



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
ENERGÍA - SISTEMAS ENERGÉTICOS

**Estudio teórico-experimental de la transferencia de
calor en transición de fases (líquido-vapor) en un
sistema de calentamiento solar de agua.**

TESIS
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:
DOCTOR EN INGENIERÍA

PRESENTA:
ALEJANDRO ORDAZ FLORES

TUTOR PRINCIPAL:
DR. OCTAVIO GARCÍA VALLADARES, IER - UNAM

COMITÉ TUTORAL:

DR. ROBERTO BEST Y BROWN, IER - UNAM
DR. RUBÉN JOSÉ DORANTES RODRÍGUEZ, UAM - AZCAPOZALCO
DR. EDGAR ROLANDO SANTOYO GUTIÉRREZ, IER - UNAM
DR. ISAAC PILATOWSKY FIGUEROA, IER - UNAM

Temixco, Morelos, julio de 2013



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.

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. Roberto Best y Brown
Secretario: Dr. Octavio García Valladares
Vocal: Dr. Rubén José Dorantes Rodríguez
1er. Suplente: Dr. Edgar Rolando Santoyo Gutiérrez
2o. Suplente: Dr. Isaac Pilatowsky Figueroa

Lugar donde se realizó la tesis:

INSTITUTO DE ENERGÍAS RENOVABLES, UNAM
Temixco, Morelos, México

TUTOR DE TESIS:
Dr. Octavio García Valladares

FIRMA

Contenido

Nomenclatura	1
Resumen	2
1. Introducción	7
1.1. Sistema con Cambio de Fase	12
1.1.1. Ventajas y desventajas del Sistema con Cambio del Fase .	12
1.2. Objetivo	13
1.3. Elección de fluidos de trabajo	14
1.4. Trabajos relacionados	15
1.5. Propuestas del presente trabajo	18
2. El Sistema con Cambio de Fase	21
2.1. Protocolo de las pruebas experimentales	24
2.1.1. Pasos del protocolo de pruebas	25
2.2. Instrumentación del SCF	27
2.3. Caracterización de los sistemas.	29
3. Resultados Experimentales: primera etapa de pruebas	31
3.1. Perfiles de presión y temperatura con los diferentes fluidos	31
3.1.1. Pruebas con R134a	32
3.1.2. Pruebas con R410A	35
3.1.3. Pruebas con acetona	37
3.2. Desempeño del sistema experimental	41
3.3. Conclusiones parciales	45

4. Resultados Experimentales: segunda etapa de pruebas	47
4.1. Caracterización del Sistema	47
4.1.1. Acetona	47
4.1.2. Metanol	52
5. Caída de presión en el captador solar	57
5.1. Experimento para determinar la caída de presión en un captador solar plano.	59
5.2. Modelo numérico de la caída de presión	61
5.3. Discretización de la caída de presión	64
5.3.1. Caída de presión por fricción	66
5.3.2. Caída de presión en los tubos ascendentes	66
5.3.3. Caída de presión por singularidades	67
5.3.4. Método de expansiones y contracciones	67
5.3.5. Método de coeficientes de resistencia, ζ	69
5.4. Distribución de los flujos	70
5.5. Criterio de Convergencia.	72
5.5.1. Factor de relajación.	72
6. Caída de presión: resultados	75
6.1. Caída de presión experimental.	76
6.2. Comparación de resultados de caída de presión en el captador. . .	78
6.2.1. Distribución de flujos en el captador.	79
6.2.2. Desagregando la caída de presión.	84
6.2.3. $\Delta P_{numérica}$ versus $\Delta P_{experimental}$	87
Conclusiones	91
A. Propagación de Errores	95
A.1. Reglas generales de propagación de errores	96
A.1.1. Multiplicación por una constante	96
A.1.2. Suma y Resta	96
A.1.3. Multiplicación y división	96
A.1.4. Potenciación	97
A.1.5. Operaciones combinadas	97
A.2. Parámetros que propagan errores	97
A.2.1. La diferencia de temperaturas	97
A.2.2. El calor útil	98
A.2.3. El calor recibido	98
A.2.4. La eficiencia	98

B. Correlaciones de caída de presión	99
B.1. Formulación para la caída de presión por fricción	99
B.1.1. Factor de fricción: correlación de Churchill	100
B.2. Caída de presión en el tubo ascendente	100
B.3. Caída de presión en expansiones y contracciones bruscas	100
B.4. Caída de presión en un codo de 90°	102
B.5. Método de los coeficientes de resistencia	102
B.5.1. Cabezal frío: flujo saliente por el cabezal	103
B.5.2. Cabezal frío: flujo saliente por el tubo del captador	104
B.5.3. Cabezal caliente: flujo entrante por el cabezal	105
B.5.4. Cabezal caliente: flujo entrante por el tubo del captador	106
C. Protocolo de Seguridad.	109
C.1. Factores de Riesgo.	109
C.2. Medidas de Seguridad.	110
C.2.1. No hay fluido de trabajo en el equipo.	110
C.2.2. El equipo está en operación.	110
C.2.3. Se carga un fluido de trabajo en el equipo.	111
C.2.4. Se descarga el fluido de trabajo del equipo.	112
C.2.5. El equipo está cargado y sin operar en períodos cortos.	112
C.2.6. El equipo está cargado y sin operar en períodos largos.	112
C.2.7. Se genera vacío en el equipo.	113
Referencias	114

Lista de Figuras

1.1. Evolución del área instalada anualmente de captadores solares planes en México, así como el área acumulada de captadores solares.	9
1.2. Esquema de un sistema termosifónico convencional o tradicional. El agua calentada en el captador se mueve por convección natural hacia el termo tanque, desplazando el agua del termo tanque hacia el captador, para generar un ciclo de recirculación.	10
1.3. (a) Esquema de un sistema activo, que usa una bomba para recircular el agua. (b) Esquema de un sistema con asistencia eléctrica para casos en los que no es posible alcanzar la temperatura deseada.	11
2.1. Ciclo termodinámico de evaporación-condensación del SCF.	22
2.2. Arreglo experimental para evaluar el desempeño del SCF. Los sensores de temperatura son indicados por T , y los de presión por P	27
3.1. Vista de acercamiento de las presiones y temperaturas del fluido de trabajo en el circuito cerrado del SCF, tanto a la entrada como a la salida del condensador, así como la temperatura del agua del sensor a mayor altura dentro del termo tanque. Se muestran los primeros 90 min de operación del SCF.	32
3.2. (a) Temperaturas en el termo tanque para el SCF, trabajando con R134a, y (b) perfiles de irradiancia y presión en el SCF.	33
3.3. Temperaturas en el SCF durante la noche, usando R134a como fluido de trabajo en el circuito primario.	35
3.4. Distribución de las temperaturas del agua en el termo tanque para ambos sistemas. El SCF trabajando con R410A.	36

3.5.	Comparación de los perfiles de irradiancia y temperatura para el SCF y el SSCAD. El SCF trabajando con acetona como fluido de trabajo en el circuito primario.	37
3.6.	Perfiles de temperaturas, tanto del agua en el termo tanque como del fluido de trabajo a la entrada y salida del condensador para el SCF, trabajando con acetona.	38
3.7.	Distribución de temperaturas en las aletas de los dos sistemas	40
3.8.	Energía útil disponible en el SCF, después de la prueba de irradiancia solar, y la energía disponible después de 24 h. Fluido: R134a.	42
3.9.	Incremento en la temperatura del agua en el SCF, después de la prueba de irradiancia solar, y después de la prueba de 24 h, con las pérdidas nocturnas incluidas. Fluido de trabajo: R134a.	43
3.10.	Comparación de las eficiencias del SCF (con R134a) y el SSCAD, con las mismas características técnicas y geométricas.	44
4.1.	Incremento de la temperatura del agua en el termo tanque del SCF con 6 m de serpentín, trabajando con diferentes porcentajes de llenado de acetona en el circuito primario. Datos con y sin generación de vacío. El incremento de temperatura promedio registrado en el SSCAD convencional, para los días de prueba, fue de 24.7 °C	49
4.2.	Ganancia de energía útil obtenida en el SCF con el serpentín de 6 m, trabajando con diferentes porcentajes de llenado de acetona en el circuito primario. Datos con y sin generación de vacío. La energía útil promedio en el SSCAD convencional, para los días de pruebas, fue de 16.5 MJ.	50
4.3.	Eficiencia obtenida en el SCF con el serpentín de 6 m, trabajando con diferentes porcentajes de llenado de acetona en el circuito primario. Datos con y sin generación de vacío. La eficiencia promedio en el SSCAD convencional, para los días de pruebas, fue de 48 %.	51
4.4.	Incremento de la temperatura del agua en el termo tanque del SCF con 6 m de serpentín, trabajando con diferentes porcentajes de llenado de metanol en el circuito primario. Datos con y sin generación de vacío. El incremento de temperatura promedio registrado en el SSCAD convencional, para los días de prueba, fue de 25 °C	53

4.5. Ganancia de energía útil obtenida en el SCF con el serpentín de 6 m, trabajando con diferentes porcentajes de llenado de metanol en el circuito primario. Datos con y sin generación de vacío. La energía útil promedio en el SSCAD convencional, para los días de pruebas, fue de 16.7 MJ.	54
4.6. Eficiencia obtenida en el SCF con el serpentín de 6 m, trabajando con diferentes porcentajes de llenado de metanol en el circuito primario. Datos con y sin generación de vacío. La eficiencia promedio en el SSCAD convencional, para los días de pruebas, fue de 50 %.	55
5.1. Esquema del montaje experimental para determinar la caída de presión en un captador solar plano. \dot{m}_1 y T_1 son el flujo másico y temperatura de entrada, respectivamente, mientras que \dot{m}_2 y T_2 son los valores de salida. Para iniciar el ejercicio se requiere que la transferencia de calor entre el agua y el captador sea mínima y el flujo másico debe permanecer estable. La caída de presión ΔP es la diferencia de presión entre la entrada y la salida del flujo másico en el captador.	60
5.2. Cabezales, tubos paralelos y flujos del captador solar.	62
5.3. Diagrama de flujo del código numérico para calcular la caída de presión en el captador. La caída de presión y la distribución de los flujos se evalúan iterativamente hasta alcanzar una solución convergente.	63
5.4. Flujo de masa a través del tubo ascendente i del captador.	65
5.5. División de los segmentos de los cabezales para calcular la caída de presión.	66
5.6. Singularidades que se presentan en el cabezal frío (a) Contracción de un diámetro infinito a un diámetro d_r , (b) Pseudo expansión brusca (misma área, menor flujo másico), (c) Pseudo codo de 90°.	68
5.7. Singularidades que se presentan en el cabezal caliente. (a) Expansión de un diámetro d_r a un diámetro infinito, (b) Pseudo contracción brusca (misma área, mayor flujo másico), (c) Pseudo codo de 90°.	69
5.8. Esquema para las singularidades que se presentan al aplicar el método de los coeficientes de resistencia, en: (a) el cabezal frío, (b) el cabezal caliente.	69
5.9. Distribución del flujo de masa a través del captador.	71

6.1.	Valores puntuales y curva de caída de presión obtenidos experimentalmente. La temperatura de prueba fue de 31.4°C. Las barras de error corresponden a las desviaciones estándar de los valores registrados.	77
6.2.	Comparación de la caída de presión determinada por los dos modelos numéricos utilizados (<i>expcon</i> y ζ), y por los dos estudios experimentales (IER y TÜV Rheinland).	79
6.3.	Toma de acercamiento de la de caída de presión determinada por diferentes los dos modelos numéricos (<i>expcon</i> y ζ) y por los dos resultados experimentales (IER y TÜV Rheinland).	80
6.4.	Números de Reynolds en los tubos paralelos del captador solar, para diferentes flujos de entrada, usando los métodos <i>expcon</i> y ζ	81
6.5.	Distribución del fluido de trabajo en los tubos paralelos del captador solar para diferentes flujos de entrada, usando el los métodos: <i>expcon</i> y ζ . Los flujos van desde $\dot{V}_1 = 50 \text{ Lm}^{-2}\text{h}^{-1}$, con incrementos de $50 \text{ Lm}^{-2}\text{h}^{-1}$, hasta $\dot{V}_9 = 450 \text{ Lm}^{-2}\text{h}^{-1}$	82
6.6.	Acercamiento de la razón \dot{m}_i/\dot{m}_{tot} en los tubos paralelos del captador, para todos los flujos de entrada probados, usando el método de expansiones y contracciones.	83
6.7.	Acercamiento de la razón \dot{m}_i/\dot{m}_{tot} en los tubos paralelos del captador, para todos los flujos de entrada probados, usando el método de coeficientes de resistencia, ζ	84
6.8.	Desagregando la caída de presión total en sus componentes: los tubos paralelos en el captador ΔP_r , las singularidades ΔP_s , y los segmentos de los cabezales ΔP_f . Método usado para las singularidades: expansiones y contracciones.	85
6.9.	Desagregando la caída de presión total en sus componentes: los tubos paralelos en el captador ΔP_r , las singularidades ΔP_s , y los segmentos de los cabezales ΔP_f . Método usado para las singularidades: coeficientes de resistencia, ζ	86
6.10.	Comparación de los dos métodos programados con los valores de caída de presión obtenidas mediante el ejercicio experimental.	88
6.11.	Comparación de los dos métodos programados con los valores de caída de presión del reporte TÜV Rheinland.	89
B.1.	Esquema para las singularidades en el cabezal frío: flujo saliente por el cabezal	103
B.2.	Esquema para las singularidades en el cabezal frío: flujo saliente por el tubo del captador.	104

B.3. Esquema para las singularidades en el cabezal caliente: flujo entrante por el cabezal.	105
B.4. Esquema para las singularidades en el cabezal caliente: flujo entrante por el tubo del captador.	107
C.1. Esquema del sistema con cambio de fase.	111

Lista de Tablas

1.1. Comparación de algunas propiedades termodinámicas de los fluidos de trabajo.	14
3.1. Comparación del SCF, operando con cada uno de los fluidos de trabajo, con el SSCAD.	44
4.1. Resultados del desempeño del SCF usando diferentes porcentajes de llenado, usando acetona como fluido de trabajo.	48
5.1. Características geométricas del captador solar en el cuál se realizó el experimento para determinar la caída de presión.	61
6.1. Flujos de prueba en el ejercicio experimental.	76
6.2. Flujos de prueba en el ejercicio numérico.	78
A.1. Errores asociados a los instrumentos de medición.	95
B.1. Cálculo de τ_{st} a partir de los cocientes de las secciones transversales y de los flujos volumétricos.	104
B.2. Cálculo de A' a partir de los cocientes de las secciones transversales y de los flujos volumétricos	105
B.3. Cálculo de A a partir de los cocientes de las secciones transversales y de los flujos volumétricos	107

Nomenclatura

Variables	
ch	cabezal frío (inferior)
d	diámetro [m]
d_h	diámetro del cabezal [m]
d_r	diámetro del tubo [m]
hh	cabezal caliente (superior)
i, j	enteros positivos
\dot{m}	flujo másico [kg s^{-1}]
nr	número de tubos en el colector
Q	flujo volumétrico [$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$]
r	tubos en el colector
v	velocidad del flujo [m s^{-1}]
ΔP	pérdida de carga [Pa]
ΔP_f	pérdida de carga por fricción [Pa]
ΔP_r	pérdida de carga en los tubos del colector [Pa]
ΔP_s	pérdida de carga por singularidades [Pa]
ΔP_{tot}	pérdida de carga total [Pa]
ζ	coeficiente de resistencia
ρ	densidad [kg m^{-3}]

Resumen

El propósito de este proyecto es el diseño y construcción de un sistema solar que caliente agua para uso sanitario, que opere con buena eficiencia en un rango amplio de condiciones atmosféricas, y que evite una variedad de problemas encontrados en los sistemas tradicionales, como son el congelamiento, ensuciamiento, incrustaciones o incluso taponamientos en las tuberías.

El proyecto parte del modelo termosifónico convencional, que consiste en un acople de un captador solar con un termotanque que se encuentra a un mayor nivel de altura. En el sistema tradicional, el agua es calentada directamente en el captador solar de modo que, al disminuir su densidad, el agua se traslada naturalmente hasta una zona más alta: el termotanque; de este modo, el agua en el termotanque, más densa (fría), es desplazada hacia el captador para repetir el ciclo.

Para el Sistema con Cambio de Fase, se hace la siguiente modificación: en vez de agua, el captador es inundado con un fluido que cambia de fase a temperaturas cercanas a la atmosférica; el circuito se completa con una espiral que pasa por dentro del termotanque, creándose así un sistema indirecto.

Al incidir los rayos del Sol sobre el captador, el fluido de trabajo aumenta su temperatura hasta evaporarse; el fluido evaporado, al pasar por el serpentín que se encuentra en el termotanque, cede su calor al agua y cambia a la fase líquida, regresa al captador y el ciclo se repite.

Los fluidos de trabajo utilizados fueron R134a, R410A, acetona y metanol.

La justificación para usar un fluido de cambio de fase es que la transferencia de calor es mucho mayor cuando hay una transición de fase (evaporación-condensación en este caso), que cuando se transfiere calor sensible.

Otras ventajas incluyen:

- 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 sistemas con cambio de fase no existe este problema, dado que el fluido circulante tiene puntos muy bajos de congelación en relación con el agua.

- El fluido usado es inerte y no avería o corroe las tuberías bajo las condiciones normales de operación.
- El fluido de trabajo no contiene sales o minerales que puedan incrustarse en las tuberías.
- Se pueden usar tuberías de menor diámetro que las de los sistemas convencionales, disminuyendo la cantidad de material y, por tanto, el costo.
- Estos sistemas son simples y autoregulables, ya que funcionan automáticamente con la radiación solar.
- Los sistemas indirectos aumentan la vida útil del sistema.

Entre las desventajas se puede mencionar que, al operar con los refrigerantes R134a o R410A, se pueden alcanzar presiones muy elevadas (p.e., se pueden alcanzar presiones alrededor de 24 bar con el R134a) Por otro lado, el uso del refrigerante incrementa ligeramente el costo del equipo. Sin embargo, también evita la necesidad de instalar algunas válvulas o fluidos anticongelantes.

El Sistema con Cambio de Fase fue comparado contra un Sistema Solar de Calentamiento de Agua para uso Doméstico que funcionó como testigo.

Adicionalmente, se hizo un análisis de la caída de presión que sucede en un captador solar plano, así como de la distribución del flujo.

Si la caída de presión es excesiva, puede ocasionar problemas al flujo para circular en el captador y reducir así la eficiencia del sistema completo.

Conocer la caída de presión de un sistema ayuda al correcto dimensionamiento de captadores cuando son conectados en serie.

Una distribución homogénea del flujo ayuda a mejorar la eficiencia del sistema, mientras que un mal diseño no ofrece los resultados deseados, además de que el mal desempeño podría causar costos adicionales.

Para determinar la caída de presión se hicieron los ejercicios numérico y experimental. Se realizó un ejercicio experimental para calcular la caída de presión en un captador solar en las instalaciones del Instituto de Energías Renovables.

También se desarrolló un código numérico para determinar tanto la caída de presión como la distribución de los flujos. Estos dos parámetros son mutuamente dependientes y fueron calculados iterativamente en el algoritmo numérico.

En código numérico se contemplaron dos métodos para calcular la caída de presión por singularidades, el Método de Expansiones y Contracciones aproxima cada singularidad a un conjunto de pseudo expansiones y contracciones locales. El método de Coeficientes de Resistencia usa correlaciones específicas para cada singularidad.

Ambos métodos son estudiados y comparados contra el ejercicio experimental. Adicionalmente, los resultados son comparados con un certificado internacional del mismo captador de prueba.

Capítulo 1

Introducción

El creciente Calentamiento Global encuentra, entre la comunidad científica, su principal explicación, en el incesante incremento del uso de las fuentes convencionales de energía. Las fuentes convencionales incluyen desde usos tradicionales y directos como la leña o el carbón, hasta los más complejos de las termoeléctricas, carboeléctricas, ciclos combinados o incluso nucleoeeléctricas. En estas plantas de generación de electricidad, se usan combustibles fósiles como el petróleo, el carbón, el gas licuado o el uranio enriquecido. Los daños al medio ambiente se manifiestan como la degradación de la calidad del aire, al igual que la contaminación de los suelos y el agua. Dependiendo del tipo, estos daños pueden producir desde mal olor o gases tóxicos hasta enfermedades respiratoria o digestivas. El agua de los lagos o ríos se ensucia y aumenta su temperatura, provocando muerte de especies de plantas y animales. Y, por supuesto, el aumento en la temperatura de la Tierra, el Calentamiento Global.

Para combatir estos problemas, principalmente el Calentamiento Global, se ha impulsado la búsqueda métodos para producir energía sin dañar al medio ambiente, mediante las llamadas Fuentes Renovables o Alternativas de energía.

De acuerdo con la Secretaría de Energía (2009) [1], cerca del 90% de la producción de energía primaria en México proviene de los hidrocarburos. Aunque México tiene un gran potencial solar para generar energía, está pobremente explotado.

Usar fuentes renovables de energía reduce los impactos al medio ambiente, así como sus repercusiones económicas asociadas. Una creciente concientización de la importancia de usar fuentes renovables se está desarrollando globalmente.

Se busca que las fuentes alternativas de energía, además de combatir los daños al medio ambiente, reduzcan los costos asociados a los combustibles, así como los costos de operación de los equipos.

Las fuentes renovables de energía incluyen al Sol, la biomasa, el hidrógeno, el viento, las mareas, el calor del subsuelo, etc. Aunque el sol tiene relación con otras formas de energía, como la eólica, principalmente, se le asocia con la energía fotovoltaica y con la energía termosolar. La energía fotovoltaica sirve para producir electricidad, mientras que la termosolar se usa para producir calor o frío, ya sea de algún fluido como el agua, o calor o frío en espacios confinados.

El tema de interés de este trabajo es la energía termosolar, en lo que concierne en la tecnología solar para producir agua caliente. En particular en los Sistemas Solares de Calentamiento de Agua para uso Doméstico (SSCAD). Un SSCAD permite disminuir el consumo de fuentes convencionales de energía, como el gas o la electricidad. De este modo, se ayuda a reducir la cantidad de contaminantes emitidos al ambiente.

En México, los sistemas solares más comunes para calentar agua son los termosifónicos directos, en los cuáles el agua es calentada en un captador solar y almacenada en un termo tanque.

La Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía (CONUEE) [2], lanzó el programa PROCALSOL [3], con el propósito de alcanzar una superficie instalada de 1.8×10^6 m² para 2012.

En la Figura 1.1 se muestra la evolución del área anual instalada de captadores solares en México, desde 2001 hasta 2010 [4]. También se muestra la evolución de la superficie total instalada en México. Para 2010, la superficie instalada de captadores solares para calentar agua fue de 1.67×10^6 m², que producen 4.8 PJ/año con una eficiencia promedio del 50 % [5].

Aunque México tiene un gran potencial solar, su uso no es generalizado. De acuerdo con la Secretaría de Gobernación [6], México se encuentra considerado como uno de los diez mayores productores de energía termosolar. Sin embargo, con una generación anual per-cápita de 41 MJ, se encuentra muy lejos de países como Brasil (380MJ) o Israel (17,000MJ) per cápita por año [7].

Promover la producción solar de energía conlleva beneficios económicos, sociales y ambientales. Alatorre Frenk (2009) [7], estimó que México tiene un factible potencial económico de 35×10^6 m² de captadores solares, que proporcionarían 115 PJ/año, equivalentes a 2.5 % del total de la demanda en México. En este tenor, es primordial impulsar la investigación y mejora de esta tecnología.

El calentamiento solar de agua previene la emisión de contaminantes a la atmósfera, reduciendo el uso del gas licuado, gas natural, diesel, electricidad, carbón y madera.

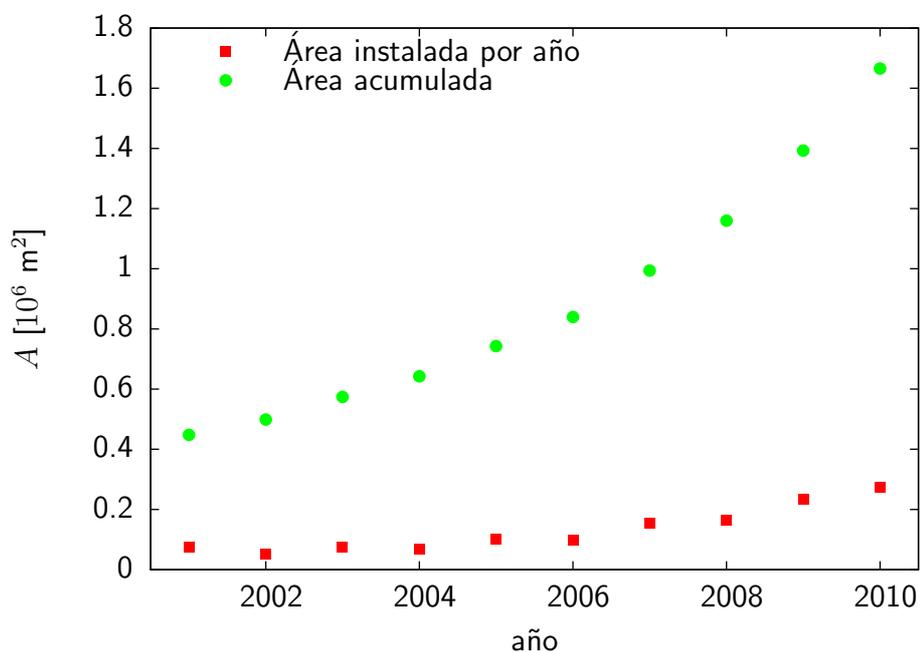


Figura 1.1: Evolución del área instalada anualmente de captadores solares planes en México, así como el área acumulada de captadores solares.

En 2004, Kalogirou [8] estudió cuál era el impacto ambiental ocasionado por usar fuentes convencionales de energía, y estimó los beneficios ambientales potenciales de cambiar los sistemas convencionales por otros con asistencia solar. Al usar energía solar, se evita que muchos gases contaminantes sean expelidos a la atmósfera. Al tratar el caso de sustituir sistemas de calentamiento de agua, que operan con electricidad o diesel, por sistemas solares, Kalogirou estimó que el porcentaje de gases emitidos a la atmósfera se reduciría en un 80%. He ahí un factor de primordial importancia para usar sistemas solares para calentar agua.

Más del 90% de los SSCAD usados en el mundo, se basan en el Principio Termosifónico. Estos son los sistemas convencionales. El efecto termosifónico es un principio según el cual un fluido, al calentarse, sufre un desplazamiento vertical hacia arriba, debido a la disminución de su densidad causada por el aumento de la temperatura.

En los sistemas convencionales que operan por el efecto termosifónico, consisten en un captador solar en la que el agua es calentada al recibir la energía del sol, y de un termo tanque (colocado a mayor altura que el captador), en el cual el agua es almacenada.

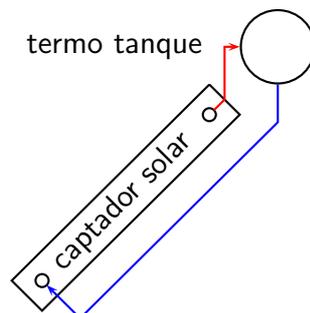


Figura 1.2: Esquema de un sistema termosifónico convencional o tradicional. El agua calentada en el captador se mueve por convección natural hacia el termo tanque, desplazando el agua del termo tanque hacia el captador, para generar un ciclo de recirculación.

El efecto termosifónico ocurre cuando el agua contenida en el captador es calentada y su densidad disminuye hasta el punto en que se rompe la inercia del reposo y se empieza a mover hacia arriba, hacia el termo tanque, por convección natural. El agua en el termo tanque, más fría y densa, es entonces desplazada hacia el captador, para crear un ciclo de circulación natural.

La Figura 1.2 muestra un esquema transversal de un sistema termosifónico. En la figura, el agua en el sistema circula entre el captador y el termotanque debido al efecto termosifónico.

De acuerdo con Kalogirou [9], un sistema **activo** usa una bomba o ventilador para hacer circular al fluido (convección forzada). En un sistema **pasivo**, el fluido de trabajo circula por convección natural y no hay necesidad de bomba. Tal es el caso de los sistemas que operan con el principio del efecto termosifón. En un sistema **directo**, el agua es calentada directamente en el captador. En un sistema **indirecto**, un fluido de trabajo es calentado en el captador; este fluido transfiere la energía acumulada al agua, por medio de un intercambiador de calor. En un sistema **cerrado**¹, el fluido de trabajo está aislado de la atmósfera [10]. En un sistema **abierto**², el fluido de trabajo está en contacto con la atmósfera. Si el fluido cambia su fase, el sistema se nombra de **dos fases** o **con cambio de fase**. De este modo, un sistema termosifónico es un sistema pasivo, directo, que puede ser abierto a la atmósfera o presurizado. El sistema termosifónico convencional usado en este proyecto es abierto.

Estos sistemas pueden tener variantes; en caso de días nublados, lluviosos o

¹sistema a presión

²sistema atmosférico

en los que no se alcance la temperatura deseada, será necesario el apoyo de un respaldo externo de energía (usualmente, este sistema auxiliar es conectado en serie con el SSCAD). Comúnmente, el gas, la electricidad o el diesel son usados para asistir a estos sistemas.

En la Figura 1.3 se muestran dos de los esquemas mencionados. En la Figura 1.3(a), se usa una bomba para recircular el agua del captador al termo tanque. En la Figura 1.3(b), se muestra un sistema con asistencia, en este caso, eléctrica.

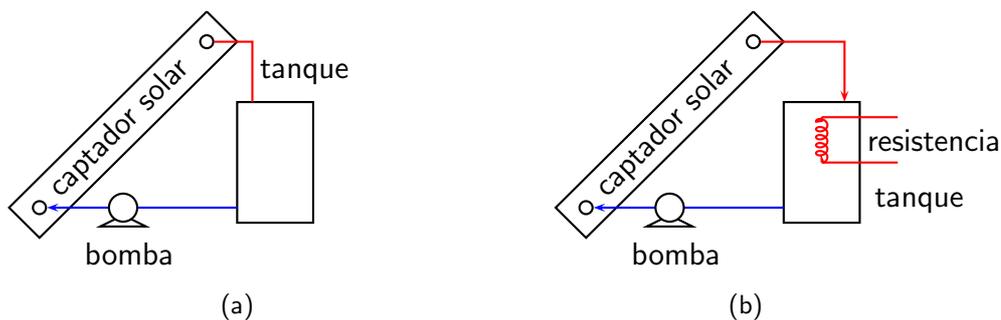


Figura 1.3: (a) Esquema de un sistema activo, que usa una bomba para recircular el agua. (b) Esquema de un sistema con asistencia eléctrica para casos en los que no es posible alcanzar la temperatura deseada.

Un sistema convencional termosifónico puede presentar algunos problemas técnicos, inherentes a sus condiciones de operación. Estos problemas incluyen congelamiento, corrosión, incrustaciones y ensuciamiento [11]. En zonas donde se alcanzan temperaturas debajo de 0°C , el agua contenida en las tuberías del captador solar puede congelarse. La consecuencia inmediata es que el sistema deje de funcionar; además, debido a que el agua se expande al congelarse, puede deformar o romper las tuberías, dejándolas inservibles. Debido a que el agua que se usa en estos sistemas proviene de la red municipal, puede contener minerales, como óxidos de calcio que, al acumularse en las tuberías, pueden ocasionar incrustaciones, que reducen el diámetro de la tubería y aumentan la caída de presión; por otro lado, las incrustaciones pueden acumularse hasta el grado de tapar un tubo. Los minerales en el agua pueden también causar corrosión en las paredes de las tuberías. La corrosión también reduce la vida útil del sistema. Los altos niveles de PH en el agua, pueden también afectar a las tuberías del sistema.

En México se presentan estos problemas en diferentes regiones. Por ejemplo, en el norte del país, es común que, en invierno, se alcancen temperaturas por debajo de 0°C . En el sureste, como en la península de Yucatán, el agua tiene concentraciones elevadas de óxidos de calcio.

Ante estas consideraciones, surge el concepto de que si se usa un fluido de trabajo distinto de agua, sin problemas de congelamiento, que no sea agresivo hacia la tubería se evitarían estos problemas y se aumentaría la vida útil del sistema.

1.1. Sistema con Cambio de Fase

El uso de agua caliente es una necesidad primaria para la vida cotidiana. Tanto en la casa, para lavar ropa o trastos, o para higiene personal, como en la industria, ya sea como materia prima en procesos de fabricación o como un elemento de transferencia de calor.

Algunos ejemplos específicos incluyen la generación de vapor, el lavado, el secado, la esterilización, tratamientos químicos, así como el calentamiento de aire.

La utilización de equipos termosifónicos con agua como fluido de trabajo es muy común actualmente. Sin embargo, presenta algunas desventajas como la corrosión que puede darse al interior de las tuberías o las incrustaciones que pueden tapar tuberías cuando se trabaja con aguas duras y flujos bajos. En contraste con otros fluidos, el agua se expande al congelarse; en lugares donde se alcanzan temperaturas por debajo de los 0 °C, si el agua se congela, puede expandirse hasta deformar o incluso romper las tuberías, resultando en un mal funcionamiento o deterioro del equipo.

Un Sistema con Cambio de Fase (SCF) usa un fluido que intercambia calor al hacer una transición de fase, por ejemplo, por evaporación o por condensación.

Un SCF de tipo termosifónico para calentamiento de agua consiste en un captador solar, por el que circula un fluido de cambio de fase, en un intercambiador de calor, y en un tanque para el almacenamiento del agua caliente.

Un SCF es pasivo, indirecto y cerrado, ya que el fluido de trabajo se desplaza por convección natural, se encuentra en un circuito separado del agua, y no está en contacto con el ambiente.

1.1.1. Ventajas y desventajas del Sistema con Cambio del Fase

El sistema propuesto evita problemas de congelamiento, efectos corrosivos en las tuberías, incrustaciones o ensuciamientos [11] ya que no es el agua (con minerales y óxidos de calcio), sino un fluido de trabajo el que se desplaza por las tuberías del sistema, es decir, por el circuito cerrado.

Otra ventaja es que el SCF no tiene partes móviles y no necesita de una bomba para recircular el agua (no se requiere consumo adicional de energía eléctrica).

A diferencia de los sistemas termosifónicos convencionales, el SCF no requiere de válvulas termostáticas o sistemas indirectos para combatir el congelamiento, que elevan el costo del equipo. Esto, porque los fluidos usados, que suelen ser alcoholes o refrigerantes, tienen puntos de congelamiento muy por debajo de los 0 °C. Estas ventajas resultan en una mayor vida útil de los SCF.

En cuanto a las desventajas, el uso de un fluido con cambio de fase así como el intercambiador de serpentín usado en el termo tanque, representan un costo adicional, en comparación con los sistemas termosifónicos convencionales, que trabajan totalmente con agua y no necesitan un intercambiador de calor en el termo tanque. Sin embargo, estos gastos se pueden matizar cuando se compara con sistemas activos que usan una bomba para recircular el agua; el costo inicial de la bomba, así como de la electricidad requerida, serán mucho mayor a lo largo de la vida útil del sistema, que el costo inicial del serpentín y del fluido de trabajo; también el hecho de que no requieren válvulas anticongelantes ayuda a equilibrar el costo inicial.

Por otro lado, algunos fluidos de trabajo pueden alcanzar altas presiones en el circuito cerrado del SCF, sobre todo cuando trabaja por largos períodos de tiempo (varios días) sin descarga de agua; por lo que, la tubería con que está construido el equipo, debe tener la capacidad de resistir esas presiones.

1.2. Objetivo

El objeto de esta investigación es estudiar un Sistema con Cambio de Fase (SCF), que consiste en un equipo solar captador - termo tanque con cambio de fase para calentamiento continuo de agua sanitaria que opere con buena eficiencia en un amplio rango de condiciones atmosféricas, así como hacer propuestas para mejorar su funcionamiento.

El circuito cerrado del fluido de trabajo incluye el arreglo de tuberías del colector, y continúa en un intercambiador de serpentín, que se encuentra en el interior del termo tanque, y que sirve como intercambiador de calor; también incluye las tuberías de conexión entre ambos elementos.

Se escogen fluidos de trabajo con puntos bajos de congelamiento (en comparación con el agua), y que no sean corrosivos para la tubería. De este modo, el SCF evita problemas de congelamiento, incrustaciones, corrosión o de ensuciamiento [11].

1.3. Elección de fluidos de trabajo

Para escoger un fluido de trabajo, se deben tener en cuenta algunas consideraciones. El fluido debe tener una buena capacidad para absorber la energía incidente del sol y, eventualmente, transferirla al agua, considerando que la máxima irradiancia disponible es de 1100 Wm^{-2} , aproximadamente [12]. Un punto bajo de ebullición es deseable para asegurar que la evaporación empiece rápidamente, después del inicio de la prueba. Un alto calor latente de cambio de fase contribuye a mejorar la energía transferida al agua. Otros parámetros importantes incluyen la viscosidad, presiones de operación, disponibilidad y costos. Al considerar posibilidades comerciales, el costo del equipo juega un papel primordial. Los refrigerantes R134a y R410A comparten bajo punto de ebullición (véase la tabla 1.1); esto quiere decir que pronto, desde que el SCF empieza a operar el fluido en el captador empezará a evaporarse, y se desplazará hacia el serpentín en el termo tanque para iniciar el ciclo de recirculación. En contraste, la acetona y el metanol tienen altos puntos de ebullición; esto quiere decir que, al usar alguno de estos fluidos de trabajo, le tomará más tiempo al SCF para empezar el ciclo de evaporación-condensación y, por tanto, el principal aporte de transferencia de calor hacia el agua (en el entendido que hay intercambios menores de calor sensible y latente, en el lapso mientras el SCF alcanza las condiciones para tener un ciclo continuo). Respecto a su calor latente de vaporización (Tabla 1.1), el de

Tabla 1.1: Comparación de algunas propiedades termodinámicas de los fluidos de trabajo.

fluido de trabajo	T_{congel} @ P_{atm} [°C]	T_{evap} @ P_{atm} [°C]	h_{fg} @0°C [kJkg ⁻¹]	h_{fg} @50°C [kJkg ⁻¹]	P_{sat} @50°C [bar]
acetona	-94.7	56.5	558.8	508.1	0.8
metanol	-97.7	64.4	1205.1	1127.9	0.55
R134a	-101	-26.1	198.6	151.8	13.2
R410A	(-136,-103)	-52.7	221.3	135.1	30.7

h_{fg} : Calor Latente de Vaporización; sat: saturación; atm: atmosférica

congel: Congelamiento; evap: evaporación

Fuente: NIST [13]

la acetona es, al menos, del doble que los de los refrigerantes R134a y R410A; mientras que el del metanol es mayor aún. Esto quiere decir que, en un ciclo con las mismas condiciones de saturación, el metanol y la acetona pueden transferir mayor energía que los refrigerantes, para un mismo flujo másico. Entonces, es necesaria una combinación adecuada de estos factores, punto de ebullición

y calor latente de vaporización, para lograr el mejor resultado. Otro factor que influye es la temperatura del agua en el termo tanque: mientras mayor sea esta temperatura, más tiempo le tomará al fluido de trabajo alcanzar la temperatura y presión para empezar el ciclo continuo de recirculación. Es importante también considerar la presión. Mientras que, trabajando con acetona y metanol, el SCF trabaja con presiones cercanas a la atmosférica, las presiones son muy elevadas cuando el equipo opera con R134a o R410A como fluidos de trabajo. La acetona y el metanol se encuentran en estado líquido en condiciones atmosféricas, mientras que los refrigerantes se encuentran en estado gaseoso. Estas condiciones permiten que tanto la carga de la acetona como la del metanol sean de muy poco grado de dificultad, con un control muy preciso de la cantidad de carga. En contraste, con R134a y R410A, se necesitan cuidados especiales para inyectar el fluido, mientras que la cantidad del volumen cargado es difícil de controlar.

1.4. Trabajos relacionados

En 1979, Sojin et al. [11] describieron un arreglo experimental para evaluar el desempeño de un captador solar plano que operaba con un fluido de cambio de fase. El equipo estaba diseñado para calentar agua, y consistía en un captador, un separador de líquido y vapor, un termo tanque (un tanque con aislamiento) y un condensador. El condensador era un intercambiador de calor en forma de serpentín, de cobre, inmerso en el termo tanque. El separador del vapor y del líquido del fluido de trabajo se encontraba a la salida del captador para evitar el paso de líquido al intercambiador de calor en el termo tanque. Usaron acetona y éter de petróleo en el circuito primario, como fluidos de trabajo, debido a sus altos coeficientes de transferencia de calor. Hicieron pruebas con diferentes niveles de carga en el circuito primario del sistema. Encontraron que la eficiencia del sistema incrementaba linealmente con el nivel de llenado del fluido de trabajo, alcanzando eficiencia de alrededor de 60 %, cuando el equipo se hizo operar con acetona y con un nivel de llenado de 95 % del volumen total del sistema.

Schreyer (1981) [14] propuso un sistema, que usaba un captador solar y un refrigerante como fluido de trabajo, para calentar agua. Tanto las aletas como la tubería del captador solar eran de acero, la caja era de aluminio y el refrigerante usado era triclorofluorometano (FCCl_3), que evapora a 23.7 °C a presión atmosférica. El captador estaba inclinado a 30° hacia el sur.

El intercambiador de calor se encontraba a una mayor altura que el captador para permitir que el refrigerante se desplazara por gravedad hacia la parte inferior del captador. Completaba el equipo un tanque (reservorio) de agua; un termistor

monitoreaba la temperatura tanto del agua en el reservorio como del gas en el intercambiador de calor. Cuando el gas en el intercambiador alcanzaba 6 °C más que el agua, una bomba hacía circular el agua por el intercambiador hasta que la diferencia de temperaturas disminuyera a 1.6 °C.

Durante un mes de pruebas, la eficiencia, definida como la razón de la energía solar recuperada respecto a la energía solar total incidente alcanzó 66.5 % en promedio; sin embargo este sistema logró recuperar hasta un 83 % de la energía a una baja diferencia de temperatura del captador.

Soin et al. (1987) [15] propusieron un calentador de agua de dos fases (con cambio de fase) como una alternativa a los sistemas termosifónicos, con idea de contrarrestar problemas como el congelamiento del agua a temperaturas bajo cero, corrosión o incrustaciones y los gastos que estos problemas generan. Al mismo tiempo, modificaron un modelo numérico propuesto previamente para determinar el desempeño del equipo, que introducía el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por condensación; propusieron que los fluidos de trabajo podrían ser hidrocarburos, así como freones. Los fluidos de trabajo usados fueron éter de petróleo y R11; las aletas eran de acero, especialmente diseñadas para trabajar en dos fases. En este experimento, el termo tanque se encontraba a una mayor altura que el captador solar y dentro del termo tanque se encontraba el intercambiador de calor, que era un serpentín de 0.68 m². El equipo experimental fue estudiado durante dos años, en diferentes condiciones de operación, con y sin carga.³ Sin embargo, el funcionamiento del calentador de agua de dos fases fue ligeramente inferior al del sistema termosifónico, entre 4 y 8 % en días soleados, entre 10 y 12 % en días nublados y en los monsoones fue 40 % menos eficiente, debido a los bajos niveles de irradiancia.

Yilmaz (1991) [16] hizo una simulación numérica de un sistema con cambio de fase, usando como fluido de trabajo el refrigerante R11 e introduciendo los coeficientes de transferencia de calor tanto en el captador como en el condensador. Concluyó que es posible encontrar un valor óptimo para el diámetro de la tubería y que el modelo de flujo homogéneo no es suficiente para describir el colector cuando el fluido se encuentra en dos fases (líquido-vapor).

Radhwan y Zaki [17], en 1993, también estudiaron un sistema con cambio de fase cargado con refrigerante R11 mediante un modelo matemático. Para este estudio, los tubos del captador se encontraban completamente inundados del fluido de trabajo para evitar zonas de vapor sobrecalentado, con coeficientes de transferencia de calor más bajos. Asumieron que no había equilibrio térmico, por lo que todas las propiedades físicas fueron evaluadas como dependientes de

³El término *carga* se refiere a las extracciones, es decir, retirar agua caliente del termo tanque e introducir agua fría en su lugar.

la temperatura, sin embargo, algunas magnitudes como el coeficiente de transferencia de calor por convección o el coeficiente global de transferencia fueron tomados como constantes en algunos rangos de temperaturas. Con el modelo numérico encontraron que, al incrementar la insolación, también lo hace la razón de flujo de masa en el circuito y, como consecuencia, la ganancia de energía. También mostraron que, con la ausencia en el ciclo de líquido subenfriado y vapor sobrecalentado, las pérdidas al medio ambiente disminuyen.

En 1995, Pluta y Pomierny [18], hicieron el estudio teórico y experimental de otro sistema con cambio de fase, usando freon R12 como fluido de trabajo. En pruebas de aproximadamente 2 horas, con diferentes niveles de irradiancia, obtuvieron eficiencias de hasta alrededor de 90%.⁴ Encontraron las eficiencias más altas cuando las condiciones de irradiancia eran las más bajas, concluyendo que las dimensiones del equipo exigen un óptimo valor, dependiendo de los niveles de irradiancia, es decir, que el diseño juega un muy importante papel en el desempeño de estos equipos.

El refrigerante R134a es uno de los fluidos considerados como alternativa a los clorofluorocarbonos (CFCs) para combatir el adelgazamiento de la capa de ozono. Calm y Didion (1998) [19] evaluaron varios fluidos candidatos a reemplazar a los CFCs, entre ellos, el R134a. Concluyeron que no existe el fluido cuyo impacto ambiental sea nulo; el refrigerante R134a tiene un alto calor latente de vaporización, no contribuye a la destrucción de la capa de ozono, pero tiene un impacto ligero en el calentamiento global.

En 1999, Joudi [20] reportó una simulación computacional de un sistema para calentamiento de agua con cambio de fase usando R11 como fluido de trabajo. Encontró que tanto la temperatura como la presión incrementan continuamente durante el día, con un comportamiento dependiente de la temperatura del agua en el termo tanque, por lo que la presión del sistema depende de la cantidad y temperatura del agua en el termo tanque.

Ong y Haider-E-Alahi (2003) [21] estudiaron el desempeño de un tubo de calor cargado con R134a y encontraron que la transferencia de flujo de calor se incrementaba a flujos grandes, mayores fracciones de llenado y mayor diferencia de temperaturas entre el evaporador y el condensador.

Hussein (2003) [22] estudió un termosifón de dos fases con un intercambiador de calor (condensador) en la parte superior del captador solar, usando agua destilada como fluido de trabajo. Llevó a cabo tanto pruebas experimentales como simulaciones numéricas y estableció algunas variables adimensionales para determinar las dimensiones adecuadas de almacenamiento en el termo tanque, para mejorar la ganancia de energía útil.

⁴Sin embargo, no explican cuál es la definición de la eficiencia calculada.

En 2005, Esen y Esen [23] compararon simultáneamente tres refrigerantes, R134a, R407C y R410A. Para ello, construyeron tres sistemas con cambio de fase idénticos a una escala pequeña de los calentadores solares de agua llamados caloriductos, o tubos de calor; investigaron el desempeño de estos tres sistemas en condiciones de días despejados. Reportaron distribuciones de temperatura y colecciones de eficiencias y apuntaron que sus resultados mostraban buena comparación con aquellos encontrados en la literatura. Encontraron que el refrigerante que captó mayor cantidad de energía térmica solar fue el R410A. Sin embargo, señalaron la falta de más estudios para concluir sobre la optimización del equipo.

Un estudio de la transferencia de calor en condensación y la caída de presión del refrigerante R134a en un serpentín fue llevado a cabo por Wongwises y Polsongkram [24] en 2006. Como resultado de su estudio, propusieron nuevas correlaciones para estos fenómenos para aplicaciones prácticas.

Para este proyecto, se hicieron pruebas con cuatro fluidos de trabajo, los refrigerantes R134a y R410A, acetona y metanol. Comparten su disponibilidad, relativamente bajo costo y bajo impacto al ambiente. Mientras que tanto el R134a como el R410A trabajan a altas presiones, la acetona y el metanol operan cerca de la presión atmosférica y son inflamables.

1.5. Propuestas del presente trabajo

El objeto de este trabajo es evaluar un sistema termosifónico cerrado con cambio de fase para calentamiento de agua sanitaria, usando diferentes fluidos de trabajo, y compararlo contra un sistema termosifónico tradicional. Mediante estas comparaciones, se evaluará la factibilidad técnica del SCF, con miras a su futura utilización comercial, si se alcanza un desempeño equivalente al de un SSCAD convencional, ya que presentaría las ventajas mencionadas anteriormente, de evitar congelamiento, corrosión, incrustaciones y ensuciamiento, alargando la vida útil del sistema.

Además, se estudia la fenomenología del cambio de fase en el SCF, para obtener información con la cual se puedan hacer señalamientos para su mejora. Para los propósitos de esta investigación, se escogieron cuatro fluidos de trabajo, dos refrigerantes, R134a y R410A, además de acetona (grado industrial) y metanol. Los fluidos fueron escogidos debido a sus propiedades físicas, bajo impacto hacia el ambiente, disponibilidad, y relativamente bajo costo. Esos fluidos han sido objetos de prueba por otros autores en aplicaciones similares.

En este trabajo, se introducen algunas diferencias y mejoras, comparadas con los trabajos en la literatura técnica, con el propósito de obtener información

acerca de las condiciones de operación de este equipo.

- (a) el SCF es comparado contra un SSCAD comercial de tipo termosifónico, con exáctamente la misma geometría, dimensiones y materiales, con excepción del serpentín que se encuentra en el termo tanque del SCF. De modo que la comparación es en paralelo y en tiempo real, bajo las mismas condiciones ambientales y de operación.
- (b) la investigación previa con los refrigerantes R134a y R410A se llevó a cabo en tubos de calor y en pequeños prototipos [21, 23]; en este estudio, los refrigerantes son evaluados en el sistema de tamaño real, en condiciones reales.
- (c) las investigaciones previas con acetona [11] se llevaron a cabo en condiciones muy controladas de flujos y temperaturas, por lo que los resultados obtenidos tienen el sesgo de que son válidos sólo para este tipo de situaciones. El SCF propuesto trabaja sin intervención o manipulación durante la prueba, en condiciones reales de operación.
- (d) no sólo se evalúa el desempeño térmico del sistema, sino también su factibilidad técnica ante las condiciones reales de operación.
- (e) el sistema de adquisición de datos, tanto en la cantidad y calidad de los sensores, cuenta con mejores elementos de monitoreo que en los reportes previos, con el objeto de caracterizar todos los componentes del SCF. Se instalaron sensores de temperatura y presión para evaluar las características del fluido de trabajo en puntos diferentes del sistema, y ante las cambiantes condiciones de operación; la instrumentación incluye sensores en las aletas del captador, dentro del termo tanque (para verificar el perfil de estratificación), y, en el circuito cerrado por el que se desplaza el fluido de trabajo (a las entradas y salidas del evaporador y del condensador).

Capítulo 2

El Sistema con Cambio de Fase

En este capítulo se introduce el procedimiento para llevar a cabo los experimentos con los equipos de pruebas; se detalla el protocolo para caracterizar los sistemas; se describen los fluidos de trabajo utilizados y su naturaleza de operación como parte del SCF.

El experimento consiste en la comparación de un sistema cerrado que opera en dos fases (o Sistema con Cambio de Fase, SCF), con un Sistema Solar de Calentamiento de Agua para uso Doméstico (SSCAD). El SCF fue evaluado con diferentes fluidos de trabajo.

Los elementos de comparación considerados son la eficiencia, ganancia de calor útil y de temperatura en el termo tanque, pérdidas nocturnas, comportamiento térmico de las aletas, así como otras características técnicas, que dependen de los materiales utilizados, así como de las zonas en la cuáles estos sistemas son instalados.

El SSCAD es un sistema abierto que incluye un captador solar de 1.62 m² de área de apertura, con 6 aletas de cobre, con una superficie selectiva de óxido de titanio. El captador está acoplado a un termo tanque con capacidad de 160 L, para almacenamiento de agua. El tanque es de acero inoxidable, con aislamiento de poliuretano expandido. En este sistema, el agua calentada en el captador se mueve al termo tanque por convección natural. El agua más fría, y más densa, en el termo tanque se mueve por gravedad hacia el captador para ser calentada en un ciclo termosifónico.

El SCF es un sistema cerrado, que tiene los mismos componentes que el SSCAD, más un intercambiador de calor (serpentín de cobre) inmerso en el

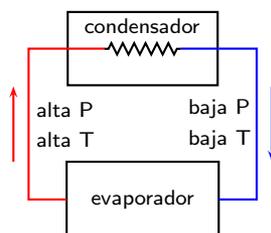


Figura 2.1: Ciclo termodinámico de evaporación-condensación del SCF.

termo tanque.

El serpentín, junto con el arreglo de tuberías del captador, y las respectivas tuberías de conexión, forman un circuito cerrado, por el que circula un fluido de trabajo, diferente al agua de servicio. El fluido de trabajo debe tener un punto bajo de ebullición (comparado con el agua). Tomando en cuenta el comportamiento del fluido del trabajo en el SCF, el captador solar actúa como el evaporador del sistema, y el serpentín de cobre inmerso en el termo tanque actúa como el condensador.

La irradiancia incidente aumenta la temperatura del fluido de trabajo. Las condiciones de saturación se alcanzan cuando la temperatura del fluido sea al menos igual a la temperatura del agua en el termo tanque (ya que si la temperatura del fluido es menor, no puede haber transferencia de calor del serpentín al agua en el termo tanque). Es por esto, que la temperatura de saturación siempre estará ligada a la temperatura del agua en el termo tanque. A partir del punto de saturación, el fluido empieza a evaporarse, hasta alcanzar las condiciones de vapor saturado o ligeramente sobre calentado. El fluido en forma de vapor se mueve desde el captador hasta el serpentín en el termo tanque. Como la temperatura del fluido de trabajo en el serpentín es mayor que la temperatura del agua en el termo tanque, entonces, el calor latente de vaporización es transferido al agua y, como resultado, el fluido de trabajo es condensado.

El fluido de trabajo pierde un poco más de calor hasta llegar a la zona de líquido subenfriado. Este líquido se desplaza por gravedad (ya que la densidad del líquido es mayor que la densidad de vapor) desde el termo tanque hacia el captador solar, para repetir el ciclo. En la Figura 2.1 se muestra un diagrama de este ciclo.

Se probaron varios fluidos de trabajo: R134a, R410A, acetona y metanol. Las pruebas del SCF usando R410A, acetona y metanol fueron evaluadas simultáneamente con el SSCAD convencional.

El SCF usando R134a fue comparado contra pruebas experimentales proporcionadas por Módulo Solar^{mr} [25]. Se hizo así ya que éstas fueron las primeras

pruebas realizadas con el SCF, cuando el sistema testigo no estaba instalado aún.

El refrigerante R134a es uno de los fluidos usados para reemplazar a los clorofluorocarbonos, ya que no contribuye a la destrucción de la capa de ozono. El refrigerante R410A es una mezcla de R32 y R125 (50 % de masa de cada uno); es usado en aires acondicionados como sustituto del R22; no es tóxico y no contribuye a la destrucción de la capa de ozono. La acetona (también conocida como propanona) es un líquido incoloro usado principalmente como solvente, para limpieza, o como agente para aplicaciones de secado; es inflamable y es tóxico en caso de inhalación.

El metanol es un compuesto químico cuya fórmula es CH_3OH (CH_4O). A temperatura ambiente, se encuentra en estado líquido, es incoloro, inflamable y tóxico si es inhalado o ingerido, o si hay una exposición prolongada con la piel. Se suele usar como anticongelante, disolvente y combustible.

Volviendo a la Tabla 1.1 (página 14) se observan algunos datos relevantes (para los propósitos de esta investigación) de estos fluidos.

De acuerdo con la Tabla 1.1, ninguno de estos fluidos es susceptible de ser congelado en condiciones normales de operación.

Con los refrigerantes R134a y R410A existe la desventaja de que el sistema trabaja a altas presiones. En la Tabla 1.1, se muestra que las presiones de saturación a $50\text{ }^\circ\text{C}$ son 13.2 bar para R134a y 30.7 bar para R410A. Estos dos fluidos tienen un bajo punto de ebullición¹; esto representa una importante ventaja al trabajar en este tipo de sistemas: un punto bajo de ebullición ayuda a que el ciclo de recirculación del fluido de trabajo por el circuito cerrado empiece rápidamente después del inicio del día.

Al cargar el circuito cerrado del SCF con acetona o metanol, se evitan problemas de altas presiones. El calor de vaporización de estos dos fluidos (a una temperatura dada), que es más alto que el de los refrigerantes R134a y R410A, contribuye en más energía transferida al agua. Debido a que la acetona tiene un alto punto de ebullición ($56.5\text{ }^\circ\text{C}$ a P_{atm}), el SCF tarda más tiempo en alcanzar las condiciones para mantener un ciclo continuo de evaporación-condensación (en comparación con cualquiera de los refrigerantes R134a o R410A).

Lo mismo pasa con el metanol, cuyo punto de ebullición alto ($64.4\text{ }^\circ\text{C}$ a P_{atm}) retrasa el comienzo del ciclo continuo de evaporación-condensación.

Soin *et al.* (1979) [11] establecieron que el desempeño de equipos termosifónicos que operan con un fluido de trabajo se incrementa linealmente con el nivel de llenado en el circuito primario. Basados en sus resultados, se decidió, para el presente trabajo, probar varios porcentajes de llenado, donde 100 % de

¹en comparación con el agua, a presión atmosférica, $-26.1\text{ }^\circ\text{C}$ para R134a y $-52.7\text{ }^\circ\text{C}$ para R410A.

llenado significa que la totalidad del circuito primario se encuentra inundado de fluido de trabajo.

El circuito primario del SCF incluye el arreglo de tubos en el captador, el serpentín en el termo tanque y las tuberías de conexión entre ellos. De la capacidad total en volumen del circuito cerrado del SCF, se cargó hasta un máximo de 91 % cuando fue operado con R134a, hasta un máximo de 62 % cuando fue operado con R410A, hasta un máximo de 83 % cuando fue operado con acetona, y hasta un máximo de 69 % cuando fue operado con metanol.

El fluido en estado líquido es introducido al sistema mediante una válvula colocada en la parte de arriba del captador solar. La capacidad de volumen del captador es de un 83 % del volumen total del circuito cerrado; este es el porcentaje máximo de llenado que se puede alcanzar cuando se usa un fluido en estado líquido. Debido a que la acetona y el metanol se encuentran en estado líquido a temperatura ambiente y presión atmosférica, el llenado es fácil, permitiendo un control preciso del porcentaje deseado.

Para el caso del metanol, se observó que la máxima eficiencia se alcanzó antes de la fracción de llenado mayores a 69 %, así que no hubo necesidad de seguir aumentando el porcentaje de llenado. La carga del sistema con R134a y R410A es difícil y no puede ser controlada con exactitud, debido a las altas presiones en las que estos fluidos operan y al estado gaseoso en que se encuentran a condiciones ambientales. Para hacer una estimación del nivel de carga en volumen, en el caso del R134a y del R410A, el fluido fue considerado como si fuera líquido saturado a la temperatura ambiente registrada al momento de la carga. Con base en esta suposición, se calculó el valor de la densidad y, considerando el valor del volumen deseado, se asoció un peso al refrigerante que debía ser inyectado al circuito cerrado. Al momento de la carga, el recipiente contenedor del refrigerante fue pesado constantemente, hasta alcanzar el peso deseado.

A continuación se describe el protocolo de pruebas experimentales.

2.1. Protocolo de las pruebas experimentales

En esta sección se describe el protocolo de las pruebas experimentales para evaluar el desempeño del Sistema con Cambio de Fase y compararlo con el Sistema Termosifónico.

Ambos sistemas consisten en un acoplamiento de un captador solar plano y un termotanque con las mismas características, y son usados para calentar agua para propósitos sanitarios, tales como bañarse o lavar trastos.

La diferencia principal es que en el Sistema Termosifónico el agua para servicio

es calentada directamente en el captador solar y, por diferencias de densidades, el agua caliente es transportada hacia el termotanque y el agua fría hacia el captador solar, mientras que en Sistema con Cambio de Fase, es un fluido de trabajo el que es calentado hasta evaporar en el captador solar y es este fluido el que se mueve hacia el termotanque para ser condensado a lo largo del y transferir su calor latente de cambio de fase al agua de servicio.

Cada equipo tiene una bomba de recirculamiento de agua para homogeneizar las temperaturas del agua en los termotanques, cuando sea necesario.

Para comenzar la prueba, tanto el SSCAD como el SCF son llenados de agua, tratando de mantener el agua entrante a la misma temperatura (T_0).

La prueba empieza a las 9:00 h (hora solar). A esta hora se enciende el sistema de adquisición de datos, que registra los datos cada 60 s.

El desarrollo de las pruebas se lleva a cabo sin extracciones de agua caliente. Al final de la prueba, a las 18:00 h (hora solar), se enciende la bomba de recirculación de los circuito secundario, para homogeneizar la temperatura del agua en el termo tanque (T_f), para cada sistema. Después de esto, finaliza la prueba de irradiancia solar.

A partir de este momento, los sistemas se dejan operando toda la noche para evaluar las pérdidas térmicas durante el período nocturno.

Al día siguiente, a las 8:30 h (hora solar), se homogeneiza la temperatura del agua en el termo tanque para cada sistema, y así obtener la temperatura final después de 24 h ($T_{f,24h}$). Después de esto, los sistemas son vaciados completamente. Este procedimiento es realizado repetidamente durante varios días para obtener la caracterización de los sistemas bajo diferentes condiciones de operación y ambientales.

A continuación se describe detalladamente cómo se deben llevar a cabo cada uno de los pasos del protocolo de pruebas.

2.1.1. Pasos del protocolo de pruebas

Para preparar las pruebas diarias, se debe llegar una hora antes del inicio del ensayo experimental para vaciar los tanques. El vaciado de los tanque es la parte más larga, dura alrededor de 30 minutos. Cada prueba debe empezar a las **9:00 h** (hora solar) siguiendo estos pasos:

1. Se deben llenar el termo tanque completamente con agua a una misma temperatura. El llenado de un termo tanque lleva alrededor de 10 min, por lo que hay que anticipar este tiempo para que la prueba comience. Debido a que la convección es forzada y los tanques se llenan al mismo tiempo, todos los tanques tienen, en promedio, la misma temperatura inicial.

2. Verificar que los instrumentos de medición (piranómetro, sensores de presión y temperatura) estén funcionando correctamente. Esto se puede verificar antes de terminar la corrida nocturna. En caso de que no se haya hecho una corrida nocturna, con encender el programa (ver el paso 3) y hacer una medición es más que suficiente.
3. Se debe abrir el programa de adquisición de datos, escrito en formato HPVVEE, que se llama *scf-termo.vee*; es muy importante que cada vez que se va a iniciar una corrida, se cambie el nombre del archivo donde se van a adquirir los datos, ya que de lo contrario, la información de la corrida inmediata anterior se borrará. Los archivos son nombrados del mismo modo que el ejemplo siguiente: *kh-vac-1p8-2008-08-07*, donde
 - *kh* es la clave que se usó para la acetona (también se usaron *met*, *R134a* y *R410A* para los otros fluidos),
 - *vac* se refiere a que se aplicó vacío (en caso contrario, se usó *novac*),
 - *1p8* se refiere a la carga de la acetona (1.8 kg) y
 - *2008-08-07* es la fecha,
 - para la corrida nocturna, se añade la letra *n* al final del nombre del archivo.
4. Por último, hay que cerciorarse que la válvula que comunican el agua con la bombas de recirculación esté cerrada.
5. Una vez hecho esto, se da click en el botón "Start" del programa de cómputo, y la corrida ha comenzado.
6. El sistema se deja funcionar libremente hasta las 17:50 h, hora solar; en ese momento se abre la válvula que conecta con las bombas de recirculación, se enciende la bomba hasta que la temperatura de los tres los sensores inmersos en el termotanque sea haya homogeneizado (las variaciones máximas en un termotanque son de ± 0.5 °C, aproximadamente). Este proceso tarda alrededor de 3 minutos, así que unas 3 o 4 mediciones después de que las bombas se encendieron, normalmente serán suficiente para alcanzar la homogeneización del sistema.
7. Una vez homogeneizada la temperatura del agua, se desconecta la bomba (de la corriente eléctrica) y se cierra la válvula que la conecta con el agua en el termotanque.

8. Se detiene el programa en HPVEE, se cambia de nombre al archivo de adquisición de datos para que indique que empieza la corrida nocturna, y a las 18:00 h, se echa a andar el programa nuevamente.
9. Al siguiente día por la mañana, se homogeneiza la temperatura en el agua nuevamente, para que a las 8:00 h se detenga el programa de adquisición de datos, en el lapso de 8:00 a 9:00 h, se vacían los termotanque y se llenan nuevamente con agua a la misma temperatura, y a las 9:00 h se inicia la prueba, repitiendo los pasos de la prueba del día anterior.

2.2. Instrumentación del SCF

En la Figura 2.2 se muestra una representación del SCF experimental. La instrumentación del SSCAD es análoga, excepto por los sensores de presión, que no están incluidos, ya que el SSCAD es un sistema abierto que opera a presión atmosférica.

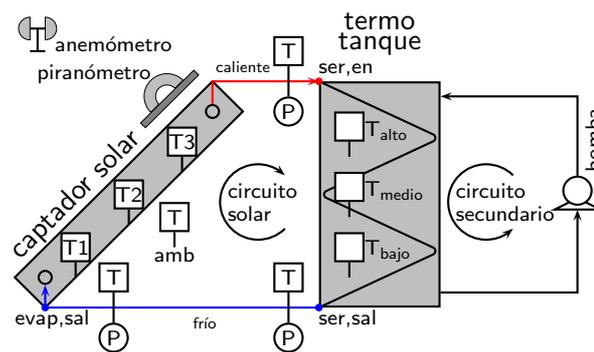


Figura 2.2: Arreglo experimental para evaluar el desempeño del SCF. Los sensores de temperatura son indicados por T , y los de presión por P .

El sistema de pruebas tiene dos circuitos diferentes: en el circuito primario o solar se mueve el fluido de trabajo e incluye al captador y al termo tanque; el circuito secundario o de recirculación se usa para homogeneizar el agua en el termo tanque por medio de una bomba.

Para el monitoreo del circuito solar, se instalaron tres sensores de temperatura en las siguientes posiciones: $1/4$, $1/2$ y $3/4$ (T_{alto} , T_{medio} y T_{bajo} , respectivamente) del diámetro interior del termo tanque, medidos desde la parte superior del mismo. Los tres sensores de temperatura son usados por dos razones: primero, para obtener el perfil de estratificación en el tanque durante la prueba de

irradiancia solar; y segundo, en la etapa de recirculación del agua en el termo tanque, para determinar el momento en que la temperatura del termo tanque ha alcanzado la homogeneización.

Para la evaluación del comportamiento térmico de las aletas, se instalaron tres sensores a diferentes alturas de las aletas en el captador (desde abajo hasta arriba: T_1 , T_2 y T_3).

También se instalaron sensores de temperatura en el circuito del fluido de trabajo a la entrada ($T_{ser,en}$) y salida ($T_{ser,sal}$) del serpentín (condensador), así como a la entrada ($T_{evap,en}$) y salida ($T_{evap,sal}$) del captador (evaporador).

Se colocaron sensores de presión a la entrada ($P_{ser,en}$) y salida ($P_{ser,sal}$) condensador, así como a la entrada del evaporador ($P_{evap,en}$).

A pesar de que los sensores de presión y temperatura son usados de manera invasiva dentro del flujo, se considera que su impacto es mínimo ya que no obstruyen de manera importante al flujo, y son necesarios para poder obtener información útil de estos sistemas.

Sin embargo, se decidió no usar un sensor de flujo de masa, ya que el principio de operación de estos sensores causaría una caída de presión, lo cual cambiaría drásticamente el flujo másico, lo cual sería contradictorio con la naturaleza de las condiciones reales de operación buscadas en este trabajo. Como se verá más adelante, la caída de presión experimental en el SCF fue pequeña, del mismo modo que lo es en los sistemas termosifónicos convencionales.

El circuito de recirculación contiene una bomba que permite la rápida circulación del agua en el termo tanque para así homogeneizar la temperatura; el parámetro usado para considerar que la temperatura como homogénea es que los tres sensores dentro del termo tanque no varíen más de ± 0.5 °C; en ese momento se apaga la bomba de recirculación. Para los sistemas probados, la homogeneización se alcanzó en menos de 5 min en todos los casos.

Los instrumentos de medición son completados con un piranómetro para monitorear la irradiancia solar global, instalado en el plano del captador; un sensor de temperatura ambiente, así como un anemómetro para monitorear la velocidad del viento [10].

Todos los experimentos se realizaron en la Plataforma Solar del Centro de Investigación en Energía de la Universidad Nacional Autónoma de México, localizada en Temixco, Morelos, México, a $18^{\circ}50.36'N$ de latitud y $99^{\circ}14.07'W$ de longitud, con una altitud de 1219 m sobre el nivel del mar. La temperatura anual promedio en Temixco es de 23.09 °C con un promedio anual de irradiación solar en el plano horizontal de 20.28 MJm⁻².

2.3. Caracterización de los sistemas.

Para entender y comparar el comportamiento de ambos sistemas, se monitorearon los valores de presión y temperatura en diferentes puntos del equipo.

También se establecieron otros parámetros para caracterizar estos sistemas. La eficiencia η , que compara la energía de salida con la energía de entrada, el calor útil, q_u , que es la energía obtenida a partir de la irradiancia incidente, y el incremento en la temperatura del sistema ΔT .

La eficiencia es calculada de la expresión

$$\eta = \frac{q_u}{q_r} \quad (2.1)$$

donde q_u y q_r son, respectivamente, el calor útil y la irradiancia solar incidente son, los cuales son calculados como:

$$q_u = mc_p\Delta T \quad q_r = A_{abs} \int I dt \quad [\text{MJ}] \quad (2.2)$$

donde m [kg] es la masa del agua en el termo tanque, c_p [$\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$] es el calor específico del agua a presión constante, a $T = 0.5(T_0 + T_f)$, donde T_0 y T_f son la temperatura del agua homogeneizada al principio y al final de la prueba de irradiancia solar, respectivamente.

I [Wm^{-2}] es la irradiancia global solar instantánea en el plano del colector, medida por el piranómetro. A_{abs} [m^2] es el área del absorbedor y dt [s] es el tiempo entre dos mediciones consecutivas.

El incremento de temperatura en el termo tanque, medida al final de la prueba de irradiancia solar, es $\Delta T = T_f - T_0$ [K].

En los siguientes capítulos se muestran los resultados de las pruebas experimentales.

Capítulo 3

Resultados Experimentales: primera etapa de pruebas

En este capítulo se muestran los resultados experimentales obtenidos al llevar a cabo el protocolo desarrollado y descrito previamente. En esta primera etapa de pruebas se evaluaron los refrigerantes R134a y R401A, así como la acetona, como fluidos de trabajo en el SCF. Los sistemas son caracterizados a partir de estas pruebas. También se explican los fenómenos hidráulicos y de transferencia de calor presentados en el transcurso de estos ensayos, se obtienen conclusiones y se formulan recomendaciones a partir de estos análisis, que serán estudiadas en la segunda etapa de pruebas.

3.1. Perfiles de presión y temperatura con los diferentes fluidos

En esta sección se muestran perfiles de presión y temperatura del SCF, con cada uno de los fluidos de trabajo usados: R134a, R410A y acetona. También se muestra la distribución de la irradiancia a lo largo del día de pruebas. Por otro lado, se establecen y explican las etapas por las que pasa el fluido en el SCF para alcanzar el ciclo de evaporación-condensación, para tener un intercambio de calor constante con el agua en el termo tanque.

3.1.1. Pruebas con R134a

El R134a es un gas inerte usado principalmente como refrigerante en coches o en refrigeradores. Empezó a usarse en los años 1990 para sustituir al refrigerante R12, ya que el R134a no daña la capa de ozono y no es inflamable. Este fluido se congela a muy bajas temperaturas y empieza a evaporarse a -26°C a presión atmosférica. Estas propiedades lo hacen atractivo para ser usado como un fluido de trabajo en el SCF. Se hicieron pruebas con el refrigerante R134a como fluido de trabajo en el SCF a diferentes niveles de llenado. El porcentaje máximo de llenado probado con este fluido fue de 92 %. Se aplicó el procedimiento experimental descrito en el capítulo 2.

La Figura 3.1 muestra un acercamiento de los primeros 90 min de prueba del SCF, cargado con R134a; en ella se muestran las presiones y temperaturas a la entrada ($P_{ser,en}$, $T_{ser,en}$) y salida del condensador, así como la temperatura del agua del sensor más alto en el termo tanque (T_{alto}).

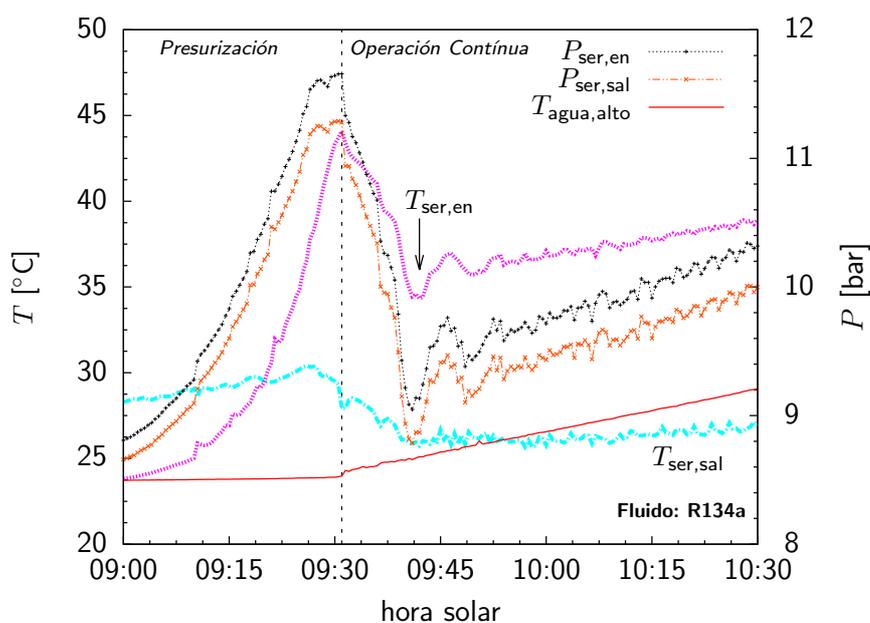


Figura 3.1: Vista de acercamiento de las presiones y temperaturas del fluido de trabajo en el circuito cerrado del SCF, tanto a la entrada como a la salida del condensador, así como la temperatura del agua del sensor a mayor altura dentro del termo tanque. Se muestran los primeros 90 min de operación del SCF.

Para esta prueba, la etapa de Presurización sucede en los primeros minutos de la prueba. Después de 30 min, la presión y la temperatura alcanzan las condiciones

adecuadas para empezar un ciclo continuo de transferencia de calor: la línea vertical punteada de la Figura 3.1. En este punto, a la entrada del condensador (el serpentín), el sistema se encuentra a $P_{ser,en}=11.7 \pm 0.3$ bar, $T_{ser,en}=44.1 \pm 0.5$ °C; a la salida del condensador, $P_{ser,sal}=11.3 \pm 0.3$ bar, y $T_{ser,sal}=27.9 \pm 0.5$ °C, la temperatura ha disminuido por la transferencia de calor al agua en el termo tanque. Ahora, de acuerdo con el programa Refprop (2008) [13], a $P=11.7 \pm 0.3$ bar, la temperatura de saturación es $T_{sat}=45.7 \pm 0.5$ °C. De este modo, comparando estos resultados, y considerando los errores en la precisión de los instrumentos de medición, se confirma que el sistema se encuentra en condiciones de saturación a la entrada al condensador (o incluso, ligeramente sobre calentado), y como líquido sub enfriado a la salida de éste.

Entonces, a partir de este punto empieza la etapa de Operación Continua. Aún hay entre 15 y 20 min en los cuáles se estabilizan la presión y la temperatura del sistema; después de esto, los perfiles de presión y temperatura tienen un comportamiento de constante aumento.

Después de la etapa inicial de Presurización, el agua en el termo tanque se empieza a estratificar por temperaturas, al tiempo que toma lugar la etapa de Operación Continua; esto se muestra en la Figura 3.2a, que corresponde al día completo de pruebas de la Figura 3.1. La irradiancia promedio para este día de pruebas fue de 705.7 Wm^{-2} .

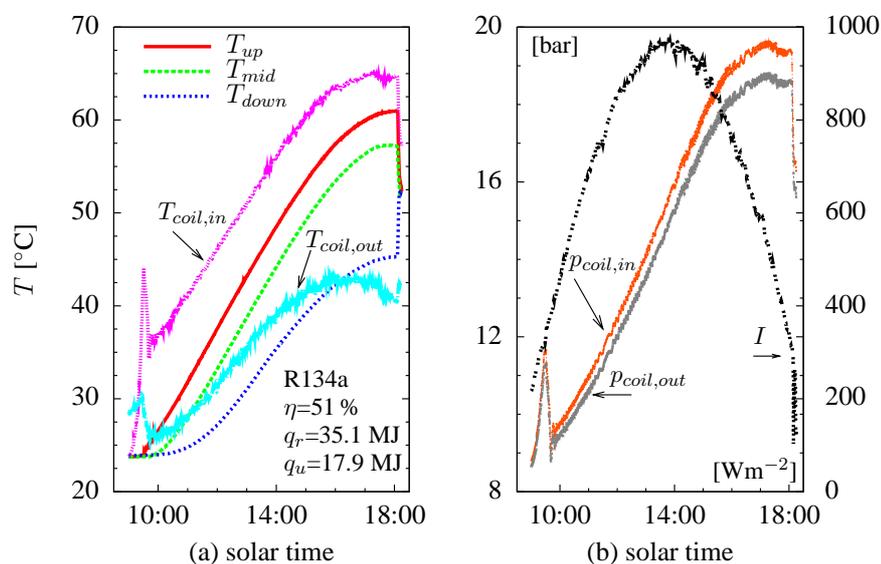


Figura 3.2: (a) Temperaturas en el termo tanque para el SCF, trabajando con R134a, y (b) perfiles de irradiancia y presión en el SCF.

Al inicio de la etapa de Operación Continua, el fluido en el sistema, al pasar por el condensador y regresar en forma de líquido sub enfriado al evaporador (el captador), disminuye su temperatura aproximadamente $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ (y, por tanto, la presión también disminuye). Después de esto, el refrigerante a la salida del captador se equilibra a una temperatura ligeramente por arriba (de 5 a $10\text{ }^{\circ}\text{C}$) de la temperatura del agua en el termo tanque y el ciclo de evaporación-condensación sucede de manera continua.

La etapa de Decaimiento Nocturno empieza al final de la prueba de irradiancia solar. Debido a que ya no hay energía incidente, el ciclo de evaporación-condensación se interrumpe y con éste la etapa de Operación Continua. La presión y la temperatura disminuyen hasta alcanzar el equilibrio con la temperatura del agua en el termo tanque.

En la Figura 3.2 el inicio de la etapa de Decaimiento Nocturno es alterado, ya que el protocolo de pruebas exige encender la bomba para romper la estratificación en el termo tanque y homogeneizar la temperatura del agua.

El serpentín, que actúa como condensador, está colocado hacia la parte inferior del tanque. De los tres sensores de temperatura inmersos, el que se encuentra más cercano al serpentín es el sensor (T_{bajo}); y es el que se considera como representativo de la temperatura a la cual se lleva a cabo la transferencia de calor del fluido dentro del serpentín al agua en el termo tanque.

La Figura. 3.2a también muestra las temperaturas del fluido de trabajo a la entrada y a la salida del condensador ($T_{serp,en}$, $T_{ser,sal}$).

La Figura 3.2b muestra las presiones a la entrada y a la salida del condensador. La caída de presión en el condensador corresponde a la diferencia entre las dos curvas en la figura: $P_{ser,en} - P_{ser,sal}$; se puede observar que esta diferencia es menor a 2 bar.

Al trabajar con el refrigerante R134a, las presiones absolutas de trabajo son altas: las más altas, alrededor de los 20 bar. Sin embargo, las tuberías de cobre tienen una resistencia de 50 bar, con lo cuál se está lejos de comprometer la integridad de las mismas. Sin embargo, es importante prestar atención para que las conexiones estén bien soldadas y seguras para asegurar la integridad del sistema en esas partes del equipo.

La prueba para el período nocturno empieza después de que el sistema ha sido homogeneizado; esta homogeneización fue hecha para determinar la temperatura final del período diurno. La Figura 3.3 muestra la evolución de las temperaturas en el período nocturno. Durante la noche, además de la temperatura ambiente y la velocidad del viento, efectos radiativos con el cielo contribuyen al enfriamiento de las aletas y, por tanto, a las pérdidas nocturnas. Las pérdidas nocturnas equivalen a una disminución de la temperatura de aproximadamente $4\text{ }^{\circ}\text{C}$. Durante

este período, la estratificación de las temperaturas es despreciable (debido a la homogeneización de la temperatura del agua antes de iniciar la prueba nocturna) y las curvas de temperatura en la gráfica se traslapan.

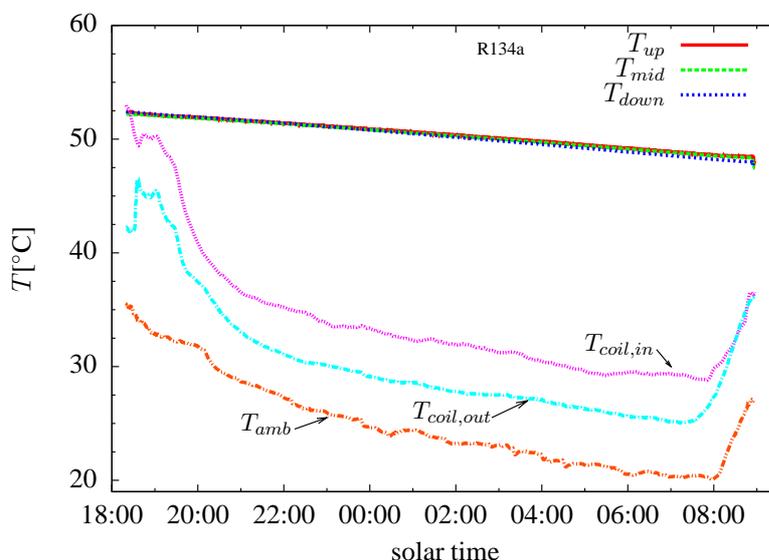


Figura 3.3: Temperaturas en el SCF durante la noche, usando R134a como fluido de trabajo en el circuito primario.

Para el caso de los SSCAD convencionales, cuando el sistema no está bien construido, puede dar lugar a retroflujo en la noche, lo que incrementa las pérdidas de calor nocturnas. Sin embargo, el principio de operación del SCF hace imposible que este sistema tenga retroflujo, ya que eso implicaría un ciclo en el cual el fluido de trabajo tendría que evaporarse continuamente en el serpentín del termo tanque (colocado a una mayor altura), y se condensaría en el captador solar (colocado en la parte más baja del sistema): durante la noche, el fluido permanece en estado líquido en el captador, por lo cual no puede haber circulación pasiva, es decir, no puede haber circulación sin ayuda de una bomba.

3.1.2. Pruebas con R410A

En la Figura 3.4 se muestra el perfil de temperaturas dentro del termo tanque del SCF trabajando con R410A, y se compara con el del SSCAD.

El desempeño de ambos sistemas es muy similar. Para esta prueba, el SCF muestra una eficiencia de 52.2 %, con un incremento en la temperatura del agua de $\Delta T = 23.1$ °C. Mientras que la eficiencia del SSCAD es de 53.7 % con ΔT

= 23.8 °C. La diferencia en el incremento de la temperatura fue de sólo 0.7 °C para esta prueba de irradiancia solar.

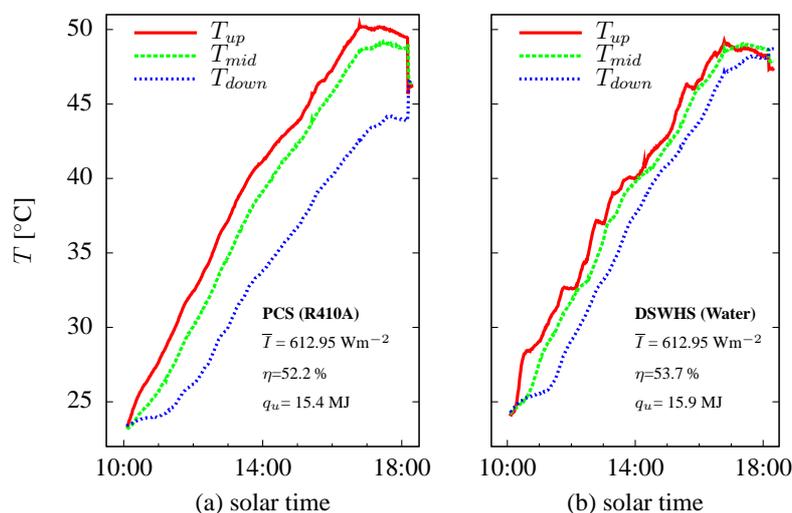


Figura 3.4: Distribución de las temperaturas del agua en el termo tanque para ambos sistemas. El SCF trabajando con R410A.

En esta prueba, la etapa de Operación Continúa empieza inmediatamente después del inicio de la prueba.

El refrigerante R410A muestra muy buen desempeño como fluido de trabajo, con desempeño del SCF estadísticamente igual al del SSCAD. Sin embargo, el R410A es un fluido que opera a altas presiones, por ejemplo, a 50 °C, su presión es de 30.7 bar (vea la Tabla 1.1 en la página 14).

Durante las pruebas experimentales surgió el problema de que el termo tanque del SCF quedó vacío (un problema común en México cuando se va el agua) y el fluido en el serpentín no pudo transferir su calor latente de vaporización hacia el agua: la presión aumentó a tal grado que venció el límite de soporte de una de las soldaduras; la soldadura se rompió y el sistema colapsó por la alta presión.

Es por este motivo que, a pesar del buen funcionamiento obtenido, no se recomienda usar R410A como fluido de trabajo en el SCF, ya que pueden presentarse variables ajenas al usuario que pueden comprometer la integridad del sistema.

De esto modo, se debe tener cuidado al usar tanto R410A como R134a para este tipo de aplicaciones o similares. Es muy importante asegurar que el grosor de la tubería, la resistencia de los tubos y conexiones sean los adecuados para

garantizar la integridad del sistema. Al igual, juntas bien soldadas son imperativas al trabajar con estos fluidos.

3.1.3. Pruebas con acetona

La Figura 3.5 muestra perfiles de irradiancia y temperatura dentro del termo tanque. En la Figura 3.5a se muestra la distribución de un día de pruebas, de las temperaturas en el termo tanque del SCF y de la irradiancia incidente. El SCF operando con acetona como fluido de trabajo en el circuito primario. La Figura 3.5b contiene los perfiles de temperatura y irradiancia para el SSCAD. El SCF muestra una estratificación más pronunciada (muestra temperaturas mayores que el SSCAD en la parte de arriba del tanque, y menores en la parte más baja del tanque). Las temperatura baja en la parte baja del tanque es conveniente, ya que es ahí donde se encuentra el condensador, a través del cuál toma lugar la transferencia de calor del fluido al agua.

Por otro lado, que el agua más caliente se acumule en la parte de arriba suele ser conveniente para el usuario final, ya que es esa la zona de donde el agua es extraída para sus múltiples aplicaciones.

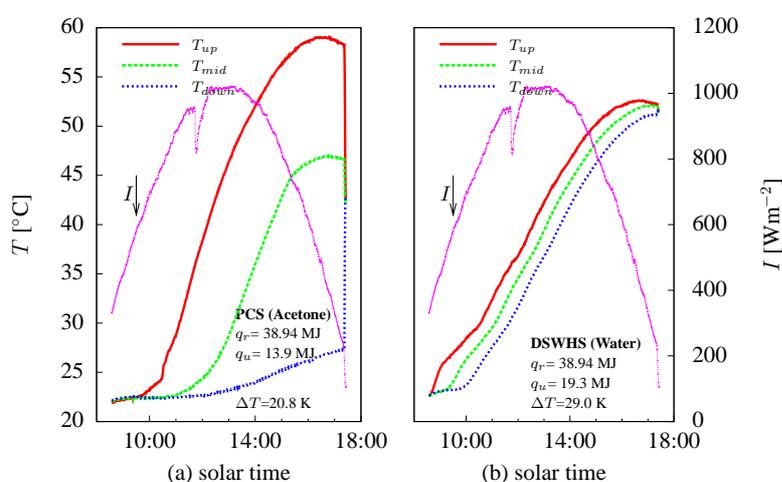


Figura 3.5: Comparación de los perfiles de irradiancia y temperatura para el SCF y el SSCAD. El SCF trabajando con acetona como fluido de trabajo en el circuito primario.

Después de que se prenden las bombas para romper la estratificación en el termo tanque, el SSCAD muestra mayor temperatura promedio ($\Delta T = 28.97^\circ\text{C}$)

que el SCF ($\Delta T = 20.78^\circ\text{C}$). La caída brusca en la curva de irradiancia corresponde a un período corto de nubes, que inició a las 11:44 am y duró unos 15 min aproximadamente.

La Figura 3.6 muestra los perfiles de temperatura del agua en el termo tanque, y de los sensores a la entrada ($T_{ser,en}$) y a la salida ($T_{ser,sal}$), del condensador. El condensador se encuentra a aproximadamente la misma altura del sensor de temperatura más bajo dentro del termo tanque, así que éste se considera como representativo de la temperatura a la cuál sucede la transferencia de calor del fluido al agua.

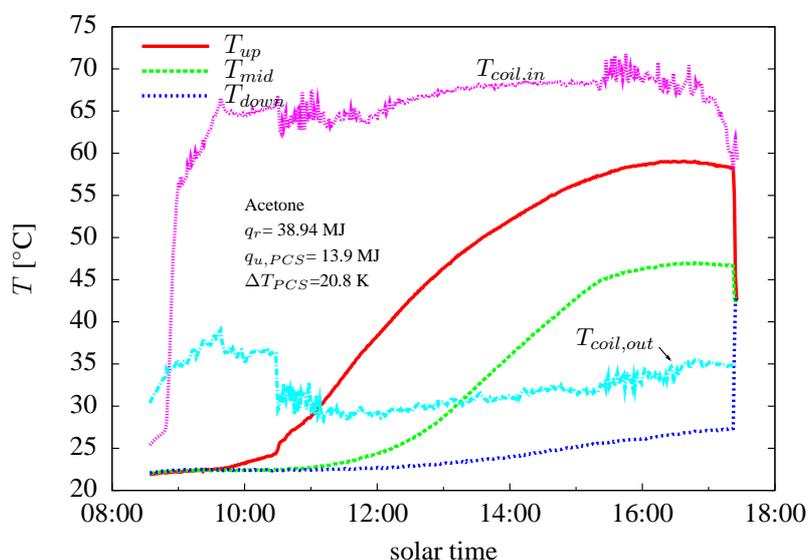


Figura 3.6: Perfiles de temperaturas, tanto del agua en el termo tanque como del fluido de trabajo a la entrada y salida del condensador para el SCF, trabajando con acetona.

En la Figura 3.6, la etapa de Precaentamiento Matutino tarda aproximadamente 1 h desde el inicio de la prueba (unos 30 min más que en el caso del R134a).

Esto se debe al alto punto de ebullición de la acetona (véase la Tabla 1.1): el SCF tiene primero que alcanzar las condiciones de saturación para que la etapa de Operación Continua comience. En cambio, con el R134a, al tener un punto de ebullición mucho más bajo, el SCF empieza mucho más rápido la etapa de Operación Continua (para la prueba de la Figura 3.1, con R134a, tardó aproximadamente 30 min).

En la Figura 3.6, se advierte que el fluido de trabajo sale del condensador

($T_{ser,sal}$) a temperatura mayor que la temperatura en la zona de cambio de fase (T_{bajo}). Esto significa que la condensación del fluido no es completa: si la condensación fuera completa, la acetona debería dejar el condensador a la misma (o menor) temperatura que el agua circundante al serpentín (aproximadamente igual a T_{bajo}). Se revisaron varios puntos de presión y temperatura a diferentes horas del día tanto a la entrada como salida del condensador, y se verificó el estado del fluido con apoyo del programa Refprop v8.0 [13]. Aunque los puntos revisados correspondieron en todos los casos a vapor sobrecalentado, es posible que el fluido se encuentre como una mezcla de líquido mas vapor, debido a dos factores: primero, los errores en los instrumentos de medición que, aunque son pequeños, también son pequeñas las diferencias entre las zonas de vapor recalentado que se presentaron con la de líquido mas vapor; y segundo, el programa Refprop calcula las propiedades para la acetona pura, sin embargo, la acetona usada es de grado industrial, cuyas propiedades son ligeramente diferentes.

Mejorar la transferencia de calor en el serpentín depende de múltiples variables, como el de fluido utilizado y sus coeficientes de transferencia de calor con el material del serpentín, las entalpías de cambio de fase, el flujo o las temperaturas y presiones de saturación. Es necesario tener un área de transferencia de calor lo suficientemente grande para asegurar que todo el fluido en forma de vapor que llegue al serpentín sea condensado. Para el caso de la acetona, el serpentín debe ser más largo, para lograr la completa condensación del fluido.

Davidson y Walker [26] coinciden con esta recomendación, ellos concluyeron que el área de condensación es crítica para mantener una temperatura de operación baja en el captador, es decir, el condensador debe tener área suficiente para evitar cualquier aumento significativo en la temperatura del captador.

Es importante considerar la distribución de temperaturas a lo largo de las aletas. La Figura 3.7 muestra la comparación de los perfiles de temperatura en las aletas tanto del SCF trabajando con acetona (Figura 3.7a), como del SSCAD (Figura 3.7b).

La distribución de los sensores va del sensor en la parte más baja (T_1) en las aletas del captador plano, al sensor en la parte más alta (T_3), como se muestra en la Figura 2.2 (página 27).

Las temperaturas de las aletas son más altas en el SCF que el SSCAD. Soin *et al.* (1979) [11] demostraron que temperaturas altas en el captador resultan en eficiencias bajas en el mismo. Debido a que el punto de ebullición de la acetona empieza a partir de $56.5\text{ }^\circ\text{C}$ a P_{atm} , las aletas en el SCF deben alcanzar temperaturas más altas (que las del SSCAD) para poder evaporar a la acetona. Es por esto que las pérdidas se incrementan y la eficiencia del SCF disminuye.

Por otro lado, el calor latente de vaporización transferido es también más

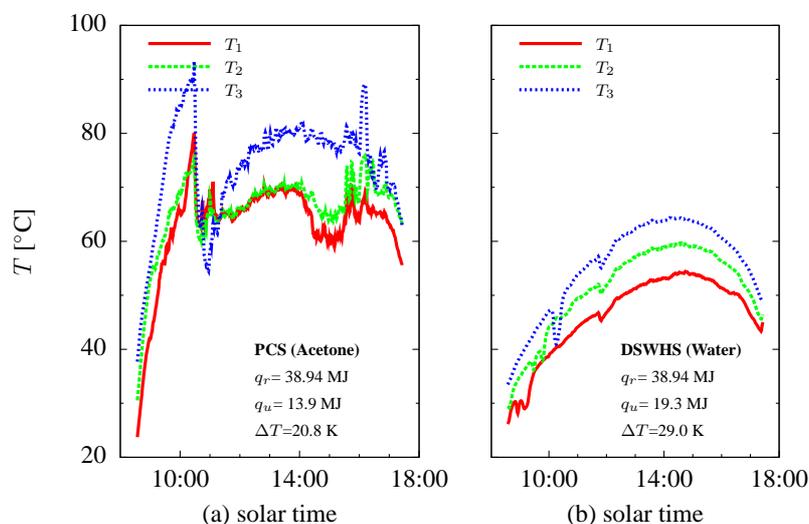


Figura 3.7: Distribución de temperaturas en las aletas de los dos sistemas (el SCF trabajando con acetona), 11 de febrero de 2009.

eficiente a baja temperatura: por ejemplo, en la Tabla 1.1 (página 14), para el caso de la acetona, el calor latente de vaporización es igual a 558.8 kJkg^{-1} a 0°C , mientras que disminuye hasta 508.1 kJkg^{-1} a 50°C .

De este modo, todos estos datos apuntan que para mejorar el desempeño del SCF (operando con acetona), la temperatura de trabajo del captador debe disminuirse.

Esto se puede lograr incrementando el volumen del fluido de trabajo en el circuito cerrado [11], alargando el serpentín para que el fluido tenga una mayor área de transferencia de calor, complete el ciclo de condensación para que regrese a menor temperatura al captador. Para los fluidos que se encuentren en estado líquido, como la acetona, se puede reducir el punto de ebullición generando vacío en el circuito cerrado del SCF. Si se reduce el punto de ebullición del fluido, el ciclo de evaporación-condensación, es decir, la etapa de Operación Continua, empezará más rápido. En este caso, la temperatura de trabajo en el captador será menor en las primeras horas de operación del sistema, por lo que se esperaría un aumento en la eficiencia.

3.2. Desempeño del sistema experimental

R134a, R410A y acetona fueron usados en el SCF como fluidos de trabajo. Para cada uno de estos fluidos, se probaron varias cargas para encontrar el mejor desempeño.

Las primeras pruebas con R134a se hicieron con un porcentaje de llenado del 37 % de la capacidad de volumen del circuito cerrado del SCF, con eficiencias menores a 10 %. Más adelante, se hicieron pruebas con 91 % de llenado del circuito cerrado, que son las reportadas en este trabajo.

Al trabajar con acetona, el sistema se fue probado con tres niveles de llenado: 51 %, 72 % y 83 % de la capacidad de volumen del circuito cerrado del SCF. Se muestran los resultados con el último porcentaje de llenado, ya que con éste se obtuvieron los mejores resultados.

Con R410A, el sistema se cargó con un nivel de llenado de 62 % de la capacidad total de volumen en el SCF.¹

Para determinar el porcentaje del volumen de carga para los fluidos que se inyectan en estado gaseoso, R134a y R410A, se estimó la densidad del fluido en estado de líquido saturado a temperatura ambiente (25 °C); con esta densidad se asoció un peso al volumen de carga deseado. A la hora de cargar el sistema con el refrigerante, se midió constantemente la masa del envase contenedor, hasta alcanzar el peso adecuado.

La Figura 3.8 muestra la ganancia de energía útil en el captador solar durante las pruebas de irradiancia solar en el SCF, con R134a como fluido de trabajo.

También muestra la energía disponible después de 24 h, después de incluir las pérdidas nocturnas. La diferencia de la línea superior menos la línea inferior, que es aproximadamente igual a 2.2 MJ, corresponde a las pérdidas térmicas durante la noche.

Los valores promedio de la irradiancia solar diaria \bar{I} [Wm^{-2}] fueron colocados en la parte superior de la gráfica. Para estas pruebas, el mayor valor de irradiancia solar diaria promedio fue de 705.7 Wm^{-2} ($\sim 35 \text{ MJ}$), mientras que el menor valor fue de 551.8 Wm^{-2} ($\sim 25 \text{ MJ}$).

La incertidumbre del piranómetro es de $\pm 1 \%$ de la medición. La incertidumbre de los sensores de temperatura (termopar tipo J) es de $\pm 0.22 \%$ de la escala total, lo cual equivale a $\pm 1.5 \text{ }^\circ\text{C}$; sin embargo, los sensores de temperatura fueron referenciados contra un termistor YS-400, para reducir el error a $\pm 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$. La incertidumbre de los sensores de presión es de $\pm 1 \%$ de la escala total,

¹El refrigerante R410A opera a altas presiones. El porcentaje máximo de llenado probado con este fluido fue de 62 %, de modo que las presiones en el sistemas no se elevaran hasta el grado de comprometer la resistencia de las tuberías.

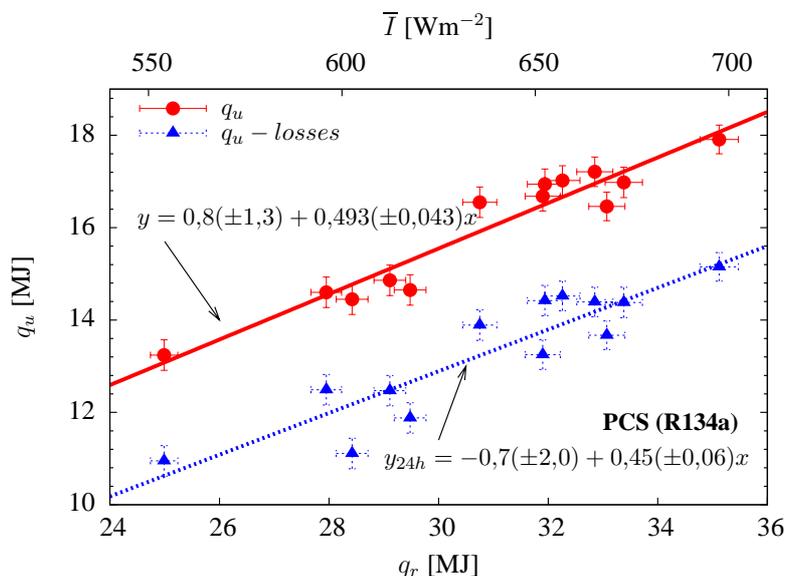


Figura 3.8: Energía útil disponible en el SCF, después de la prueba de irradiancia solar, y la energía disponible después de 24 h. Fluido: R134a.

que equivale a ± 0.3 bar.

En el apéndice A (página 95) se incluye la tabla A.1, que muestra los valores de error de los instrumentos de medición usados.

Los errores para distribuciones de datos fueron calculados siguiendo el método empleado por Verma *et al.* [27]. La propagación de errores para datos puntuales se encuentra desarrollada en el apéndice A.

Otro parámetro importante para evaluar el desempeño del sistema (y el más fácil para el usuario final) es el incremento de la temperatura del agua en el termo tanque ΔT .

En la Figura 3.9 se muestran los incrementos de temperaturas obtenidos en las pruebas de irradiancia solar para el SCF, con R134a en el circuito cerrado. La temperatura de los 160 L de agua en el termo tanque se incrementa entre $\Delta T = 20$ °C y $\Delta T = 29$ °C, aproximadamente.

La máxima temperatura alcanzada al final de una prueba de irradiancia solar fue 53.5 °C para una temperatura inicial de 26.4 °C. Esto quiere decir que, para ese día de pruebas, el incremento de temperatura fue de $\Delta T = 27.1$ °C. El máximo incremento de temperatura en un día de pruebas fue de $\Delta T = 28.5$ °C.

En la Figura 3.9 también se muestra la reducción de la temperatura en el termo tanque, causada por las pérdidas nocturnas. La temperatura del agua en el termo tanque disminuye aproximadamente 4 °C, que es la distancia vertical

entre la recta superior y la recta inferior.

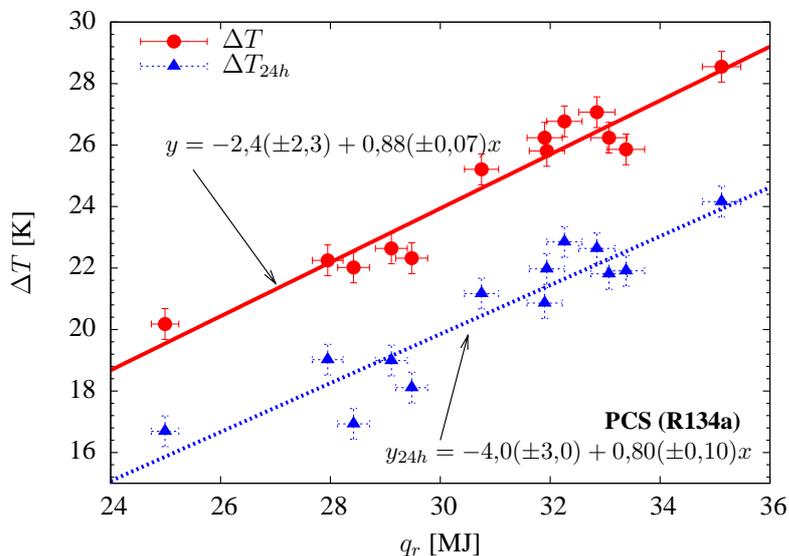


Figura 3.9: Incremento en la temperatura del agua en el SCF, después de la prueba de irradiancia solar, y después de la prueba de 24 h, con las pérdidas nocturnas incluidas. Fluido de trabajo: R134a.

Para comparar el desempeño del SCF con los diferentes fluidos de trabajo, contra un SSCAD convencional, se instaló un equipo testigo para operar simultáneamente con el SCF. Sin embargo, para las pruebas con R134a, este sistema no estaba montado aún. Así que para estas pruebas (y sólo para estas pruebas), el SCF no pudo ser evaluado en paralelo con el SSCAD. Para este caso, la comparación se hizo con datos proporcionados por la empresa Módulo Solar [25], de un SSCAD convencional termosifónico, con las mismas características del PCS (salvo por el serpentín).

La comparación de estos sistemas se muestra en la Figura 3.10.²El desempeño de ambos sistemas es estadísticamente igual, con eficiencia promedio de $51.5 \pm 2.6\%$ para el SCF y $51.7 \pm 1.1\%$ para el SSCAD.

En la Figura 3.10 se observa que para valores similares de irradiancia incidente promedio se pueden obtener diferentes resultados de eficiencia. Esto se debe a varios factores que influyen el desempeño del sistema, como el perfil de irradiancia, temperatura inicial del agua, temperatura ambiente, velocidad del viento o períodos con nubes.

²Con base en el Coeficiente de Correlación Lineal [28] se concluyó que estos datos no pueden ser representados mediante una correlación lineal.

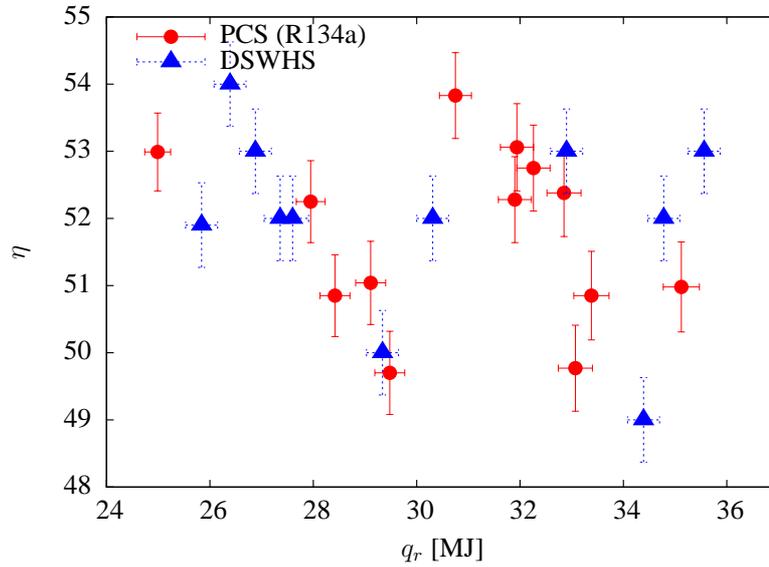


Figura 3.10: Comparación de las eficiencias del SCF (con R134a) y el SSCAD, con las mismas características técnicas y geométricas.

Tabla 3.1: Comparación del SCF, operando con cada uno de los fluidos de trabajo, con el SSCAD.

Resultados	Sistema con Cambio de Fase			DSWHS
	Acetona	R134a	R410A	Agua
η	40.1 ± 1.6	51.5 ± 2.6	51.4 ± 0.9	51.4 ± 1.1
q_r [MJ]	32.1 ± 3.8	28.2 ± 1.9	27.6 ± 1.7	27.6 ± 1.7
q_u [MJ]	12.9 ± 1.8	14.5 ± 1.3	14.2 ± 0.9	14.2 ± 1.0
ΔT [K]	19.7 ± 2.8	21.7 ± 1.9	21.2 ± 1.3	21.2 ± 1.5
P [bar]	1.26 ± 0.20	13 ± 5	27 ± 7	P_{atm}
P_{max} [bar]	1.8	19.1	39.3	P_{atm}

El redondeo de los valores promedios fue hecho con la desviación estándar.

En la Tabla 3.1 se muestra la comparación del SCF con los tres fluidos de trabajo utilizados, y con el SSCAD testigo. Cuando el SCF opera con R134a y R410A, las eficiencias del equipo son estadísticamente equivalentes, y equivalentes al SSCAD. Cuando se usa acetona en el SCF, el desempeño es inferior. En la Tabla 3.1 se observa que el incremento promedio de temperatura en el termo tanque del SCF es de aproximadamente 20 °C. Sin embargo, las pruebas

con acetona corresponden a días con mejor irradiancia solar promedio, como se aprecia en la misma tabla, y es por eso que la eficiencia es inferior.³ Los valores de error en la Tabla 3.1 corresponden a la desviación estándar de la colección de datos de los días de prueba disponibles y elegibles.

3.3. Conclusiones parciales

Aunque el desempeño térmico es primordial para elegir el mejor fluido de trabajo, es importante tomar en cuenta otros parámetros.

Uno de ellos es la presión que alcanza el sistema con cada fluido de trabajo. Con R410A, el SCF alcanza presiones cercanas a 40 bar (se alcanzaron valores de presión de 39.3 bar en las pruebas preliminares); presiones tan altas como estas, podrían comprometer la resistencia de las uniones soldadas entre conexiones del sistema, o incluso la misma tubería.

Con el R134a, el SCF alcanza presiones por debajo de los 20 bar en un día de pruebas. Sin embargo, si el SCF se deja operar más de un día sin extracciones, entonces la presión del sistema supera fácilmente los 20 bar.

Con acetona, las presiones alcanzadas son ligeramente superiores a la atmosférica aproximadamente 2 bar.

Debido a que las pruebas son hechas al ambiente, la naturaleza de algunas de las variables no se puede controlar, como la temperatura ambiente, la irradiancia incidente o velocidad del viento. Se decidió hacer varias pruebas y trabajar con una irradiancia incidente promedio, de modo que el equipo trabajara en condiciones reales. Todas las pruebas en las que la irradiancia promedio fue menor a 500 Wm^{-2} , fueron desechadas. Pruebas con más de una hora de lluvias tampoco fueron tomadas en cuenta.

Para evaluar el sistema, se deben considerar juntas varias variables, como este tipo de condiciones que no se pueden controlar; también las presiones alcanzadas en el sistema (presiones excesivamente altas, que comprometan la integridad del sistema, deben ser evitadas). Otro parámetro a considerar es la dificultad para cargar el fluido de trabajo. La carga de fluidos como el R134a y R410A es difícil y cuesta trabajo controlar la cantidad exacta de fluido inyectado. La carga de estos refrigerantes debe hacerse en la mañana, manteniendo los fluidos a muy bajas temperaturas. Debido a que a presión atmosférica y temperatura ambiente, estos fluidos se encuentran en estado gaseoso, su carga se debe hacer en este

³Esto es por la naturaleza de la formulación de la eficiencia, $\eta = \frac{mc_p\Delta T}{IA\Delta t}$: al hacer la división, si los demás datos permanecen constantes, los días con mayor irradiancia, tendrán menor eficiencia.

estado, por lo que se necesita equipo más especializado para cargar el volumen adecuado con precisión. De este modo, este proceso de carga del fluido se hizo a prueba y error, abriendo y cerrando algunas válvulas manualmente.

Por otro lado, la acetona se encuentran en forma líquida en a presión atmosférica y temperatura ambiente, lo que permite que el proceso de carga del fluido sea mucho más sencillo y preciso.

De los resultados de las pruebas presentadas en este capítulo, se decidió que, a pesar del buen desempeño desplegado por el SCF con R134a y R410A, las potenciales debilidades asociados a las altas presiones generales, deben ser evitados. Y no se debe exponer al público a un peligro latente.

También se concluye que, generando vacío en el circuito cerrado, el SCF puede mejorar su eficiencia.

La segunda etapa de pruebas contempla el uso de acetona como fluido de trabajo, pero generando vacío en el circuito cerrado del SCF.

También se introduce el metanol como fluido de trabajo, por su alta (mayor que la acetona) entalpía de vaporización. También su uso incluye generación de vacío en el circuito cerrado del SCF, como se verá en el siguiente capítulo.

Capítulo 4

Resultados Experimentales: segunda etapa de pruebas

En este capítulo se muestran los resultados de las pruebas experimentales hechas a partir de las recomendaciones surgidas en la primera etapa de pruebas. Como fluidos de trabajo en el SCF se usaron acetona y metanol. Se introduce la generación de vacío en el circuito cerrado del SCF, después de inyectar el fluido y se exploran los resultados. También se instaló un segundo SCF, con una longitud de serpentín modificada, para cualificar las diferencias con diferentes áreas de condensación.

4.1. Caracterización del Sistema

Para evaluar la unidad experimental se usan los mismos parámetros que en la sección anterior: el incremento de la temperatura del agua en el termo tanque ΔT [°C], la ganancia de energía útil en el agua q_u [MJ], y la eficiencia η .

4.1.1. Acetona

La Tabla 4.1 muestra el resumen de las pruebas en las cuáles se obtuvo la mejor eficiencia en el SCF, con acetona como fluido de trabajo; también se muestra el resultado correspondiente para el SSCAD.

Acetona, vacío	SCF	SSCAD	SCF	SSCAD
Longitud del serpentín [m]	6	–	10	–
Volumen de carga [%]	55	–	48	–
\bar{T} [Wm^{-2}]	716±40		656±59	
\bar{T}_{amb} [$^{\circ}\text{C}$]	35.1±1.7	35.1±1.7	38.0±1.8	38.0±1.8
\bar{T}_0 [$^{\circ}\text{C}$]	25.5±2.5	26.3±1.3	25.5±1.1	27.1±1.0
ΔT [$^{\circ}\text{C}$]	25.1±2.0	27.4±2.1	21.4±2.7	25.3±2.3
q_u [MJ]	16.8±1.3	18.4±1.4	14.3±1.8	16.9±1.6
q_r [MJ]	35.1±3.1		34.1±3.8	
η [%]	47.9±1.0	52.4±1.0	41.9±1.5	49.6±1.1

Los valores promedio son redondeados con los datos de desviación estándar.

Tabla 4.1: Resultados del desempeño del SCF usando diferentes porcentajes de llenado, usando acetona como fluido de trabajo.

Se alcanzó un vacío de 0.46 bar (abs); este valor equivale a bajar el punto de ebullición a 34.7 $^{\circ}\text{C}$, desde 56.0 $^{\circ}\text{C}$, que corresponde a la presión atmosférica.

Para el PCS con 6 m de serpentín, la mayor eficiencia para la acetona fue de $\eta = 47.9 \pm 1.0\%$ para un porcentaje de llenado de 55% fluido en el circuito primario. Esta eficiencia significó un incremento de temperatura del agua en el termo tanque de $\Delta T = 25.1 \pm 2.0$ $^{\circ}\text{C}$. Para el serpentín de 10 m, la eficiencia fue menor, ya que los 10 m no son la longitud óptima en este caso. Este resultado es un poco contradictorio con lo que se documenta en la literatura especializada, donde se señala que una mayor área de transferencia de calor resulta en una mayor eficiencia. La respuesta a esta interrogante puede pasar por el hecho de que el serpentín está demasiado sobredimensionado, lo cuál podría causar que el ciclo de evaporación-condensación sea discontinuo, como se explica a continuación. Sin embargo, aún queda margen para encontrar respuestas a este comportamiento. Si el fluido entra al serpentín, y se condensa antes de que recorra toda la longitud del mismo, el serpentín está sobredimensionado. Debido a que el ejercicio de pruebas se lleva a cabo durante todo el día, la energía solar va cambiando constantemente, la temperatura del agua en el termo tanque se incrementa, y la presión y temperatura del fluido van en aumento. Como las condiciones de irradiancia, presión y temperaturas del fluido son cambiantes durante el día, los flujos de entrada al serpentín no son constantes. De este modo, las longitudes a las cuáles se condensa el fluido de trabajo, son variables; esto, aunado a que los fluidos de trabajo ofrecen diferentes características y puntos de ebullición. Así que, inevitablemente, el serpentín se encuentra sobredimensionado en ciertos momentos del día: esto es parte de la operación inherente al sistema.

Si este sobredimensionamiento es demasiado, además de entregar su calor latente de cambio de fase (condensación), el fluido también pierde temperatura (calor sensible). Lo ideal es que esta pérdida de temperatura no sea demasiada, ya que si es mucha, y el fluido que regresa al colector subenfriado, pero muy por debajo de la temperatura de saturación, necesitará energía adicional para volver las condiciones de saturación. Si esto sucede, entonces, el ciclo se vuelve más lento (o incluso, intermitente), resultando en una menor ganancia de energía.

En la Figura 4.1 se muestra el incremento de temperatura en el SCF con serpentín de 6 m, para cada volumen evaluado, con acetona como fluido de trabajo. El incremento máximo de temperatura fue de 27 °C, encontrado a un porcentaje de llenado de 52 %. En esta misma figura se muestra el comparativo de las pruebas con y sin generación de vacío. Se observa que la generación de vacío en el circuito primario del fluido de trabajo definitivamente mejora el desempeño del sistema. El ΔT obtenido con vacío es hasta 19 °C más que sin vacío.

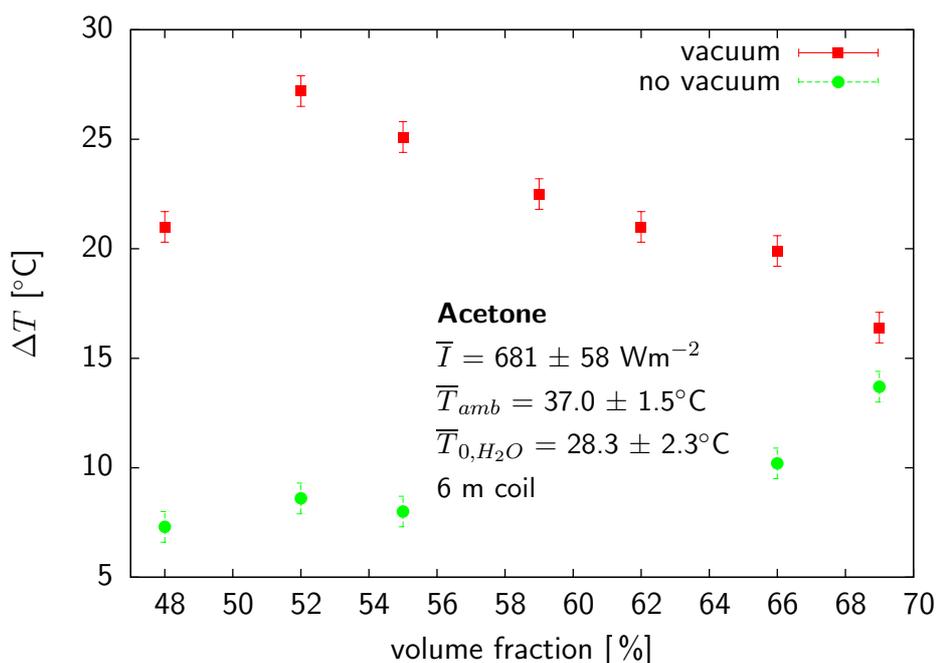


Figura 4.1: Incremento de la temperatura del agua en el termo tanque del SCF con 6 m de serpentín, trabajando con diferentes porcentajes de llenado de acetona en el circuito primario. Datos con y sin generación de vacío. El incremento de temperatura promedio registrado en el SSCAD convencional, para los días de prueba, fue de 24.7 °C

En la Figura 4.2 se muestra la ganancia de energía útil en el termo tanque, para cada porcentaje de llenado, usando acetona como fluido de trabajo. Estas pruebas pertenecen al SCF con el serpentín de 6 m. Se muestran las pruebas con y sin generación de vacío. La máxima energía obtenida fue de 18 MJ, que corresponde a un porcentaje de llenado de 52 %, con vacío en el sistema. En las pruebas sin generación de vacío, la máxima energía útil obtenida fue de 9 MJ.

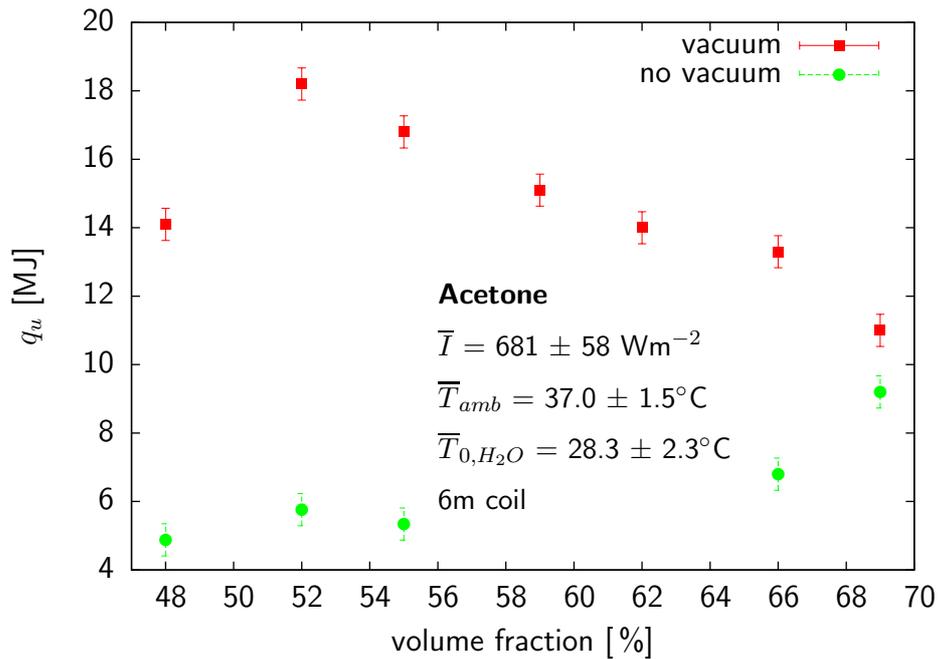


Figura 4.2: Ganancia de energía útil obtenida en el SCF con el serpentín de 6 m, trabajando con diferentes porcentajes de llenado de acetona en el circuito primario. Datos con y sin generación de vacío. La energía útil promedio en el SSCAD convencional, para los días de pruebas, fue de 16.5 MJ.

Para complementar la descripción del sistema, adicionalmente a ΔT y q_u , se necesita conocer la eficiencia η , mostrada en la Figura 4.3. La eficiencia es importante porque considera tanto la energía de entrada (energía solar) y la energía obtenida (calor útil), de modo que normaliza los datos de variables como las diferentes condiciones ambientales, como el clima o la irradiancia o diferencias pequeñas en la temperatura inicial del agua en el termo tanque (debido a que el agua en el termo tanque proviene de la red municipal, que puede presentar algunas diferencias de temperaturas de un día a otro).

Por este motivo, la eficiencia, que incluye la energía recibida y la energía

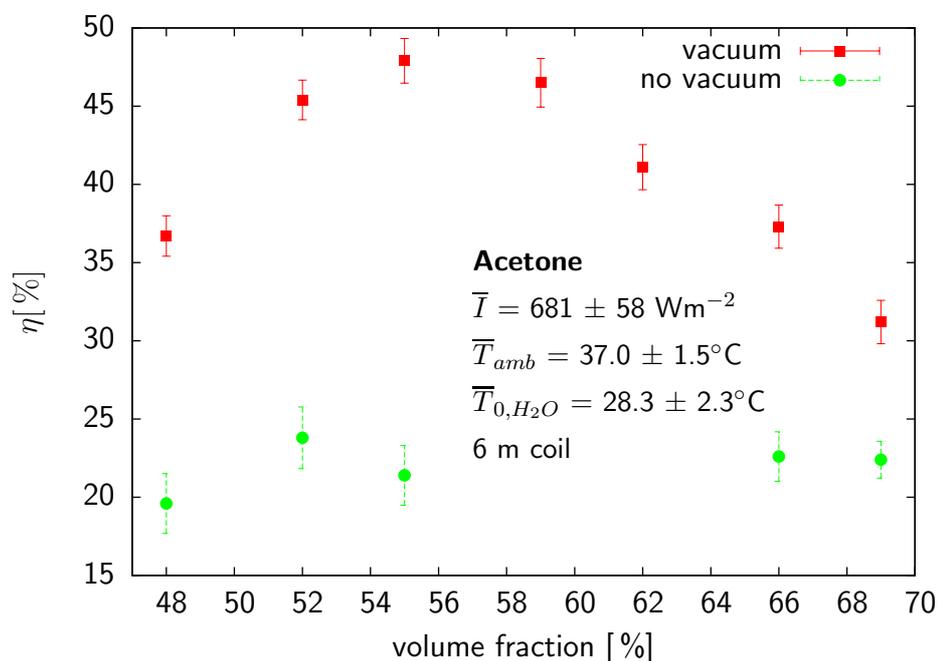


Figura 4.3: Eficiencia obtenida en el SCF con el serpentín de 6 m, trabajando con diferentes porcentajes de llenado de acetona en el circuito primario. Datos con y sin generación de vacío. La eficiencia promedio en el SSCAD convencional, para los días de pruebas, fue de 48 %.

obtenida a partir de aquella, fue considerado como el parámetro más importante para la evaluación de estas pruebas.

En la Figura 4.3 se muestra la eficiencia del SCF con serpentín de 6 m, para cada uno de los porcentajes de llenado de acetona en el circuito primario estudiados. Con y sin generación de vacío. El mejor resultado obtenido fue de 48 %, a un porcentaje de llenado de 55 %. La generación de vacío en el circuito primario del SCF, definitivamente mejora el desempeño del sistema en, al menos, un 10 %, y hasta un 27 % en el mejor de los casos.

Los datos de las Figuras 4.1, 4.2 y 4.3, muestran que, para cada gráfica, hay un valor máximo, en algún punto intermedio de los porcentajes de llenado. De acuerdo con Soim *et al.* (1979) [11], el desempeño de un SCF mejora conforme se incrementa el porcentaje de llenado del fluido de trabajo. Sin embargo, en estas pruebas se encontró que, para este caso, el mayor porcentaje de llenado no produjo el mejor resultado, sino que hay un valor intermedio de nivel de llenado al cual los mejores resultados pueden ser obtenidos. En este caso, 55 % fue el

Metanol, vacío	SCF	SSCAD	SCF	SSCAD
Longitud de serpentín [m]	6	–	10	–
Volumen de carga [%]	59	–	53	–
\bar{I} [Wm^{-2}]	774±8		710±7	
\bar{T}_{amb} [°C]	28.0±0.7	28.0±0.7	30.8±0.7	30.8±0.7
\bar{T}_0 [°C]	29.8±0.7	32.4±0.7	23.2±0.7	28.3±0.7
ΔT [°C]	22.2±0.7	25.4±0.7	23.8±0.7	25.9±0.7
q_u [MJ]	14.9±0.5	17.0±0.5	15.9±0.5	17.3±0.5
q_r [MJ]	36.07±0.33		36.40±0.36	
η [%]	41.2±0.5	47.1±0.5	43.7±0.5	47.5±0.5

Los valores promedio son redondeados con los datos de incertidumbre.

porcentaje de llenado que produjo el mejor resultado, que fue 48 % de eficiencia.

4.1.2. Metanol

El Metanol es otro fluido atractivo para ser usado en el SCF, por su alto calor de vaporización (el más alto, en comparación con los otros fluidos usados). Aunque el metanol tiene un alto punto de ebullición: 64.4 °C a P_{atm} (Tabla 1.1), la generación de vacío ($P=0.41$ bar) redujo este punto de ebullición a 43.12 °C.

Las pruebas con este fluido se muestran en la Tabla 4.1.2. En este caso, el mejor resultado en el SCF fue con el serpentín de 10 m, alcanzando una eficiencia de 43.7 ± 1.4 % con un incremento en la temperatura del agua de 25.1 ± 2.0 °C. El incremento en la temperatura del agua fue sólo 2 °C inferior que en el caso del SSCAD convencional.

En la Figura 4.4 se muestra el incremento en la temperatura del agua en el termo tanque del SCF con el serpentín de 6 m, trabajando con diferentes porcentajes de llenado de metanol en el circuito primario. En esta figura se muestra la evaluación del SCF con y sin generación de vacío en el circuito primario del SCF. Del mismo modo que en el caso de la acetona, la generación de vacío mejora el desempeño del SCF con mayores incrementos de temperatura en el agua dentro del termo tanque con ΔT desde 4 hasta 6 °C para los días de prueba. El mayor incremento, de 22 °C fue encontrado a un 59 % de porcentaje de llenado en el circuito primario.

En la Figura 4.5 se muestra la ganancia de energía útil en el SCF con 6 m de serpentín, trabajando con diferentes porcentajes de llenado de metanol en el circuito primario. Los resultados incluyen las pruebas con y sin generación de vacío. En el caso con generación de vacío, la recolección de energía se incrementó entre 3 y 6 MJ, aproximadamente. El mejor resultado, de 15 MJ, fue obtenido a un

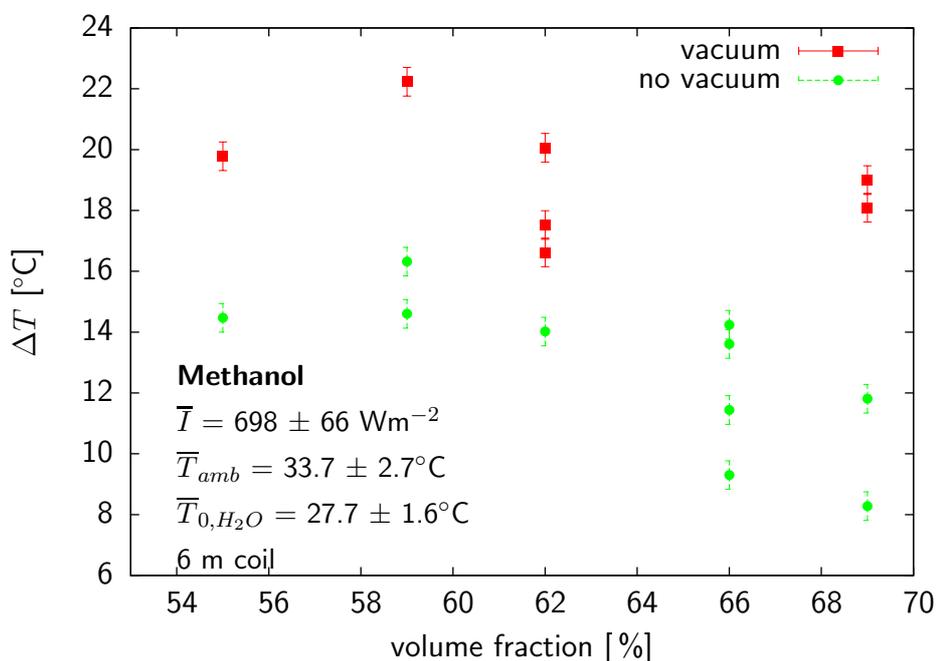


Figura 4.4: Incremento de la temperatura del agua en el termo tanque del SCF con 6 m de serpentín, trabajando con diferentes porcentajes de llenado de metanol en el circuito primario. Datos con y sin generación de vacío. El incremento de temperatura promedio registrado en el SSCAD convencional, para los días de prueba, fue de 25 °C

59% de porcentaje de llenado de fluido en el circuito primario.

Para complementar la información del metanol, la Figura 4.6 muestra la eficiencia obtenida en el SCF con el serpentín de 6 m, trabajando con diferentes porcentajes de llenado de metanol en el circuito primario. Al igual que en los casos anteriores, los resultados mostrados incluyen datos con y sin generación de vacío en el circuito primario del SCF. La Figura 4.6 confirma la importancia de la generación de vacío en el circuito primario del SCF, ya que los resultados son incrementados hasta en un 15% más que en caso sin vacío. El mejor resultado, de 41%, fue encontrado a un porcentaje de llenado de 59% de metanol en el circuito primario.

Las tres variables analizadas, ΔT , q_u y η muestran que la generación de vacío es necesaria para que el SCF pueda operar con un buen desempeño. También se confirma que el mejor resultado no es obtenido al mayor porcentaje de llenado, sino que se encuentra en un valor intermedio. Este valor intermedio depende

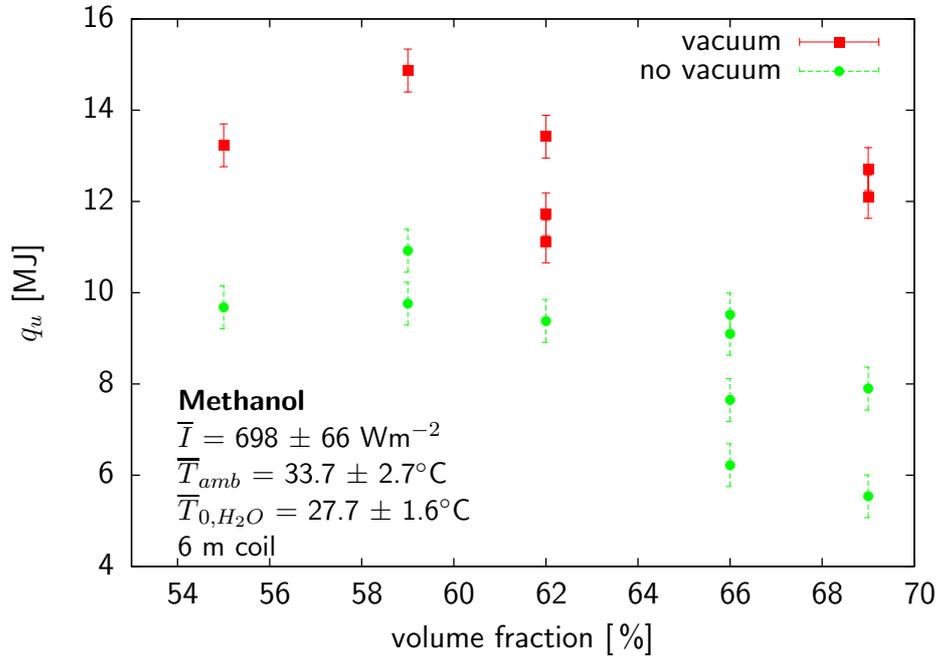


Figura 4.5: Ganancia de energía útil obtenida en el SCF con el serpentín de 6 m, trabajando con diferentes porcentajes de llenado de metanol en el circuito primario. Datos con y sin generación de vacío. La energía útil promedio en el SSCAD convencional, para los días de pruebas, fue de 16.7 MJ.

de diversos factores, tales como la capacidad total del circuito cerrado (circuito primario en este caso), el fluido de trabajo utilizado, diámetros de las tuberías, así como la longitud del serpentín. De las particularidades de cada caso dependerá cuál es el porcentaje de llenado adecuado para obtener el mejor resultado.

En el SCF con serpentín de 6 m, el porcentaje de llenado que produjo los mejores resultados fue de 59%.

Para ambos casos, tanto con acetona, como con metanol en el SCF, el SSCAD convencional obtuvo resultados ligeramente superiores: en promedio, el SSCAD obtuvo aproximadamente 2 °C extras de incremento en la temperatura del agua en el termo tanque.

Para el SCF que es objeto de esta investigación, el mejor resultado fue encontrado usando acetona como fluido de trabajo en el circuito primario, con el serpentín de 6 m, a una longitud de 55%, con un incremento de temperatura de 25.1 °C, y una eficiencia de 47.9%.

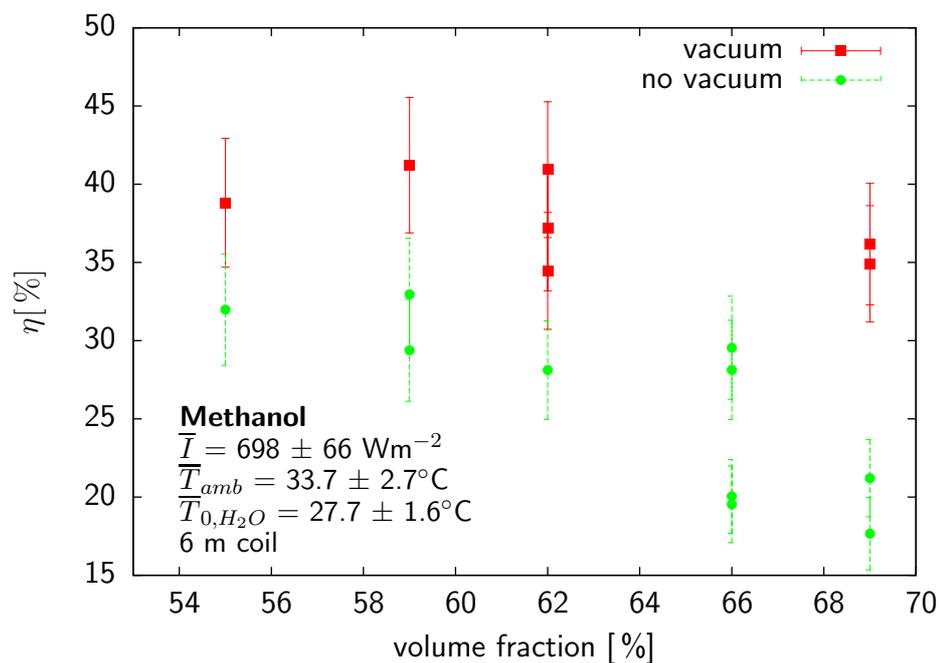


Figura 4.6: Eficiencia obtenida en el SCF con el serpentín de 6 m, trabajando con diferentes porcentajes de llenado de metanol en el circuito primario. Datos con y sin generación de vacío. La eficiencia promedio en el SSCAD convencional, para los días de pruebas, fue de 50 %.

Capítulo 5

Caída de presión en el captador solar

La diferencia de presiones en el flujo entre la entrada y la salida de un sistema hidráulico es llamada caída de presión. Que el flujo pierda presión es inevitable;¹ este fenómeno es producido por fricción entre el fluido de trabajo y las tuberías, rugosidad, obstrucciones, cambios de energía potencial, así como por singularidades (como codos, tees, contracciones o expansiones).

La caída de presión debida a efectos viscosos es irreversible [29]; para flujo laminar:

$$\Delta P = \frac{32Lv}{d^2} \mu \quad (5.1)$$

donde μ es la viscosidad, L es la longitud del conducto, v la velocidad del fluido, y d es el diámetro hidráulico. En esta expresión se aprecia que la relación entre la caída de presión y la viscosidad es directamente proporcional.

Si la caída de presión es excesiva, puede ocasionar mal funcionamiento del equipo y un gran gasto en el consumo de energía (por ejemplo, en los sistemas activos, que funcionan con bombas). En el caso de los captadores solares planos y, en particular, de los sistemas termosifónicos, el fluido enfrentaría mayor resistencia al circular, ya que lo hace por convección natural. Un ejemplo de aplicación es cuando se usan arreglos de sistemas en serie o en paralelo; es estos casos, es

¹Siempre y cuando el flujo no sea de bajada, asistido por gravedad.

importante conocer la caída de presión para poder dimensionar la capacidad de las bombas.

Es conveniente expresar la caída de presión para todo tipo de flujos internos totalmente desarrollados en una expresión general que incluya el régimen del fluido (laminar o turbulento), así como la geometría (cilíndrica o rectangular), rugosidad o inclinación de la tubería [29, 30]:

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\rho v^2}{2} \quad (5.2)$$

donde ρ es la densidad del fluido, v es la velocidad del fluido a través de una tubería de diámetro constante (la expresión $\rho v^2/2$ es la presión dinámica) y f es el factor de fricción de Darcy:

$$f = \frac{8\tau_w}{\rho v^2} \quad (5.3)$$

donde τ_w es el esfuerzo cortante en la pared que, despejado, es igual a:

$$\tau_w = \frac{f G^2}{8 \rho} \quad (5.4)$$

donde $G = \rho v$.

La caída de presión va de la mano de la distribución de los flujos, por lo que hay que calcularlos simultáneamente. Básicamente, se deben fijar una distribución de caída de presión y una distribución de flujos iniciales, y a partir de ahí, hacer iteraciones sucesivas hasta que se logre la convergencia de ambos parámetros.

Numerosos artículos reportan este parámetro, como aquellos relacionados con intercambiadores de calor [31–33], o con diferentes configuraciones o fluidos de trabajo [34–36].

Bajura (1976) [37] desarrolló un método analítico para determinar la distribución de los flujos y calcular la caída de presión.

Wang y Peizhen (1989) [38] propusieron una metodología numérica para determinar estas distribuciones de los flujos y presiones en sistemas con cabezales, como los de los captadores solares. Sus cálculos fueron comparados con datos experimentales, con buenos resultados.

Jones y Lior (1994) [39] investigaron la distribución de flujos en calentadores solares con cabezales y tubos paralelos. En sus experimentos, encontraron que si la relación de diámetros d_r/d_h es muy grande,² causará una distribución del flujo no uniforme; esta relación debe ser tan prácticamente pequeña como sea posible para así incrementar la distribución uniforme del fluido y con ello la eficiencia

² d_r/d_h : diámetro de un tubo paralelos entre el diámetro del cabezal.

5.1. Experimento para determinar la caída de presión en un captador solar plano.59

del sistema; por ejemplo, para una relación de $d_r/d_h \leq 0.25$, con sistemas de hasta 16 tubos paralelos, el valor del mayor flujo másico que se desplace por los tubos paralelos no será 5 % más grande que el flujo promedio, pero este valor se incrementará conforme la relación d_r/d_h se acerque a 1. También señalan que un número excesivo de tubos paralelos causará que el flujo no se distribuya uniformemente. Los flujos de prueba corresponden a un régimen turbulento.

Eisenmann *et al.* (2004) [40] trabajaron en la correlación entre el factor de eficiencia y los fluidos de trabajo en un captador solar plano de flujo paralelo. Revisaron la relación entre el flujo turbulento y la caída de presión en estos sistemas, con varios fluidos de trabajo. Propusieron una herramienta numérica de diseño para la construcción de captadores solares planos, basados en el factor de eficiencia. El factor de eficiencia de un captador solar es definido como la razón entre la ganancia real de energía útil y la ganancia ideal si el absorbedor del captador se encontrara a una temperatura igual a la temperatura del fluido de trabajo [12].

Ablanque *et al.* (2010) [41] desarrollaron un modelo numérico en dos fases para predecir la distribución de flujos en un arreglo de tubos paralelos. Afirman que la distribución de flujos en una sola fase depende principalmente de la caída de presión tanto por la fricción en los tubos paralelos, como en las singularidades.

Wang (2011) [42] recopiló diferentes modelos y metodologías para solucionar la distribución de flujos. En su discusión, sostiene que unificó los diferentes estudios en un método analítico generalizable para el diseño de una amplia gama de sistemas de tubos paralelos ante varias geometrías y condiciones de flujo.

La caída de presión en un sistema hidráulico puede ser estimada tanto experimentalmente como mediante simulación numérica.

En este trabajo se han hecho los dos ejercicios para un captador solar plano: la medición experimental de la caída de presión y la simulación numérica de la misma; el objeto del presente capítulo es explicar tanto el desarrollo del ejercicio experimental como la metodología de la simulación numérica.

5.1. Experimento para determinar la caída de presión en un captador solar plano.

Como se mencionó anteriormente, es importante determinar la caída de presión en un captador solar, ya que un valor significativo de esta variable podría afectar negativamente el rendimiento del sistema.

La caída de presión en el captador solar se puede estimar experimentalmente; en la Figura 5.1 se muestra un esquema del montaje experimental.

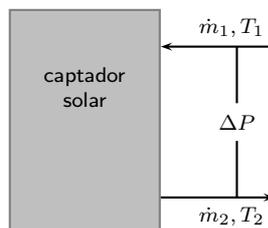


Figura 5.1: Esquema del montaje experimental para determinar la caída de presión en un captador solar plano. \dot{m}_1 y T_1 son el flujo másico y temperatura de entrada, respectivamente, mientras que \dot{m}_2 y T_2 son los valores de salida. Para iniciar el ejercicio se requiere que la transferencia de calor entre el agua y el captador sea mínima y el flujo másico debe permanecer estable. La caída de presión ΔP es la diferencia de presión entre la entrada y la salida del flujo másico en el captador.

Para la realización del experimento, el captador solar plano debe permanecer horizontal y a la sombra;

El flujo másico \dot{m}_1 entra al captador a temperatura T_1 ; el flujo másico de salida es \dot{m}_2 a temperatura T_2 . Para iniciar el ejercicio es necesario que el flujo másico se encuentre estable ($\dot{m}_2 \approx \dot{m}_1$) y que la diferencia de temperaturas no sea mayor de $\pm 1^\circ\text{C}$ ($T_2 \approx T_1$).

El experimento consiste en hacer pasar agua a través del captador y determinar la caída de presión, ΔP , entre la entrada y la salida del agua. La entrada y salida del agua se conectan a los respectivos cabezales del captador solar.

La caída de presión es medida entre los flujos de agua de entrada y salida, mediante un diferencial de presiones (véase la figura 5.1).

El medidor de flujo usado es de tipo Coriolis y tiene una exactitud de 0.65 % de la medición.³ El diferencial de presiones usado es de la marca Rosemount (modelo 2051) con un rango de trabajo entre 0 y 3 pulg H₂O (0 - 747 Pa), con una exactitud de $\pm 0.065\%$ de la escala total.

En la tabla 5.1 se muestran las características geométricas del captador solar plano en el cuál se realizó el experimento. El experimento empieza fijando un flujo másico inicial, de prueba, por ejemplo, se puede empezar con el flujo menor con el que se quiera probar el sistema, e ir aumentando el flujo en cada medición, hasta llegar al flujo mayor deseado. Para empezar la captura de datos, tanto el flujo másico como la temperatura del agua deben permanecer estables ($\dot{m}_2 \approx \dot{m}_1$, y $|T_2 - T_1| < 1^\circ\text{C}$); el flujo se debe conservar, dado que, no hay entradas ni salidas adicionales, y la temperatura se debe conservar porque no hay flujo de

³El rango de flujo que puede medir es variable: depende del diámetro de la tubería de la velocidad del flujo, así como el estado del fluido.

calor entrante ni saliente.

Tabla 5.1: Características geométricas del captador solar en el cuál se realizó el experimento para determinar la caída de presión.

Característica	Valor
Orientación de los tubos	Horizontal
Fluido de trabajo	Agua
Flujo	0.5-9.0 kgmin ⁻¹
Cabezal	
Diámetro interior	0.0200 m
Longitud	1.303 m
Tubos paralelos (largueros)	
Número de tubos	11
Diámetro interior	0.0080 m
Longitud	2.0726 m
Espacio entre tubos	0.1036 m

En la práctica, el flujo de salida no puede ser idéntico al de entrada, y lo mismo pasa con la temperatura; sin embargo, se considerará el flujo másico como estable si no cambia más allá de $\pm 0.1 \text{ kgmin}^{-1}$ (y que no esté aumentando o disminuyendo sistemáticamente), y la diferencia de temperaturas de entrada y salida no rebasa $\pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$.

Una vez registrados los datos, se aumenta el flujo másico al siguiente punto de prueba y se repite el procedimiento. La temperatura debe permanecer constante durante este ejercicio. Si se requiere usar otra temperatura, se debe repetir todo el ejercicio a dicha temperatura.

Los resultados de este experimento se revisarán en el capítulo 6.

5.2. Modelo numérico de la caída de presión

Los cabezales frío y caliente tienen algunas diferencias, descritas en múltiples publicaciones [37, 38, 43]. En la Figura 5.2 se muestra la distribución de los elementos del captador solar pertinentes para calcular la caída de presión. Los cabezales frío y caliente se llaman así porque en el primero la temperatura es más baja que en el segundo.

En cada unión del cabezal frío, el flujo se divide entre el mismo cabezal y el tubo ascendente (cada uno de los tubos paralelos, también llamados largueros). En cada unión del cabezal caliente, el flujo se divide entre el mismo cabezal y

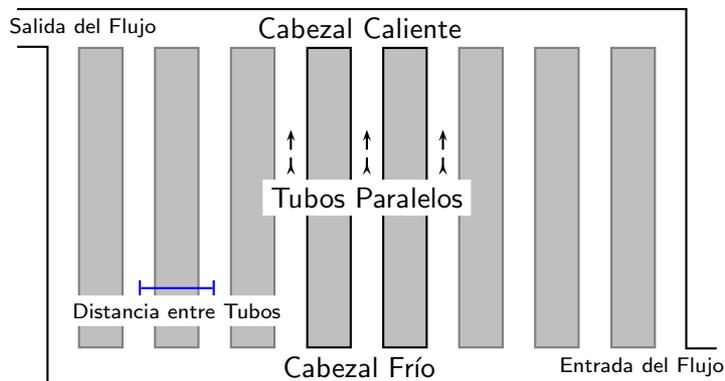


Figura 5.2: Cabezales, tubos paralelos y flujos del captador solar.

el tubo ascendente. El sistema es de flujo paralelo si dicho flujo se mueve en el mismo sentido tanto en el cabezal frío como en el caliente (esta configuración también es llamada de tipo Z); es de flujo invertido si éste se mueve en sentido contrario en los cabezales frío y caliente (esta configuración también es llamada de tipo U).

El modelo desarrollado predice la distribución de los flujos y caída de presión en un sistema de tubos paralelos, acoplados entre dos cabezales, de configuración tipo Z.

La caída de presión puede ser de dos naturalezas: estática y dinámica. La presión estática es causada por fuerzas de cuerpo (como la gravedad, o sobre las paredes donde está contenido el fluido) y es independiente de la velocidad.

La caída de presión dinámica es causada por la fricción (velocidad, flujo másico), o por singularidades (conexiones en la tuberías, como codos, uniones T, expansiones o contracciones); también depende de la densidad del fluido.

La caída de presión por fricción se calculará mediante el factor de fricción de Churchill [44].

La caída de presión por singularidades se determinará mediante dos métodos:

- (a) El método de expansiones-contracciones considera el paso del flujo por cada singularidad como una (pseudo) expansión o (pseudo) contracción;
- (b) El método del coeficiente de resistencia contempla el calcular este parámetro, que depende del número de Reynolds, áreas de las tuberías y los flujos en cada sección y en las singularidades.

La caída de presión se puede calcular en diferentes zonas: a la entrada del cabezal frío, en las uniones cabezal frío-tubo ascendente (singularidades), en los

segmentos entre los tubos ascendentes (tanto en el cabezal caliente, como en el frío), en los mismos tubos ascendentes, en las uniones tubo ascendente-cabezal caliente (singularidades), y a la salida del cabezal caliente.

El modelo unidimensional usado divide al sistema en volúmenes de control que son resueltos paso a paso de manera iterativa. Los resultados numéricos obtenidos para diferentes captadores solares son comparados con resultados experimentales. El diagrama de flujo del código numérico se muestra en la Figura 5.3; de acuerdo con el diagrama de flujo, estos son los pasos seguidos en el programa:

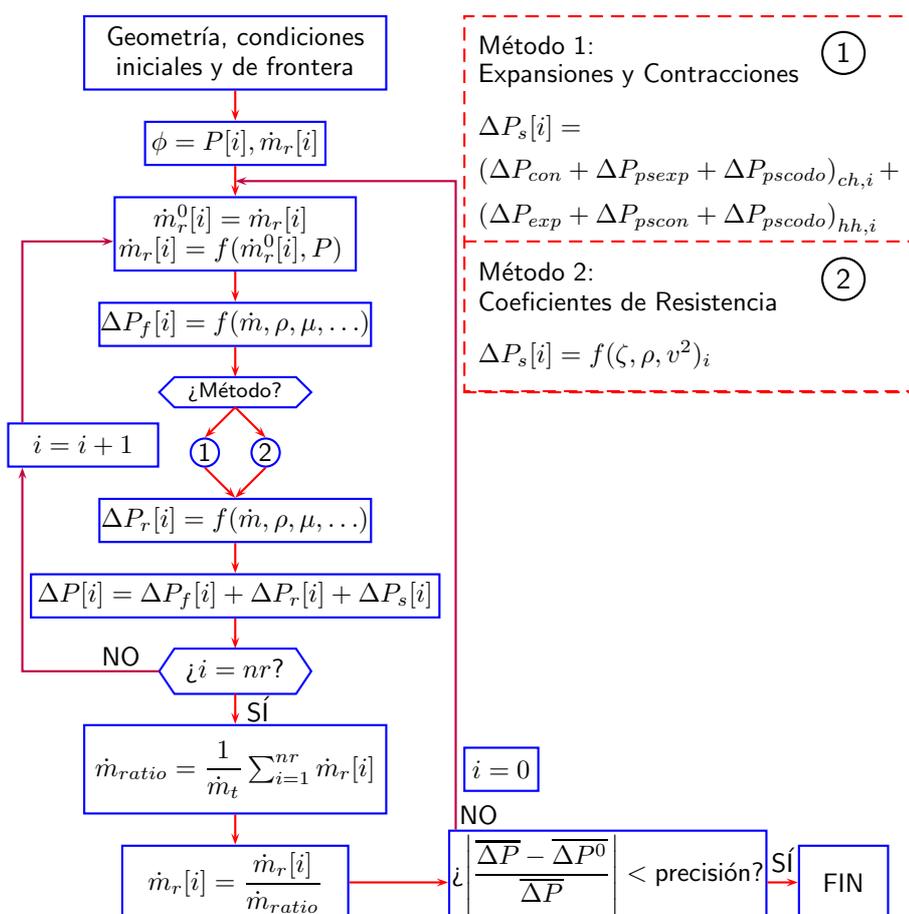


Figura 5.3: Diagrama de flujo del código numérico para calcular la caída de presión en el captador. La caída de presión y la distribución de los flujos se evalúan iterativamente hasta alcanzar una solución convergente.

1. Se definen las condiciones iniciales y de frontera, como flujos, temperaturas, diámetros, longitudes, áreas, etc..

2. Se definen una distribución de presiones y una distribución de flujos iniciales ($\phi = P[i], \dot{m}_r[i]$), que se irán corrigiendo en cada iteración (vea las Figuras 5.4, 5.5 y 5.9 para la nomenclatura).
3. Se almacena, para cada tubo i , el valor del flujo másico anterior ($\dot{m}_r^0[i] = \dot{m}_r[i]$), y se calcula el nuevo flujo $\dot{m}_r[i]$, como función del flujo másico anterior y la presión anterior.
4. Se calcula la caída de presión para cada segmento entre dos tubos paralelos, $\Delta P_f[i]$.
5. Se calcula la caída de presión por singularidades, $\Delta P_s[i]$ por uno de los dos métodos disponibles (*expcon* o ζ).
6. Se calcula la caída de presión para cada tubo paralelo, $\Delta P_r[i]$.
7. La caída de presión total para el tubo i , $\Delta P[i]$, es la suma de las caídas de presiones anteriores.
8. Si ya se hicieron los cálculos para todos los tubos paralelos $i = nr$, se prosigue con el paso 9, de otro modo, se vuelve al paso 3 de este listado.
9. Se comprueba que el flujo de salida sea igual que al de entrada; en caso de que haya alguna diferencia (propia del redondeo en los cálculos), se corrige: $\dot{m}_r[i] = \dot{m}_r[i] / \dot{m}_{ratio}$.
10. Se aplica el criterio de convergencia, basado en la caída de presión del sistema; si éste es menor que la precisión fijada, el programa ha terminado, de otro modo, se vuelve al paso 3 entrando con las últimas distribuciones de presión y flujo másico calculados.

En las siguientes secciones se explica cómo se hizo la discretización para calcular la caída de presión y la distribución del flujo másico.

5.3. Discretización de la caída de presión

La caída de presión total, ΔP_{tot} , es la suma varias contribuciones:

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_f + \Delta P_s + \Delta P_e + \Delta P_g + \Delta P_a \quad (5.5)$$

donde ΔP_f es la caída de presión por fricción, ΔP_s es la caída de presión por singularidades ΔP_e es la caída de presión estática, que actúa sobre las paredes

cuando el fluido se encuentra en reposo, ΔP_g es la caída de presión por energía potencial, y ΔP_a es la caída de presión por aceleración. ΔP_e es considerada como despreciable al estar el fluido en movimiento; ΔP_g es cero ya que el captador se coloca horizontalmente para calcular la caída de presión; y ΔP_a en cada tubo paralelos es despreciable, ya que no hay cambios significativos de la densidad en el tubo.

Si se considera el ejercicio hipotético de todo el flujo pasa por un solo tubo i del captador, como se muestra en la Figura 5.4, la caída de presión total para el camino i equivaldrá a la caída de presión por fricción antes del tubo i en el cabezal frío, y después del tubo i en el cabezal caliente, más la caída de presión por fricción en el tubo i del captador, más la caída de presión por singularidades a la entrada y a la salida del tubo i , es decir:

$$\Delta P[i] = \Delta P_{f,ch[j<i]} + \Delta P_{s,ch}[i] + \Delta P_r[i] + \Delta P_{s,hh}[i] + \Delta P_{f,hh[j>i]} \quad (5.6)$$

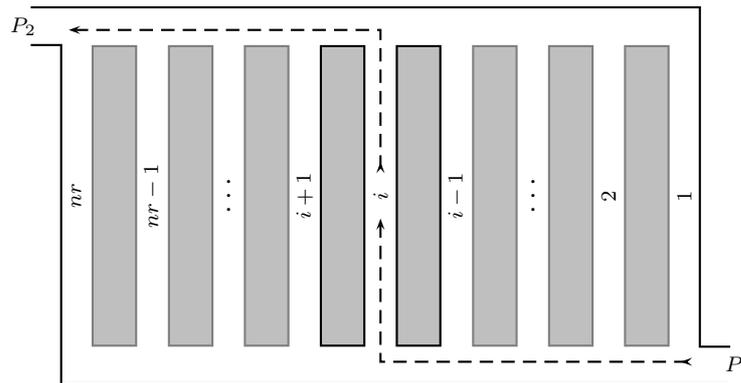


Figura 5.4: Flujo de masa a través del tubo ascendente i del captador.

Mientras no se cumpla el criterio de convergencia, y debido a que hay nr caminos distintos (tantos como los tubos paralelos en el captador), la caída de presión total se calcula como el promedio de cada uno de los caminos i :

$$\Delta P_{tot} = P_2 - P_1 = \frac{1}{nr} \sum_{i=1}^{nr} \Delta P[i] \quad (5.7)$$

Una vez que se cumpla el criterio de convergencia impuesto, la caída de presión debe ser prácticamente igual para cada camino i .

5.3.1. Caída de presión por fricción

La caída de presión por fricción en el sistema ocurre cuando el flujo está en contacto con las paredes de la tubería; sucede en todo momento que el fluido esté en movimiento.

El modelo numérico para el captador solar contempla la caída de presión en cada segmento de los cabezales, así como en los tubos ascendentes del captador.

Debido a la presencia de los tubos ascendentes del captador, el flujo es diferente para cada segmento del cabezal, y la caída de presión se calcula para cada uno de estos segmentos. En la Figura 5.5 se muestra la nomenclatura usada para los segmentos del captador.⁴ Nótese que la nomenclatura es ligeramente diferente para los segmentos de los cabezales y los tubos ascendentes.

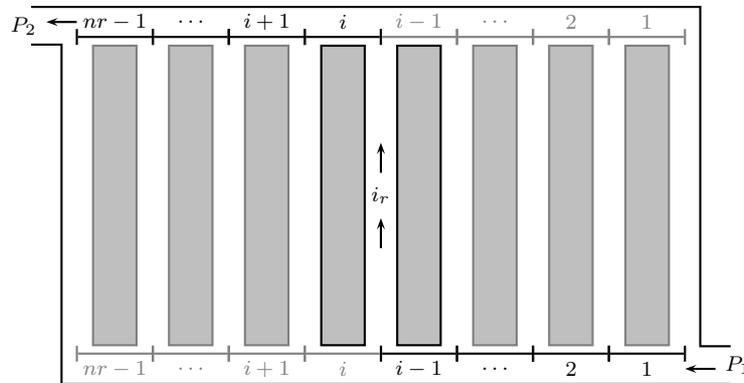


Figura 5.5: División de los segmentos de los cabezales para calcular la caída de presión.

La formulación para calcular la caída de presión por fricción, para el camino i , incluye las caídas de fricción en los cabezales, así como en el i -ésimo tubo ascendente:

$$\Delta P_f[i] = P_{f2} - P_{f1} = \sum_{j=1}^{i-1} \Delta P_{ch}[j] + \Delta P_r[i] + \sum_{j=i}^{nr} \Delta P_{hh}[j] \quad (5.8)$$

5.3.2. Caída de presión en los tubos ascendentes

Los tubos ascendentes del captador experimentan caída de presión por fricción y por gravedad; en esta etapa, se considerarán los colectores colocados

⁴Nota: i_r es el nodo i -ésimo para el caso de los tubos ascendentes.

horizontalmente, por lo que, por lo pronto, no se considerarán las caídas de presión por gravedad.

Para cada camino i , la caída de presión del tubo ascendente es función del flujo y condiciones geométricas. La caída de presión por los tubos ascendentes se calcula de acuerdo con la fórmula 5.2.

Para mayores detalles, consulte el apéndice B.

5.3.3. Caída de presión por singularidades

Una fuente de caídas de presión son las singularidades, como los codos, tees, expansiones o contracciones. Las singularidades deben ser incorporadas al calcular la caída de presión de cualquier sistema.

Las singularidades en el tubo i son la suma de éstas en el cabezal frío y el cabezal caliente:

$$\Delta P_s[i] = \Delta P_{s,ch}[i] + \Delta P_{s,hh}[i] \quad (5.9)$$

Para determinar dichas singularidades, se aplicaron dos métodos, que se revisarán a continuación:

- Método de las contracciones y expansiones.
- Método de los coeficientes de resistencia.

5.3.4. Método de expansiones y contracciones

Este método consiste en considerar cada cambio de sección del flujo en el captador como una expansión o contracción, según sea el caso. Los cambios de sección son diferentes en los cabezales frío y caliente, y se exponen en las siguientes secciones.

Ecuaciones de caída de presión para el cabezal frío

Para cada nodo del cabezal frío, se consideran tres fuentes de caída de presión por singularidades (véase la Figura 5.6):

1. Contracción brusca, de un diámetro infinito a un diámetro d_r (Figura 5.6a).
2. Pseudo expansión brusca, cuando el flujo que pasa de una sección del cabezal a otra. Al disminuir el flujo en la sección entrante, es como si *el flujo experimentara un aumento de sección* (Figura 5.6b).

3. Pseudo codo de 90° , cuando el flujo pasa del cabezal al tubo ascendente del captador (Figura 5.6c).

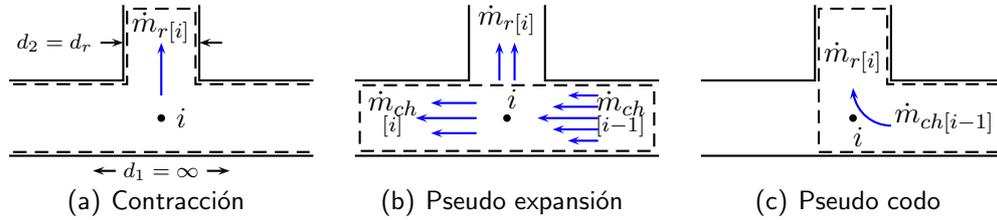


Figura 5.6: Singularidades que se presentan en el cabezal frío (a) Contracción de un diámetro infinito a un diámetro d_r , (b) Pseudo expansión brusca (misma área, menor flujo másico), (c) Pseudo codo de 90° .

De este modo, para el cabezal frío, la caída de presión por singularidades es la suma de estos tres casos:

$$\Delta P_{s,ch} = \Delta P_{con} + \Delta P_{psexp} + \Delta P_{pscodo} \quad (5.10)$$

donde ΔP_{con} es la caída de presión de la contracción brusca, ΔP_{psexp} es la caída de presión de la pseudo expansión brusca, y ΔP_{pscodo} es la caída de presión del pseudo codo de 90° .

Ecuaciones de caída de presión para el cabezal caliente

Para cada nodo del cabezal caliente, se consideran tres fuentes de caída de presión por singularidades (véase la Figura 5.7):

1. Expansión brusca, de un diámetro d_r a un diámetro infinito (Figura 5.7a).
2. Pseudo contracción brusca, cuando el flujo que pasa de una sección del cabezal a otra. Al aumentar el flujo en la sección entrante, es como si *el flujo experimentara una disminución de sección* (Figura 5.7b).
3. Pseudo codo de 90° , cuando el flujo pasa del tubo ascendente del captador al cabezal (Figura 5.7c).

De este modo, para el cabezal caliente, la caída de presión por singularidades es la suma de estos tres casos:

$$\Delta P_{s,hh} = \Delta P_{exp} + \Delta P_{pscon} + \Delta P_{pscodo} \quad (5.11)$$

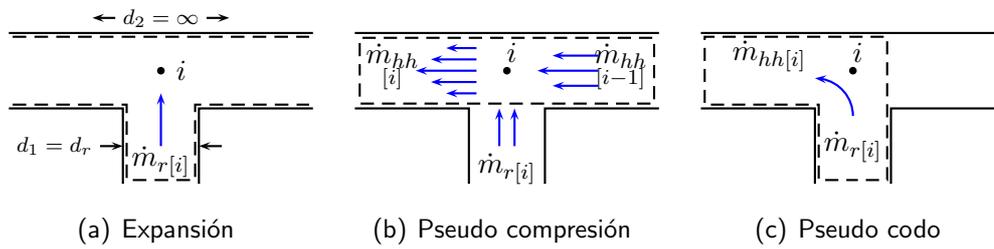


Figura 5.7: Singularidades que se presentan en el cabezal caliente. (a) Expansión de un diámetro d_r a un diámetro infinito, (b) Pseudo contracción brusca (misma área, mayor flujo másico), (c) Pseudo codo de 90° .

donde ΔP_{exp} es la caída de presión de la expansión brusca, ΔP_{pscon} es la caída de presión de la pseudo contracción brusca, y ΔP_{pscodo} es la caída de presión del pseudo codo de 90° .

5.3.5. Método de coeficientes de resistencia, ζ

Este método contempla calcular el coeficiente de resistencia, que depende del número de Reynolds, áreas de las tuberías y los flujos en cada sección y en las singularidades. En la figura 5.8 se muestra la notación de los nodos para calcular la caída de presión por singularidades por el método de los coeficientes de resistencia.

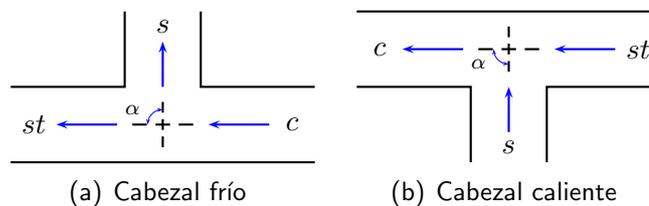


Figura 5.8: Esquema para las singularidades que se presentan al aplicar el método de los coeficientes de resistencia, en: (a) el cabezal frío, (b) el cabezal caliente.

Ecuaciones de caída de presión para el cabezal frío

Para el cabezal frío (Figura 5.8a), la caída de presión se presenta en el flujo que continúa por el cabezal (st), y en el flujo que se desplaza hacia cada tubo ascendente (s) del captador [45]. Para el primer caso:

$$\Delta p_{st} = \frac{1}{2} \rho v_c^2 \left(\zeta_{c,st} - 1 + \frac{\dot{m}_{st}^2}{\dot{m}_c^2} \right) \quad (5.12)$$

donde ζ_{st} es el coeficiente de resistencia.

Para el segundo caso:

$$\Delta p_s = \frac{1}{2} \rho v_c^2 \left(\zeta_{c,s} - 1 + \frac{v_s^2}{v_c^2} \right) \quad (5.13)$$

Note que se usa p , minúscula, en este caso, esto es para distinguir entre presiones “totales”, que incluyen la energía cinética, y presiones “locales”, que sólo consideran las singularidades; vea el apéndice B para más detalles.

Ecuaciones de caída de presión para el cabezal caliente

Para el cabezal caliente (Figura 5.8b), la caída de presión se presenta en el flujo que proviene del cabezal, y en el flujo que proviene del tubo ascendente del captador [45]. Para el primer caso:

$$\Delta p_{st} = \frac{1}{2} \rho v_c^2 \left(\zeta_{c,st} - 1 + \frac{\dot{m}_{st}^2}{\dot{m}_c^2} \right) \quad (5.14)$$

Para el segundo caso:

$$\Delta p_s = \frac{1}{2} \rho v_c^2 \left(\zeta_{c,s} - 1 + \frac{v_s^2}{v_c^2} \right) \quad (5.15)$$

El cálculo de estas ecuaciones se encuentra en el apéndice B.

5.4. Distribución de los flujos

Sea \dot{m}_t el flujo total, a la entrada del cabezal frío. Al desplazarse por el arreglo del captador solar, cada vez que se encuentre en una unión cabezal frío-tubo ascendente, el flujo se dividirá entre ambos caminos. Del mismo modo, en cada unión tubo ascendente-cabezal caliente, el nuevo flujo saliente por el cabezal será la contribución de los flujos convergentes. En la Figura 5.9 se muestra la distribución de los flujos en el captador para su discretización.

El flujo que permanece en el cabezal frío, después de cada división, es igual al flujo anterior menos el flujo que se desplazó hacia el tubo ascendente:

$$\dot{m}_{ch}[i] = \dot{m}_{ch}[i-1] - \dot{m}_r[i] \quad (5.16)$$

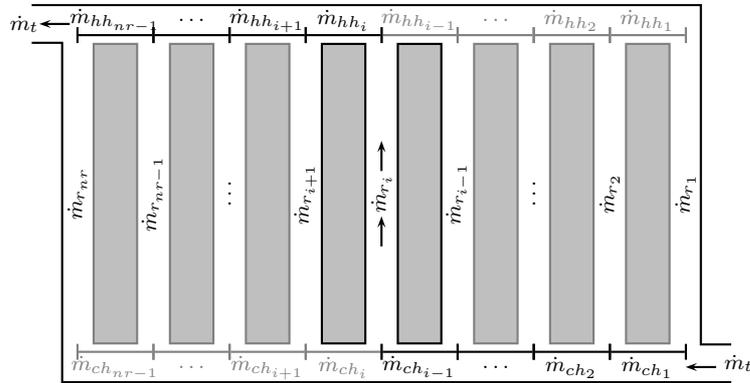


Figura 5.9: Distribución del flujo de masa a través del captador.

Para el cabezal caliente, el flujo de cada segmento es igual al flujo anterior más el flujo proveniente del tubo ascendente:

$$\dot{m}_{hh}[i] = \dot{m}_{hh}[i - 1] + \dot{m}_r[i] \quad (5.17)$$

Para la primera iteración, se considerará que el flujo que entra a cada uno de los tubos ascendentes es igual al flujo total entre el número de tubos:

$$\dot{m}_r[i] = \frac{\dot{m}_t}{nr} \quad (5.18)$$

Para cada iteración se debe cumplir la ecuación de continuidad:

$$\sum_{i=1}^{nr} \dot{m}_r[i] = \dot{m}_t \quad (5.19)$$

Para las iteraciones posteriores (es decir, a partir de la segunda), los flujos nuevos en cada tubo ascendente se calcularán como función de los flujos de la iteración anterior y de las caídas de presión:

$$\dot{m}_r[i] = \dot{m}_r^0[i] + \left(\dot{m}_r^0[i] \frac{\Delta P[i]}{\Delta P_{tot}} - \dot{m}_r[i] \right) f_{rel} \quad (5.20)$$

donde $\dot{m}_r^0[i]$ es el flujo en el tubo i para la iteración anterior, $\Delta P[i]$ es la caída de presión para el camino i ,⁵ ΔP_{tot} es la caída de presión total, y f_{rel} es un factor de relajación (vea la sección 5.5.1). El valor del factor de relajación usado fue de 0.01 (1%).

⁵véase la sección 5.3.

5.5. Criterio de Convergencia.

Convergir, en matemáticas, se puede referir ya sea a dirigirse a un mismo punto (por ejemplo: dos líneas), o también a aproximarse a un límite.

En el programa numérico desarrollado, referir que la caída de presión va convergiendo significa que se acerca al valor real; si la caída de presión va divergiendo, se aleja del valor real.

El propósito de que un modelo numérico tenga iteraciones es irse acercando al valor real conforme avanzan dichas iteraciones.

Para decidir en qué momento detener las iteraciones se deben tomar en cuenta la precisión deseada y los tiempos de cómputo.

Las iteraciones deben detenerse cuando el valor anterior y el valor actual sean “iguales” o, mejor dicho, cuando las diferencias entre los dos valores no sean mayores que cierto valor impuesto: este valor es la precisión.

Fijar un criterio de convergencia se refiere a elegir la precisión adecuada para el propósito buscado.

Si la precisión es muy laxa, se puede aceptar un valor como “real” cuando aún se encuentra lejos del valor verdadero. Si la precisión es muy estricta, se pueden incrementar inconvenientemente los tiempos de cómputo o incluso “ciclar” el programa, es decir, hacer que el programa se mantenga en un ciclo infinito dado que no puede alcanzar la precisión estricta que se le impuso. Elegir una precisión adecuada ayudará a obtener un resultado confiable, y mantener el programa numérico eficiente.

Para el programa de caída de presión se ha elegido el siguiente criterio de convergencia:

$$\left| \frac{\overline{\Delta P} - \overline{\Delta P^0}}{\overline{\Delta P}} \right| < \text{precisión} \quad (5.21)$$

Debido a que existen nr caminos posibles (tantos como tubos paralelos en el captador), el criterio debe ser cumplido en todos los nr casos.

Para los cálculos de caída de presión de este trabajo, se ha elegido una precisión de 1×10^{-3} , es decir, la diferencia entre el valor actual y el anterior no debe ser mayor que 0.1% para que se considere que la caída de presión ha convergido y el resultado sea aceptado.

5.5.1. Factor de relajación.

Cuando la variable adecuada no ha alcanzado la convergencia, se debe hacer otra iteración para acercarse más al valor “real”.

Hay veces en que la variable que se desea alcance la convergencia varía de una iteración a otra alrededor del valor real, pero las diferencias entre ambas iteraciones es muy grande. Al no alcanzar la convergencia, el programa es susceptible de quedar en un ciclo muy largo, o incluso infinito; también puede alejarse del valor real y divergir. Si esto no se debe a un error de programación, muchas veces se puede corregir usando un factor de relajación. Un factor de relajación permite acercarse al valor real más “suavemente” y alcanzar la convergencia con mayor rapidez; funciona así:

Sean x la variable actual y x^0 la variable anterior, tales que:

- la variable x se calcula como función de x^0 : $x = f(x^0)$.
- la diferencia entre ambas será $\Delta x = x - x^0$, de modo que $x = x^0 + \Delta x$

Si Δx es muy grande e impide sistemáticamente que se alcance la convergencia, se puede agregar un factor de relajación para que la diferencia entre x y x^0 sea menor y alcanzar así el objetivo deseado:

$$x = x^0 + f_{rel}\Delta x \quad (5.22)$$

donde $f_{rel} \in (0, 1]$ es el factor de relajación.

En el modelo numérico de este trabajo se usó un factor de relajación para calcular el flujo másico, mostrado en la siguiente expresión, obtenida al aplicar el método descrito:

$$\dot{m}_r[i] = \dot{m}_r[i] + \left(\dot{m}_r^0[i] \frac{\Delta P[i]}{\Delta P_{tot}} - \dot{m}_r[i] \right) f_{rel} \quad (5.23)$$

Capítulo 6

Caída de presión: resultados

En este capítulo se discuten los resultados del ejercicio experimental para calcular la caída de presión, así como los resultados numéricos del programa computacional desarrollado para la determinación de las distribuciones de flujo y caída de presión.

Los resultados de ambos ejercicios son comparados y el programa numérico es evaluado.

Como se ha señalado anteriormente, se desarrolló un programa numérico para calcular tanto la caída de presión como la distribución de flujos en un captador solar plano de tubos paralelos. El programa resuelve iterativamente un algoritmo de distribuciones de flujo y caídas de presión. Por separado se determinan la caída de presión para los tubos paralelos del captador (se usará el subíndice r), para los segmentos de los cabezales (f) y para las singularidades (s). La suma de estas contribuciones hacen la caída de presión total en el captador. Como también se mencionó anteriormente, la distribución del flujo y la caída de presión dependen la una de la otra y se calculan iterativamente hasta cumplir el criterio de convergencia impuesto.

Para calcular la caída de presión en las singularidades, se usaron dos métodos, el método de expansiones y contracciones (se abreviará *expcon*), y el método de coeficientes de resistencia (ζ), como se explicó en las secciones 5.3.4 y 5.3.5 (páginas 67 y 69, respectivamente).

Además de los métodos numéricos, se montó un banco de prueba para calcular la caída de presión experimentalmente (sección 5.1, página 59), cuyo resultado se muestra en la Figura 6.1. A este experimento se le nombrará IER, ya que fue

hecho en las instalaciones del Instituto de Energías Renovables - UNAM.

Por otro lado, se cuenta con un certificado de pruebas del captador solar estudiado, expedido por la empresa de certificación TÜV Rheinland PTL [46], y cuyas pruebas se hicieron en cumplimiento de los estándares (o normas) EN 12975-1:2006 y EN 12975-2:2006 para sistemas solares térmicos [47, 48].

Dicho documento reporta la siguiente curva de caída de presión:

$$\Delta P = 0.004 - 3.347\dot{m} + 79.23\dot{m}^2 \quad (6.1)$$

en la cuál el flujo másico \dot{m} se encuentra en kgs^{-1} y la caída de presión ΔP en kPa, la cuál está definida en el intervalo (0.10,0.30) kgs^{-1} (ya que en ese intervalo fue evaluado el captador).

Esta expresión se cambiará a las siguiente unidades: Lm^2h^{-1} vs. Pa, para que se pueda comparar con los otros resultados que se irán exponiendo a lo largo del capítulo:

$$\Delta P = 4 - 2.15\dot{V} + 0.0327\dot{V}^2 \quad (6.2)$$

El propósito de este capítulo es comparar los resultados numéricos, obtenidos a partir del código desarrollado, contra datos experimentales, establecer el porcentaje de error existente y comprender la naturaleza de los resultados. Del mismo modo, se compararán los métodos usados para calcular la caída de presión y la distribución de flujos.

6.1. Caída de presión experimental.

Se realizó el experimento para calcular la caída de presión descrito en la sección 5.1.

La temperatura fue registrada con sensores PT-1000, el flujómetro usado es de tipo Coriolis, y se usó un diferencial de presiones modelo Rosemount para determinar la caída de presión en el sistema.

Los flujos nominales de prueba usados se encuentran en la Tabla 6.1.

Tabla 6.1: Flujos de prueba en el ejercicio experimental.

$\dot{m} [\text{kgmin}^{-1}]$							
0.4	0.6	0.8	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0
3.5	4.0	4.5	5.0	6.0	7.0	8.0	9.0

Para obtener cada punto $(\dot{m}, \Delta P)$ se hicieron 20 mediciones y se calcularon sus promedios; tanto estos valores como sus desviaciones estándar (las barras de error) se encuentran en la Figura 6.1.

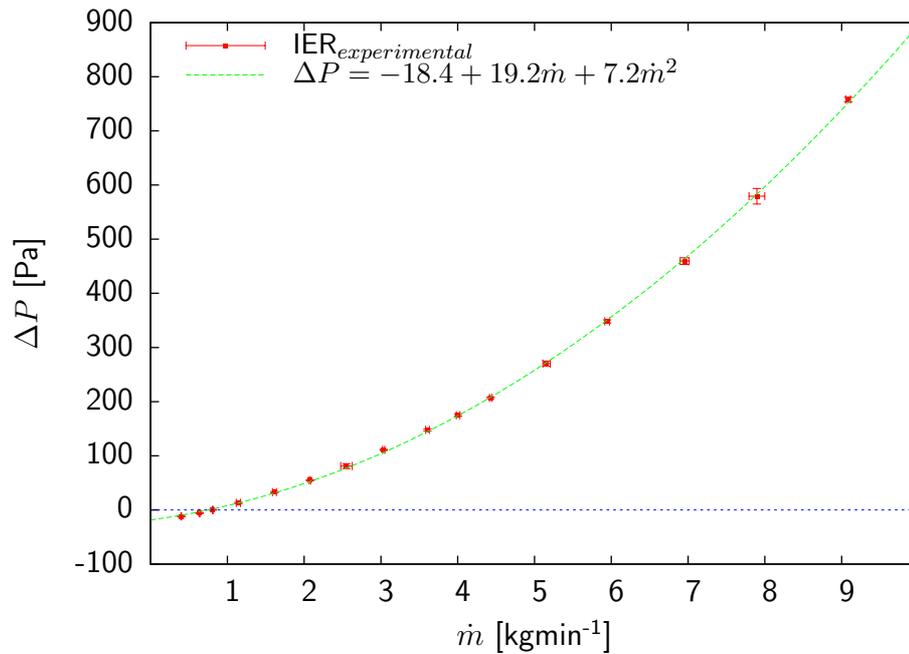


Figura 6.1: Valores puntuales y curva de caída de presión obtenidos experimentalmente. La temperatura de prueba fue de 31.4°C. Las barras de error corresponden a las desviaciones estándar de los valores registrados.

La curva de presión que corresponde a estos datos es:

$$\Delta P = -18.4 + 19.2\dot{m} + 7.2\dot{m}^2 \quad (6.3)$$

donde el flujo másico \dot{m} se encuentra en kgmin⁻¹ y la caída de presión ΔP en Pa. Como se puede ver en la Figura 6.1, para flujos menores a 1 kgmin⁻¹, ΔP es negativa. Esto es así porque esos valores de flujo son muy pequeños para ser evaluados correctamente por el diferencial de flujos usado y no entran en su intervalo de operación.

Para las futuras comparaciones, será útil tener la ecuación anterior en unidades de Lm⁻²h⁻¹ para el flujo másico, y de Pa para la caída de presión:

$$\Delta P = -18.4 + 0.74\dot{V} + 0.0107\dot{V}^2 \quad (6.4)$$

6.2. Comparación de resultados de caída de presión en el captador.

En los modelos numéricos programados se evaluaron nueve flujos de entrada distintos, mostrados en la Tabla 6.2.

Tabla 6.2: Flujos de prueba en el ejercicio numérico.

\dot{V} [$\text{Lm}^{-2}\text{h}^{-1}$]								
\dot{V}_1	\dot{V}_2	\dot{V}_3	\dot{V}_4	\dot{V}_5	\dot{V}_6	\dot{V}_7	\dot{V}_8	\dot{V}_9
50	100	150	200	250	300	350	400	450

Note que en se usa el flujo volumétrico por unidad de área \dot{V} [$\text{Lm}^{-2}\text{h}^{-1}$], en vez del flujo másico \dot{m} . Esta notación es conveniente ya que, al estar el flujo volumétrico dividido entre el área del absorbedor, se pueden hacer comparaciones con otros captadores solares, independientemente de sus dimensiones.

A cada uno de estos valores de \dot{V} corresponde un valor de ΔP . Con los resultados obtenidos, se generaron las curvas de caída de presión, para cada modelo usado.

Para el modelo *expcon*, la curva de caída de presión es:

$$\Delta P = 13.5 - 0.09\dot{V} + 0.0215\dot{V}^2 \quad (6.5)$$

Para el modelo ζ , la curva de caída de presión es:

$$\Delta P = 13.4 - 0.04\dot{V} + 0.0113\dot{V}^2 \quad (6.6)$$

en donde ΔP está en Pa y \dot{V} en $\text{Lm}^{-2}\text{h}^{-1}$.

En la Figura 6.2 se muestran los resultados para la caída de presión obtenida por los dos modelos numéricos (*expcon* y ζ) empleados, y por los dos estudios experimentales (IER y TÜV Rheinland).

Se puede observar que los resultados experimentales (IER) de caída de presión no se hicieron para todo el dominio de flujos de la gráfica; esto es así porque $\Delta P = 757.9$ Pa fue el máximo valor de operación aceptado por el diferencial de presiones.

En la Figura 6.2 la curva de caída de presión obtenida en la certificación TÜV Rheinland predice valores mayores que los dos casos del método numérico empleados, y que el resultado experimental. El modelo *expcon* tiene una tendencia más cercana a la curva de caída de presión, mientras que el modelo de coeficientes de resistencia ζ se acerca más al ejercicio IER, cuya tendencia se muestra casi paralela. Este resultado se puede ver más de cerca en la Figura 6.3.

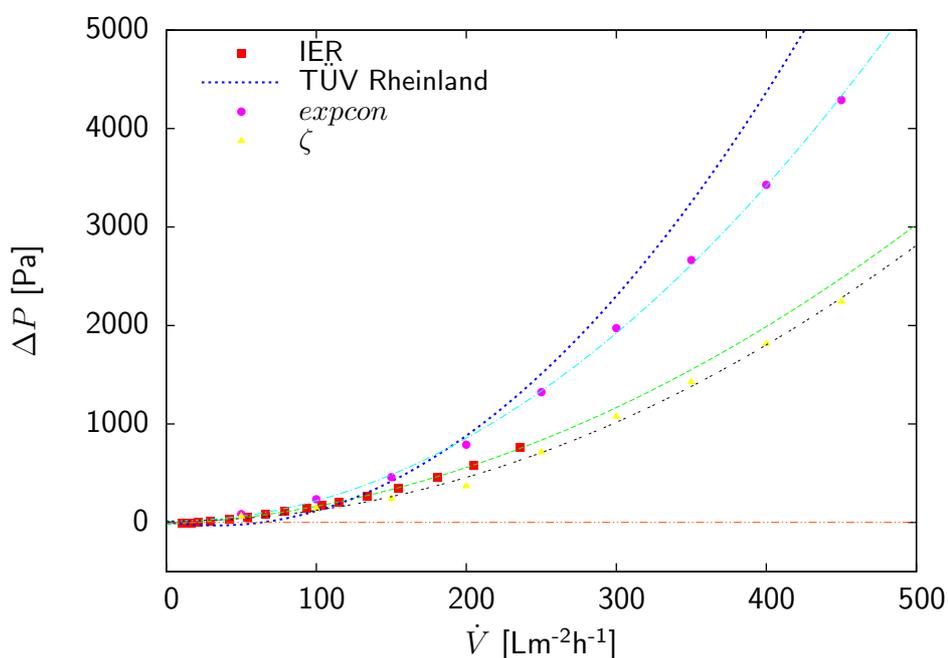


Figura 6.2: Comparación de la caída de presión determinada por los dos modelos numéricos utilizados (*expcon* y ζ), y por los dos estudios experimentales (IER y TÜV Rheinland).

En esta figura, el flujo volumétrico por unidad de área tiene un dominio entre 0 y 250 Lm⁻²h⁻¹, que es al cuál puede operar el diferencial de presiones usado¹ sin salirse de su intervalo de trabajo, que es, idealmente, de 0 a 3 in H₂O.²

Para mejor comprender la naturaleza de estos resultados y sus diferencias, se revisarán en las siguientes secciones otras variables, como los números de Reynolds, la distribución de flujos, así como el cálculo de las singularidades, que influyen en la caída de presión.

6.2.1. Distribución de flujos en el captador.

Para analizar el tipo de distribución del flujo que circula por el captador, se empezará por revisar cuál es el tipo de régimen en el cuál se encuentra el fluido, de acuerdo con los números de Reynolds en cada tubo paralelo.

En la Figura 6.4 se muestran las predicciones, para el número de Reynolds,

¹en la prueba IER

²3 in H₂O = 747 Pa

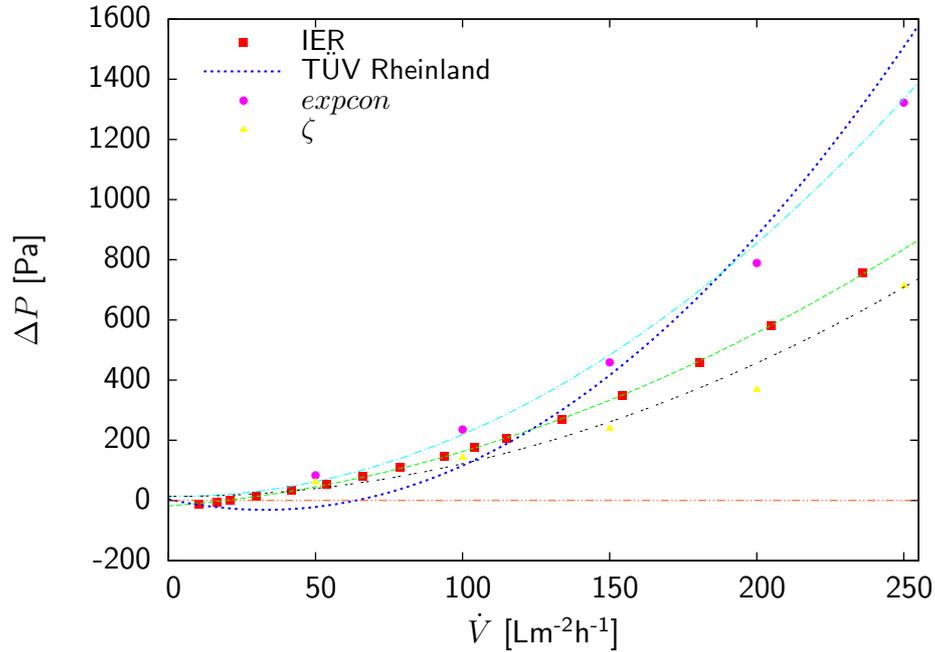


Figura 6.3: Toma de acercamiento de la de caída de presión determinada por diferentes los dos modelos numéricos (*expcon* y ζ) y por los dos resultados experimentales (IER y TÜV Rheinland).

obtenidas a partir de los dos métodos numéricos empleados *expcon* y ζ , respectivamente, para cada uno de los flujos de prueba. Se probaron numéricamente nueve flujos de 50 hasta 450 Lm⁻²h⁻¹, con incrementos constantes de 50 Lm⁻²h⁻¹ (Tabla 6.2).³

En la Figura 6.5 se muestra cómo se distribuye el flujo en los tubos paralelos del captador, para cada uno de los nueve flujos de prueba. Se muestran los resultados para los dos métodos empleados, *expcon* y ζ . Para normalizar los datos, los flujos se presentan como el cociente \dot{m}_i/\dot{m}_{tot} .

De acuerdo con los número de Reynolds para cada tubo paralelo, los primeros tres flujos de prueba corresponden a un régimen laminar ($Re < 2000$), mientras que los siguientes tienen un régimen turbulento. El método de expansiones y contracciones (Figura 6.4a) predice que, para flujos laminares, no habrá diferencias significativas en los números de Reynolds que pasan por los tubos paralelos del

³Esta elección es para coincidir con el intervalo de la curva de presión del reporte de TÜV Rheinland [46], que es la curva de comparación con que se contaba al inicio de estas pruebas numéricas.

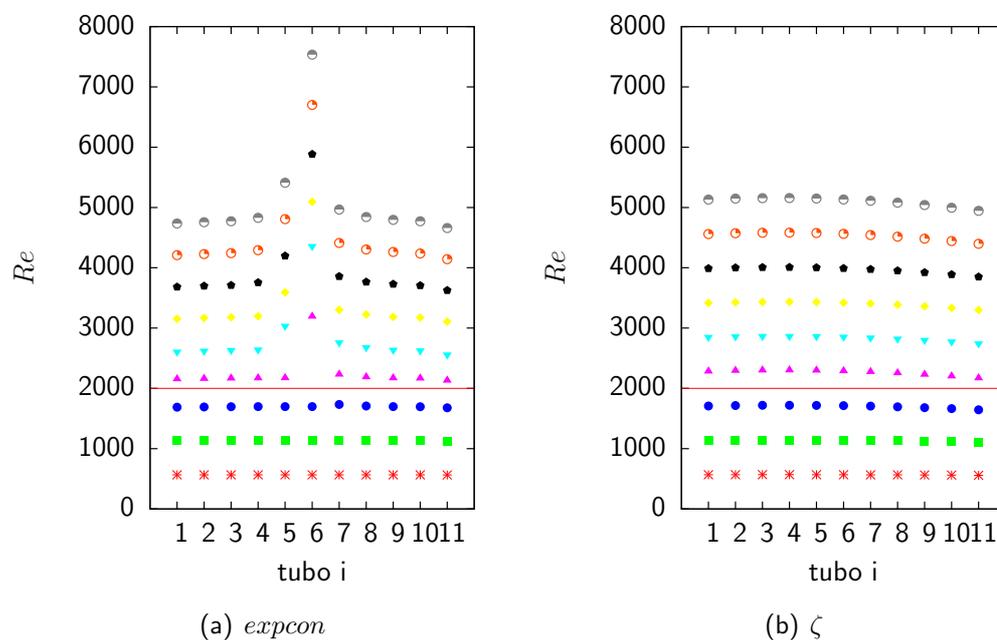


Figura 6.4: Números de Reynolds en los tubos paralelos del captador solar, para diferentes flujos de entrada, usando el método de expansiones y contracciones. El tubo 1 es el más cercano a la entrada del captador y el tubo 11 el más cercano a la salida; la configuración es de tipo Z. Los flujos van desde \dot{V}_1 (inferior) hasta \dot{V}_9 (superior).

captador; sin embargo, cuando el régimen es turbulento ($Re \geq 2000$), el número de Reynolds tiene diferencias importantes dentro del arreglo de los tubos paralelos: se incrementará en los tubos medios del captador, pero no así en los extremos. Estos valores afectan el comportamiento del fluido, como se puede apreciar en la Figura 6.5[*expcon*], en la cuál los flujos que exhiben un régimen turbulento también manifiestan una preferencia hacia los tubos centrales, mientras que en los externos, la distribución se muestra uniforme. Este resultado es atípico, sin embargo, el trabajo de Jones y Lior (1994) [39] podría ayudar a explicarlo: ellos reportan que el cociente d_r/d_h influye en la distribución de los flujos. Para una configuración de tipo paralela⁴ donde $nr \leq 16$ y $d_r/d_h \leq 0.25$, señalan que el valor del flujo más grande de los que se distribuyen por los tubos paralelos no será 5% mayor que el promedio. Ahora, para $d_r/d_h = 0.50$ ($nr \leq 8$), el flujo más grande podría ser hasta 30% mayor que el promedio. Y si $d_r/d_h = 0.75$, el flujo

⁴al igual que la estudiada en el presente trabajo.

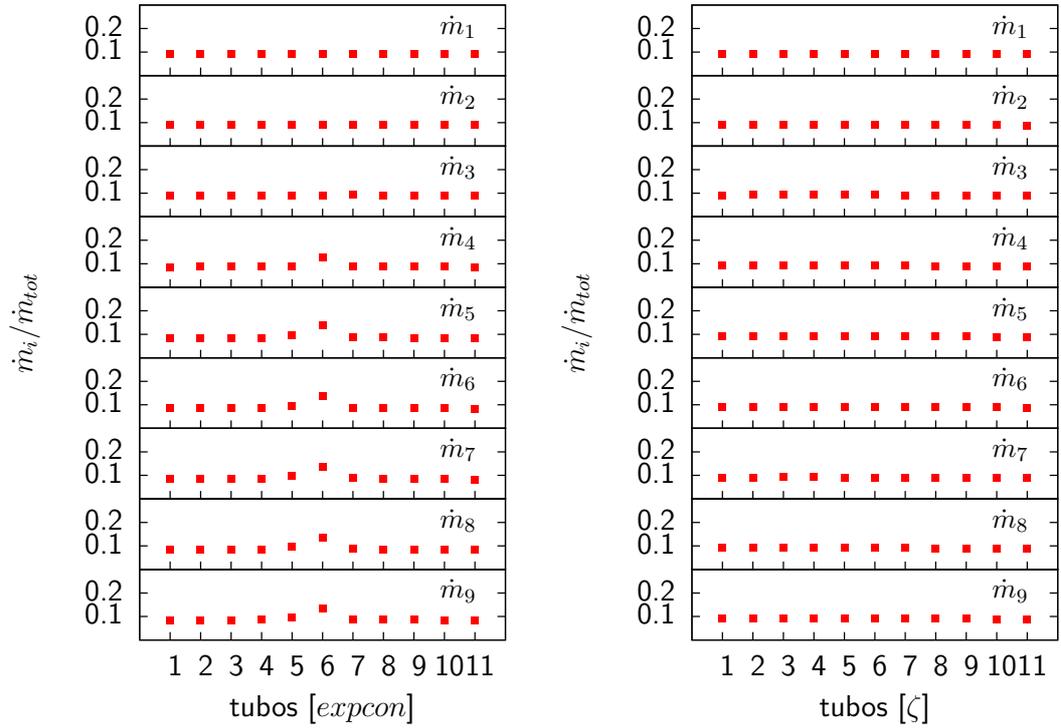


Figura 6.5: Distribución del fluido de trabajo en los tubos paralelos del captador solar para diferentes flujos de entrada, usando el los métodos: *expcon* y ζ . Los flujos van desde $\dot{V}_1 = 50 \text{ Lm}^{-2}\text{h}^{-1}$, con incrementos de $50 \text{ Lm}^{-2}\text{h}^{-1}$, hasta $\dot{V}_9 = 450 \text{ Lm}^{-2}\text{h}^{-1}$.

más grande podría ser 500 % mayor que el promedio en, como se dijo antes, la configuración paralela. Para el captador caracterizado en este trabajo, la relación $d_r/d_h = 0.40$, sin embargo, el flujo más grande es superior por más del 40 %, al flujo promedio; por otro lado, el número de tubos paralelos es 11, mientras que Jones y Lior [39] reportan que, para que esta diferencia no sea mayor del 30 %, deben usarse 8 tubos máximo ($d_r/d_h = 0.50$). Sin embargo, la información disponible es todavía insuficiente para formular respuestas concluyentes.

Por su parte, el modelo de coeficientes de resistencia, ζ (Figura 6.4b), predice una distribución más uniforme de los números de Reynolds, aún cuando el fluido ha pasado a un régimen turbulento. Del mismo modo, este método apunta a que la distribución de flujos será uniforme, como se muestra en la Figura 6.5[ζ].

Las Figuras 6.6 y 6.7 proporcionan una vista más cercana a estas distribuciones de flujos. Las gráficas se hicieron con un contradominio (eje y) más estrecho para poder apreciar mejor estos datos; también, todos los flujos de prueba se

encuentran en la misma gráfica.

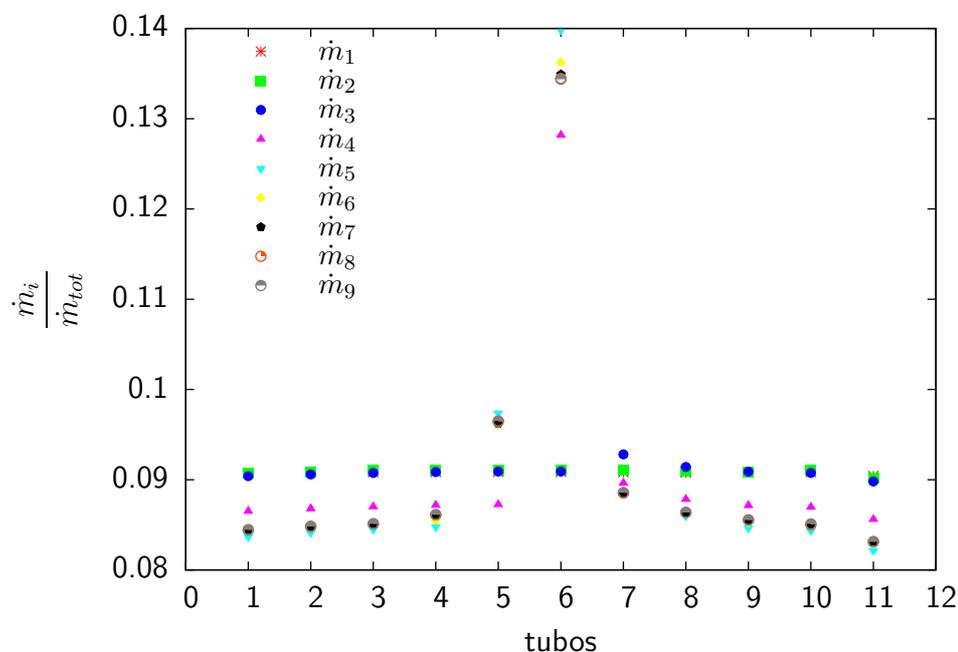


Figura 6.6: Acercamiento de la razón \dot{m}_i/\dot{m}_{tot} en los tubos paralelos del captador, para todos los flujos de entrada probados, usando el método de expansiones y contracciones.

El acercamiento de la Figura 6.6 no muestra diferencias significativas con las gráficas anteriores para el método *expcon*. Sin embargo, la Figura 6.7, para el método ζ , permite apreciar algunas particularidades en la distribución del flujo. Esta figura muestra que, aunque las diferencias son pequeñas, los primeros tubos paralelos del arreglo del captador reciben un flujo ligeramente mayor a los últimos: el flujo más grande es, aproximadamente, 3% mayor que el flujo promedio. Este comportamiento sucede tanto si el flujo es laminar como turbulento.

Siguiendo con el método ζ (Figura 6.7), el flujo que se distribuyó más uniformemente fue \dot{m}_1 (o $\dot{V}_1 = 200 \text{ Lm}^{-2}\text{h}^{-1}$). En los flujos \dot{m}_2 , \dot{m}_3 y \dot{m}_4 , la preferencia hacia los primeros tubos, se incrementa. De hecho, el flujo con mayores diferencias fue \dot{m}_4 (o $\dot{V}_4 = 200 \text{ Lm}^{-2}\text{h}^{-1}$), que es el primer flujo con régimen turbulento (más cercano a la transición laminar-turbulento); es interesante observar que, para el resto de los flujos con régimen turbulento, los puntos prácticamente se solapan y la preferencia hacia los primeros tubos es un valor intermedio entre \dot{m}_1 y \dot{m}_4 .

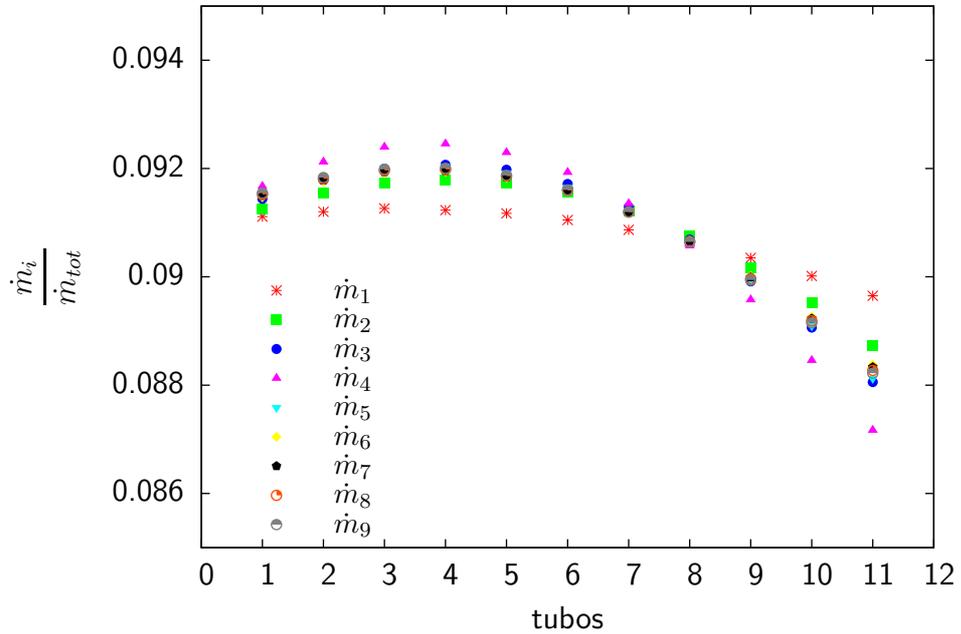


Figura 6.7: Acercamiento de la razón \dot{m}_i/\dot{m}_{tot} en los tubos paralelos del captador, para todos los flujos de entrada probados, usando el método de coeficientes de resistencia, ζ .

Conociendo un poco más de información acerca de la distribución de los flujos, volvamos a los resultados de caída de presión para poder relacionarlos y obtener conclusiones, en la siguiente sección.

6.2.2. Desagregando la caída de presión.

En las Figuras 6.8 y 6.9 se muestran gráficas de flujo volumétrico por unidad de área, \dot{V} , contra la caída de presión, ΔP , obtenidas a partir de los métodos *expcon* y ζ , respectivamente. A diferencia de la Figura 6.2, que muestra la comparación de los diferentes métodos para determinar la caída de presión, en éstas sólo se describe un método a la vez, sólo que desagregando las partes que integran la caída de presión.

Antes de continuar, es importante aclarar que la suma de las tres presiones de la gráfica, que conforman la caída de presión total, es decir, ΔP_r , ΔP_s y ΔP_f , no necesariamente será igual a ΔP_{tot} . En el capítulo 5 se vio que, en cualquier momento dado, el programa puede predecir cuál es la caída de presión

si todo el flujo “pasa por el camino i ”; entonces, para cada camino i , se pueden conocer las contribuciones a la caída de presión total y sumarlas. Sin embargo, como existen nr caminos i por los cuáles el flujo puede desplazarse, hay que calcular un promedio de todos estos para conocer ΔP_{tot} .⁵ Pero, estrictamente, no se pueden calcular los promedios de las diferentes contribuciones y sumarlas para obtener ΔP_{tot} . Estas dos gráficas, 6.8 y 6.9 muestran los promedios de las contribuciones en los tubos paralelos, en las singularidades y en los cabezales, para darnos una idea de los órdenes de magnitud y el peso de cada una de estas contribuciones, pero teniendo en cuenta que son aproximaciones, y que en cada tubo paralelo, este valor puede cambiar de manera importante.

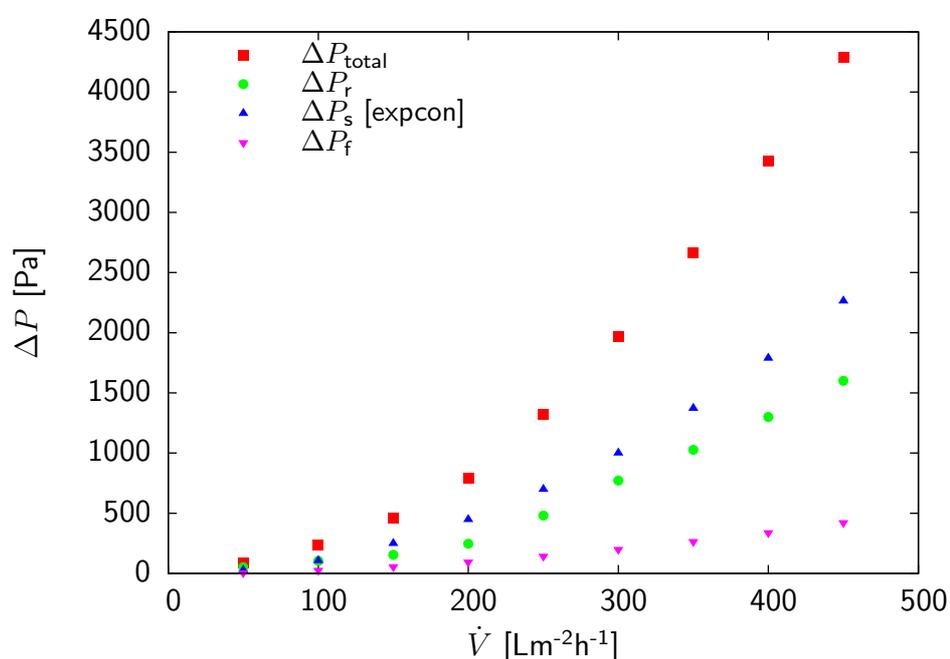


Figura 6.8: Desagregando la caída de presión total en sus componentes: los tubos paralelos en el captador ΔP_r , las singularidades ΔP_s , y los segmentos de los cabezales ΔP_f . Método usado para las singularidades: expansiones y contracciones.

En las Figuras 6.8 y 6.9 se muestran las contribuciones que conforman la caída de presión: en los tubos paralelos, ΔP_r , en las singularidades ΔP_s , y en los cabezales, ΔP_f .

⁵Para la última iteración, ΔP_{tot} debe ser igual (dentro del margen de precisión impuesto) para todos los caminos i .

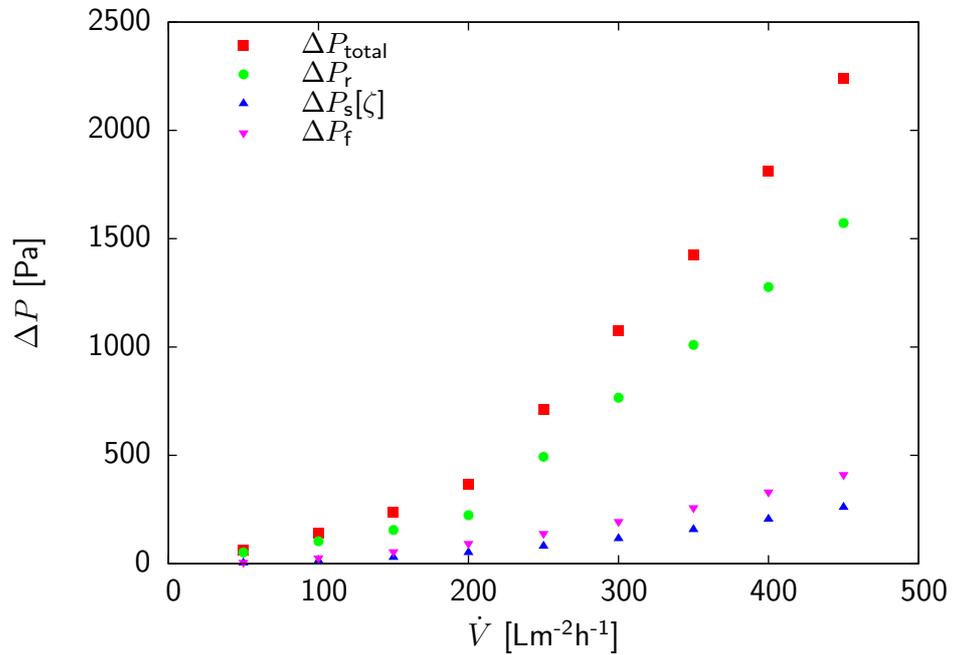


Figura 6.9: Desagregando la caída de presión total en sus componentes: los tubos paralelos en el captador ΔP_r , las singularidades ΔP_s , y los segmentos de los cabezales ΔP_f . Método usado para las singularidades: coeficientes de resistencia, ζ .

Comparando ambas gráficas, se puede observar que ΔP_r para el método *expcon* es aproximadamente igual a ΔP_r para el método ζ ; lo mismo se puede observar con los valores de ΔP_f . Esto es así porque las correlaciones usadas son las mismas en ambos métodos; las diferencias se deben a la distribución de flujos en el captador y la influencia en la caída presión total de los métodos para calcular las singularidades.

Es, entonces, el cálculo de las singularidades donde radican las diferencias, ya que son calculadas mediante dos planteamientos distintos.

De acuerdo con el método *expcon* (Figura 6.8), son las singularidades las que causan la mayor contribución a la caída de presión, por encima de la fricción en los tubos paralelos y los cabezales. Sin embargo, para el método de coeficientes de resistencia (Figura 6.9), es la fricción en los tubos paralelos la mayor causante de pérdida de presión.

Son estas diferencias, en las singularidades, las que hacen que el método de coeficientes de resistencia se acerque más al ejercicio experimental realizado y

que se aleje del reporte de TÜV Rheinland. Del mismo modo, los altos valores obtenidos por método de expansiones y contracciones en las singularidades, hacen que se acerque más al reporte de TÜV Rheinland.

El ejercicio experimental se hizo con un diferencial de presión cuyo rango de operación es relativamente pequeño; los flujos de prueba se ajustan al régimen laminar, y las primeras etapas del régimen turbulento. Los flujos del reporte TÜV Rheinland empiezan en un régimen turbulento y los resultados de caída de presión son mayores desde el primer momento.

A continuación se cuantifican las diferencias entre los métodos numéricos y los experimentales.

6.2.3. $\Delta P_{numérica}$ versus $\Delta P_{experimental}$

Usando las curvas de caída de presión propias de cada ejercicio, se han estimado los errores porcentuales de cada uno de los métodos numéricos usados, contra cada uno de los resultados experimentales. Estos resultados se pueden ver en las Figuras 6.10 y 6.11.

Los errores tienen la forma:

$$\left| \frac{\Delta P_{exp} - \Delta P_{num}}{\Delta P_{exp}} \right| \quad (6.7)$$

Donde el subíndice *exp* corresponde al valor experimental o "real" y *num* al valor numérico.

La Figura 6.10 corresponde al ejercicio experimental hecho por nosotros. En esta Figura se observa cómo el porcentaje de error del método de coeficientes de resistencia va disminuyendo en el intervalo probado. Aún así, el error se sitúa entre 15 y 25 %. En cambio, el método de expansiones y contracciones se aleja cada vez más del valor experimental hasta alcanzar un 60 % de diferencia. Esto se debe a que, ante un mayor flujo, este método predice una caída de presión más brusca en las singularidades, que el método ζ .

Y esta tendencia parece confirmarse en la Figura 6.11, que compara la caída de presión del reporte TÜV Rheinland contra los modelos numéricos. Este documento reporta una alta caída de presión (de la obtenida con el experimento hecho por nosotros), pero usa flujos de prueba más grandes. Entonces, de acuerdo con la Figura 6.11, es el método *expcon* el que más se ajusta en estos intervalos de prueba. El punto inferior que se advierte en la figura (aproximadamente a $185 \text{ Lm}^{-2}\text{h}^{-1}$) corresponde al cambio de régimen, de acuerdo con los resultados numéricos. Los errores de este método para flujos altos de prueba llegan hasta un 22 %, aproximadamente. Sin embargo, el método de coeficientes de resistencia,

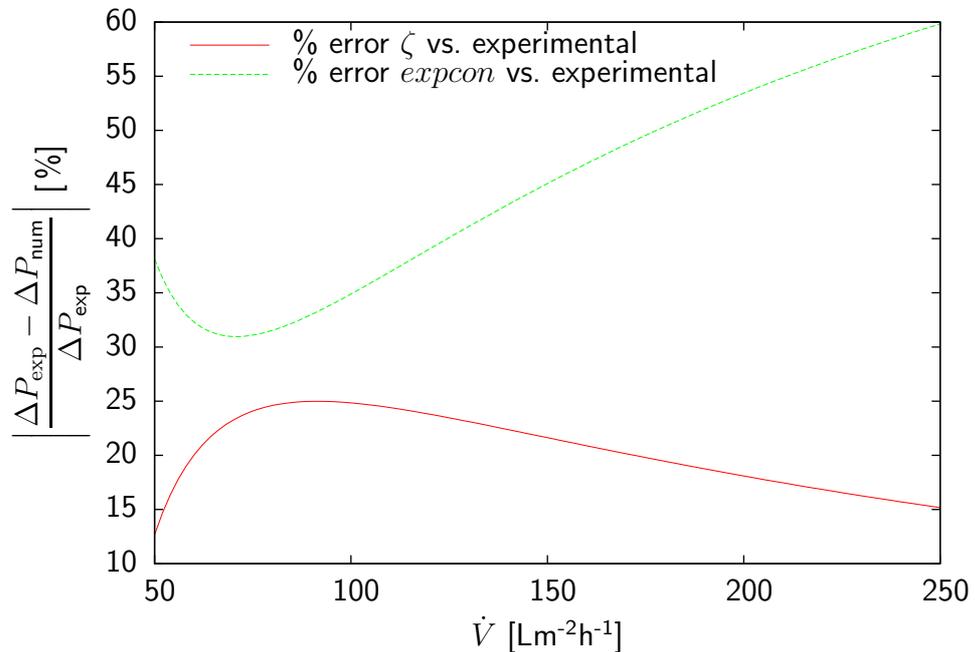


Figura 6.10: Comparación de los dos métodos programados con los valores de caída de presión obtenidas mediante el ejercicio experimental.

al subestimar la caída de presión en las singularidades cuando el flujo es elevado, presenta diferencias mayores.

Los resultados indican que ambos métodos tienen sus fortalezas y debilidades. El método de coeficientes de resistencia muestra una buena concordancia cuando los flujos de operación son relativamente bajos y de tipo laminar, pero no así cuando el flujo inicial es elevado. El método de expansiones y contracciones sobreestima un poco más la caída de presión en las singularidades, y esto hace que sus predicciones de caída de presión para flujos altos sea más adecuada. Sin embargo, al usar flujos pequeños, predice una caída de presión muy elevada con errores altos.

Es necesario señalar que la aparente preferencia del flujo hacia los tubos medios indicada por el método *expcon* (Fig. 6.5[*expcon*], pg. 82) cuando los flujos son de tipo turbulento es atípica. Se necesita abundar más en este modelo y comparar con otros modelos para encontrar una explicación satisfactoria a este comportamiento, o incluso detectar alguna irregularidad en su programación. El estudio de Jones y Lior (1994) [39] podría ayudar a vislumbrar una respuesta a este comportamiento.

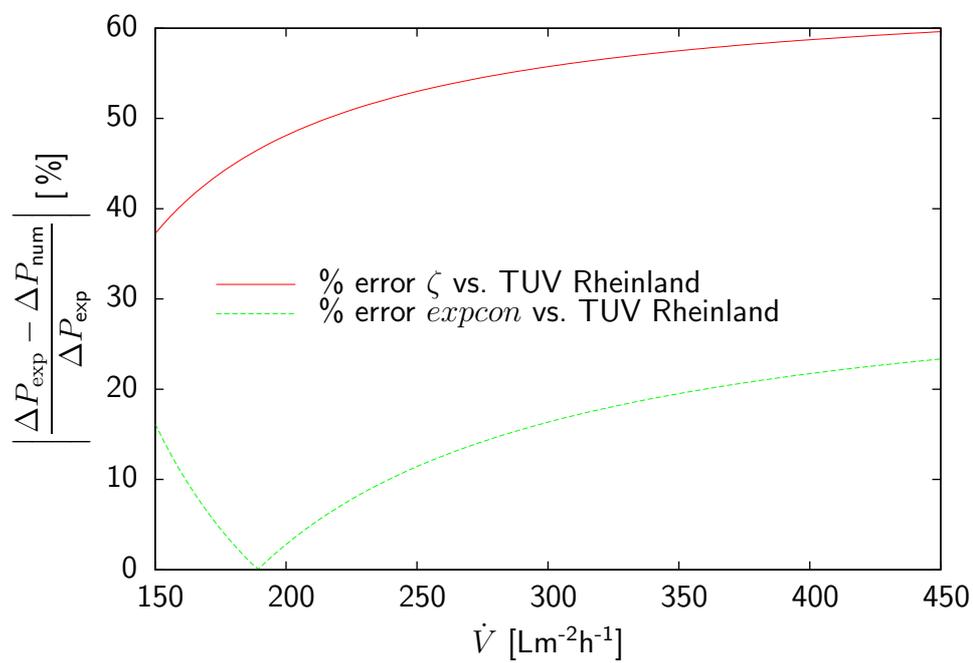


Figura 6.11: Comparación de los dos métodos programados con los valores de caída de presión del reporte TÜV Rheinland.

Conclusiones

Se diseñó y construyó un Sistema con Cambio de Fase (SCF) captador - termo tanque para calentamiento de agua. El SCF es indirecto y opera con un fluido de cambio de fase en ciclos continuos de evaporación-condensación dentro de un circuito cerrado que comunica al captador (evaporador) y al termo tanque, en el cuál se encuentra el condensador en forma de serpentín.

Las pruebas se hicieron en condiciones reales de operación, en la plataforma de pruebas del Instituto de Energías Renovables (anteriormente Centro de Investigación en Energía, CIE-UNAM); en ellas, el sistema fue expuesto a la irradiación solar diaria para determinar el calor útil, el incremento de la temperatura del agua en el termo tanque y la eficiencia.

El objetivo de usar un SCF es evitar problemas como congelamiento, ensuciamiento, incrustaciones o corrosión, presentes en diferentes zonas donde los sistemas convencionales son usados alargando de esta manera su confiabilidad y vida útil.

También se instaló, como testigo, un Sistema Solar de Calentamiento de Agua para uso Doméstico (SSCAD); los resultados de ambos equipos fueron comparados.

En una primera etapa de prueba, el SCF fue probado con tres diferentes fluidos de trabajo: R134a, R410A y acetona. El comportamiento del SCF fue diferente con cada fluido usado. Se identificó la fenomenología del sistema a través de las diferentes etapas por las que pasa el fluido dentro del circuito cerrado, las cuáles fueron explicadas: pre-calentamiento matutino, presurización, operación continua y decaimiento nocturno.

De los resultados experimentales obtenidos, se encontró que el perfil de estratificación del agua en el termo tanque fue mayor en el SCF que en el SSCAD, para todos los fluidos usados. Esta alta estratificación es indicativo de que el

serpentín se debe colocar en la parte más baja posible del termo tanque para transferir calor a una mayor diferencia de temperaturas.

Debido a que la extracción de agua, por parte del usuario final, se realiza desde la parte de arriba del termo tanque, la alta estratificación ayuda a que el usuario tenga acceso al agua más caliente desde el principio; claro que si las extracciones son muy grandes, respecto a la capacidad del termo tanque, la temperatura del agua se homogeneizará.

Al trabajar con R134a, el SCF mostró un desempeño estadísticamente equivalente al del SSCAD, aunque el primero elimina problemas de congelamiento, ensuciamiento, incrustaciones y corrosión en el circuito cerrado del sistema contribuyendo así a incrementar la vida útil del sistema.

Al trabajar con R410A, el sistema también mostró un desempeño estadísticamente equivalente al del SSCAD, aportando las mismas ventajas que el R134a.

Por otro lado, al usar tanto R134a como R410A en el circuito cerrado del SCF, el sistema opera con altas presiones, propias de estos fluidos; especialmente con R410A, con el cuál el SCF alcanza presiones muy cercanas los límites de la resistencia de las tuberías de cobre usadas. Además, cargar el SCF con alguno de estos fluidos es complicado y controlar el porcentaje de llenado es difícil.

Al trabajar con acetona, el SCF mostró un desempeño inferior, aunque las presiones de trabajo son muy pequeñas (cercanas a la atmosférica), y la carga del fluido es muy fácil, ya que se encuentra en forma líquida a las condiciones atmosféricas en las que sucede la carga.

La caracterización también mostró que la temperatura de las aletas fue más alta en el SCF que en el SSCAD. La alta temperatura en el captador del SCF resulta en pérdidas térmicas y en detrimento de la eficiencia del sistema. La solución a este problema incluye encontrar un porcentaje de llenado adecuado y, para el caso de la acetona, generar vacío en el circuito cerrado del SCF para así reducir su punto de ebullición; un menor punto de ebullición implica que el tiempo de pre-calentamiento matutino será reducido.

Es importante tener un área de transferencia de calor en el condensador lo suficientemente grande para que todo el fluido salga de ahí en forma líquida y también para evitar que la temperatura del captador aumente demasiado y se incrementen las pérdidas térmicas.

Se recomienda NO usar R410A para este tipo de aplicaciones, ya que las altas presiones alcanzadas en el circuito cerrado son muy cercanas a los límites de la resistencia de la tubería y se puede comprometer la integridad del sistema, sobre todo si el termo tanque se queda vacío de agua.

En la segunda etapa de pruebas, y a partir de las conclusiones obtenidas de la experimentación anterior, se probaron dos fluidos de trabajo: acetona y metanol.

También se hicieron pruebas con dos diferentes longitudes de serpentín (condensador): 6 y 10 m.

Con el objeto de reducir la presión y obtener un vacío parcial, se extrajo aire del circuito cerrado para obtener una presión de 0.46 bar (abs), siendo 0.87 bar (abs) la presión atmosférica de Temixco, México. Se hicieron pruebas con y sin vacío en el circuito cerrado del SCF. Se usaron diferentes porcentajes de llenado de acetona y metanol.

La ganancia de energía útil, el incremento de temperatura y la eficiencia mejoraron significativamente al usar vacío en el circuito primario del SCF.

En los dos casos, con acetona y metanol, se encontró que no el mayor porcentaje de llenado, sino un valor intermedio al cuál se obtienen los mejores resultados. Para el caso de la acetona, este valor es del 55 %, y para el metanol 53 %.

Para las pruebas con metanol, la mayor eficiencia experimental obtenida fue de 43.7 %, con el serpentín de 10 m, a un porcentaje de llenado de 53 %.

De acuerdo con las pruebas experimentales, la mayor eficiencia obtenida fue con acetona, con un 49.7 %, con el serpentín de 6 m y a una fracción de llenado de 55 %.

Las comparaciones con el SSCAD muestran que éste aún tiene mejor eficiencia. Sin embargo, las ventajas operativas de no congelamiento, ensuciamiento, incrustaciones o corrosión, incrementan la vida útil del sistema hacen atractivo a este sistema para continuar con su investigación y mejorar su desempeño.

Se enfatiza:

- Hacer un vacío parcial en el SCF mejora drásticamente la eficiencia del mismo, independientemente del fluido usado.
- Es posible encontrar un porcentaje de llenado intermedio para cada caso, que permita al SCF mostrar su mejor desempeño.
- Los resultados con las dos longitudes de serpentín son inconclusos para determinar cuál es la longitud adecuada. La literatura especializada señala la importancia de que una área grande (mientras más, mejor) de transferencia de calor.
- El SSCAD aún observa ligeramente mejores resultados que el SCF.

En una tercera etapa de pruebas, se estudió la caída de presión en un captador solar plano.

Se hizo el ejercicio experimental (nombrado IER, por el lugar donde fue realizado) para calcular la caída de presión, así como un modelo numérico computacional. En el ejercicio IER, los flujos volumétricos por unidad de área, \dot{V} , de prueba fueron desde 50 hasta 250 $\text{Lm}^{-2}\text{h}^{-1}$.

El modelo numérico computacional usó dos métodos distintos para realizar los cálculos de las singularidades: Método de Expansiones y Contracciones *expcon*, y Método de Coeficientes de Resistencia ζ . Las pruebas se hicieron para \dot{V} desde 50 hasta 450 $\text{Lm}^{-2}\text{h}^{-1}$.

Los resultados numérico y experimental fueron comparados.

Adicionalmente, se compararon los resultados con un certificado de la empresa TÜV Rheinland, aplicado al mismo captador de las pruebas; estas pruebas se hicieron para $\dot{V} > 150 \text{Lm}^{-2}\text{h}^{-1}$.

El método *expcon* muestra que, cuando el régimen es turbulento, la distribución de flujos en los tubos paralelos del captador tiene una preferencia hacia los tubos de en medio. Este método predice valores altos de caída de presión en las singularidades, más altos que aquellos por fricción, sobre todo cuando los flujos de pruebas corresponden a un régimen turbulento. Aunque este método se acerca más al de la certificación TÜV Rheinland, las diferencias son grandes, alcanzando hasta un 60 % de error.

Con el método ζ , la distribución de flujos es más uniforme y, en gran escala, no se muestran preferencias significativas hacia ciertas zonas de tubos paralelos. Sin embargo, si se comparan los resultados en una escala más pequeña, se advierte que los flujos que se distribuyen en los tubos paralelos de la primera mitad del arreglo del captador solar son ligeramente mayores que los flujos hacia la segunda mitad. Los errores fueron desde el 15 hasta el 25 % comparados con el experimento IER.

Este método no privilegia en demasía las singularidades cuando el flujo es turbulento, como lo hace el *expcon*, sin embargo muestra un buen comportamiento al compararlo con el experimento IER, cuyas curvas de caída de presión se muestran muy cerca de ser paralelas, disminuyendo el error a medida que el flujo aumenta.

Ambos métodos son susceptibles de ser perfeccionados y se recomienda un análisis más extenso de los mismos, así como futuras comparaciones con sistemas reales.

Apéndice A

Propagación de Errores

Al usar instrumentos de medición para cualquier tipo de investigación, es inevitable asociarles parámetros de exactitud que permitan valorar qué tan confiables son los datos obtenidos. Conocer los valores de error puede ser tan importante como conocer los datos mismos.

Entre los instrumentos de medición incluidos en esta investigación se encuentran sensores de presión, temperatura y radiación. Los errores asociados a estos instrumentos se resumen en la Tabla A.1

Tabla A.1: Errores asociados a los instrumentos de medición.

Instrumento	Incertidumbre	Intervalo
Piranómetro	$\pm 1\%$ de la medición	λ : 0.285 – 2.8 μm
Termopar tipo "J"	$\pm 0.5\text{ }^\circ\text{C}$	0 – 723 $^\circ\text{C}$
RTD Pt-100	$\pm 0.5\text{ }^\circ\text{C}$	-200 – 500 $^\circ\text{C}$
Transductor de presión	$\pm 1\%$ de la escala total	0.0 – 34.5 bar

λ : longitud de onda

Los datos obtenidos mediante el monitoreo de la unidad experimental son procesados para obtener otro tipo de información, como la eficiencia o el calor útil. Este proceso conlleva que los errores obtenidos en los instrumentos se propaguen.

En esta parte, se establecen las relaciones adecuadas para calcular los errores en cada uno de los parámetros evaluados en este trabajo.

A.1. Reglas generales de propagación de errores

Las fórmulas generales para propagación de errores son la multiplicación por una constante, la suma o resta de variables con errores, la multiplicación y división de variables con errores, una variable elevada a una potencia, y operaciones combinadas.

Sean A y B dos variables tales que sus respectivos errores sean $\varepsilon\{A\}$ y $\varepsilon\{B\}$, las siguientes fórmulas calculan los errores para las operaciones indicadas:

A.1.1. Multiplicación por una constante

El error es de multiplicar una variable por una constante equivale a la constante por el error original de la variable. Sea k la constante,

$$\varepsilon\{kA\} = k\varepsilon\{A\} \quad (\text{A.1})$$

A.1.2. Suma y Resta

El cuadrado del error de la suma algebraica de dos variables es igual a la suma de los cuadrados de dichos errores: ¹

$$\varepsilon^2\{A + B\} = \varepsilon^2\{A - B\} = \varepsilon^2\{A\} + \varepsilon^2\{B\} \quad (\text{A.2})$$

A.1.3. Multiplicación y división

El error el producto de dos variables se define como sigue:

$$\frac{\varepsilon^2\{A \times B\}}{(A \times B)^2} = \frac{\varepsilon^2\{A\}}{A^2} + \frac{\varepsilon^2\{B\}}{B^2} \quad (\text{A.3})$$

despejando:

$$\varepsilon\{A \times B\} = (A \times B) \sqrt{\frac{\varepsilon^2\{A\}}{A^2} + \frac{\varepsilon^2\{B\}}{B^2}} \quad (\text{A.4})$$

El error del cociente de dos variables se define como sigue:

$$\frac{\varepsilon^2\{A/B\}}{(A/B)^2} = \frac{\varepsilon^2\{A\}}{A^2} + \frac{\varepsilon^2\{B\}}{B^2} \quad (\text{A.5})$$

¹Se usa $\varepsilon^2\{A\}$ en vez de $(\varepsilon\{A\})^2$, para una notación más simplificada.

y, despejando:

$$\varepsilon\{A/B\} = (A/B)\sqrt{\frac{\varepsilon^2\{A\}}{A^2} + \frac{\varepsilon^2\{B\}}{B^2}} \quad (\text{A.6})$$

A.1.4. **Potenciación**

Al trabajar con exponentes, se usa la siguiente regla: sea n un número real,

$$\frac{\varepsilon\{A^n\}}{A^n} = n \times \frac{\varepsilon\{A\}}{A} \quad (\text{A.7})$$

y despejando,

$$\varepsilon\{A^n\} = n \times A^{n-1} \times \varepsilon\{A\} \quad (\text{A.8})$$

A.1.5. **Operaciones combinadas**

Cuando una expresión contenga más de una de las anteriores operaciones, las reglas anteriores se deben aplicar iterativamente hasta obtener una expresión conteniendo valores de errores ya conocidos.

A.2. **Parámetros que propagan errores**

Los parámetros evaluados en este trabajo, que sufren la propagación de errores son la diferencia de temperaturas, el calor útil, el calor recibido, la eficiencia y las pérdidas nocturnas al medio ambiente.

A.2.1. **La diferencia de temperaturas**

Para la expresión de diferencia de temperaturas, en donde T_1 y T_2 son dos temperaturas cualesquiera, con errores conocidos $\varepsilon\{T_1\}$ y $\varepsilon\{T_2\}$

$$\Delta T = T_2 - T_1 \quad (\text{A.9})$$

el error asociado es, de acuerdo con la expresión A.2

$$\varepsilon\{\Delta T\} = \sqrt{\varepsilon^2\{T_2\} + \varepsilon^2\{T_1\}} \quad (\text{A.10})$$

A.2.2. El calor útil

La expresión para el calor útil es

$$q_u = mc_p \Delta T \quad (\text{A.11})$$

En este caso, tanto la masa m como el calor específico a presión constante c_p son considerados como constantes, por tanto, el error es:

$$\varepsilon\{q_u\} = mc_p \varepsilon\{\Delta T\} \quad (\text{A.12})$$

A.2.3. El calor recibido

La expresión usada para calcular la radiación incidente es

$$q_r = \bar{I} A_{abs} \Delta t \quad (\text{A.13})$$

donde \bar{I} es la irradiancia solar promedio, A_{abs} es el área del absorbedor y Δt es el tiempo total de la prueba. En este caso, tanto A_{abs} como Δt son consideradas como constantes, por lo que la expresión para calcular el error es la siguiente:

$$\varepsilon\{q_r\} = \varepsilon\{\bar{I}\} A_{abs} \Delta t \quad (\text{A.14})$$

A.2.4. La eficiencia

La expresión de la eficiencia usada en este trabajo es

$$\eta = \frac{mc_p \Delta T}{\bar{I} A_{abs} \Delta t} \quad (\text{A.15})$$

Si sólo \bar{I} y ΔT son considerados como variables, entonces, de acuerdo con la expresión A.6, la expresión para calcular el error se reduce a:

$$\varepsilon\{\eta\} = \eta \sqrt{\frac{\varepsilon^2\{\Delta T\}}{\Delta T^2} + \frac{\varepsilon^2\{\bar{I}\}}{\bar{I}^2}} \quad (\text{A.16})$$

Apéndice B

Correlaciones de caída de presión

En esta sección se describen y discretizan las correlaciones usadas en la simulación numérica.

B.1. Formulación para la caída de presión por fricción

Para calcular la caída de presión por fricción en las tuberías del captador, se usó la expresión:

$$\Delta P = f \frac{L\rho}{2d} v^2 \quad (\text{B.1})$$

donde f es el factor de fricción de Churchill, L es la longitud del segmento, ρ es la densidad, d es el diámetro y v es la velocidad. La velocidad v se calcula como:

$$v = \frac{4\dot{m}}{\rho\pi d^2} \quad (\text{B.2})$$

donde \dot{m} es el flujo másico. Sustituyendo esta expresión en la ecuación anterior, se obtiene la ecuación para la caída de presión por fricción usada:

$$\Delta P = f \frac{L\rho}{2d} \left(\frac{4\dot{m}}{\rho\pi d^2} \right)^2 \quad (\text{B.3})$$

B.1.1. Factor de fricción: correlación de Churchill

El factor de fricción tiene aplicación al calcular la caída de presión para flujo interno de masa. Para evaluar el factor de fricción en una sola fase, se puede usar la correlación de Churchill [44].

$$f = 8 \left[\left(\frac{8}{Re_l} \right)^{12} + \frac{1}{(A + B)^{3/2}} \right]^{1/12} \quad (\text{B.4})$$

donde A y B se obtienen de:

$$A^{1/16} = 2.457 \ln \left[\frac{1.0}{\left(\frac{7}{Re_l} \right)^{0.9} + 0.27 \frac{\varepsilon}{d}} \right] \quad B^{1/16} = \frac{37530}{Re_l} \quad (\text{B.5})$$

El número de Reynolds usado en la correlación del factor de fricción es calculado como sigue:

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi d \mu} \quad (\text{B.6})$$

B.2. Caída de presión en el tubo ascendente

Para el tubo ascendente, se calcula la caída de presión por fricción:

$$\Delta P_r = \frac{f L \rho}{8 d_r} \left(\frac{\dot{m}_r}{\rho \pi d_r^2} \right)^2 \quad (\text{B.7})$$

donde f es el factor de Churchill [44], que depende del número de Reynolds y la rugosidad relativa.

B.3. Caída de presión en expansiones y contracciones bruscas

Para calcular la caída de presión en contracciones y expansiones bruscas, se usa la expresión [43]:

$$\Delta p = k \rho \frac{v^2}{2} \quad (\text{B.8})$$

El coeficiente k es usado para calcular la caída de presión en expansiones y contracciones bruscas:

$$k = \sigma_o^2 - \sigma_i^2 + k_{Re} \quad (\text{B.9})$$

El número de Reynolds se obtiene de

$$Re = \rho v \frac{d_h}{\mu} \quad (\text{B.10})$$

el diámetro hidráulico d_h se calcula como:

$$d_h = \frac{4A}{P} \quad (\text{B.11})$$

donde A es la sección transversal y P el perímetro mojado.¹

Si $Re \geq 4000$ entonces

$$cc = 1 - \frac{1 - \sigma_i}{2.05(1 - \sigma_i) + 0.5371} \quad (\text{B.12})$$

y

$$k_{Re} = \left(\frac{\sigma_o - 1}{cc} \right)^2 \quad (\text{B.13})$$

si $Re < 4000$ entonces, las correlaciones son más complejas, en este caso, se usó la paquetería proporcionada por RDMES Technologies [50].

De estas ecuaciones, siendo S_i , S_s y S_o las secciones, se obtienen las diferentes razones σ :

$$\sigma_i = \frac{S_s}{S_i} \quad \text{y} \quad \sigma_o = \frac{S_s}{S_o} \quad (\text{B.14})$$

Donde S_i es la sección transversal de entrada, S_o es la sección transversal de salida y S_s será igual a una de las dos anteriores, según se trate de una expansión o una contracción simple, de acuerdo con el siguiente criterio:

para expansiones simples, si $S_s = S_i$: $\sigma_i = 1$; $\sigma_o = S_i/S_o$;

para contracciones simples, si $S_s = S_o$: $\sigma_o = 1$; $\sigma_i = S_o/S_i$.

¹Para tuberías circulares, el diámetro hidráulico es igual al diámetro de la tubería.

B.4. Caída de presión en un codo de 90°

La caída de presión para un codo de 90°, se calcula de acuerdo con la fórmula:

$$\Delta p = k\rho\frac{v^2}{2} \quad (\text{B.15})$$

donde el coeficiente k depende de la geometría y el tamaño de los conductos donde circula el fluido, y se calcula de acuerdo con el manual ASHRAE [30].

B.5. Ecuaciones de caída de presión por el método de los coeficientes de resistencia

Idelchick (1994) [45] proporciona ecuaciones para calcular la caída de presión en numerosas situaciones donde se presentan singularidades. Agregando las modificaciones propuestas por Ablanque et al. (2010) [41], se llega a las expresiones usadas en este trabajo.

Idelchick (1994) [45] propone la siguiente expresión, general, para calcular la caída de presión:

$$\zeta_{c,s} = \frac{\Delta P}{\rho v_c^2 / 2} \quad (\text{B.16})$$

Si se despeja de esta expresión ΔP :

$$\Delta P = P_c - P_s = \frac{1}{2}\zeta_{c,s}\rho v_c^2 \quad (\text{B.17})$$

En estas expresiones, ΔP se refiere al cambio de presión total. Aplicando la ecuación de Bernoulli, el cambio de presión total incluye dos componentes: uno reversible, debido al cambio de sección, y otro irreversible. Al ser P_s y P_c presiones "totales" también, se pueden desagregar en los dos componentes:

$$P_c = p_c + \rho\frac{v_c^2}{2} \quad y \quad P_s = p_s + \rho\frac{v_s^2}{2} \quad (\text{B.18})$$

siendo p_s y p_c las presiones locales (es decir, las singularidades). Sustituyendo en la ecuación B.17:

$$P_c - P_s = \left(p_c + \rho\frac{v_c^2}{2}\right) - \left(p_s + \rho\frac{v_s^2}{2}\right) = \frac{1}{2}\zeta_{c,s}\rho v_c^2 \quad (\text{B.19})$$

Despejando las presiones locales, se obtienen las expresiones de caída de presión para cada singularidad:

$$\Delta p = p_c - p_s = \frac{1}{2} \rho v_c^2 \left(\zeta_{c,s} - 1 + \frac{v_s^2}{v_c^2} \right) \quad (\text{B.20})$$

De este modo se obtienen las ecuaciones usadas por el método de Coeficientes de Correlación.

El coeficiente de correlación ζ depende del flujo volumétrico y del área transversal; así mismo, el flujo volumétrico Q se relaciona con la velocidad v como:

$$Q = vA \cos \theta \quad (\text{B.21})$$

donde el ángulo θ se mide desde la perpendicular al área transversal; si el flujo es perpendicular al área, $\theta = 0$ (como en este caso). De este modo, la variable ζ se puede calcular como función del flujo volumétrico y el área transversal, o como función de la velocidad, según convenga:

$$\zeta = f(Q, A) \quad \text{o} \quad \zeta = f(v) \quad (\text{B.22})$$

B.5.1. Cabezal frío: flujo saliente por el cabezal

Para la unión tee del cabezal frío, donde se cumple $A_s + A_{st} > A_c$; $A_{st} = A_c$ [45], el esquema para la caída de presión del flujo saliente hacia el cabezal se muestra en la Figura B.1.

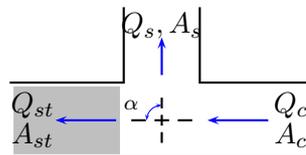


Figura B.1: Esquema para las singularidades en el cabezal frío: flujo saliente por el cabezal

Para este flujo, la expresión para la caída de presión es la siguiente,

$$\Delta p_{st} = \frac{1}{2} \rho v_c^2 \left(\zeta_{c,st} - 1 + \frac{v_{st}^2}{v_c^2} \right) \quad (\text{B.23})$$

Hay que notar que

$$v_{st} = 4 \frac{\dot{m}_{st}}{\rho \pi d_h^2} \quad \text{y} \quad v_c = 4 \frac{\dot{m}_c}{\rho \pi d_h^2} \quad \Rightarrow \quad \frac{v_{st}}{v_c} = \frac{\dot{m}_{st}}{\dot{m}_c} \quad (\text{B.24})$$

al elevar al cuadrado esta última expresión y sustituir en la ecuación B.23, se obtiene:

$$\Delta p_{st} = \frac{1}{2} \rho v_c^2 \left(\zeta_{c,st} - 1 + \frac{\dot{m}_{st}^2}{\dot{m}_c^2} \right) \quad (\text{B.25})$$

El coeficiente de resistencia se calcula como:

$$\zeta_{c,st} = \tau_{st} * \left(\frac{Q_s}{Q_c} \right)^2 \quad (\text{B.26})$$

donde τ_{st} se calcula con los datos de la tabla B.1.

Tabla B.1: Cálculo de τ_{st} a partir de los cocientes de las secciones transversales y de los flujos volumétricos.

$\frac{A_s}{A_c}$	≤ 0.4	> 0.4	
$\frac{Q_s}{Q_c}$	(0.0 – 1.0)	≤ 0.5	> 0.5
τ_{st}	(0.4)	$2 \left(2 \frac{Q_s}{Q_c} - 1 \right)$	$0.3 \left(2 \frac{Q_s}{Q_c} - 1 \right)$

B.5.2. Cabezal frío: flujo saliente por el tubo del captador

Para la unión tee del cabezal frío, donde se cumple $A_s + A_{st} > A_c$; $A_{st} = A_c$ [45], el esquema del flujo saliente hacia el tubo del captador se muestra en la Figura B.2.

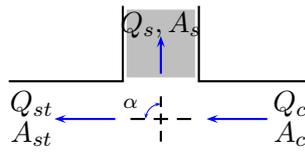


Figura B.2: Esquema para las singularidades en el cabezal frío: flujo saliente por el tubo del captador.

Para este flujo, la expresión para calcular la caída de presión es la siguiente,

$$\Delta p_s = \frac{1}{2} \rho v_c^2 \left(\zeta_{c,s} - 1 + \frac{v_s^2}{v_c^2} \right) \quad (\text{B.27})$$

para la cual,

$$\zeta_{c,s} = A' \left[1 + \left(\frac{v_s}{v_c} \right)^2 - 2 \frac{v_s}{v_c} \cos \alpha \right] - K'_s \left(\frac{v_s}{v_c} \right) \quad (\text{B.28})$$

donde K'_s es un coeficiente de compresibilidad del fluido que, para este caso ($A_s + A_{st} > A_c$; $A_{st} = A_c$), es igual a cero [45]. Por otro lado, $\alpha = 90^\circ$, entonces $\cos \alpha = 0$, por lo que la ecuación se reduce a,

$$\zeta_{c,s} = A' \left[1 + \left(\frac{v_s}{v_c} \right)^2 \right] = A' \left[1 + \left(\frac{Q_s A_c}{Q_c A_s} \right)^2 \right] \quad (\text{B.29})$$

El cálculo de A' se hace con ayuda de la tabla B.2.

Tabla B.2: Cálculo de A' a partir de los cocientes de las secciones transversales y de los flujos volumétricos

$\frac{A_s}{A_c}$	≤ 0.35		> 0.35	
$\frac{Q_s}{Q_c}$	≤ 0.4	> 0.4	≤ 0.6	> 0.6
A'	$1.1 - 0.7 \left(\frac{Q_s}{Q_c} \right)$	0.85	$1.0 - 0.6 \left(\frac{Q_s}{Q_c} \right)$	0.85

B.5.3. Cabezal caliente: flujo entrante por el cabezal

Para el cabezal caliente, en la unión tee, donde se cumple $A_s + A_{st} > A_c$; $A_{st} = A_c$ [45], el esquema para los flujos entrantes desde el mismo cabezal se muestra en la Figura B.3.

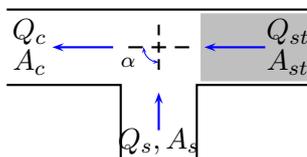


Figura B.3: Esquema para las singularidades en el cabezal caliente: flujo entrante por el cabezal.

Para este flujo, la expresión para la caída de presión es la siguiente,

$$\Delta p_{st} = \frac{1}{2} \rho v_c^2 \left(\zeta_{c,st} - 1 + \frac{v_{st}^2}{v_c^2} \right) \quad (\text{B.30})$$

Hay que notar que

$$v_{st} = 4 \frac{\dot{m}_{st}}{\rho \pi d_h^2} \quad y \quad v_c = 4 \frac{\dot{m}_c}{\rho \pi d_h^2} \quad (\text{B.31})$$

por tanto,

$$\frac{v_{st}}{v_c} = \frac{\dot{m}_{st}}{\dot{m}_c} \quad \Rightarrow \quad \frac{v_{st}^2}{v_c^2} = \frac{\dot{m}_{st}^2}{\dot{m}_c^2} \quad (\text{B.32})$$

de este modo, la ecuación B.30 queda como sigue:

$$\Delta p_{st} = \frac{1}{2} \rho v_c^2 \left(\zeta_{c,st} - 1 + \frac{\dot{m}_{st}^2}{\dot{m}_c^2} \right) \quad (\text{B.33})$$

El coeficiente de resistencia se calcula como,

$$\zeta_{c,st} = 1 - \left(1 - \frac{Q_s}{Q_c} \right)^2 - \left(1.4 - \frac{Q_s}{Q_c} \right) \left(\frac{Q_s}{Q_c} \right)^2 \sin \alpha - 2K'_{st} \frac{A_c Q_s}{A_s Q_c} \cos \alpha \quad (\text{B.34})$$

Como $\alpha = 90^\circ$, entonces $\sin \alpha = 1$ y $\cos \alpha = 0$, lo cuál reduce la expresión anterior a:

$$\zeta_{c,st} = 1 - \left(1 - \frac{Q_s}{Q_c} \right)^2 - \left(1.4 - \frac{Q_s}{Q_c} \right) \left(\frac{Q_s}{Q_c} \right)^2 \quad (\text{B.35})$$

B.5.4. Cabezal caliente: flujo entrante por el tubo del captador

Para el cabezal caliente, en la unión tee, donde se cumple $A_s + A_{st} > A_c$; $A_{st} = A_c$ [45], el esquema para los flujos entrantes desde el tubo del captador se muestra en la Figura B.4.

Para este flujo, la expresión para calcular la caída de presión es la siguiente,

$$\Delta p_s = \frac{1}{2} \rho v_c^2 \left(\zeta_{c,s} - 1 + \frac{v_s^2}{v_c^2} \right) \quad (\text{B.36})$$

para la cual,

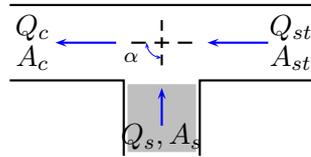


Figura B.4: Esquema para las singularidades en el cabezal caliente: flujo entrante por el tubo del captador.

$$\zeta_{c,s} = A \left[1 + \left(\frac{Q_s}{Q_c} \right)^2 - 2 \left(1 - \frac{Q_s}{Q_c} \right)^2 \right] \quad (\text{B.37})$$

El cálculo de A se hace con ayuda de la tabla B.3.

Tabla B.3: Cálculo de A a partir de los cocientes de las secciones transversales y de los flujos volumétricos

$\frac{A_s}{A_c}$	≤ 0.35	> 0.35	
$\frac{Q_s}{Q_c}$	(0.0 – 1.0)	≤ 0.4	> 0.4
A	1.0	$0.9 \left(1 - \frac{Q_s}{Q_c} \right)$	0.55

Apéndice C

Protocolo de Seguridad.

Este es el protocolo de seguridad para el Sistema con Cambio de Fase, un sistema indirecto de calentamiento solar de agua. El sistema consiste de un captador solar y de un termo tanque para almacenar el agua. Un circuito cerrado se extiende desde el captador, pasando por el termo tanque. Un fluido de trabajo diferente del agua circula por el circuito cerrado.

C.1. Factores de Riesgo.

Los factores de riesgo que se pueden presentar durante cualquiera de las etapas de operación del equipo son los siguientes.

- Derrame del fluido de trabajo sobre el cuerpo.
- Derrame del fluido de trabajo sobre los ojos.
- Ingesta del fluido de trabajo.
- Fuga y dilución del fluido de trabajo.
- Fuga del fluido de trabajo ocasionando fuego.
- Vientos muy fuertes que levanten las lonas que cubren los captadores, cuando el equipo no esté en operación, y que ocasionen un sobrecalentamiento del fluido en el sistema.

- Posibilidad de algún corto circuito al conectar el equipo.

C.2. Medidas de Seguridad.

Este protocolo contempla las siguientes condiciones del equipo:

- No hay fluido de trabajo en el equipo.
- El equipo está en operación.
- Se carga un fluido de trabajo en el equipo.
- Se descarga el fluido de trabajo del equipo.
- El equipo está cargado y sin operar en períodos cortos.
- El equipo está cargado y sin operar en períodos largos.

NOTA: En la primera etapa de pruebas, se trabajó con los refrigerantes R134a y R410A pero, debido a sus altas presiones, se optó por cambiar estos fluidos de trabajo. Como alternativas, se usaron acetona y metanol como fluidos de trabajo, cuyas máximas presiones se encuentran alrededor de 2 bar.

Para la carga y descarga del fluido de trabajo, se usan tres válvulas, la posición de estas válvulas es indicada en la figura C.1.

La válvula **1** es usada para llenar el circuito cerrado con un fluido de trabajo en forma de gas. La válvula **2** es usada para llenar el circuito cerrado con un fluido de trabajo en forma líquida. La válvula **3** es usada para que, mientras se llena el fluido en forma líquida, el aire desplazado escape por ahí.

C.2.1. No hay fluido de trabajo en el equipo.

- Los captadores deben permanecer tapados.
- Los tanques deben permanecer llenos de agua.
- Las válvulas deben permanecer cerradas.

C.2.2. El equipo está en operación.

- Verificar que los tanques estén llenos de agua.
- Las válvulas (1, 2 y 3) deben estar cerradas y con tapones.
- El sistema debe tener manómetros para revisar las presiones.

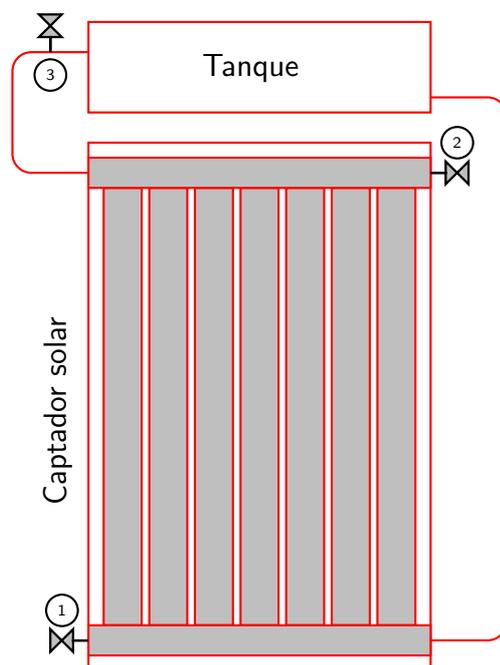


Figura C.1: Esquema del sistema con cambio de fase.

C.2.3. Se carga un fluido de trabajo en el equipo.

- La carga debe hacerse en la mañana, antes de la salida del Sol, o en la tarde, después de la puesta del Sol.
- Los usuarios deben usar bata.
- Quien manipule el fluido de trabajo debe usar guantes y goggles (o careta).
- El captador debe estar cubierto con una lona.
- Se debe vaciar el agua del termo tanque.
- El tanque se debe llenar nuevamente con agua fría.
- Para la carga de los fluidos de trabajo en estado líquido, deben haber tres personas: Una persona debe regular la válvula para permitir la salida de aire (válvula 3 en la figura C.1), otra persona debe sostener el embudo con la manguera y regular la válvula de carga (2), y la última persona debe vaciar el fluido de trabajo hacia el captador.

- Al finalizar, todas las válvulas deben ser cerradas y puesto los tapones correspondientes.

C.2.4. Se descarga el fluido de trabajo del equipo.

- La descarga debe hacerse en la mañana, antes de la salida del Sol, o en la tarde, después de la puesta del Sol.
- El usuario debe usar bata y guantes y googles (o careta).
- El captador debe estar cubierto con una lona.
- Se debe vaciar el agua del termo tanque.
- El tanque se debe llenar nuevamente con agua fría.
- El fluido de trabajo se descarga en estado líquido.
- Se debe abrir la válvula (3) para permitir la entrada de aire.
- La válvula (1), para descargar el fluido, se conecta a una manguera y esta manguera a un recipiente para el almacenamiento del fluido recuperado.¹
- La válvula (1) debe abrirse muy lentamente para que el fluido no salga de manera violenta.
- Una vez vaciado el equipo, se cierran las válvulas y se ponen los tapones.

C.2.5. El equipo está cargado y sin operar en períodos cortos.

- El termo tanque deberá permanecer lleno de agua.
- El equipo debe permanecer tapado.

C.2.6. El equipo está cargado y sin operar en períodos largos.

- El fluido de trabajo debe ser descargado del equipo.
- El termo tanque deberá permanecer lleno de agua.
- El equipo debe permanecer tapado.

¹El recipiente puede ser de cristal o de un plástico que no sea dañado por el fluido.

C.2.7. Se genera vacío en el equipo.

- Cada equipo tiene instalado un manómetro para medir vacío; una válvula extra (no mostrada en la figura C.1) fue instalada sólo con el propósito de abrir o cerrar el paso a este manómetro.
- Al iniciar la generación del vacío, ésta válvula debe estar abierta.
- Generar vacío en el equipo debe ser hecho por dos personas.
- La manguera que llega desde la bomba de vacío debe conectarse a la válvula que esté a mayor altura, es decir, la (3).
- Una persona debe prender la bomba y revisar que no succione fluido. Si el fluido de trabajo es extraído por la bomba, ésta debe apagarse inmediatamente y el fluido se debe regresar al circuito al que pertenece.
- La otra persona debe abrir la válvula (3) y debe ir revisando en el manómetro, el vacío generado.
- Una vez generado el vacío deseado, se debe apagar la bomba, desconectarla, y cerrar todas las válvulas (es muy importante que se cierre la del manómetro de vacío).
- Después de la generación de vacío, la bomba debe funcionar unos cinco minutos, pasando aire del ambiente para eliminar cualquier impureza que haya quedado en las mangueras.

Referencias

- [1] SENER, Balance Nacional de Energía, 2008, Tech. rep., Secretaría de Energía, www.sener.gob.mx (2009).
- [2] Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía, <http://www.conae.gob.mx/wb/>.
- [3] CONAE, Programa para la promoción de calentadores solares de agua en México, Tech. rep., Comisión Nacional para el Ahorro de Energía, www.procalsol.gob.mx, www.conae.gob.mx (2007).
- [4] Asociación Nacional de Energía Solar, www.anes.org/anes/index.php (2013).
- [5] SENER, Balance Nacional de Energía, 2009, Tech. rep., Secretaría de Energía, www.sener.gob.mx (2010).
- [6] SEGOB, Diario Oficial de la Federación, Secretaría de Gobernación, dof.gob.mx, pg. 35 (August 6th, 2009).
- [7] C. Alatorre Frenk, Energías renovables para el desarrollo sustentable en México, Tech. rep., Secretaría de Energía, www.sener.gob.mx (2009).
- [8] S. A. Kalogirou, Environmental benefits of domestic solar energy systems, *Energy Conversion & Management* 45 (18-19) (2004) 3075–3092.
- [9] S. A. Kalogirou, Solar thermal collectors and applications, *Progress in Energy and Combustion Science* 30 (3) (2004) 231–295.

- [10] O. García-Valladares, I. Pilatowsky, V. Ruíz, Outdoor test method to determine the thermal behavior of solar domestic water heating systems, *Solar Energy* 82 (7) (2008) 613–622.
- [11] R. Soin, K. Sangameswar Rao, D. Rao, K. Rao, Performance of a flat plate solar collector with fluid undergoing phase change, *Solar Energy* 23 (1) (1979) 69–73.
- [12] A. J. Duffie, W. A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, 2nd Edition, John Wiley & Sons, Inc., 1991.
- [13] NIST, Refprop version 8.0. Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties, NIST Standard Reference Database 23, Lemmon E.W., McLinden M.O., Huber M.L., USA (2007).
- [14] J. M. Schreyer, Residential application of refrigerant-charged solar collectors, *Solar Energy* 26 (4) (1981) 307–312.
- [15] R. Soin, S. Raghuraman, V. Murali, Two-phase water heater: model and long-term performance, *Solar Energy* 38 (2) (1987) 105–112.
- [16] T. Yilmaz, Computer simulation of two-phase flow thermosyphon solar water heating system, *Energy Conversion & Management* 32 (2) (1991) 133–144.
- [17] A. Radhwan, G. Zaki, Analysis of refrigerant-charged solar collectors with phase change, *Heat Recovery Systems & CHP* 13 (5) (1993) 429–439.
- [18] Z. Pluta, W. Pomierny, The theoretical and experimental investigation of the phase-change solar thermosyphon, *Renewable Energy* 6 (3) (1995) 317–321.
- [19] J. M. Calm, D. A. Didion, Trade-offs in refrigerant selections: past, present and future, *International Journal of Refrigeration* 21 (4) (1998) 308–321.
- [20] A. K. Joudi, A. Al-tabbakh, Computer simulation of a two phase thermosyphon solar domestic hot water heating system, *Energy Conversion & Management* 40 (1999) 775–793.
- [21] K. S. Ong, M. Haider-E-Alahi, Performance of a R-134a-filled thermosyphon, *Applied Thermal Engineering* 23 (18) (2003) 2373–2381.
- [22] H. Hussein, Optimization of a natural circulation two phase closed thermosyphon flat plate solar water heater, *Energy Conversion & Management* 44 (14) (2003) 2341–2352.

- [23] M. Esen, H. Esen, Experimental investigation of a two-phase closed thermosyphon solar water heater, *Solar Energy* 79 (5) (2005) 459–468.
- [24] S. Wongwises, M. Polsongkram, Condensation heat transfer and pressure drop of HFC-134a in a helically coiled concentric tube-in-tube heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49 (23-24) (2006) 4386–4398.
- [25] Modulo Solar, www.modulosolar.com.mx (2011).
- [26] J. Davidson, H. Walker, Design optimization of a two-phase solar water heater using r123, *ASME Journal of Solar Energy Engineering* 114 (1) (1992) 53–61.
- [27] S. P. Verma, J. Andaverde, E. Santoyo, Application of the error propagation theory in estimates of static formation temperatures in geothermal and petroleum boreholes, *Energy Conversion and Management* 47 (20) (2006) 3659–3671.
- [28] S. P. Verma, *Estadística Básica para el Manejo de Datos Experimentales: Aplicación en la Geoquímica (Geoquimiometría)*, Universidad Nacional Autónoma de México, 2005.
- [29] Y. A. Çengel, J. M. Cimbala, *Fluid Mechanics, Fundamentals and Applications*, 2nd Edition, McGraw-Hill, 2010.
- [30] ASHRAE HANDBOOK, Fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, 1997.
- [31] H. Shou-Shing, H. Der-Chi, Comparisons of thermal performance and pressure drop of counterflow and parallel-flow heat-pipe exchangers with aligned/staggered tube rows., *Energy Conversion and Management* 30 (4) (1990) 357–368.
- [32] P. Ferroni, R. Block, N. Todreas, A. Bergles, Experimental evaluation of pressure drop in round tubes provided with physically separated, multiple, short-length twisted tapes, *Experimental Thermal and Fluid Science* 35 (7) (2011) 1357–1369.
- [33] M. H. Panjeshahi, N. Tahouni, Pressure drop optimisation in debottlenecking of heat exchanger networks, *Energy* 33 (6) (2008) 942–951.

- [34] H. Hai-tao, D. Guo-liang, H. Xiang-chao, D. Bin, G. Yi-feng, Pressure drop during horizontal flow boiling of r410a/oil mixture in 5 mm and 3 mm smooth tubes, *Applied Thermal Engineering* 29 (16) (2009) 3353–3365.
- [35] R. Revellin, P. Haberschill, Prediction of frictional pressure drop during flow boiling of refrigerants in horizontal tubes: Comparison to an experimental database, *International Journal of Refrigeration* 32 (3) (2009) 487–497.
- [36] M. Padilla, R. Revellin, J. Bonjour, Two-phase flow of hfo-1234yf, r-134a and r-410a in sudden contractions: Visualization, pressure drop measurements and new prediction method, *Experimental Thermal and Fluid Science* 47 (1) (2013) 186–205.
- [37] R. Bajura, E. Jones Jr., Flow distribution manifolds, *Journal of Fluid Engineering, Transactions of the ASME*. 98 (4) (1976) 654–665.
- [38] X. Wang, P. Yu, Isothermal flow distribution in header systems, *International Journal of Solar Energy* 7 (3) (1989) 159–169.
- [39] G. Jones, N. Lior, Flow distribution in manifolded solar collectors with negligible buoyancy effects, *Solar Energy* 52 (3) (1994) 289–300.
- [40] W. Eisenmann, K. Vajen, H. Ackermann, On the correlations between collector efficiency factor and material content of parallel flow flat-plate solar collectors, *Solar Energy* 76 (4) (2004) 381–387.
- [41] N. Ablanque, C. Oliet, J. Rigola, C. Pérez-Segarra, A. Oliva, Two-phase flow distribution in multiple parallel tubes, *International Journal of Thermal Sciences* 49 (6) (2010) 901–921.
- [42] J. Wang, Theory of flow distribution in manifolds, *Chemical Engineering Journal* 168 (3) (2011) 1331–1345.
- [43] J. Henry, Headers, nozzles, and turnarounds, *Heat Exchanger Design Handbook*, 2002.
- [44] S. W. Churchill, Friction-factor equation spans all fluid-flow regimes, *Chemical Engineering* 84 (1977) 91–92.
- [45] I. Idelchick, *Handbook of hydraulic Resistance*, 3rd Edition, CRS Press, Inc., 1994.
- [46] TÜV Rheinland, <http://www.tuv.com/en/corporate/home.jsp> (2013).

- [47] Thermal Solar Systems And Components - Solar Collectors - Part 1: General Requirements.
- [48] Thermal Solar Systems And Components - Solar Collectors - Part 2: Test Methods.
- [49] <http://dippr.byu.edu/sampleSite/chemsearch.asp>, activa al 15 de febrero de 2011.
- [50] www.rdmes.com (2013).