usada para la tubería y aquella usada para el fluido circulante.

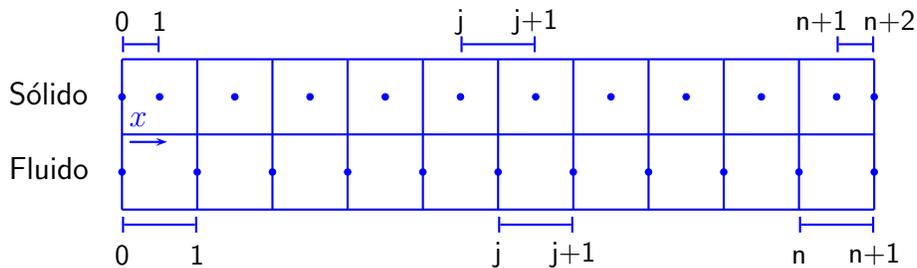


Figura 2.4: Volúmenes de control para la tubería y el fluido.

El método TDMA

Considérense los nodos de la parte del sólido de la malla de la figura 2.4, con numeración $0, 1, 2, \dots, n + 2$, donde 0 y $n + 2$ son las fronteras, la ecuación de discretización se denota,

$$a_j T_j = b_j T_{j+1} + c_j T_{j-1} + d_j \quad (2.14)$$

donde $j = 0, \dots, n + 2$. Se puede observar, de la ecuación 2.14 que cada temperatura T_j se relaciona con las temperaturas vecinas T_{j+1} y T_{j-1} . El coeficiente d_j puede agrupar otras variables como los coeficientes de transferencia de calor por convección o, en el primer y último nodos, las temperaturas correspondientes. Los coeficientes a , b y c se relacionan como sigue,

$$a_j = b_j + c_j \quad (2.15)$$

donde

$$b_j = \frac{\lambda_{+j} S_{+j}}{\Delta x_j} \quad c_j = \frac{\lambda_{-j} S_{-j}}{\Delta x_{j-1}} \quad (2.16)$$

El subíndice $+j$ indica que la variable o propiedad se calcula como el promedio de la variable en nodo actual (j) y el siguiente ($j + 1$). Ídem con $-j$ para los nodos actual y anterior.

En los nodos 0 y $n + 2$, respectivamente:

$$c_0 = 0 \quad \text{y} \quad b_{n+2} = 0 \quad (2.17)$$

La solución de este método es,

$$T_j = P_j T_{j+1} + Q_j \quad (2.18)$$

donde

$$P_j = \frac{b_j}{a_j - c_j P_{j-1}} \quad (2.19)$$
$$Q_j = \frac{d_j + c_j Q_{j-1}}{a_j - c_j P_{j-1}}$$

De acuerdo con las expresiones 2.17,

$$P_0 = \frac{b_0}{a_0} \quad \text{y} \quad Q_0 = \frac{d_0}{a_0} \quad (2.20)$$

$$P_{n+2} = 0 \quad \text{y} \quad T_{n+2} = Q_{n+2}$$

Por último hay que considerar que, por la naturaleza del algoritmo, el cálculo de P_j y Q_j (ecuaciones 2.19) se hace desde 0 hasta $n + 2$, y el de las temperaturas (ecuación 2.18), desde $n + 2$ hasta 0.

2.4. Código numérico del condensador

Con base en los elementos discutidos en las secciones previas se programó un código numérico en lenguaje C, usando el sistema operativo Linux como plataforma.

Se resolvieron por separado los modelos de condensación en el interior de la tubería, así como el de la conducción en la tubería y la transferencia de calor de esta con el medio que lo rodea, es decir el agua.

Cada código incluye una serie de subrutinas (o *subprogramas*) para calcular las correlaciones empíricas necesarias en cada caso.

Para el cálculo de las propiedades termofísicas del fluido fueron usadas las rutinas proporcionadas por el programa Refprop versión 7 [33].

Los códigos de condensación y de la tubería (donde se incluye la convección natural) fueron acoplados en un programa principal, cuyo diagrama de flujo se muestra en la figura 2.5.

A continuación se ofrece una explicación del programa esquematizado en la figura 2.5.

Después de introducir los datos de entrada como la geometría, así como las condiciones iniciales y de frontera, se supone un mapa de variables ϕ . Con estos datos se entra al código de condensación, donde se evalúan las ecuaciones gobernantes para actualizar las variables ϕ , una vez que se satisfaga un criterio de convergencia. Mientras no haya convergencia, cada nuevo mapa de propiedades ϕ se actualizará tomando el valor del anterior.

Con el mapa de temperaturas de la pared de la tubería usado en el condensador se entra a la subrutina del tubo, donde se evalúa el calor cedido al agua por convección natural, se calcula la conducción en el tubo y se actualiza el mapa de temperaturas mencionado; así, se vuelve a entrar al código del condensador

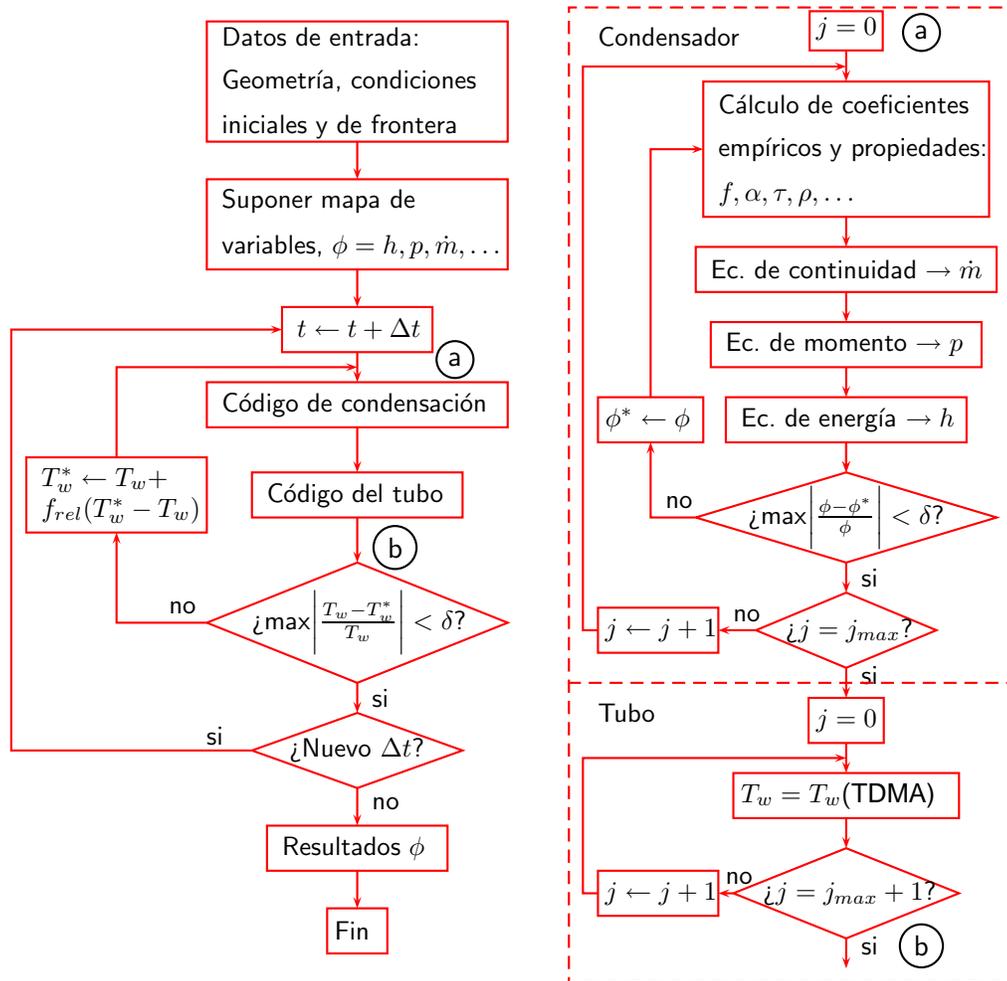


Figura 2.5: Diagrama de flujo del condensador del sistema indirecto de calentamiento de agua.

hasta que los mapas de las propiedades satisfagan el criterio de convergencia impuesto.

A continuación se actualiza el tiempo y se repite el ciclo hasta que el mapa de propiedades ϕ satisfaga el criterio de convergencia, es decir, hasta que el sistema se encuentre estable o se finalice con el número de incrementos de tiempo que se desee analizar.

2.4.1. Validación del código numérico de la tubería

Para validar la rutina del código numérico correspondiente a la conducción de calor en la pared de la tubería se resolvió el ejercicio de determinar el mapa de temperaturas en la tubería de la figura 2.6 con las condiciones descritas en la tabla 2.1, por el método analítico, así como por el método numérico; los resultados son comparados en la gráfica 2.7.

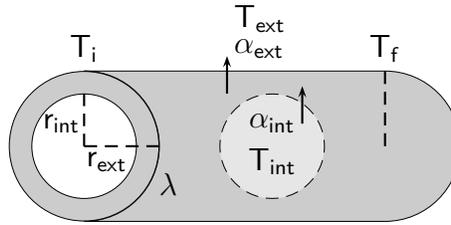


Figura 2.6: Diagrama del ejercicio de validación de la rutina del código numérico.

Tabla 2.1: Datos del ejercicio de validación de la rutina del código numérico.

$T_{ext} = 301.65 \text{ K}$	$T_{int} = 318.65 \text{ K}$	$T_f = 324.15 \text{ K}$
$T_i = 303.15 \text{ K}$	$D_{ext} = 0.0095 \text{ m}$	$D_{int} = 0.0079 \text{ m}$
$\lambda = 400 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$	$\alpha_{ext} = 20 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$	$\alpha_{int} = 40 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$
$x = 1 \text{ m}$	$VC = 20$	

En la figura 2.7 se observa que ambos métodos ajustan casi perfectamente. La mayor diferencia fue de 0.29 K, que equivale al 0.09 %.

La expresión para calcular la temperatura a lo largo de la tubería de modo analítico es,

$$T = c_1 \exp(mx) + c_2 \exp(-mx) + \bar{T} \quad (2.21)$$

donde

$$\bar{T} = \frac{\alpha_{ext}\pi D_{ext}T_{ext} + \alpha_{int}\pi D_{int}T_{int}}{\alpha_{ext}\pi D_{ext} + \alpha_{int}\pi D_{int}} \quad (2.22)$$

y

$$m^2 = \frac{\alpha_{ext}\pi D_{ext} + \alpha_{int}\pi D_{int}}{\lambda A} \quad (2.23)$$

además,

$$\phi_1 = T_0 - \bar{T} \quad \text{y} \quad \phi_2 = T_N - \bar{T} \quad (2.24)$$

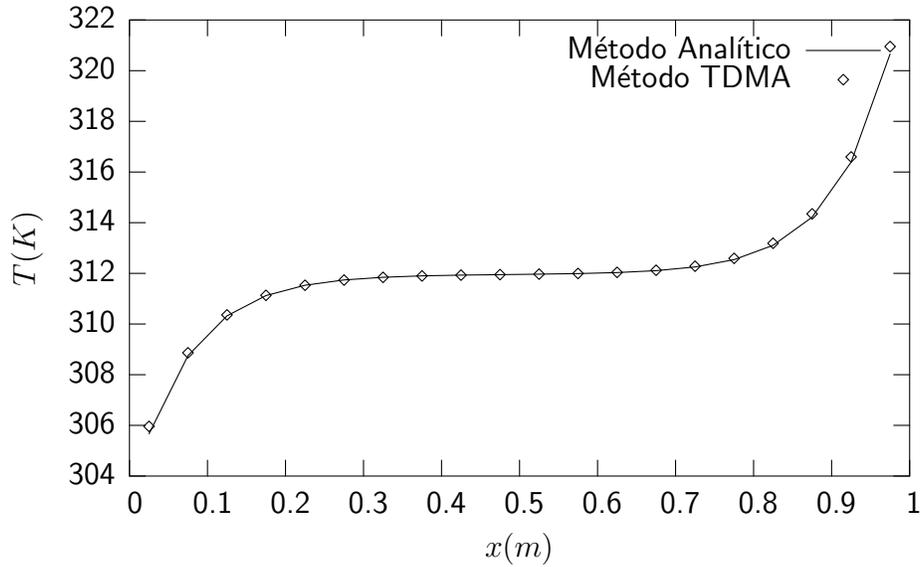


Figura 2.7: Validación de la rutina del código numérico para la tubería.

los coeficientes c ,

$$c_2 = \frac{\phi_2 - \phi_1 \exp(mx)}{\exp(-mx) - \exp(mx)} \quad \text{y} \quad c_1 = \phi_1 - c_2 \quad (2.25)$$

2.5. Resultados parciales

El código numérico programado es útil para conocer la distribución de las variables a lo largo del condensador. En esta sección se muestran un par de ejemplos de los resultados que pueden ser obtenidos por medio de este código.

Se realizó un ejercicio para calcular los mapas de propiedades ϕ del condensador del sistema experimental termotanque-captador solar. Los datos geométricos del modelo pueden ser consultados en la tabla 3.1.

Las condiciones iniciales de entrada de temperatura y presión del fluido de trabajo son (43.9 °C, 10.3 bar) que se encuentran en la zona de vapor sobrecalentado. Estos valores fueron tomados de un día de pruebas experimentales: el 8 de mayo de 2006 a las 11:00 h⁵ (TSV⁶ 9:26); la temperatura del agua alrededor del

⁵Véase la tabla 4.1.

⁶Tiempo Solar Verdadero

condensador fue de 27 °C. La metodología de las pruebas experimentales es discutida en el capítulo 3 y los resultados en el capítulo 4, en el que son abordados otros resultados para la misma fecha.

En la figura 2.8 se muestran los resultados de los coeficientes de transferencia de calor por convección α al interior y exterior de la tubería que conforma el condensador del sistema termotanque-captador solar.

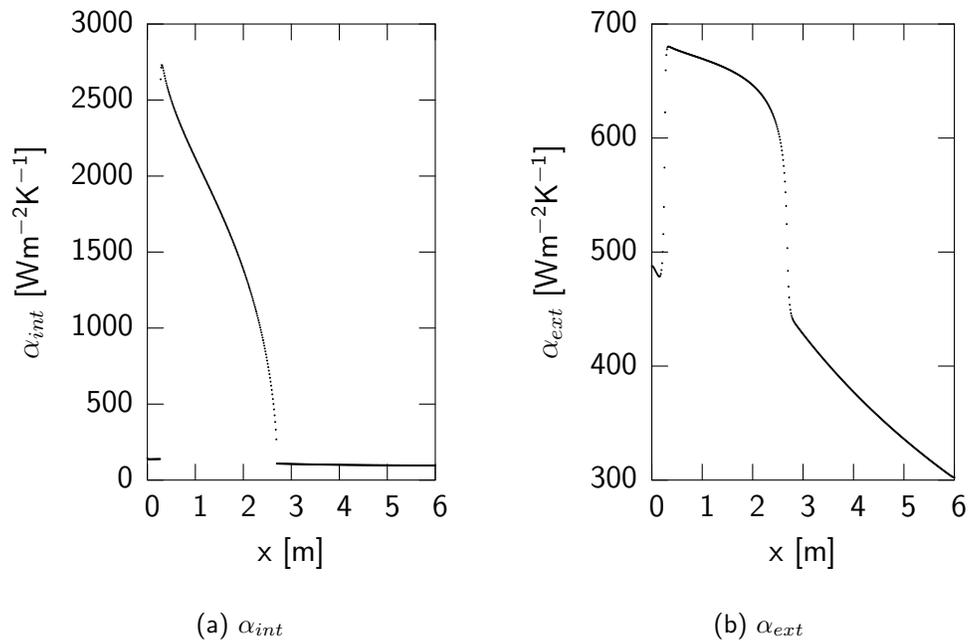


Figura 2.8: Perfiles de los coeficientes de transferencia de calor (α) al interior y al exterior de la tubería.

En el primer caso (2.8 (a)) se trata de convección forzada, ya que se refiere al flujo al interior de la tubería; el segundo (2.8 (b)) fue considerado como un caso de convección natural, ya que no se asocia al agua movimiento causado por algún agente externo.

En la zona desde 0.26 hasta 2.70 m, el fluido de trabajo está en proceso de condensación (ver el capítulo 4) y, de acuerdo con estas gráficas, prácticamente toda la transferencia de calor toma lugar durante este proceso.

La distribución de la temperatura en la pared del condensador es presentada en la figura 2.9. El mapa de temperaturas del tubo de cobre es determinado

por el método numérico discutido en la sección 2.3.2; en la simulación se han considerado los coeficientes convectivos de transferencia de calor, así como las propiedades del material de la tubería en función de la temperatura.

En la gráfica de la figura 2.9 se observa que, después de que se ha transferido prácticamente todo el calor disponible del fluido de trabajo al agua, la temperatura de la tubería se acerca a la del agua; ídem con la temperatura del fluido (el lector puede comparar con la tabla 4.1). De este modo, hacia la zona donde el fluido de trabajo abandona el condensador es donde las temperaturas del sistema se aproximan más entre sí.

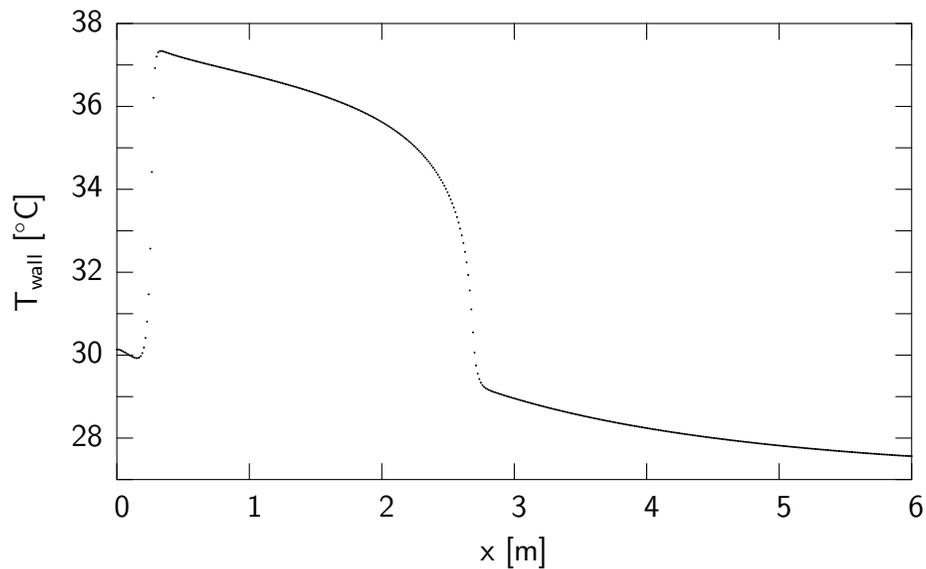


Figura 2.9: Perfil de la temperatura de pared.

2.6. Análisis estadístico

En esta sección repasan las fórmulas usadas para realizar los cálculos de carácter estadístico llevados a cabo en la sección 4.3. El objeto de estos análisis es determinar si los datos calculados en la sección 4.3 son correlacionables linealmente. Asimismo, para el caso de las eficiencias (sección 4.3.6), se determinará si un par de serie de datos son o no estadísticamente iguales. La metodología es retomada de Andaverde *et al.* [51] y Verma [52].

La media o promedio para la variable x se calcula como

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n} \quad (2.26)$$

donde la desviación estándar es

$$s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n - 1}} \quad (2.27)$$

2.6.1. Regresiones lineales

Las regresiones lineales ordinarias son las más comunes y tienen la forma

$$y = a + bx \quad (2.28)$$

donde a es la ordenada al origen y b la pendiente. Para calcularlas se utilizan las ecuaciones siguientes,

$$b = \frac{\sum_{i=1}^n [(x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})]}{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (2.29)$$

y

$$a = \bar{y} - b\bar{x} \quad (2.30)$$

donde la pareja de datos (\bar{x}, \bar{y}) es el promedio de los n datos (x_i, y_i) .

Los errores en los coeficientes a y b de cada una de las regresiones se estiman como sigue, para b :

$$s_b = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2}{(n - 2) \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}} \quad (2.31)$$

y para a ,

$$s_a = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2 \sum_{i=1}^n x_i^2}{n(n-2) \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}} \quad (2.32)$$

donde \hat{y}_i representa el valor i -ésimo de y calculado con la regresión lineal, a diferencia de y_i , que representa el i -ésimo valor medido (es uno de los datos para hacer la regresión lineal) de y .

Ahora, es necesario de un criterio que permita determinar si los datos obtenidos con la anterior formulación realmente pertenecen a una línea recta. Para esto, se revisa lo siguiente.

Coeficiente de correlación lineal

El coeficiente de correlación lineal r es una herramienta que ayuda a determinar si un par de series de datos x y y pueden ser ajustados a una línea recta, dentro de cierto límite de confianza, sus valores siempre se encuentran en el intervalo de $-1.0 < r < +1.0$. Su expresión matemática es

$$r = \frac{\sum_{i=1}^n [(x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})]}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}} \quad (2.33)$$

De acuerdo con Verma [52], cuando el valor absoluto de r es *mayor* que el valor crítico para n datos ($n - 2$ grados de libertad) a cierto nivel de confianza, la relación $x - y$ se puede considerar como correlacionable a dicho nivel de confianza. Las tablas de valores críticos pueden ser consultadas en la referencia [52].

Como se mencionó, este análisis se usará para determinar si los datos de la sección 4.3 son correlacionables en una línea recta.

2.6.2. Pruebas F y t

Las pruebas F y t de Student tienen el propósito de determinar si dos muestras estadísticas provienen de la misma población o de poblaciones parecidas, es decir,

si las muestras son comparables, dentro de cierto nivel de confianza.

La prueba F compara las varianzas

$$F = \frac{s_x^2}{s_y^2} \quad (2.34)$$

El numerador debe ser mayor que el denominador, en caso contrario, se calcula el recíproco.

Al igual que en el caso del coeficiente de correlación, el valor de F se compara con un valor crítico y si el valor calculado es *menor* que dicho valor crítico, entonces las varianzas se pueden considerar iguales estadísticamente.

La prueba t de Student compara dos medias de datos. Si el valor calculado de la prueba t es *menor* que el valor crítico, entonces las medias son estadísticamente iguales. El valor de t , para varianzas estadísticamente iguales, es,

$$t = \frac{|\bar{x} - \bar{y}|}{s \sqrt{\frac{1}{n_x} + \frac{1}{n_y}}} \quad (2.35)$$

donde s es,

$$s = \sqrt{\frac{(n_x - 1)s_x^2 + (n_y - 1)s_y^2}{n_x + n_y - 2}} \quad (2.36)$$

Estas pruebas F y t son de utilidad en este trabajo para comparar las eficiencias de dos equipos. Las tablas de valores críticos pueden ser consultadas en la referencia [52].

Capítulo 3

Unidad experimental

3.1. Descripción del equipo

La unidad experimental es, de acuerdo con la sección 1.4 un sistema indirecto de transferencia de calor.

El equipo esquematizado en la figura 3.1 consiste de un captador de la energía solar con tubería de cobre y un termotanque de almacenamiento de agua.

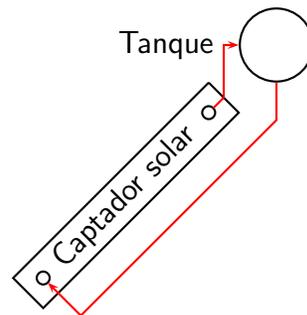


Figura 3.1: Esquema del equipo solar captador-termotanque.

En la tabla 3.1 se muestran algunas de las características técnicas del sistema, de las cuales varias son descritas a continuación.

El captador tiene siete aletas de 110 mm de ancho soldadas por ultrafrecuencia al tubo y la superficie tiene un recubrimiento selectivo de la marca TINOX, con absorbancia de 0.93 y emisividad menor a 0.08. Estas aletas sirven para ab-

sorber una mayor cantidad de energía del Sol, así como para minimizar la emisión de calor y de este modo incrementar la transferencia de calor al fluido de trabajo que circula en las tuberías.

Tabla 3.1: Especificaciones técnicas del sistema

Características del captador solar	
Dimensiones	1980 mm × 870 mm
Material de la tubería	Cobre
Cabezales	Cobre
Material de las aletas	Cobre con superficie selectiva TINOX
Cubierta	Polycarbonato celular
Material del aislante	Poliuretano expandido
Características del Tanque	
Material	Acero inoxidable
Capacidad	160 l
Aislante	Poliuretano expandido
Características del Condensador	
Material de la tubería	Cobre flexible tipo K
Diámetro del tubo	10.2 mm (interior)
Longitud del serpentín	6000 mm
Características del sistema global	
Volumen del circuito interior	$\sim 2.39 \times 10^6 \text{ mm}^3$
Fluido de trabajo	Refrigerante R134a
Masa del refrigerante en el circuito	$\sim 2.4 \text{ kg}$
Volumen del refrigerante a 20 °C	$\sim 1.95 \times 10^6 \text{ mm}^3$

El termotanque de 160 l de capacidad es de acero inoxidable, las paredes tienen un aislamiento de poliuretano expandido de 40 mm de espesor para tratar de minimizar las pérdidas al exterior. Dentro del termotanque, ligeramente abajo del punto medio de éste, se encuentra un serpentín de 6000 mm de longitud, es de cobre con un diámetro interior de 10.2 mm. El objeto de este serpentín es intercambiar calor del fluido de trabajo que circula en su interior con el agua del termotanque que lo rodea. El serpentín se colocó en la parte inferior del termotanque porque esa es la parte más fría, debido a la estratificación que sufre el agua.

El circuito del serpentín en el interior del termotanque se conecta a la tubería

del captador solar por medio de los cabezales. El circuito del fluido sale del captador por el cabezal superior, pasa por el serpentín del termotanque y vuelve a entrar al captador por el cabezal inferior.

Como ayuda visual se instaló una mirilla en el circuito del fluido de trabajo a la salida del termotanque [53]. Permite apreciar la fase del fluido después de intercambiar calor con el agua en el termotanque.

Para la carga del fluido de trabajo se instaló una válvula pivote al extremo del cabezal inferior del equipo.

Una conexión para instalar una bomba de vacío se colocó en la parte del circuito del refrigerante a la salida del cabezal superior del captador solar.

El fluido de trabajo, discutido en la sección 1.3.1, es el refrigerante R134a.

3.1.1. Principio de funcionamiento

Atendiendo al efecto sobre el fluido de trabajo, la unidad experimental consta de dos partes principales: el evaporador y el condensador. Un esquema del equipo se muestra en la figura 3.2.

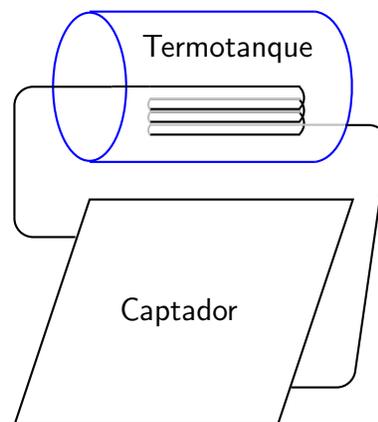


Figura 3.2: Sistema solar indirecto captador-termotanque.

El captador solar plano en la parte inferior de la figura es el evaporador en este sistema; por las mañanas, antes que el equipo empiece a operar, es ahí donde está contenido el fluido de trabajo. El calor transferido al refrigerante en el captador debido a los rayos incidentes del Sol por medio de las aletas, hará que el fluido se evapore y empiece a circular por el sistema.

El circuito del fluido continúa hacia el serpentín que se encuentra en el termotanque que contiene el agua, que se aprecia en la parte superior de la figura 3.2. Para que el fluido en fase de gas pueda circular naturalmente hacia el serpentín del termotanque, éste debe estar a una mayor altura que el captador.

Constituye el termotanque entonces el condensador del sistema: el fluido en forma de vapor tiene mayor temperatura que el agua en el termotanque; la transferencia de calor del refrigerante hacia el agua hará que el refrigerante se condense y circule hacia el captador solar (o evaporador), que se encuentra a una menor altura, para repetir el ciclo.

Para aumentar el área de transferencia de calor, la parte de la tubería que circula en el interior del termotanque tiene forma de serpentín. Es importante que el serpentín se coloque lo más cercano al fondo del termotanque, ya que el agua caliente se mueve hacia la parte superior del contenedor, desplazando al fondo la parte más fría, que es la más conveniente para intercambiar calor con el fluido de trabajo.

De acuerdo con Morrison y Braun [15], el desempeño de sistemas de pequeña capacidad con el termotanque colocado en forma vertical u horizontal es más o menos equivalente. El termotanque se colocó horizontalmente, que es lo más común; esto porque un tanque vertical alcanza mayor altura que uno horizontal, lo que obligaría a colocar los tinacos de las casas a mayor altura aún para poder llenar el termotanque en forma natural, es decir, por efecto de la gravedad.

3.2. Caracterización del equipo

La caracterización del sistema captador-termotanque se lleva a cabo con sensores de presión y temperatura, así como con un piranómetro para medir la irradiancia. El registro de los datos se hace por medio de un programa de adquisición. De esto se habla en los siguientes apartados.

3.2.1. Calibración de los sensores

La calibración de los sensores de presión y temperatura son procesos en los cuales se comparan estos dispositivos con un sensor patrón o patrón de referencia, que haya sido calibrado previamente y, por tanto, reporte resultados confiables dentro de un margen de error. Es necesario que el sensor patrón sea de al menos la misma precisión y exactitud que aquellos que van a ser calibrados.

Sensores de temperatura

Los sensores de temperatura usados son los llamados RTD Pt100, son de platino y miden por medio de una resistencia eléctrica. La incertidumbre en la medición que ofrecen se estima en ± 1 °C [54].

El patrón usado es un termistor YS-400 series probes, con una incertidumbre típica estimada en ± 0.2 °C en un rango preferible de 0 a 75 °C.

Para calibrar los sensores de temperatura, estos y el patrón se sumergen en un baño de agua a baja temperatura, un esquema se puede observar en la figura 3.3. También se muestra en la figura una resistencia eléctrica, que se usa para aumentar la temperatura del agua.

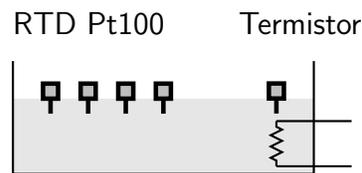


Figura 3.3: Esquema representativo de la calibración de los termopares.

El ejercicio de calibración de los sensores usados en este trabajo empezó a una temperatura de 20 °C, la cual se fue incrementando paulatinamente hasta llegar a 70 °C; cada 10 °C se hicieron varias mediciones de los valores de temperatura y se calculó el promedio, tanto de los sensores como de la referencia.

Al final son obtenidas dos columnas de datos, una con las temperaturas del patrón y otra con aquellas del sensor a calibrar; con el sensor de mayor exactitud en el eje y ,¹ se hace una regresión lineal de estos valores para obtener una ecuación de calibración de primer grado. Al usar estos sensores ya calibrados, hay que aplicarles estas ecuaciones para obtener la medición correcta. En la figura 3.4 se observa, a manera de ejemplo, la gráfica de la obtención de la ecuación de calibración de uno de los sensores RTD Pt100.

El registro de los cambios de temperatura en las aletas se hace con termopares de contacto tipo J. En particular, estos termopares tienen un adhesivo para pegarlos a la superficie de las aletas. Trabajan en un rango preferente de 0 a 723 °C. La incertidumbre es de $\pm 0.22\%$ °C de la medición. Los materiales de los que están fabricados estos termopares son hierro y constantán.

¹La ecuación tiene la forma $y = ax + b$, la variable más exacta debe ir en el eje y , ya que es esta la que se reporta como la *medición corregida* en función de variable la más inexacta x .

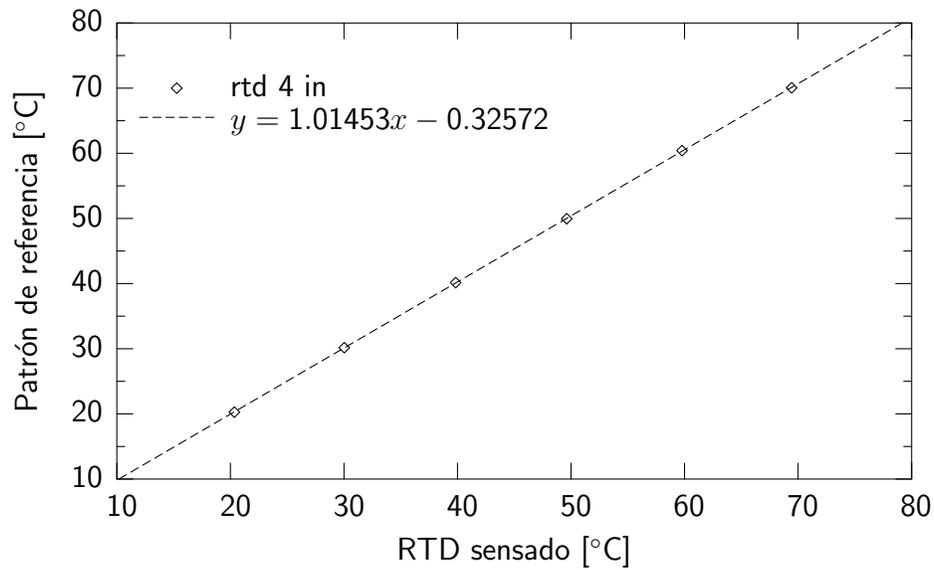


Figura 3.4: Obtención de la ecuación de calibración de un sensor de temperatura RTD Pt100.

Sensores de presión

Los sensores de presión también se calibran en relación con un patrón de referencia de mayor exactitud y precisión. El proceso es análogo a aquel de los sensores de temperatura, todos los sensores se conectan a un banco de pruebas, se inyecta nitrógeno para hacer incrementos graduales de presión y se genera una ecuación de calibración. En la figura 3.5 se observa un esquema de este ejercicio, el patrón de referencia está dibujado al centro, pero puede colocarse en otra posición, el resto son los sensores a calibrar.

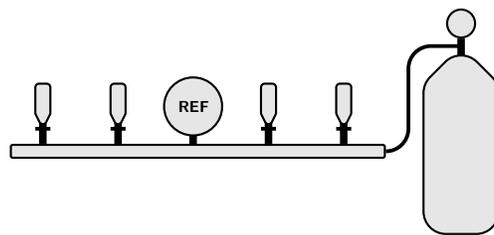


Figura 3.5: Esquema del experimento para la calibración de los sensores de presión.

Los sensores de presión son de la marca Cole-Parmer, modelo CPI68848-14, y trabajan en un rango de 0 a 500 psi (0 a 34.47 bar) con una incertidumbre de $\pm 1\%$ de la escala total. El sensor de referencia es el modelo Cerabar S PMC71 de la marca Endress+Hauser, que opera en un rango de 0 a 40 bar, la incertidumbre se encuentra en un rango de 0.075 % del valor real.

Piranómetro

Para cuantificar la radiación solar directa y difusa, se utilizó el sensor: *Precision Spectral Pyranometer*, modelo Eppley PSP. Tiene una incertidumbre de $\pm 1\%$ de la medición.

3.2.2. Adquisición de datos

El adquirente de datos es el modelo 37970A de la marca hp Agilent, con una tarjeta modelo hp 34901A de 20 canales, en la cual todos los sensores son conectados; la información es recogida en una rutina generada en el software HPVee versión 5.0.

Distribución de los sensores

Los sensores se encuentran distribuidos como se indica en la figura 3.6.

Seis termopares de contacto tipo J se colocaron a lo largo de las aletas del captador; en la figura 3.6, del 01 al 06.

Para el monitoreo del R134a, cuatro RTD Pt100 se instalaron en el circuito del fluido de trabajo a la entrada (13) y salida (12) del captador, así como a la entrada (11) y salida (07) del termotanque.

Se colocaron tres sensores de presión, a la entrada (15) y salida (14) del termotanque, así como a la entrada (16) del captador.

En el termotanque, a diferentes profundidades respecto a la parte superior de éste, se instalaron tres sensores RTD Pt100 de diferentes longitudes: 101.6 mm (4 in), 235 mm ($9 \frac{1}{4}$ in) y 368.3 mm ($14 \frac{1}{2}$ in), respectivamente (números 10, 08 y 09). El sensor más largo se colocó al centro y los otros dos se colocaron equidistantes de este, cerca de los extremos del termotanque.

El piranómetro (17) para medir la irradiancia, en Wm^{-2} , se instaló a un lado del captador a la misma inclinación, 30° .

Un RTD Pt100 (18) se colocó junto al equipo a la sombra para monitorear la temperatura ambiente.

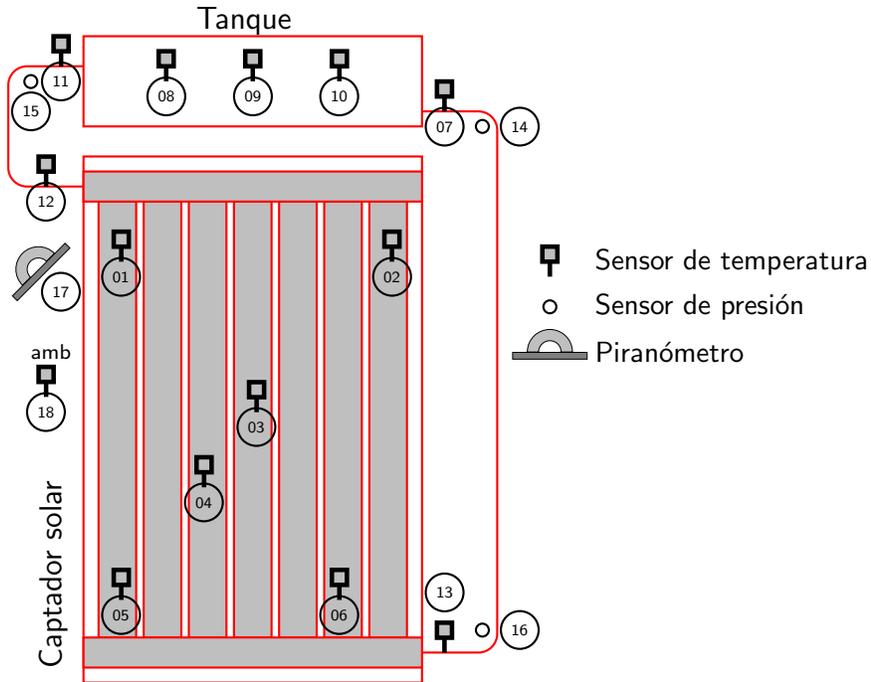


Figura 3.6: Distribución de los sensores en el equipo experimental.

3.2.3. Pruebas diarias

Un día de pruebas típico empieza con el llenado del termotanque con agua de la red. A las 9:00 h se activa el programa de adquisición, que detecta valores instantáneos de los sensores cada 30 s. El sistema funciona sin intervención humana. A las 18:00 h se regresa para registrar la temperatura alcanzada y así calcular la eficiencia.² Sin embargo, durante el día, el agua dentro del tanque se estratifica; para conocer la temperatura promedio alcanzada, mediante una bomba de recirculación de 1/100 hp Mod 809 de la compañía MARCH MFG, Inc, que entrega un flujo de 17 lmin^{-1} , se recircula el agua hasta que se homogeneizan los valores de temperatura detectados por los tres RTD del termotanque. A continuación, se deja funcionando el equipo durante toda la noche para evaluar las pérdidas nocturnas. Al siguiente día, a las 8:30 h, se registra la temperatura alcanzada en el termotanque por la noche. Durante la noche, el agua no sufre una estratificación notable, pero si esto ocurriera, se homogeneiza el agua para obtener el promedio al final de la prueba nocturna. Posteriormente, se vacía el

²Para el cálculo de la eficiencia, refiérase a la sección 3.3.

termotanque y se vuelve a llenar con agua de la red para la siguiente prueba.

3.3. Cálculo de la eficiencia

El rendimiento solar promedio o eficiencia del equipo experimental se obtiene mediante la fórmula

$$\eta = \frac{q_u}{q_r} \quad (3.1)$$

q_u es el calor útil generado en el equipo y q_r el calor recibido por radiación:

$$q_u = m\bar{c}_{p,d}(\bar{T}_{f,d} - \bar{T}_{i,d}) \quad \text{y} \quad q_r = IA\Delta t_d \quad [\text{J}] \quad (3.2)$$

$$\dot{q}_u = \frac{q_u}{\Delta t_d} \quad \text{y} \quad \dot{q}_r = \frac{q_r}{\Delta t_d} \quad [\text{W}] \quad (3.3)$$

$\bar{T}_{i,d}$ es la temperatura promedio del agua en el termotanque al inicio de la prueba de exposición a la radiación y $\bar{T}_{f,d}$ es la temperatura final promedio del agua al término de la prueba.

Las pérdidas durante la noche se evalúan de acuerdo con la expresión

$$U_s = \frac{m\bar{c}_{p,n}(\bar{T}_{i,n} - \bar{T}_{f,n})}{\bar{T}_{i,n} - \bar{T}_{amb,n}} \quad [\text{JK}^{-1}] \quad (3.4)$$

$$\dot{U}_s = \frac{U_s}{\Delta t_n} \quad [\text{WK}^{-1}] \quad (3.5)$$

El rendimiento del equipo operando 24 horas es el siguiente,

$$\eta_{24h} = \frac{q_{u,24h}}{q_r} \quad (3.6)$$

donde, al considerar el día completo, el calor útil cambia,

$$q_{u,24h} = m\bar{c}_{p,24h}(\bar{T}_{f,n} - \bar{T}_{i,d}) \quad [\text{J}] \quad (3.7)$$

igual pasa con el calor por unidad de tiempo (potencia),

$$\dot{q}_{u,24h} = \frac{q_{u,24h}}{\Delta t_d + \Delta t_n} \quad [\text{W}] \quad (3.8)$$

El calor específico es el promedio de los calores específicos del agua a las tem-

peraturas promedio final e inicial.

$$c_{p,24h} = \frac{1}{2} (c_{pf,n} + c_{pi,d}) \quad [\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}] \quad (3.9)$$

es decir, en esta expresión $c_{pf,n} = c_p @_{\bar{T}_{f,n}}$ y $c_{pi,d} = c_p @_{\bar{T}_{i,d}}$. La correlación para el calor específico se encuentra en el apéndice A [55].

Otra expresión para calcular las pérdidas es la siguiente:

$$\dot{U}_s = \frac{\rho_w \bar{c}_{pn,w} V_s}{\Delta t_n} \ln \left[\frac{\bar{T}_{i,n} - \bar{T}_{amb,n}}{\bar{T}_{f,n} - \bar{T}_{amb,n}} \right] \quad [\text{WK}^{-1}] \quad (3.10)$$

donde el subíndice w se refiere al agua y V_s es el volumen de agua en el termotanque.

3.4. Costos

En el costo de la infraestructura de este proyecto son incluidos los insumos relacionados con el funcionamiento del equipo: tuberías, conexiones, fluido de trabajo, válvulas para cargar el fluido de trabajo. El termotanque y el captador solar fueron donados por la empresa Módulo Solar^{mr} [56], por lo que no se incluyen en los costos, pero se sugiere un precio al público al final de esta sección.

El sistema de monitoreo y caracterización también contribuye a incrementar el costo: sensores de presión, temperatura y radiación, así como el cable necesario para conectar estos al sistema de adquisición. La tarjeta de adquisición de datos, así como la computadora para el monitoreo pertenecen a la coordinación de Refrigeración y Bombas de Calor del Centro de Investigación en Energía, por lo que no se consideraron en la tabla.

En la tabla 3.2 se presentan estos conceptos.

Tabla 3.2: Costos del sistema

Concepto	Cantidad	P. unitario	Importe
Instrumentación para monitoreo			
RTD Pt100 $\frac{1}{4}$ " de longitud	2	\$ 414.00	\$ 828.00
RTD Pt100 $\frac{1}{2}$ " de longitud	2	448.50	897.00
RTD Pt100 4" de longitud	1	667.00	667.00
RTD Pt100 9 $\frac{1}{4}$ " de longitud	1	678.50	678.50

Continúa en la siguiente página

Continúa de la página anterior

Concepto	Cantidad	P. unitario	Importe
RTD Pt100 14 $\frac{1}{2}$ " de longitud	1	707.25	707.25
Transmisor de presión CPI68848	3	2160.87	6482.62
Piranómetro	1	25575.00	25575.00
Cable duplex 14 AWG (m)	22	16.10	354.20
Subtotal			\$ 36189.57
Mirilla			
Barra circular de INOX 3" de longitud \times 8" de largo	1	\$ 1443.25	\$ 1443.25
Tornillos TSN $\frac{1}{2} \times 3$ "	4	11.88	47.50
Subtotal			\$ 1490.75
Conexiones del Circuito del Refrigerante			851.24
Sistema de recirculamiento de agua			
Manguera flex. reforzada $\frac{3}{4}$ " (m)	16	\$ 9.20	\$ 147.20
Bomba $\frac{1}{100}$ HP	1	400.00	400.00
Conexiones			907.35
Subtotal			\$ 1454.55
Refrigerante			
Bolla de Gas R134a de 6.8 kg (fracción)	0.35	\$ 1480.00	\$ 522.35
Subtotal			\$ 522.35
Material extra			
Bote de gas butano para soldar	5	\$ 20.00	\$ 100.00
Estaño	2	14.00	28.00
Subtotal			\$ 128.00
TOTAL			\$ 40636.46

El precio sugerido por la empresa que Módulo Solar para este sistema (sin considerar la instrumentación y otros accesorios propios del sistema experimental) es de \$ 8500 mas IVA, sin considerar los gastos de instalación ni el costo del refrigerante. El mismo modelo, pero que opera de la forma tradicional con efecto termosifón, tiene un precio al público de \$ 7380 más IVA.

Capítulo 4

Resultados

Los resultados obtenidos en este trabajo se dividirán en tres partes: aquellos obtenidos con el modelo numérico, los recopilados directamente a partir del monitoreo del equipo y los derivados del procesamiento de estos últimos.

4.1. Monitoreo de la unidad experimental

En esta sección se encuentran resultados obtenidos directamente de la adquisición de datos del sistema termotanque-captador solar. Por medio de gráficas representativas, se revisan las curvas registradas de la radiación incidente, así como de las temperaturas y presiones del sistema.

Se hicieron diferentes tipos de pruebas durante siete semanas. Las pruebas reportadas en este escrito corresponden a la metodología descrita en la sección 3.2.3.

Se escogió reportar los datos de un solo día, el 17 de abril de 2006, para poder comparar las gráficas entre sí.

4.1.1. Radiación Incidente

La figura 4.1 muestra la gráfica de la radiación incidente I , en Wm^{-2} , en el plano del captador para dos días de pruebas.

Las mediciones de irradiancia se llevaron a cabo por medio del sensor *Precision Spectral Pyranometer*, mencionado en la página 39.

Para la curva del 17 de abril de 2006, la radiación promedio fue de 707.7 Wm^{-2} ;

esto corresponde a un día despejado. Las mediciones de irradiancia arrojaron resultados similares para este tipo de días en el período de pruebas.

Para la curva del 26 de abril de 2006, la radiación promedio fue de 627.9 Wm^{-2} , menor que en el caso anterior, dado que el cielo se nubló por completo a partir de las 16:00 h (TSV 14:24), y hasta el final del lapso de exposición a la radiación.

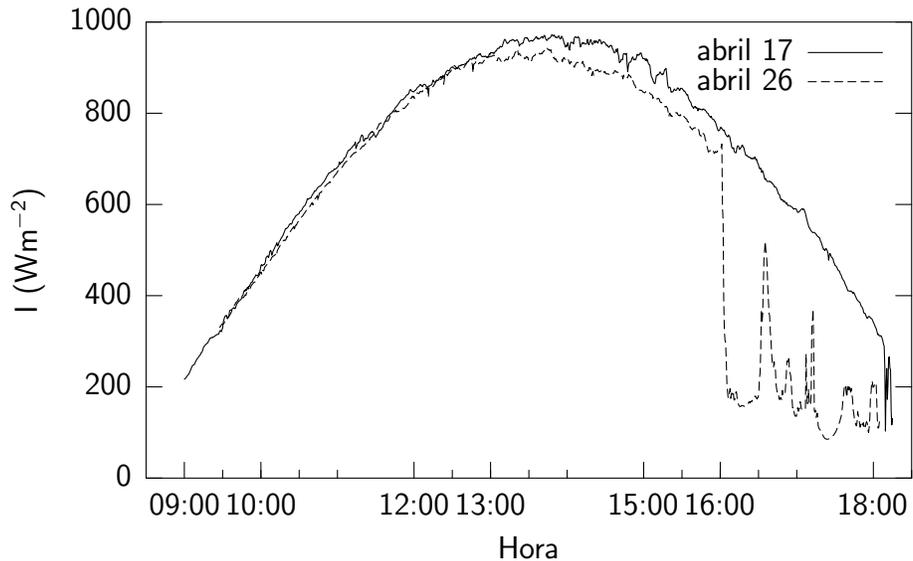


Figura 4.1: Radiación en un día soleado y uno nublado.

4.1.2. Temperaturas en el sistema

En la figura 4.2 se muestra cómo evoluciona la temperatura del agua en el termostato a lo largo de una prueba en el lapso de exposición a la radiación, correspondiente al 17 de abril de 2006.

Como se mencionó en la sección 3.1, el serpentín de intercambio de calor se colocó en la parte de abajo del termostato y tres sensores RTD Pt100 fueron colocados para monitorear la temperatura del agua a diferentes profundidades, respecto a la parte superior del tanque: 101.6, 235.0 y 368.3 mm. Se observa que el intercambio de calor se manifiesta después de un pequeño lapso de tiempo, una media hora. Esto se relaciona con un período de estabilización del sistema, que involucra las presiones y temperaturas a la entrada y salida del serpentín. Poco después, empieza el intercambio de calor en el condensador y la estratificación

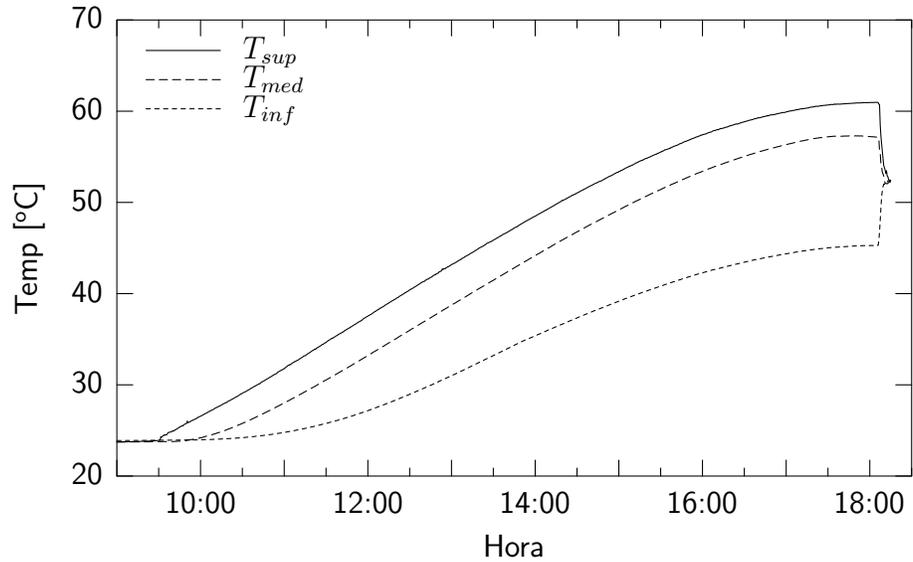


Figura 4.2: Evolución de las temperaturas del agua en el termotanque.

se empieza a manifestar. Esto es, el agua que se va calentando disminuye su densidad y tiende a subir, desplazando el agua fría hacia abajo, y es la razón por la que el serpentín se colocó en la parte inferior del termotanque: para que intercambie calor con la parte más fría del sistema.

Al final de la prueba se usa una bomba para homogeneizar la temperatura del agua en el termotanque, y es lo que se observa en la gráfica 4.2 a las 18:00 h (TSV 16:22), aproximadamente.

En la figura 4.3 se comparan la temperatura del agua en el termotanque con la del fluido de trabajo a la entrada y salida del serpentín, del día 17 de abril de 2006. Las líneas de temperatura correspondientes al fluido de trabajo observan una cresta, que coincide con el período en el que no hay aumento de temperatura del agua en el termotanque referido para la gráfica 4.2. Esta cresta se volverá a encontrar en la figura 4.4 de la sección 4.1.3.

El intercambio de calor con el agua se lleva a cabo en la parte inferior del termotanque. El refrigerante entra al termotanque por el serpentín a la temperatura marcada por la curva $T_{ser,sup}$ e intercambia calor en una zona donde la temperatura del agua se aproxima a la curva T_{inf} .¹ El refrigerante entra al serpentín

¹La sonda T_{inf} , que mide 368.3 mm, es la más cercana físicamente al serpentín, por lo que representa la temperatura más aproximada de que se dispone, pero no es la temperatura

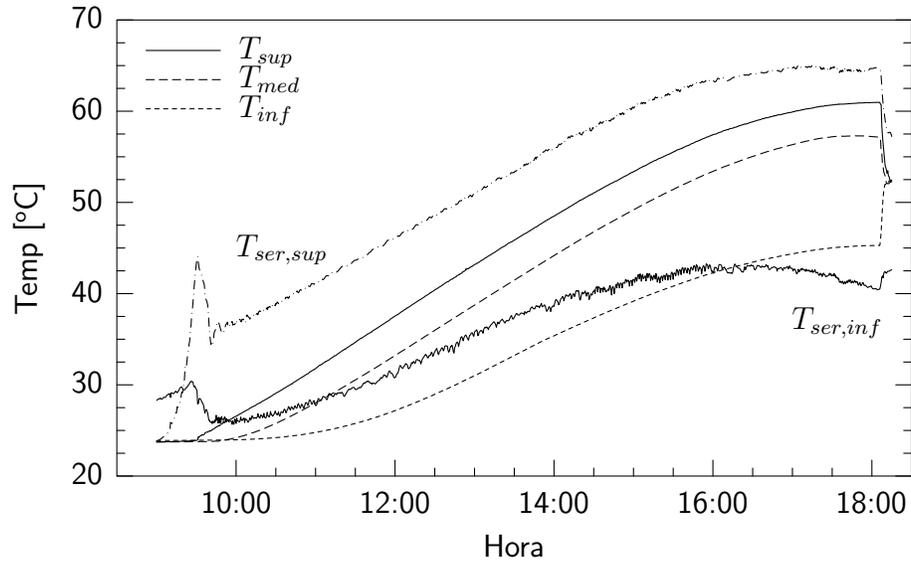


Figura 4.3: Temperaturas del agua y del fluido refrigerante.

como vapor ligeramente sobrecalentado, se condensa dentro del termotanque cediendo su calor de cambio de fase al agua y luego, como líquido saturado, pierde calor sensible; en el caso de la figura 4.3, el refrigerante entrega calor sensible equivalente a un ΔT que va de 15 a 25 °C, aproximadamente.

4.1.3. Presiones del sistema

En la figura 4.4, del 17 de abril de 2006, se muestran las curvas de presión del sistema. Al principio de la prueba de exposición a la radiación se observa, nuevamente, una cresta, pero ahora en las curvas de presión. Este fenómeno se manifestó constantemente durante los días de prueba. Una hipótesis es que esto obedezca a un período de estabilización del fluido de trabajo en el sistema. Esto es, el refrigerante se evapora y se distribuye por todo el sistema incrementando su presión. Durante este período no hay intercambio de calor (al menos no de calor latente de cambio de fase) en el condensador, por lo que el fluido no se condensa y continúa incrementándose la presión del sistema. Poco a poco el intercambio de calor latente en el serpentín empieza a tomar lugar hasta que se condensa el vapor que entra a él, logrando que la presión disminuya, a partir exacta del agua que rodea al serpentín.

de este momento, el sistema está estabilizado y condensa todo el vapor que entra al serpentín. El incremento gradual de presión se debe a que los niveles de irradiancia se incrementan, calentando más las aletas del captador solar, que le dan más energía al fluido de trabajo incrementando su temperatura y, por tanto, su presión. Por otro lado el incremento de la temperatura del agua en el termostanque obliga que la temperatura de condensación en el serpentín aumente, con un eventual incremento de presión.

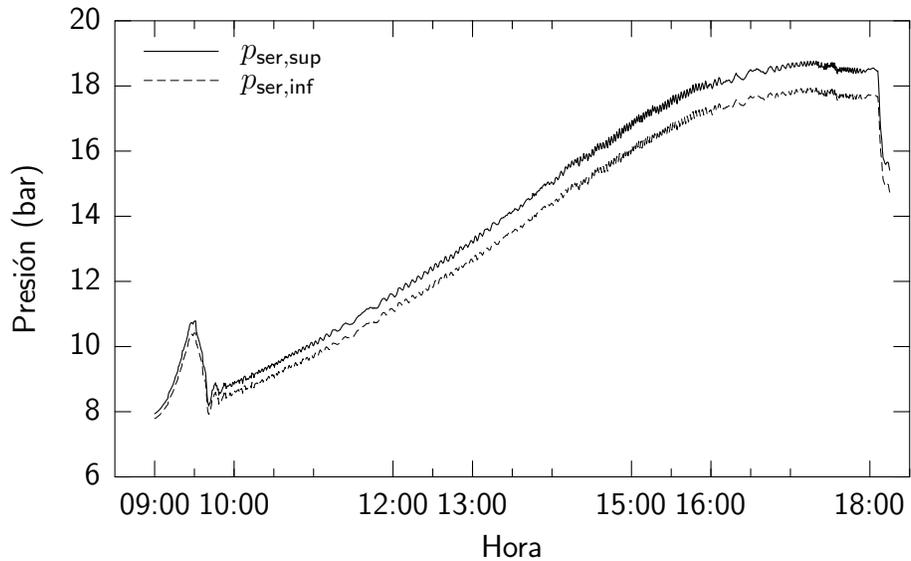


Figura 4.4: Presiones del sistema.

En la figura 4.5 se muestra una comparación de la relación que hay entre las presiones del sistema y la temperatura del fluido de trabajo. Las curvas superior e inferior representan la temperatura del fluido a la entrada y salida del termostanque, respectivamente; las curvas de enmedio son las de presión. La gráfica, que pertenece al 8 de mayo de 2006, muestra que hay una relación directamente proporcional entre los dos tipos de variables.

El refrigerante sale del termostanque como líquido subenfriado; para comprobar esto se revisará un punto de la figura 4.5: a las 12:00 h, cuando la temperatura a la salida del tanque es de 30.8 °C, la presión es de 11.1 bar; la presión de saturación del refrigerante R134a a 30.8 °C es de 7.7 bar, por tanto, el punto (30.8 °C, 11.1 bar) queda por fuera de la curva de saturación, en la zona de líquido saturado. En la sección 4.2 se muestra de manera gráfica que el fluido de trabajo

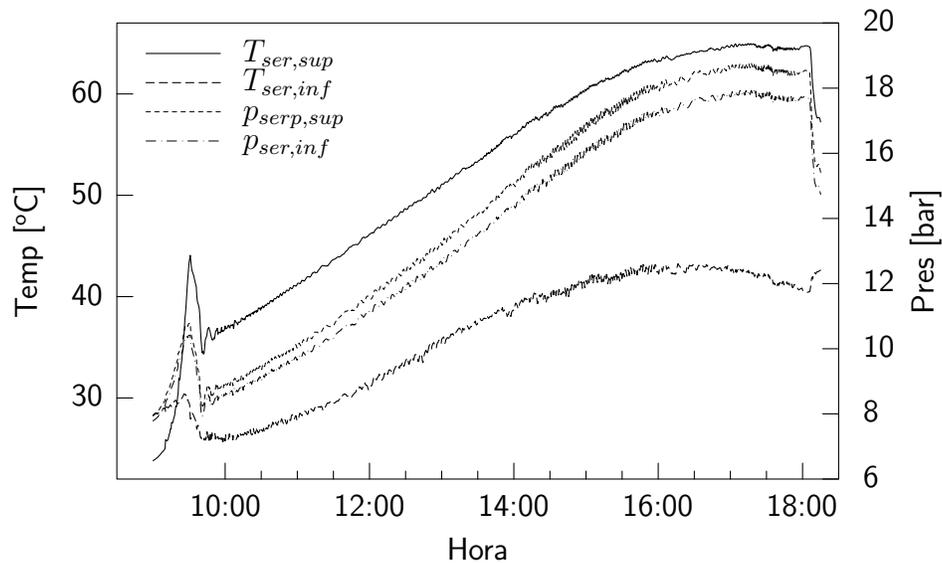


Figura 4.5: Relación de la temperatura del fluido de trabajo y la presión.

sale del termotanque como líquido subenfriado.

4.1.4. Pérdida de calor durante la noche

En la figura 4.6 se observa la evolución de la temperatura del agua durante la noche en los tres sensores inmersos en el termotanque (fecha: 17-18 de abril de 2006).

Las tres líneas cercanas a una recta representan la temperatura del agua. También están incluidas dos curvas correspondientes a las temperaturas del refrigerante en la parte superior del serpentín (que durante la exposición a la radiación es por donde entra el fluido en forma de vapor al tanque por el serpentín), así como a la parte de abajo (correspondiente a donde sale el refrigerante del tanque por el serpentín durante el día), respectivamente. Una curva adicional muestra la temperatura ambiente durante la noche.

Lo que se observa es que, durante la noche, el refrigerante en el serpentín se encuentra a menor temperatura que el agua, por lo que absorbe calor, haciendo que el agua disminuya su temperatura. Esto contribuye con las pérdidas al medio ambiente a disminuir la temperatura del agua en el termotanque durante la noche (ver las secciones 4.3.2 y 4.3.4).

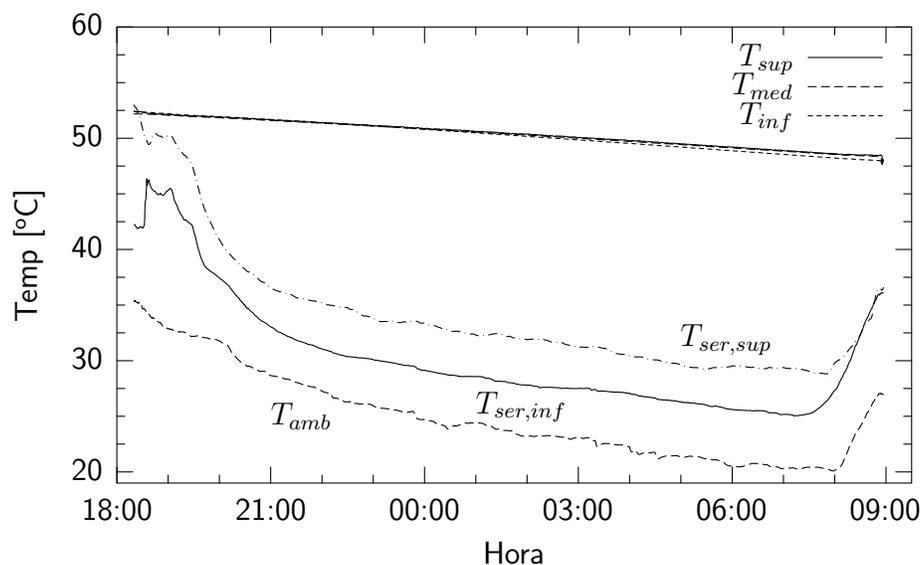


Figura 4.6: Pérdida de calor durante la noche.

4.2. Modelo numérico

En esta sección se muestran algunos de los resultados obtenidos del código numérico, cuya intención es complementar la información resultante del monitoreo del equipo.

Las gráficas siguientes obedecen a una comparación del modelo numérico con resultados obtenidos en tres horas distintas del día 8 de mayo de 2006; los valores usados para realizar estas simulaciones numéricas están contenidos en la tabla 4.1. Los datos de la geometría del condensador se encuentran en la tabla 3.1.

Tabla 4.1: Datos del día 8 de mayo de 2006.

Hora	TSV	Refrigerante				Agua
		T_{in} [°C]	p_{in} [bar]	T_{out} [°C]	p_{out} [bar]	T [°C]
11:00	9:26	43.94	10.32	30.48	9.97	27.06
12:40	11:06	52.04	12.82	32.27	12.28	30.66
14:45	13:11	60.10	15.84	40.41	15.13	36.78

En la tabla 4.1 se muestran valores obtenidos de temperatura y presión del fluido de trabajo a la entrada y salida del tanque, así como la temperatura del

agua en el termotanque en la periferia del serpentín; este último dato es tomado de la sonda de temperatura más cercana al serpentín, que es la de más abajo que mide 368.3 mm. Se supuso un flujo de 0.0035 kgs^{-1} ($= 0.21 \text{ kgmin}^{-1}$) para la realización de estas gráficas.²

En la figura 4.7 se muestra una gráfica de la calidad, o fracción másica de vapor, del refrigerante para una temperatura y presión de entrada al termotanque de $43.94 \text{ }^\circ\text{C}$ y 10.32 bar , respectivamente. El refrigerante empieza a condensar 0.26 m después de haber entrado al serpentín. La zona de líquido-vapor se extiende hasta los 2.7 m , donde el fluido se ha condensado completamente. Con esta gráfica se puede concluir que el refrigerante entra al serpentín como vapor y se condensa por completo en el intercambiador, pero no ofrece información cuantitativa acerca de la temperatura y presión del fluido de trabajo a la entrada y salida del serpentín.

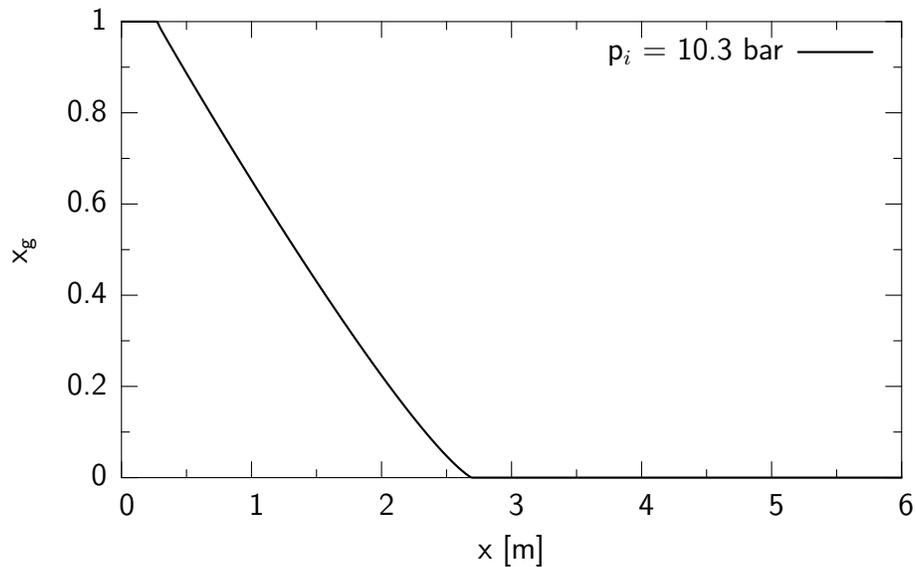


Figura 4.7: Calidad del fluido de trabajo en el serpentín.

En la figura 4.8 se muestra la evolución de la temperatura del refrigerante a lo largo del serpentín. En los tres casos mostrados en ella, el fluido entra como

²Para estimar este flujo se consideró que el producto de irradiancia por el área de absorción, a los cuales se les asoció una eficiencia de un 50 %, es aproximadamente igual al producto del flujo de refrigerante por su entalpía ($\eta IA \cong \dot{m}h_{fg}$). Suponiendo una irradiancia de 650 Wm^{-2} , con un área de 1.49 m^2 y un $h_{fg} = 150 \text{ kJ}$ (valor razonable en un rango de temperaturas de 40 a $60 \text{ }^\circ\text{C}$), se obtiene a un valor de $\sim 0.003 \text{ kgs}^{-1}$ para el flujo.

vapor recalentado, cede al agua en el termostanque entre 2 y 4 °C de calor sensible y luego empieza el proceso de condensación, en el cual el calor latente de cambio de fase es entregado al agua, proceso que toma lugar entre 1.5 y 2.5 m después de haber entrado el refrigerante al serpentín y, por último, el fluido cede entre 11 y 19 °C de calor sensible al agua antes de abandonar el serpentín.

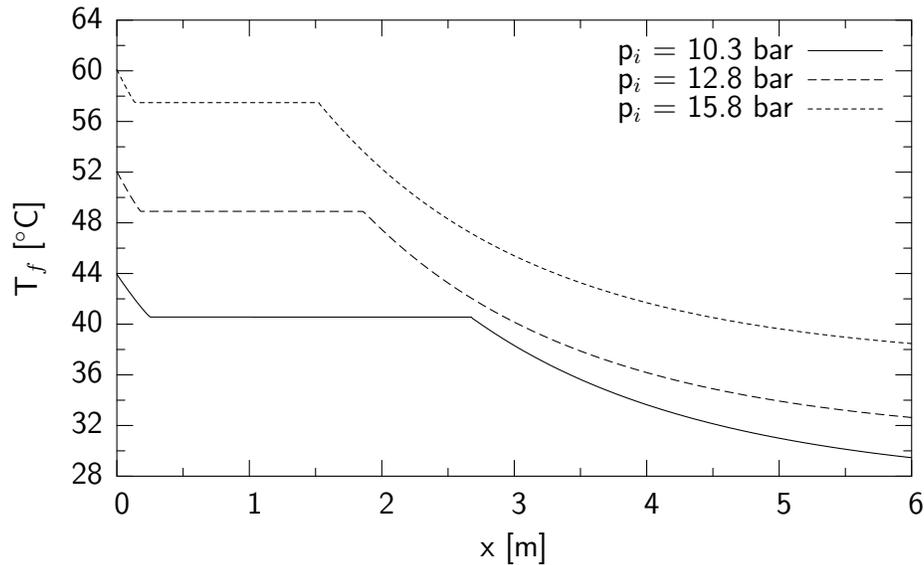


Figura 4.8: Distribución de temperaturas del fluido de trabajo en el serpentín.

Para cuantificar la entalpía que el fluido de trabajo entrega al agua³ en el termostanque a su paso por el serpentín, refiérase a la figura 4.9, donde se observa que el mecanismo dominante de transferencia de calor es la condensación.

En la zona de vapor sobrecalentado, el fluido entrega al agua entre 3.6×10^{-3} y 6.7×10^{-3} MJkg⁻¹ en un área de transferencia de calor de 0.005 a 0.008 m².⁴

En la zona de condensación, el calor entregado al fluido alcanza un Δh de entre 0.14 y 0.16 MJkg⁻¹; el rango de las áreas va de 0.045 a 0.078 m².

En estado de líquido subenfriado, el calor entregado al agua es de 16.0×10^{-3} a 28.9×10^{-3} MJkg⁻¹; las áreas de transferencia de calor se mueven, en este caso, en un rango de 0.11 a 0.14 m².

³La entalpía de referencia es $h=200$ kJkg⁻¹ para líquido saturado a 0 °C.

⁴El área de transferencia de calor considerada para este cálculo es la interior del serpentín, por donde circula el fluido, ver la tabla 3.1.

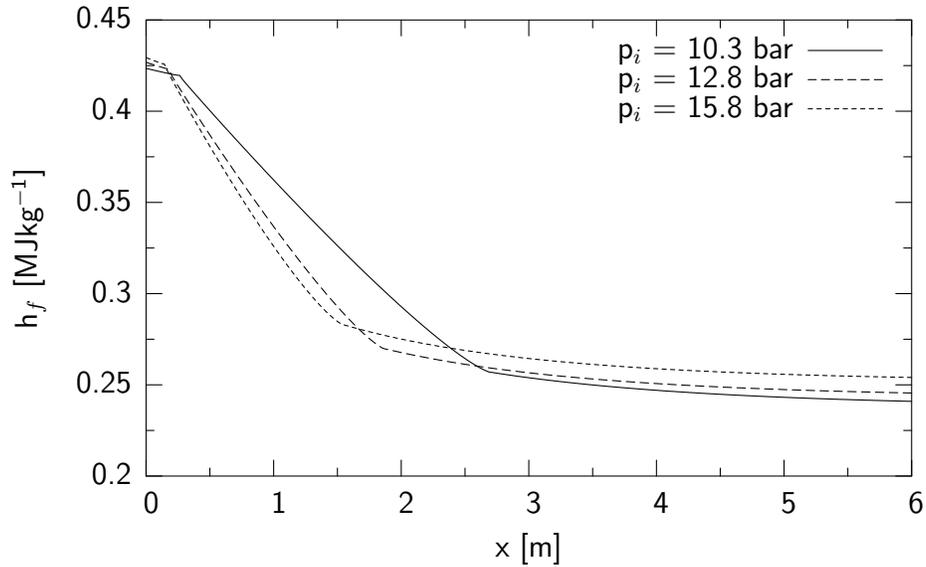


Figura 4.9: Entalpías de condensación del fluido de trabajo en el serpentín.

Otro punto interesante de observación es que, en términos relativos, el calor cedido en la zona de vapor recalentado es de 12 a 28 % de aquel de la zona de líquido subenfriado, a pesar de que el área relativa de transferencia de calor del primero es menor: de 3 a 8 % del área del líquido subenfriado.

La mayor parte de la transferencia de calor toma lugar en el proceso de condensación: del 81 al 89 %.

4.3. Desempeño de la unidad experimental

A través de las gráficas de esta sección se discuten los resultados obtenidos del desempeño de sistema termotanque-captador solar durante siete semanas de pruebas. La experimentación para la obtención de estos puntos se encuentra pormenorizada en la sección 3.2.2. La obtención de los puntos individuales de calor útil, eficiencia, etc., es descrita en la sección 3.3.

Antes de revisar las gráficas cabe mencionar que durante la primera semana de pruebas, del 10 al 14 de abril de 2006, el sistema termotanque-captador solar fue cargado con 1096 g de refrigerante R134a. Esta masa de refrigerante es equivalente a $8.94 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ a 20 °C y presión de saturación, y representa un 61 % de la capacidad (en volumen) del colector o 37 % de la capacidad del

sistema. Durante esa semana se registraron eficiencias del orden de 7 al 9 % para un volumen de agua de 140 l, lo que significó un aumento neto de alrededor de 4 o 5 °C en la temperatura del agua.

Basados en estos resultados, el sistema fue cargado con ~ 1296 g más de refrigerante para llegar a un total aproximado de 2392 g. La masa del refrigerante fue determinada a partir de la diferencia de la masa original de la boya de refrigerante menos la masa final de la boya. A falta de una mejor manera de determinar la masa, el instrumento de medición fue una balanza granataria.

De este modo, el refrigerante ocupaba el 100 % de la capacidad (en volumen) del captador solar y el 82 % de la capacidad total del sistema (a 20 °C y presión de saturación).

Los resultados de los apartados de este capítulo parten de estas condiciones de operación.

4.3.1. Análisis estadístico de los resultados

Retomando la discusión de la sección 2.6, surge la tabla 4.2, en la cuál se determina cuáles de las gráficas que se presentan en las siguientes secciones son correlacionables linealmente.

Sean la hipótesis H_0 cierta si las variables x y y son correlacionables linealmente y H_1 la hipótesis opuesta.

Cuando el valor del coeficiente de correlación r es mayor que el valor crítico r_{cr} ($r > r_{cr}$), las variables x y y son correlacionables linealmente [52]. Las correlaciones son calculadas con un nivel de confianza de 99 %, con $n - 2$ grados de libertad. En la tabla 4.2, para $n = 13$, $r_{cr} = 0.684$ y para $n = 12$, $r_{cr} = 0.708$.

Tabla 4.2: Determinación de las correlaciones lineales para las gráficas del desempeño de la unidad experimental.

x	y	$a \pm (s_a)$	$b \pm (s_b)$	n	r	\dot{H} ?
q_r	q_u	0.8 ± 1.3	0.493 ± 0.043	13	0.960	H_0
q_r	$q_{u,24h}$	-0.7 ± 2.0	0.45 ± 0.06	13	0.907	H_0
q_r	η	54.4 ± 4.3	-0.09 ± 0.14	13	0.185	H_1
q_r	η_{24h}	41 ± 6	0.07 ± 0.21	13	0.093	H_1
ΔT_{amb}	U_s	0.87 ± 0.15	-0.014 ± 0.006	13	0.577	H_1
ΔT_{amb}	\dot{U}_s	2.62 ± 0.19	-0.019 ± 0.008	12	0.629	H_1
q_r	ΔT_d	-2.4 ± 2.3	0.88 ± 0.07	13	0.963	H_0
q_r	ΔT_{24h}	-4.0 ± 3.0	0.80 ± 0.10	13	0.928	H_0

donde

$$\begin{aligned}\Delta T_d &= \bar{T}_{f,d} - \bar{T}_{i,d} \\ \Delta T_{24h} &= \bar{T}_{f,n} - \bar{T}_{i,d} \\ \Delta T_{amb} &= \bar{T}_{i,n} - \bar{T}_{amb,n}\end{aligned}$$

De acuerdo con la tabla 4.2, los datos de calor útil (q_u), así como los incrementos de temperaturas (ΔT) son correlacionables contra el calor recibido (q_r). Las eficiencias (η) y las pérdidas nocturnas (U_s) de calor no pueden ser correlacionadas linealmente con q_r y ΔT_{amb} , respectivamente. Estos resultados se manifiestan en las gráficas de las secciones siguientes. Cuando existe correlación lineal, ésta es representada en la gráfica correspondiente en una ecuación de la forma

$$y = a(\pm s_a) + b(\pm s_b)x \quad (4.1)$$

4.3.2. Calor útil

Se empezará con el calor útil (ecuación 4.2) a revisar la lista de gráficas de esta sección:

$$q_u = mc_p \Delta T \quad (4.2)$$

En la figura 4.10 se muestra una regresión lineal de 13 puntos obtenidos en igual número de días del calor útil generado a partir de la energía entregada por el Sol al captador solar.

Para complementar el significado del eje x , en la misma figura 4.10, en la parte superior, se observa la irradiancia promedio I en Wm^{-2} .

De acuerdo con Duffie y Beckman [57], el flujo máximo de radiación incidente es de aproximadamente 1100 Wm^{-2} y no es constante.

En los días de prueba la mayor irradiancia promedio registrada fue de 705.7 Wm^{-2} ($\sim 35 \text{ MJ}$), y la menor de 551.8 Wm^{-2} ($\sim 25 \text{ MJ}$). El primero corresponde a un día soleado y el segundo a uno nublado. Es decir, los puntos de la gráfica 4.10 del lado izquierdo pertenecen a días más nublados y los del lado derecho a aquellos con mayores niveles de irradiancia. En lo sucesivo, las gráficas se harán con el calor recibido q_r en MJ en el eje x (ecuación 4.3).

$$q_r = IA\Delta t \quad (4.3)$$

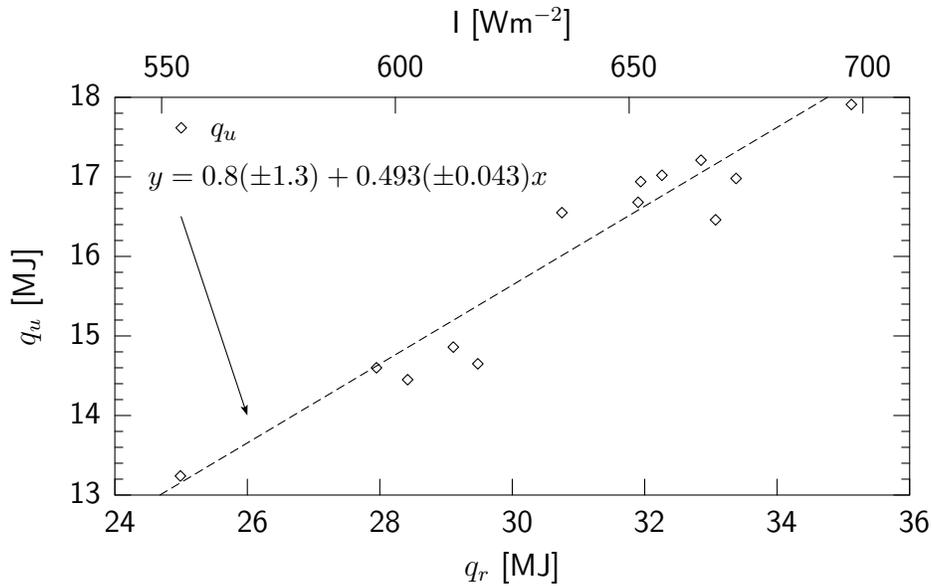


Figura 4.10: Calor útil obtenido a partir de la energía entregada por el Sol.

En la figura 4.11 se muestra el calor útil obtenido en un día completo (24 h). Se encuentran inherentes las pérdidas nocturnas al medio ambiente.

La gráfica de la figura 4.12 es útil para apreciar la diferencia que hay en la parte de la prueba con exposición a la radiación y aquella del día completo. La diferencia es de aproximadamente 2.2 MJ.

4.3.3. Rendimiento solar promedio

La eficiencia o rendimiento solar promedio del sistema se encuentra entre el 48 y 54 %, de acuerdo con la figura 4.13. Sin embargo, a diferencia del calor útil, días nublados no necesariamente significan días con menos eficiencia. En el caso contrario, tampoco se puede afirmar que días con mucha radiación hagan que aumente la eficiencia. Esta interrogante podrá encontrar respuesta con más experimentación.

De acuerdo con la tabla 4.2, las gráficas 4.13 y 4.14 no son correlacionables linealmente, por ello, no hay líneas de tendencia en dichas figuras.

Al considerar las pérdidas al ambiente durante la noche, la eficiencia disminuye, como se aprecia en la figura 4.14, misma donde se comparan la eficiencia del equipo durante la exposición a la radiación con aquella del día completo.

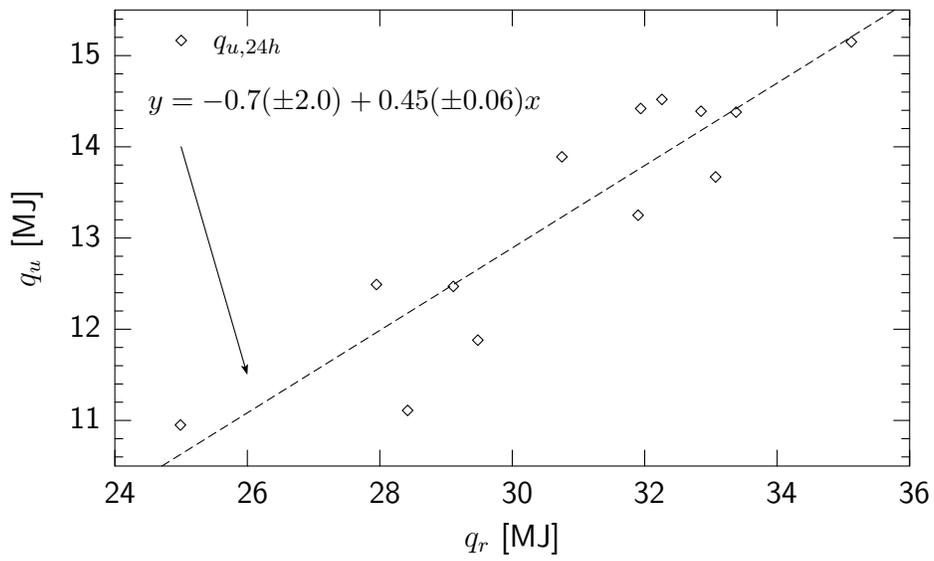


Figura 4.11: Calor útil en un día completo.

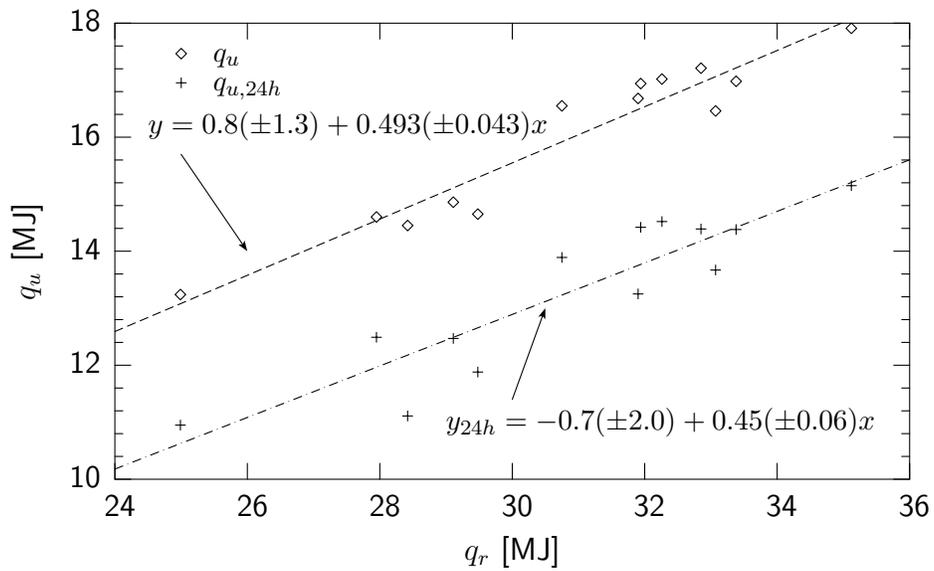


Figura 4.12: Comparación del calor útil durante la exposición solar y de un día completo.

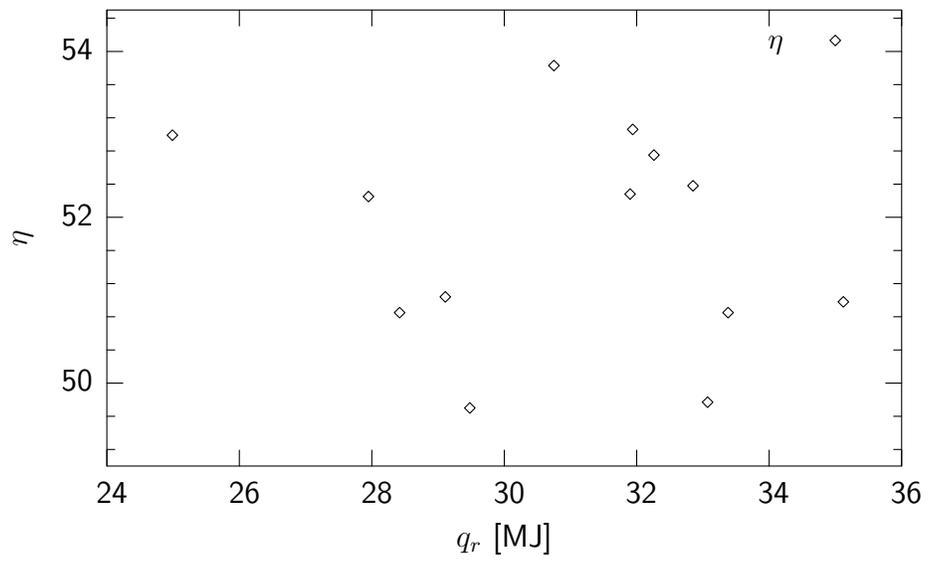


Figura 4.13: Eficiencia del sistema termotanque-captador solar durante la prueba de exposición a la radiación.

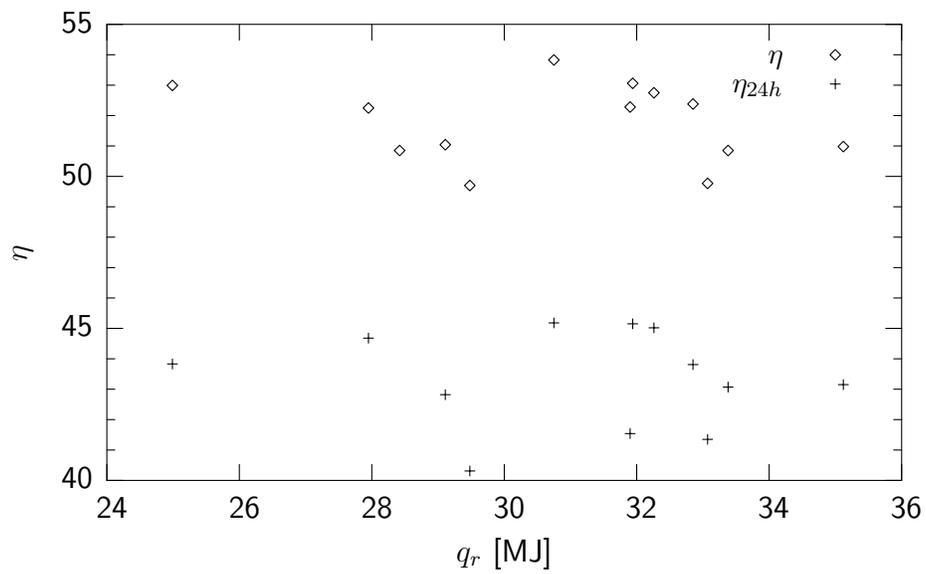


Figura 4.14: Eficiencias durante la exposición a la radiación y del día completo.

4.3.4. Pérdidas nocturnas de calor

Durante la noche, la diferencia de temperaturas del agua en el termotanque con el medio ambiente a menor temperatura, hace que el agua caliente disipe calor al exterior. Un par de expresiones para evaluar estas pérdidas, revisadas en la sección 3.3, son las ecuaciones 4.4 y 4.5. La primera de ellas se encuentra representada en la figura 4.15 y la segunda en la figura 4.16.

$$U_s = \frac{m\bar{c}_{p,n}(\bar{T}_{i,n} - \bar{T}_{f,n})}{\bar{T}_{i,n} - \bar{T}_{amb,n}} \quad [\text{JK}^{-1}] \quad (4.4)$$

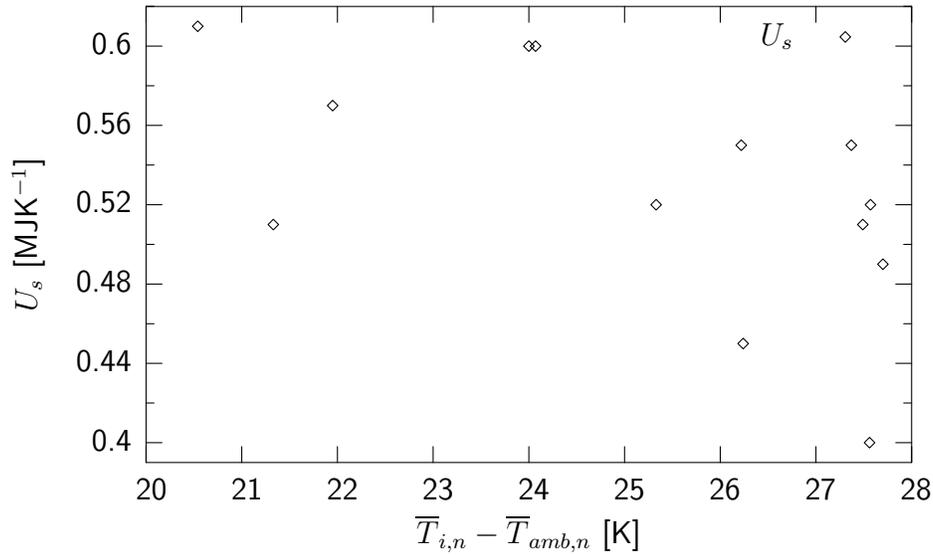


Figura 4.15: Energía liberada al medio ambiente durante la noche.

En la figura 4.15 las pérdidas nocturnas al medio ambiente se encuentran en un rango de 0.4 a 0.6 MJ por cada K de diferencia entre la temperatura del agua del termotanque al inicio de la prueba y la del medio ambiente.

$$\dot{U}_s = \frac{\rho_w \bar{c}_{pn,w} V_s}{\Delta t_n} \ln \left[\frac{\bar{T}_{i,n} - \bar{T}_{amb,n}}{\bar{T}_{f,n} - \bar{T}_{amb,n}} \right] \quad [\text{WK}^{-1}] \quad (4.5)$$

La figura 4.16 muestra otro cálculo de las pérdidas nocturnas al medio ambiente, ahora en WK^{-1} .

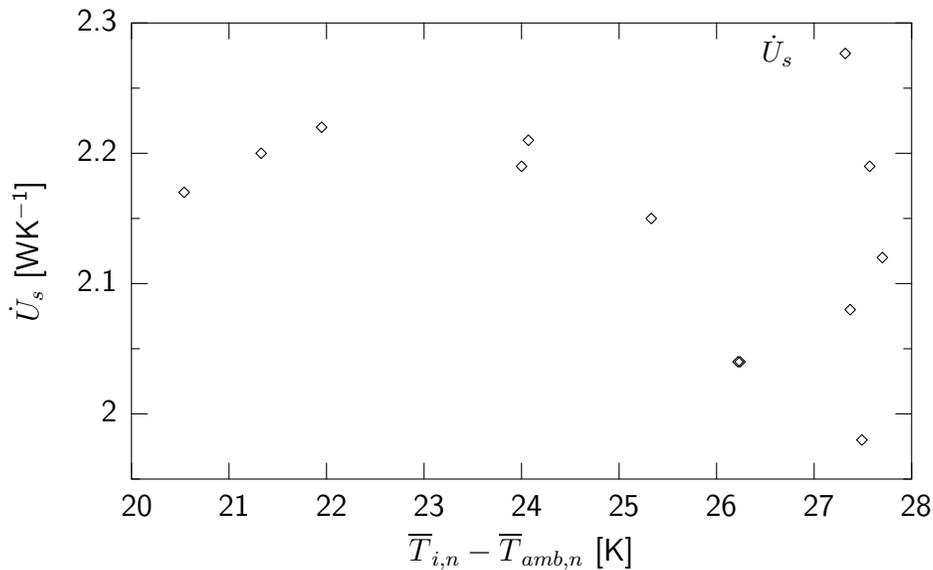


Figura 4.16: Pérdidas de calor nocturnas en W por cada K de diferencia entre la temperatura inicial del agua y la temperatura ambiente.

4.3.5. Incremento de temperatura

De acuerdo con Hassan [20], un parámetro más importante que el calor útil o la eficiencia es, desde el punto de vista del consumidor, la cantidad de agua caliente suministrada. Las figuras 4.17 y 4.18 apuntan en esta dirección.

En los días de prueba, el sistema termotanque-captador solar aumentó la temperatura de 160 l de agua entre 20 y 29 °C, aproximadamente, para un rango de calor recibido alrededor de 24 a 36 MJ. Esto quiere decir que si la temperatura inicial del agua (por la mañana) se encuentra, por ejemplo, alrededor de los 22 °C, se tendrán disponibles al final del día 160 l de agua desde un mínimo de 42 °C hasta un máximo de 51 °C, dependiendo de los niveles de radiación y considerando que no haya extracción de agua durante el día.

La temperatura máxima alcanzada en las pruebas fue de 53.5 °C para una temperatura inicial promedio de 26.4 °C, es decir hubo un incremento de 27.1 °C, mientras que la temperatura mínima alcanzada fue de 45.9 °C. El ΔT máximo alcanzado en las pruebas fue de 28.5 °C.

Sin embargo, al observar la figura 4.18, se advierte que la temperatura promedio del agua alcanzada en el termotanque durante la prueba de exposición a la radiación disminuye significativamente durante la noche, alrededor de 4 °C.

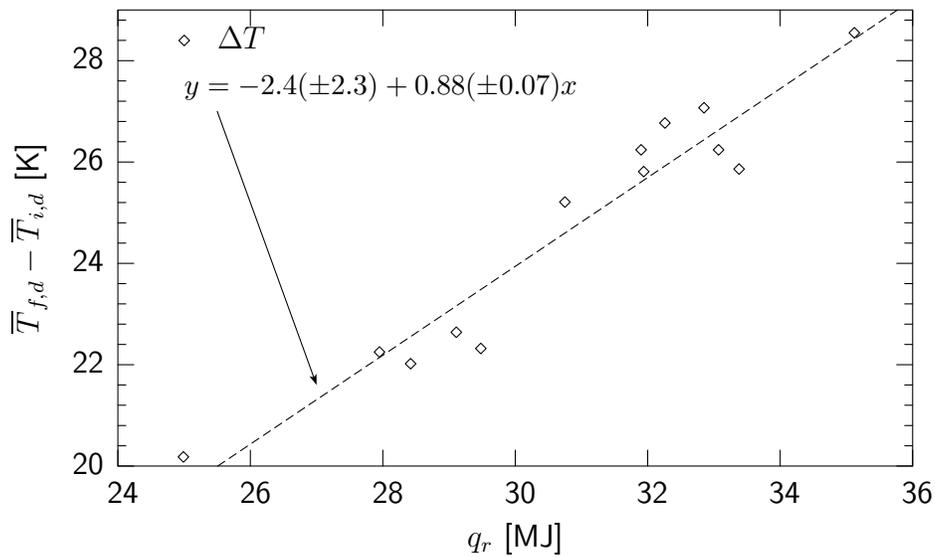


Figura 4.17: Aumento de temperatura a 160 l de agua durante el día.

Esto significa que el agua disponible por la mañana siguiente a un día en que se haya iniciado un ejercicio de calentamiento tendría una temperatura de entre 17 y 24 °C mayor que al inicio de la prueba del día anterior.

La temperatura máxima alcanzada después de 24 h fue de 49.5 °C ($T_i = 27.6$ °C), mientras que la mínima de 42.2 °C ($T_i = 24.1$ °C).

4.3.6. Comparación con un equipo termosifónico

Pero, ¿cómo funciona el sistema termotanque-captador solar con cambio de fase en relación con un equipo termosifónico?

Para ofrecer una respuesta a esta interrogante, en la figura 4.19 se compara el equipo propuesto en este trabajo contra uno convencional (marca Axol), que tiene una área de ventana de 1.73 m² y una área efectiva de 1.58 m², las pruebas fueron hechas con un sistema de 160 l en la empresa Módulo Solar^{mr} [56]. Por otro lado, las pruebas fueron hechas en sitios diferentes. No es exactamente el mismo, pero comparten la aleta TINOX, y es el más parecido del cual fue posible recopilar datos.

Como se observa en la gráfica y, de acuerdo con la tabla 4.2, los datos de eficiencias se encuentran distribuidos de tal modo que no pueden ser correlacio-

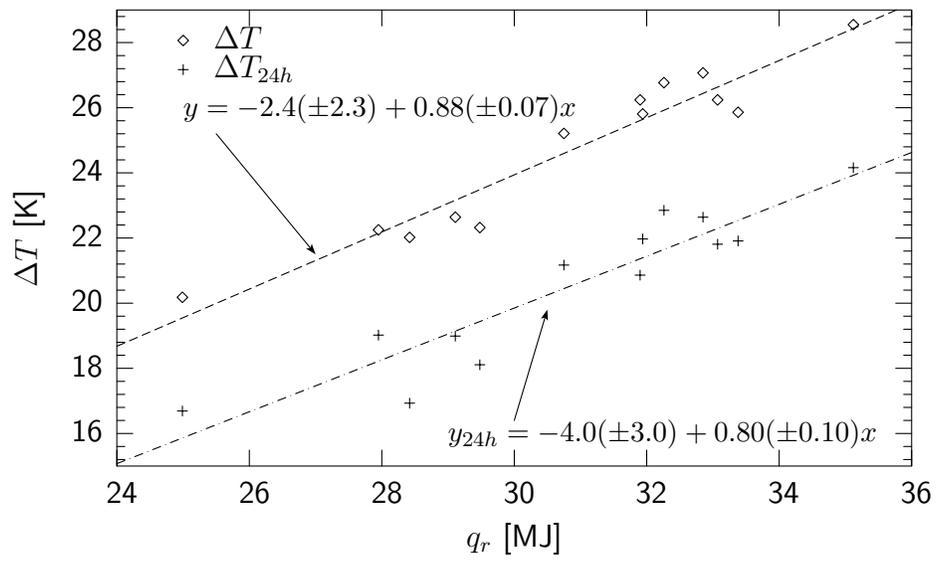


Figura 4.18: Comparación del aumento de temperatura en un día completo con el lapso de exposición a la radiación.

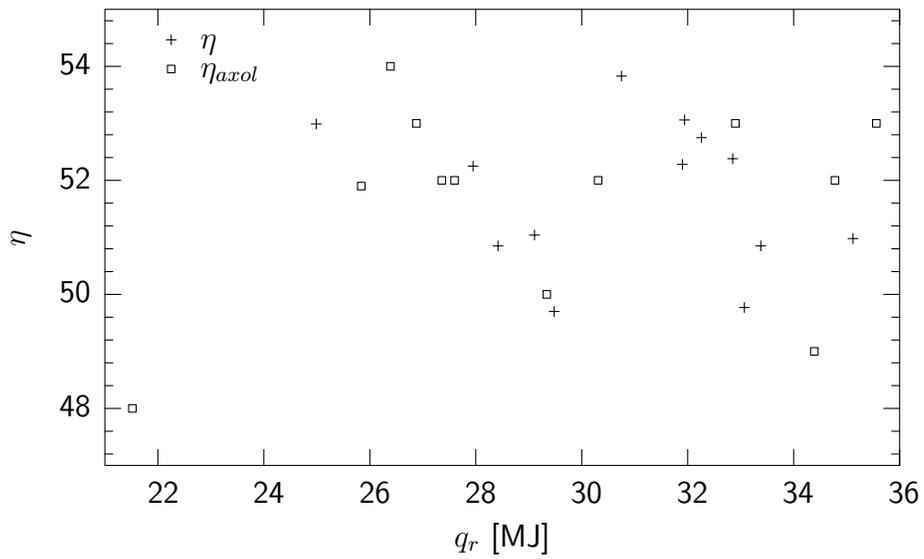


Figura 4.19: Comparación del sistema experimental con un equipo termosifónico.

nados linealmente con los datos del calor recibido.

Para comparar series de datos de este tipo generalmente es necesario hacer un análisis de las pruebas F y t , revisadas en la sección 2.6. Sin embargo, al revisar los datos de las medias y desviaciones estándar del Sistema con Cambio de Fase (SCF) y el termosifónico que se muestran en la tabla 4.3, este análisis resulta redundante para este caso, ya que las eficiencias resultan claramente iguales.

Tabla 4.3: Medias y desviaciones estándar de las eficiencias.

	SCF	Termosifónico
$\bar{\eta}$	51.7	51.7
s_{η}	1.3	1.8
n	13	12

En este trabajo se propone que el sistema con cambio de fase tiene mejor desempeño que los equipos termosifónicos en condiciones e luz solar intermitente, sin embargo, es necesario hacer más experimentación para confirmar esta hipótesis.

Para esto, se propone operar un equipo termosifónico con condiciones de diseño los más similares posibles al SCF propuesto, en los mismos espacio y tiempo que el SCF para obtener una comparación confiable.

Este es el primer trabajo a nivel de investigación que se realiza con un sistema con cambio de fase con las condiciones particulares del fluido de trabajo y con el propósito de calentar agua. Esto se afirma con base en la infructífera búsqueda de literatura científica en esta área de oportunidad. El resultado de la comparación del SCF de este trabajo con un equipo termosifónico es alentador, ya que, al ser el primer trabajo en su tipo, deja abierto un amplio abanico de posibilidades para la optimización del mismo.

Conclusiones

Con base en lo estipulado en los capítulos de este trabajo, se puede concluir lo siguiente:

- La eficiencia del equipo experimental termotanque-captador solar es al menos igual de buena que la de un equipo termosifónico convencional.
- El mecanismo dominante de transferencia de calor al agua en el termotanque es el proceso de condensación (el fluido entrega el calor latente de cambio de fase).
- El desempeño del equipo está íntimamente ligado a la carga del refrigerante. La relación existente entre la cantidad de masa de refrigerante R134a en el sistema y el desempeño del equipo es no lineal.
- De acuerdo con los resultados experimentales obtenidos, es necesario determinar si la eficiencia del equipo puede ser mejorada inyectando o quitando cierta cantidad de masa del refrigerante R134a.

Propuestas

Como resultado de la disertación anterior, emergen las siguientes propuestas de acciones a realizar:

- Para determinar una relación entre la masa de refrigerante R134a y el desempeño del sistema, es necesario hacer pruebas con cargas controladas de refrigerante y así obtener datos suficientes para generar curvas de distintos parámetros que contribuyan a determinar las condiciones para el desempeño óptimo del equipo.
- Diferentes corridas del código numérico del condensador modificando el diámetro de la tubería y el flujo del refrigerante que permitirán predecir las condiciones de transferencia de calor y con base en esto proponer condiciones para un mejor desempeño del equipo.
- La inclusión de la variable solar y la transferencia de calor por radiación en el colector en una simulación numérica son necesarias para predecir el comportamiento global del equipo y así determinar condiciones óptimas de área de la ventana de exposición a la radiación, dimensiones de las aletas, diámetros de las tuberías en todo el sistema, así como la carga del refrigerante adecuada para estimar y mejorar la capacidad de operación del equipo.
- Experimentar y simular numéricamente otros fluidos de trabajo.

Apéndice A

Correlaciones empíricas

En esta parte se encuentran las correlaciones empíricas usadas en los programas de este trabajo.

A.1. Fracción volumétrica

La fracción volumétrica de vapor, es calculada por medio de la correlación de Premoli *et al.* [43], mostrada a continuación.

A.1.1. Correlación de Premoli et al.

$$\varepsilon_g = \frac{1}{1 + \left(\frac{1 - x_g}{x_g}\right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right) S} \quad (\text{A.1})$$

donde S se calcula como sigue,

$$S = 1 + F_1 \sqrt{\frac{y}{1 + yF_2} - yF_2}$$

con,

$$F_1 = 1.578 Re_l^{-0.19} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0.22} \quad F_2 = 0.0273 We_l Re_l^{-0.51} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{-0.08}$$

$$y = \frac{\varepsilon_{ghomog}}{1 - \varepsilon_{ghomog}}$$

y,

$$\varepsilon_{ghomog} = \frac{1}{1 + \left(\frac{1 - x_g}{x_g}\right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)}$$

A.2. Factor de fricción

El factor de fricción está relacionado con la caída de presión para flujo interno. Para calcular el factor de fricción en una sola fase, se usó la correlación de Churchill [47], y en dos fases la de Friedel [48].

A.2.1. Correlación de Churchill

$$f = 8 \left[\left(\frac{8}{Re_l} \right)^{12} + \frac{1}{(A + B)^{3/2}} \right]^{1/12} \quad (A.2)$$

donde A y B se calculan de:

$$A^{1/16} = 2.457 \ln \left[\frac{1.0}{\left(\frac{7}{Re_l} \right)^{0.9} + 0.27 \frac{\varepsilon}{D}} \right] \quad B^{1/16} = \frac{37530}{Re_l}$$

A.2.2. Correlación de Friedel

Esta correlación se usa para calcular el factor de fricción cuando el flujo es bifásico.

$$\phi_{lo}^2 = \frac{\tau_w}{(\tau_w)_{lo}} = E + \frac{3.23FH}{F\tau^{0.045}W e^{0.035}} \quad (A.3)$$

donde

$$E = (1 - x_g)^2 + x_g^2 \frac{\rho_l f_{go}}{\rho_g f_{lo}} \quad F = x_g^{0.78} (1 - x_g)^{0.024}$$

$$H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.91} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.7}$$

y

$$Fr = \frac{G^2}{gD\rho_H^2} \quad We = \frac{G^2D}{\rho_H\sigma} \quad \rho_H = \frac{\rho_l\rho_g}{x_g\rho_l + (1-x_g)\rho_g}$$

El factor de fricción f_{lo} y f_{vo} , se calcula con la correlación de Churchill (página 67), considerando los casos como si todo fuera líquido (lo), y como si todo fuera vapor (vo).

Se recomienda usar esta expresión cuando $\mu_l/\mu_g < 1000$.

A.3. Coeficiente de transferencia de calor por convección

Se consideran para el coeficiente de transferencia de calor por convección, α , los casos cuando el flujo bifásico se encuentra en condensación, y en una sola fase.

A.3.1. Correlación de Gnielinski

Esta correlación calcula el coeficiente de transferencia de calor por convección para flujo en una sola fase [45].

La expresión es la siguiente,

$$\text{Si } Re_l \geq 2000 \quad Nu = \frac{\frac{f}{8}(Re_l - 1000)Pr}{1 + 12.7\sqrt{\frac{f}{8}}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (\text{A.4})$$

$$\text{Si } Re_l < 2000 \quad Nu = 3.66$$

donde f se calcula como sigue,

$$f = (1.82 \log_{10} Re_l - 1.64)^{-2}$$

A.3.2. Correlación de Dobson y Chato

Esta correlación [46] calcula el coeficiente de transferencia de calor por convección para flujo bifásico en condensación. Es una de las correlaciones más

efectivas para condensación en refrigerantes puros [58]. Se divide en dos fenómenos, uno de flujo anular y otro de flujo ondulado.

Para flujo anular, la correlación es la siguiente,

$$Nu_{anular} = 0.023Re_l^{0.8}Pr_l^{0.4} \left[1.0 + \frac{2.22}{X_{tt}^{0.889}} \right] \quad (A.5)$$

Para flujo ondulado,

$$Nu_{wavy} = \frac{0.23Re_{vo}^{0.12}}{1 + 1.11X_{tt}^{0.58}} \left[\frac{GaPr_l}{Ja_l} \right]^{0.25} + \left(1 - \frac{\theta_1}{\pi} \right) Nu_{forced} \quad (A.6)$$

donde

$$Re_{vo} = \frac{GD}{\mu_g} \quad y \quad \left(1 - \frac{\theta_1}{\pi} \right) = \frac{\arccos(2\varepsilon_g - 1.0)}{\pi}$$

Los parámetros de las anteriores ecuaciones se calculan como sigue,

$$Nu_{forced} = 0.0195Re_l^{0.8}Pr_l^{0.4}\phi_l(X_{tt})$$

$$\phi_l(X_{tt}) = \sqrt{1.376 + \frac{c_1}{X_{tt}^{c_2}}}$$

$$\text{Si } 0 < Fr_1 < 0.7 \quad c_1 = 4.172 + 5.48Fr_1 - 1.56Fr_1^2, \quad y \\ c_2 = 1.773 - 0.169Fr_1$$

$$\text{Si } Fr_1 \geq 0.7 \quad c_1 = 7.242, \quad y \quad c_2 = 1.655$$

Hay que considerar el siguiente criterio:

- Si $G \geq 500 \text{ kg/m}^2\text{s}$, se usa la correlación para flujo anular.
- Si $G < 500 \text{ kg/m}^2\text{s}$:
 - Si $Fr_{so} \leq 20$, se usa la correlación para flujo ondulado.
 - Si $Fr_{so} > 20$, se usa la correlación para flujo anular.

Fr_{so} es el número de Froude, de la manera utilizada por Soliman,

$$\text{Si } Re_l \leq 1250, \quad Fr_{so} = 0.025 Re_l^{1.59} \left(\frac{1 + 1.09 X_{tt}^{0.039}}{X_{tt}} \right)^{1.5} \frac{1}{\sqrt{Ga}}$$

$$\text{Si } Re_l > 1250, \quad Fr_{so} = 1.26 Re_l^{1.04} \left(\frac{1 + 1.09 X_{tt}^{0.039}}{X_{tt}} \right)^{1.5} \frac{1}{\sqrt{Ga}}$$

Nota: para esta correlación, el número de Reynolds para líquido es

$$Re_l = \frac{G(1 - x_g)D}{\mu_l}. \quad (\text{A.7})$$

A.4. Convección natural

La correlación usada para convección natural en el exterior de un cilindro horizontal es la de Churchill [44]. Los números de Nusselt y Rayleigh se basan en el diámetro D (externo) de los cilindros [59].

$$Nu^{1/2} = 0.6 + 0.387 \frac{Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \quad (\text{A.8})$$

válida para el rango de

$$10^{-5} \leq Ra \leq 10^{12}$$

donde

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$$

$$Nu = \frac{\alpha D}{\lambda}$$

$$Ra = \frac{g\beta(T_s - T_b)D^3}{\nu\alpha_t}$$

A.5. Conductividad térmica del cobre

La conductividad térmica del cobre λ en $\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$, donde la temperatura está en $^{\circ}\text{C}$, está definida por la expresión

$$\lambda = a_0T + a_1T^2 + a_2T^3 + a_3T^4 \quad (\text{A.9})$$

donde

$$\begin{aligned} a_0 &= 401.0 \\ a_1 &= -0.12667 \\ a_2 &= 6.0 \times 10^{-4} \\ a_3 &= -1.3333 \times 10^{-6} \end{aligned}$$

A.6. Calor específico a presión constante del agua

El calor específico del agua a presión constante en $\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$ está dado por la correlación siguiente [55]:

$$c_p = 1 \times 10^3 \exp [a_0T + a_1T^2 + a_2T^3 + a_3T^4 + a_4T^5 + a_5T^6] \quad (\text{A.10})$$

La temperatura en $^{\circ}\text{C}$, donde

$$\begin{aligned} a_0 &= 1.4338 \\ a_1 &= -2.2638 \times 10^{-4} \\ a_2 &= 4.2819 \times 10^{-6} \\ a_3 &= -2.7411 \times 10^{-8} \\ a_4 &= 1.4699 \times 10^{-10} \\ a_5 &= -2.2589 \times 10^{-13} \end{aligned}$$

Apéndice B

Discretización de las ecuaciones de transporte

B.1. Ecuación de continuidad

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho dV + \int_{SC} \rho \vec{v} \cdot d\vec{S} = 0 \quad (\text{B.1})$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho dV = \frac{m - m^0}{\Delta t} \quad (\text{B.2})$$

$$\int_{SC} \rho \vec{v} \cdot d\vec{S} = \dot{m}|_j^{j+1} \quad (\text{B.3})$$

con $\dot{m} = \dot{m}_g + \dot{m}_l$.

Así llegamos a

$$\dot{m}|_j^{j+1} + \frac{m - m^0}{\Delta t} = 0 \quad (\text{B.4})$$

Donde $m = V \rho_{tp}$:

$$\dot{m}|_j^{j+1} + V \frac{\bar{\rho}_{tp} - \bar{\rho}_{tp}^0}{\Delta t} = 0 \quad (\text{B.5})$$

B.2. Ecuación de cantidad de movimiento

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} v_x \rho dV + \int_{SC} v_x \rho \vec{v} \cdot d\vec{S} = F_{sup,x} + F_{mas,x} \quad (B.6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} v_x \rho dV = \frac{\bar{m} - \bar{m}^0}{\Delta t} \Delta x \quad (B.7)$$

$$\int_{SC} v_x \rho \vec{v} \cdot d\vec{S} = \frac{\dot{m}^2}{S} \left(\frac{x_g^2}{\rho_g \varepsilon_g} + \frac{(1-x_g)^2}{\rho_l (1-\varepsilon_g)} \right) \Big|_j^{j+1} \quad (B.8)$$

$$F_{sup,x} = p_j S - p_{j+1} S - \tau_w A \quad (B.9)$$

$$F_{mas,x} = mg \sin \theta \quad (B.10)$$

Al acoplar estas ecuaciones y despejar p_{j+1} se obtiene:

$$p_{j+1} = p_j + \frac{1}{S} \left[-\tau_w A + mg \sin \theta - \frac{\bar{m} - \bar{m}^0}{\Delta t} \Delta x - \frac{\dot{m}^2}{S} \left(\frac{x_g^2}{\rho_g \varepsilon_g} + \frac{(1-x_g)^2}{\rho_l (1-\varepsilon_g)} \right) \Big|_j^{j+1} \right] \quad (B.11)$$

B.3. Derivación de la ecuación de la entalpía

Para encontrar la ecuación de la entalpía, de la ecuación de la energía se resta el producto de la ecuación de continuidad por la entalpía en el punto central del volumen de control P. En la tabla B.1 se encuentran algunas expresiones que ayudan a simplificar el programar estas expresiones:

Ecuación de la energía

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} e \rho dV + \int_{SC} e \rho \vec{v} \cdot d\vec{S} = \dot{q} - \dot{w}_s \quad (B.12)$$

Tabla B.1: Fórmulas importantes

m	$=$	$\bar{\rho}_{tp} V$
m^0	$=$	$\bar{\rho}_{tp}^0 V$
\dot{m}	$=$	$\rho v S$
V	$=$	$S \Delta x$
ρ_{tp}	$=$	$\varepsilon_g \rho_g + (1 - \varepsilon_g) \rho_l$
v	$=$	$x_g v_g + (1 - x_g) v_l$
$u_{j+1} - u_j$	$=$	$g \sin \theta \Delta x$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} e \rho dV = \frac{V}{\Delta t} \left([\bar{\rho}_{tp} \bar{e} - \bar{p}_p] - [\bar{\rho}_{tp}^0 \bar{e}^0 - \bar{p}_p^0] \right) \quad (\text{B.13})$$

donde $e = h + k + u$ es la energía específica.

$$\int_{SC} e \rho \vec{v} \cdot d\vec{S} = \dot{m} e \Big|_j^{j+1} \quad (\text{B.14})$$

$$\dot{q} = \bar{\alpha}_j [T_{w,j} - \bar{T}_p] A \quad (\text{B.15})$$

Y como no hay trabajo de flecha en una tubería, $\dot{w}_s = 0$. Así se llega a la expresión de la ecuación de la energía que se usará:

$$0 = \frac{V}{\Delta t} \left([\bar{\rho}_{tp} \bar{e} - \bar{p}_p] - [\bar{\rho}_{tp}^0 \bar{e}^0 - \bar{p}_p^0] \right) + \dot{m} e \Big|_j^{j+1} - \dot{q} \quad (\text{B.16})$$

Para llegar a una expresión conveniente que facilite el introducir la expresión de la entalpía a un código computacional se hará lo siguiente: se multiplicará la ecuación de continuidad (B.5) por la entalpía (\bar{h}_p), y el resultado se le restará a la ecuación de la energía,

$$0 = \frac{V}{\Delta t} \left([\bar{\rho}_{tp} \bar{e} - \bar{p}_p] - [\bar{\rho}_{tp}^0 \bar{e}^0 - \bar{p}_p^0] \right) + \dot{m} e \Big|_j^{j+1} - \dot{q} - \dot{m} \Big|_j^{j+1} \bar{h} - V \frac{\bar{\rho}_{tp} - \bar{\rho}_{tp}^0}{\Delta t} \bar{h} \quad (\text{B.17})$$

A partir de la ecuación B.17, se calcularán por separado varias partes, las en-

talpías, las energías cinéticas, las energías potenciales y, por último, en la ecuación final se agruparán todos los términos para obtener una expresión conveniente para la entalpía h .

Ecuación de los términos que contienen a la entalpía

De la ecuación B.17 se agrupan en Hx los términos que contienen a la entalpía (un par de términos fueron eliminados por simple inspección):

$$Hx = -\frac{V}{\Delta t} \bar{\rho}_{tp}^0 \bar{h}^0 + \dot{m} h \Big|_j^{j+1} - \dot{m} \Big|_j^{j+1} \bar{h} + \frac{V}{\Delta t} \bar{\rho}_{tp}^0 \bar{h} \quad (\text{B.18})$$

Ahora se simplifica esta expresión y se agrupan los términos h_{j+1} ,

$$\begin{aligned} Hx = & \frac{1}{2} h_{j+1} \left[\dot{m}_{j+1} + \dot{m}_j + \frac{V}{\Delta t} \bar{\rho}_{tp}^0 \right] - \frac{1}{2} \dot{m}_{j+1} h_j - \frac{1}{2} \dot{m}_j h_j \\ & - \frac{1}{2} \frac{V}{\Delta t} \bar{\rho}_{tp}^0 [(h_{j+1}^0 + h_j^0) - h_j] \end{aligned} \quad (\text{B.19})$$

Sea,

$$c_1 = \bar{\rho}_{tp}^0 [(h_j^0 + h_{j+1}^0) - h_j] \quad (\text{B.20})$$

Ecuación de los términos de energía cinética

Se agrupan los términos que contienen a la energía cinética en ECx ,

$$ECx = \frac{V}{\Delta t} (\bar{\rho}_{tp} \bar{k} - \bar{\rho}_{tp}^0 \bar{k}^0) + \dot{m} k \Big|_j^{j+1} \quad (\text{B.21})$$

La energía cinética se considera de la siguiente manera,¹

$$k = \frac{1}{2}v^2$$

$$\bar{k} = \frac{1}{2}\bar{v} = \frac{1}{2}\left(\frac{v_{j+1} + v_j}{2}\right)^2 \quad (\text{B.22})$$

Para llegar a

$$ECx = \frac{1}{2}\frac{V}{\Delta t}\left[\bar{\rho}_{tp}\left(\frac{v_{j+1} + v_j}{2}\right)^2 - \bar{\rho}_{tp}^0\left(\frac{v_{j+1}^0 + v_j^0}{2}\right)^2\right]$$

$$+ \frac{1}{2}\dot{m}_{j+1}v_{j+1}^2 - \frac{1}{2}\dot{m}_jv_j^2$$

$$\quad (\text{B.23})$$

Asignemos,

$$c_2 = \bar{\rho}_{tp}\left(\frac{v_{j+1} + v_j}{2}\right)^2 - \bar{\rho}_{tp}^0\left(\frac{v_{j+1}^0 + v_j^0}{2}\right)^2 \quad (\text{B.24})$$

Ecuación de los términos de energía potencial

Sea EPx el término que agrupe las energías potenciales,

$$EPx = \frac{V}{\Delta t}(\bar{\rho}_{tp}\bar{u} - \bar{\rho}_{tp}^0\bar{u}^0) + \dot{m}u \Big|_j^{j+1} \quad (\text{B.25})$$

Para un punto determinado, la energía potencial específica, no cambia con el tiempo, así $\bar{u} = \bar{u}^0$. De este modo, y de acuerdo con la ecuación de continuidad

¹La energía cinética promedio, \bar{k} , puede ser calculada de dos maneras:

$$\bar{k} = \frac{1}{2}(k_j + k_{j+1}) = \frac{1}{2}\left(\frac{v_j^2}{2} + \frac{v_{j+1}^2}{2}\right)$$

$$\bar{k} = \frac{1}{2}\bar{v}^2 = \frac{1}{2}\left(\frac{v_j + v_{j+1}}{2}\right)^2$$

Usar una u otra no arroja el mismo resultado, sin embargo, la diferencia es mínima, e insignificante al compararse con la contribución del término de la entalpía. Se usará la segunda de estas expresiones.

(B.5) se llegará a:

$$EPx = -\dot{m} \Big|_j^{j+1} \bar{u} + \dot{m}u \Big|_j^{j+1} \quad (\text{B.26})$$

Por último, considerando que la energía potencial entre dos puntos consecutivos es $u_{j+1} - u_j = g \sin \theta \Delta x$, la expresión B.26 se simplifica para llegar a,

$$EPx = \frac{1}{2} \dot{m}_{j+1} (g \sin \theta \Delta x) + \frac{1}{2} \dot{m}_j (g \sin \theta \Delta x) \quad (\text{B.27})$$

La ecuación completa

La ecuación B.17 toma la siguiente forma:

$$0 = \frac{1}{2} \frac{V}{\Delta t} [(p_{j+1}^0 + p_j^0) - (p_j + p_{j+1})] + Hx + ECx + EPx - \dot{q} \quad (\text{B.28})$$

Asignemos ahora

$$c_3 = -(p_j + p_{j+1}) + (p_j^0 + p_{j+1}^0) \quad (\text{B.29})$$

Al sustituir las expresiones B.19, B.23 y B.27 en B.28, incorporar las sustituciones B.20, B.24 y B.29, y mover h_{j+1} al lado izquierdo de la igualdad:

$$\begin{aligned} h_{j+1} \left[\dot{m}_{j+1} + \dot{m}_j + \frac{V}{\Delta t} \bar{\rho}_{tp}^0 \right] &= 2\dot{q} + \frac{V}{\Delta t} [c_1 + c_3 - c_2] \\ &\quad - \dot{m}_{j+1} (v_{j+1}^2 + g \sin \theta \Delta x - h_j) \\ &\quad + \dot{m}_j (v_j^2 - g \sin \theta \Delta x + h_j) \end{aligned} \quad (\text{B.30})$$

Por último, se despeja h_{j+1} y se hacen las siguientes sustituciones:

$$a = v_{j+1}^2 + g \sin \theta \Delta x - h_j \quad (\text{B.31})$$

$$b = v_j^2 - g \sin \theta \Delta x + h_j \quad (\text{B.32})$$

$$c = c_1 - c_2 + c_3 \quad (\text{B.33})$$

Así se llega a:

$$h_{j+1} = \frac{2\dot{q} - \dot{m}_{j+1}a + \dot{m}_j b + \frac{V}{\Delta t}c}{\dot{m}_{j+1} + \dot{m}_j + \frac{V}{\Delta t}\bar{\rho}_{tp}^0} \quad (\text{B.34})$$

Referencias

- [1] Balance Nacional de Energía, Subsecretaría de Planeación Energética y Desarrollo Tecnológico, 2004, Secretaría de Energía, www.energia.gob.mx.
- [2] S. A. Kalogirou, Solar thermal collectors and applications, *Progress in Energy and Combustion Science* 30 (3) (2004) 231–295.
- [3] S. Kalogirou, The potential of solar industrial process heat applications, *Applied Energy* 76 (4) (2003) 337–361.
- [4] Prospectiva del mercado de gas licuado de petróleo 2005-2014, 2005, Secretaría de Energía, www.energia.gob.mx.
- [5] www.funtener.org.
- [6] K. Butti, J. Perlin, *Un Hilo Dorado*, Hermann Blume, 1985, primera edición Española.
- [7] S. Kalogirou, Survey of solar desalination systems and system selection, *Energy* 22 (1) (1997) 69–81.
- [8] M. Karim, M. Hawlader, Development of solar air collectors for drying applications, *Energy Conversion & Management* 45 (3) (2004) 329–344.
- [9] A. Hachemi, B. Abed, A. Asnoun, Theoretical and experimental study of solar dryer, *Renewable Energy* 13 (4) (1998) 439–451.
- [10] O. Ekechukwu, B. Norton, Review of solar-energy drying systems II: an overview of solar drying technology, *Energy Conversion & Management* 40 (6) (1999) 615–655.
- [11] S. Kalogirou, Solar water heating in Cyprus: current status of technology and problems, *Renewable Energy* 10 (1) (1997) 107–112, Technical Note.

- [12] D. J. Close, The performance of solar water heaters with natural circulation, *Solar Energy* 6 (1) (1962) 33–40.
- [13] K. S. Ong, A finite-difference method to evaluate the thermal performance of a solar water heater, *Solar Energy* 16 (3/4) (1974) 137–147.
- [14] K. S. Ong, An improved computer program for the thermal performance of a solar water heater, *Solar Energy* 18 (3) (1975) 183–191.
- [15] G. L. Morrison, J. E. Braun, System modeling and operation characteristics of thermosyphon solar water heaters, *Solar Energy* 34 (4/5) (1984) 389,405.
- [16] A. I. Kudish, P. Santamura, P. Beaufort, Direct measurement and analysis of thermosyphon flow, *Solar Energy* 35 (2) (1985) 167–173.
- [17] P. A. Hobson, B. Norton, A design nomogram for direct thermosyphon solar-energy water heaters, *Solar Energy* 43 (2) (1989) 85–95.
- [18] P. A. Hobson, B. Norton, Verified accurate performance model for direct thermosyphon solar water heaters, *ASME Journal of Solar Energy Engineering* 110 (1988) 282–292.
- [19] A. Shariah, B. Shalabi, Optimal design for a thermosyphon solar water heater, *Renewable Energy* 11 (3) (1997) 351–361.
- [20] A. Hassan, Thermosyphon solar water heaters: effect of storage tank volume and configuration on efficiency, *Energy Conversion & Management* 38 (9) (1997) 847–854.
- [21] A. Zerrouki, A. Boumédien, K. Bouhadeif, The natural circulation solar water heater model with linear temperature distribution, *Renewable Energy* 26 (4) (2002) 549–559.
- [22] K. Chuawittayawuth, S. Kumar, Experimental investigation of temperature and flow distribution in a thermosyphon solar water heating system, *Renewable Energy* 26 (3) (2002) 431–448.
- [23] J. M. Chang, J. S. Leu, M. C. Shen, B. J. Huang, A proposed modified efficiency for thermosyphon solar heating systems, *Solar Energy* 76 (6) (2004) 693–701.

- [24] S. V. Joshi, R. S. Bokil, J. K. Nayak, Test standars for thermosyphon-type solar domestic hot water system: review and experimental evaluation, *Solar Energy* 78 (6) (2005) 781–798.
- [25] S. Omer, S. Riffat, X. Ma, Experimental investigation of a thermoelectric refrigeration system employing a phase change material integrated with thermal diode (thermosyphons), *Applied Thermal Engineering* 21 (12) (2001) 1265–1271.
- [26] A. Kürklü, A. Özmerzi, S. Filgin, Thermal performance of a water-phase change material solar collector, *Renewable Energy* 26 (3) (2002) 391–399.
- [27] United Nations Environment Programme, UNEP, www.pnuma.org.
- [28] M. J. Molina, Polar ozone depletion, Nobel Lecture, 8 de diciembre de 1995.
- [29] M. J. Molina, F. S. Rowland, Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: Chlorine catalysed destruction of ozone, *Nature* 249 (1974) 810–812.
- [30] J. Farman, B. G. Gardiner, J. D. Shanklin, Large losses of total ozone in antarctica reveal seasonal ClO_x/NO_x interactions, *Nature* 315 (1985) 207–210.
- [31] Ozone Secretariat, The Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer, United Nations Environment Programme, UNEP (1987).
- [32] Air Liquide Group Website, www.airliquide.com.
- [33] Refprop version 7.0. Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties, NIST Standard Reference Database 23, Lemmon E.W., McLinden M.O., Huber M.L., USA (2002).
- [34] J. M. Calm, D. A. Didion, Trade-offs in refrigerant selections: past, present and future, *International Journal of Refrigeration* 21 (4) (1998) 308–321.
- [35] J. M. Calm, Opciones y panomara para refrigerantes de enfriadores, Earth Technologies Forum, Washington, D.C., AC/R Latinoamerica (2000).
- [36] T. Payakaruk, P. Terdtoon, S. Ritthidech, Correlations to predict heat transfer characteristics of an inclined two-phase thermosyphon at normal operating conditions, *Applied Thermal Engineering* 20 (9) (2000) 781–790.

- [37] K. S. Ong, M. Haider-E-Alahi, Performance of a R-134a-filled thermosyphon, *Applied Thermal Engineering* 23 (18) (2003) 2373–2381.
- [38] Refrigeration Research, Inc., www.refresearch.com, pp. 11-15 (2003).
- [39] R. Khodabandeh, B. Palm, Influence of system pressure on the boiling heat transfer coefficient in a closed two-phase thermosyphon loop, *International Journal of Thermal Sciences* 41 (7) (2002) 619–624.
- [40] R. Khodabandeh, Heat transfer in the evaporator of an advanced two-phase thermosyphon loop, *International Journal of Refrigeration* 28 (2) (2005) 190–202.
- [41] H. M. S. Hussein, Optimization of a natural circulation two phase closed thermosyphon flat plate solar water heater, *Energy Conversion & Management* 44 (14) (2003) 2341–2352.
- [42] S. A. Nada, H. H. El-Ghetany, H. M. S. Hussein, Performance of a two-phase closed thermosyphon solar collector with a shell and tube heat exchanger, *Applied Thermal Engineering* 24 (13) (2004) 1959–1968.
- [43] A. Premoli, D. Di Francesco, A. Prina, Una correlazione adimensionale per la determinazione della densità di miscele bifasiche, in: *Congresso Nazionale ATI - Trieste*, Vol. XXV, 1971, pp. 17–26.
- [44] S. W. Churchill, H. H. S. Chu, Correlation equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 18 (9) (1975) 1049–1053.
- [45] V. Gnielinski, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *International Chemical Engineering* 16 (1976) 359–368.
- [46] M. K. Dobson, J. C. Chato, Condensation in smooth horizontal tubes, *Journal of Heat Transfer* 120 (1998) 193–213.
- [47] S. W. Churchill, Friction-factor equation spans all fluid-flow regimes, *Chemical Engineering* 84 (1977) 91–92.
- [48] L. Friedel, Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow, in: *European Two-Phase Flow Group Meeting*, 1979, pp. 485–491.

- [49] H. K. Versteeg, W. Malalasekera, An Introduction to Computational Fluid Dynamics. The Finite Volume Method, Pearson, Prentice Hall, 1995.
- [50] V. S. Patankar, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Taylor & Francis, 1980.
- [51] J. Andaverde, S. P. Verma, E. Santoyo, Uncertainty estimates of static formation temperatures in boreholes and evaluation of regression models, Geophysics Journal International 160 (2005) 1112–1122.
- [52] S. P. Verma, Estadística Básica para el Manejo de Datos Experimentales: Aplicación en la Geoquímica (Geoquimiometría), Universidad Nacional Autónoma de México, 2005.
- [53] V. H. Gómez Espinoza, Selección, adecuación y calibración de los instrumentos de medición para un refrigerador continuo por absorción, Universidad Autónoma del Estado de Morelos, Tesis de Licenciatura (2000).
- [54] www.coleparmer.com.
- [55] A. Faghri, Heat Pipe Science and Technology, Taylor & Francis, 1995.
- [56] www.modulosolar.com.mx.
- [57] A. J. Duffie, W. A. Beckman, Solar Engineering of Thermal Processes, John Wiley & Sons, Inc., 1991.
- [58] O. García Valladares, Simulación numérica y validación experimental de evaporadores, condensadores y tubos capilares. integración en sistemas de refrigeración por compresión, Ph.D. thesis, Universitat Politècnica de Catalunya, Terrassa (Mayo 2000).
- [59] S. Kakaç, R. K. Shah, W. Aung (Eds.), Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer, John Wiley & Sons, Inc., 1987, Ch. 12, p. 12.27.