



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

**PROGRAMA DE MAESTRIA Y DOCTORADO EN
INGENIERIA**

CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN ENERGÍA

**Colector de Canal Parabólico para la Generación
Directa de Vapor para Calor de Proceso**

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:

MAESTRO EN INGENIERIA

ENERGÍA – PROCESOS Y USO EFICIENTE DE LA ENERGÍA

P R E S E N T A:

Luis Guillermo Vidriales Escobar

Director de tesis: **Dr. Oscar A. Jaramillo Salgado**



2007



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. Sergio Cuevas García

Secretario: Dr. Oscar Alfredo Jaramillo Salgado

Vocal: Dr. Camilo Alberto Arancibia Bulnes

1^{er.} Suplente: Dr. José Rubén Dorantes Rodríguez

2^{do.} Suplente: Dr. Luis Gerardo Arriaga Hurtado

Lugar donde se realizó la tesis:

CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN ENERGÍA, TEMIXCO MORELOS.

TUTOR DE TESIS:

Oscar A. Jaramillo Salgado

FIRMA

Dedicatoria

Dedico este trabajo a mi novia y amor de mi vida Alejandra Álvarez. Sin tu ayuda, entrega, apoyo y motivación, nunca hubiera terminado la tesis.

Dedico este trabajo a Angélica Paola. Te extraño.

A mi abuelo, un ejemplo de vida.

A mi familia, con mucho cariño para todos.

Agradecimientos

Principalmente agradezco a mi asesor, Dr. Oscar Alfredo Jaramillo Salgado, su ayuda fue muy importante para la realización y término de este trabajo. Gracias Doctor por su noble esfuerzo, dedicación y compromiso.

Gracias a mi jurado: al Dr. Sergio Cuevas García, Dr. Camilo Arancibia Bulnes, Dr. Luis Gerardo Arriaga Hurtado y Dr. Rubén Dorantes Rodríguez por sus comentarios y críticas hacia mi trabajo de tesis. Sobre todo por haber sido mis maestros y haberme enseñado tanto.

Agradezco a CONACYT por la beca otorgada durante el tiempo de mi porsgrado y la realización de mi tesis.

Agradezco a PAPIIT por el apoyo al proyecto IN106207-3 denominado: Concentradores solares de canal parabólico para la generación directa de vapor aplicado a la pasteurización de tierras en viveros.

Agradezco de manera especial a José de Jesús Quiñones Aguilar, Jorge Ovidio Aguilar Aguilar y a Carlos Alberto Perez Rábago por la ayuda brindada en la instrumentación y montaje de la componente experimental de la tesis.

Contenido

Dedicatoria.....	i
Agradecimientos.....	ii
Contenido.....	iii
Índice de Tablas.....	v
Índice de Figuras.....	vi
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO 1 ANTECEDENTES.....	10
1.1 . ANTECEDENTES EN EL DESARROLLO DE CONCENTRADORES DE CANAL PARABÓLICO PARA LA GENERACIÓN DIRECTA DE VAPOR.....	10
1.2 . PROYECTO EURO TROUGH.....	15
1.2.1 Tubo absorbedor UVAC.....	17
1.2.2 Fluidos de transferencia de calor para sistemas de concentración.....	17
1.3 . OPORTUNIDADES DE DESARROLLO.....	18
1.4 . EL CONCENTRADOR PARABÓLICO.....	19
1.5 . GENERACIÓN DE VAPOR COMO ALTERNATIVA DE SUSTITUCIÓN A CALDERAS DE APLICACIONES ESPECÍFICAS.....	20
CAPÍTULO 2 DISEÑO DEL CONCENTRADOR DE CANAL PARABÓLICO.....	22
2.1 . COLECTOR DE CANAL PARABÓLICO (CCP).....	23
2.2 . PARÁMETROS DE DISEÑO DEL COLECTOR DE CANAL PARABÓLICO.....	24
2.3 . TRAZADO DE RAYOS.....	26
2.4 . DISEÑO CAD Y ANÁLISIS FEM.....	29
2.4.1 . Prueba analítica de túnel de viento (Modelo teórico).....	30
2.4.2 . Prueba de túnel de viento mediante CFD.....	32
CAPÍTULO 3 ANÁLISIS TEÓRICO DEL CCP.....	36
3.1 . ANÁLISIS ÓPTICO TEÓRICO.....	36
3.2 . ANÁLISIS TÉRMICO.....	41
3.2.1 . Análisis térmico del CCP.....	42
3.2.2 . Análisis de Segunda Ley.....	46
3.2.3 . Tasa de generación de entropía mínima.....	48
3.2.4 . Temperatura óptima del colector.....	49
CAPÍTULO 4 EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DEL CCP.....	52
4.1 INSTRUMENTACIÓN.....	53
4.2 . PRUEBA DE EFICIENCIA TÉRMICA.....	55
4.2.1 . Prueba de constante de tiempo.....	56
4.2.1.1 . Determinación experimental de la constante de tiempo del colector.....	56
4.2.2 . Prueba del modificador del ángulo de incidencia.....	57
4.2.3 . Resultado de pruebas aplicadas al CCP.....	58
4.2.3.1 . Curvas de eficiencia.....	59
4.2.3.2 . Curvas de constante de tiempo.....	62
4.3 COMPARACIÓN DE RESULTADOS TEÓRICOS Y EXPERIMENTALES.....	65

CAPÍTULO 5 ANÁLISIS DE FLUJOS 68

5.1 . REGIONES DE EBULLICIÓN 69

5.2 . CORRELACIONES PARA DOS FASES 72

 5.2.1.1 Caída de presión 73

 5.2.1.2 Gradiente de presión en la zona bifásica 74

5.3 . SIMULACIÓN CFD 75

 5.3.1 Datos del concentrador actual 76

 5.3.2 . Mecánica de fluidos 77

5.4 . FLUJO BIFÁSICO EN UN COLECTOR GDV 78

 5.4.1 . Transferencia de calor en un colector de generación directa..... 78

 5.4.2 . Control de flujo en el colector DSG..... 81

5.5 SIMULACIÓN DE FLUJO BIFÁSICO 83

Apéndice A Procedimiento para calcular la eficiencia óptica y térmica teóricos.....84

Apéndice B Análisis por segunda ley y cálculo de entropía y temperatura óptima de funcionamiento del colector.....90

Apéndice C Análisis de flujo bifásico y cálculo de los coeficientes de transferencia de calor.....93

Apéndice D Instrumentación.....97

Bibliografía101

Índice104

Índice de Tablas

TABLA 1	CAPACIDAD NOMINAL DE CALDERAS, CALDERAS POWERMASTER, 2007 (HTTP://WWW.POWERMASTER.COM.MX)	20
TABLA 2	PARÁMETROS UTILIZADOS PARA LA MODELACIÓN DE CARGA DE VIENTO DEL CCP	31
TABLA 3	PARÁMETROS DE DISEÑO ENCONTRADOS EN LA SIMULACIÓN DE CFX.	34
TABLA 4	PARÁMETROS DE DISEÑO ENCONTRADOS EN LA SIMULACIÓN DE CFX.	35
TABLA 5	DATOS DEL MATERIAL: ALUMINIO.	35
TABLA 6	PARÁMETROS GEOMÉTRICOS DEL CCP (*VALORES TEÓRICOS)	37
TABLA 7	PARÁMETROS PARA CÁLCULO DE EFICIENCIA ÓPTICA EN UN DÍA TÍPICO	40
TABLA 8	CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS Y PÉRDIDAS EN EL COLECTOR.	45
TABLA 9	TABLA DE VALORES DEL ANÁLISIS POR SEGUNDA LEY. EFICIENCIAS ÓPTIMAS TEÓRICAS.	48
TABLA 10	VALORES TEÓRICOS DE ENTROPÍA ENCONTRADOS PARA EL CCP	51
TABLA 11	VALORES TEÓRICOS Y VALORES EXPERIMENTALES PARA EL CCP	66
TABLA 12	TABLA DE CORRELACIONES PARA TRANSFERENCIA DE CALOR DE EBULLICIÓN, (ASHRAE 1997).	71
TABLA 13	DATOS CONSIDERADOS PARA DEFINIR CONDICIONES DE FRONTERA	76
TABLA 14	VALORES DE VARIABLES EN LA SALIDA DEL TUBO ABSORBEDOR	77
TABLA 15	ITERACIONES PARA ENCONTRAR VALORES DE VARIABLES IMPORTANTES DEL SISTEMA	77
TABLA 16	COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA DIFERENTES ZONAS DE FLUJO	82
TABLA 17	VALORES DE VARIABLES EN LA SALIDA DEL TUBO ABSORBEDOR	85

Índice de Figuras

FIGURA 1.1.	PRIMER PATENTE DE COLECTOR SOLAR PARABÓLICO POR MAIER Y REMSHARD (COHEN, 1994).....	11
FIGURA 1.2.	PRIMERA PLANTA DE GENERACIÓN DE ENERGÍA MEDIANTE COLECTORES PARABÓLICOS EN MAADI, EGIPTO, 1912.....	12
FIGURA 1.3.	SEGS III UBICADA EN KRAMER'S JUNCTION, 1988, LUZ LS-3 (COHEN, 1994).....	13
FIGURA 1.4.	ESQUEMA SIMPLE DE UNA PLANTA DE POTENCIA SEGS	14
FIGURA 1.5.	DISEÑO CONCEPTUAL DEL COLECTOR EUROTROUGH. FUENTE: ESTEBAN, OSUNA, ZARZA, NAVA. CIEMAT-PSA Y FLABEG SOLAR INTERNACIONAL, "EUROTROUGH DESIGN ISSUES AND PROTOTYPE TESTING AT PSA", PROCEEDINGS OF SOLAR FORUM 2001, SOLAR ENERGY: THE POWER TO CHOOSE, APRIL 21-25, 2001, WASHINGTON, DC.....	16
FIGURA 1.6.	ESTRUCTURA DE SOPORTE DEL EUROTROUGH. FUENTE: ESTEBAN, OSUNA, ZARZA, NAVA. CIEMAT-PSA Y FLABEG SOLAR INTERNACIONAL, "EUROTROUGH DESIGN ISSUES AND PROTOTYPE TESTING AT PSA", PROCEEDINGS OF SOLAR FORUM 2001, SOLAR ENERGY: THE POWER TO CHOOSE, APRIL 21-25, 2001, WASHINGTON, DC.....	16
FIGURA 2.1.	VISTA INTERIOR DEL CONCENTRADOR DE CANAL PARABÓLICO. SE MUESTRAN LAS COSTILLAS TRANSVERSALES CON EL CORTE DE PERFIL PARABÓLICO.	25
FIGURA 2.2.	EL COLECTOR CONCENTRADOR DE CANAL PARABÓLICO	26
FIGURA 2.3.	FACTORES QUE AFECTAN EL DIÁMETRO DEL RECEPTOR	27
FIGURA 2.4.	DIAGRAMA DE TRAZADO DE RAYOS Y DIÁMETRO MÍNIMO REQUERIDO DE TUBERÍA	28
FIGURA 2.5.	MODELO CAD DEL COLECTOR CONCENTRADOR PARABÓLICO	30
FIGURA 2.6.	CONDICIONES DE FRONTERA PARA ANÁLISIS CFD EN EL PROGRAMA ANSYS CFX	32
FIGURA 2.7.	PERFIL DE VELOCIDAD Y PRESIONES EJERCIDAS EN LAS SUPERFICIES DEL CONCENTRADOR SOLAR. CALCULADO EN ANSYS CFX EN EL PLANO TRANSVERSAL CUANDO EL AIRE CORRE DE NORTE A SUR	33
FIGURA 2.8.	PERFIL DE VELOCIDAD Y PRESIONES EJERCIDAS EN LAS SUPERFICIES DEL CONCENTRADOR SOLAR. CALCULADO EN ANSYS CFX EN EL PLANO TRANSVERSAL CUANDO EL AIRE CORRE DE ESTE A OESTE.....	33
FIGURA 2.9.	ANÁLISIS DE ESFUERZOS Y DEFORMACIONES CALCULADOS EN ANSYS WORKBENCH CON LAS PRESIONES GENERADAS POR LAS PRUEBAS DE TÚNEL DE VIENTO EN CFX.....	34
FIGURA 3.1.	MARCO PARA LOS CÁLCULOS DE LOS FACTORES DE FORMA	44
FIGURA 3.2.	MODELO DEL COLECTOR DE CONCENTRADOR DE IMAGEN (KALOGIROU, 2004)	47
FIGURA 3.3.	DIAGRAMA DE FLUJO DE EXERGÍA	48
FIGURA 4.1.	SISTEMA DE CONTROL PARA GENERACIÓN DIRECTA DE VAPOR MEDIANTE UN CCP	53
FIGURA 4.2.	PIRHeliómetro PARA MEDIR RADIACIÓN DIRECTA.....	54
FIGURA 4.3.	FLUJÓMETRO ACRÍLICO O ROTÁMETRO	55
FIGURA 4.4.	IRRADIANCIA MEDIDA PARA LA PRUEBA DE EFICIENCIA DEL DÍA 31 DE MARZO DE 2006.	61
FIGURA 4.5.	TEMPERATURAS MEDIDAS PARA LA PRUEBA DE EFICIENCIA DEL DÍA 31 DE MARZO DE 2006. TEMPERATURA DE ENTRADA (TI), TEMPERATURA DE SALIDA (TO) Y TEMPERATURA AMBIENTE (TA)	61
FIGURA 4.6.	EFICIENCIA EXPERIMENTAL DEL COLECTOR MEDIDA PARA UN COLECTOR DE CANAL PARABÓLICO CON CUBIERTA DE VIDRIO. SE MUESTRAN 167 PUNTOS. LA CURVA REPRESENTA LA EFICIENCIA CARACTERÍSTICA TEÓRICA DERIVADA DE LOS PUNTOS CALCULADOS PARA LAS CONDICIONES DE PRUEBA CON FLUJO MÁSCICO DE 0.35 L/MIN (0.0058 KG/S). PRUEBA DEL 31 DE MARZO DE 2006.	62
FIGURA 4.7.	PRUEBA PARA DETERMINAR LA CONSTANTE DE TIEMPO	64
FIGURA 4.8.	GRÁFICA DE LA TEMPERATURA DE ENTRADA (TE, LÍNEA NEGRA), LA TEMPERATURA DE SALIDA (TS, LÍNEA ROJA) Y EL DIFERENCIAL DE TEMPERATURA DE SALIDA Y ENTRADA ($\Delta T_{H2O} = TS-TE$) COMO AUXILIAR PARA CREAR UNA CURVA DE AJUSTE QUE DETERMINE LA CONSTANTE DE TIEMPO (CALENTAMIENTO).	64
FIGURA 4.9.	GRÁFICA DE LA TEMPERATURA DE ENTRADA (TE, LÍNEA NEGRA), LA TEMPERATURA DE SALIDA (TS, LÍNEA ROJA) Y EL DIFERENCIAL DE TEMPERATURA DE SALIDA Y ENTRADA ($\Delta T_{H2O} = TS-TE$) COMO AUXILIAR PARA CREAR UNA CURVA DE AJUSTE QUE DETERMINE LA CONSTANTE DE TIEMPO (ENFRIAMIENTO).....	65
FIGURA 5.1.	DIFERENTES REGÍMENES DE FLUJO BIFÁSICO FLUJO BIFÁSICO ASHRAE (1997).....	70
FIGURA 5.2.	RESULTADOS PARA LA DISTRIBUCIÓN DE LA TEMPERATURA, CON CONDICIONES DE FRONTERA TOMADAS DEL EXPERIMENTO	76
FIGURA 5.3.	PATRONES DE FLUJO EN EL TUBO ABSORBEDOR DE UN COLECTOR GDV.....	79
FIGURA 5.4.	COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN UNA SECCIÓN BIFÁSICA DE UN COLECTOR GDV	80
FIGURA 5.5.	EFICIENCIA DE LAS DIFERENTES SECCIONES DE FASES EN UN COLECTOR GDV CONTRA NIVEL DE RADIACIÓN; RADIACIÓN DE 1000W/M2, LONGITUD DE COLECTOR 600M, D=54MM, PRESIÓN DE OPERACIÓN 120 BAR, FLUJO MÁSCICO 0.8 KG/S, TEMPERATURA DE ENTRADA 190 °C.	81
FIGURA 5.6.	GRÁFICAS DE CONVERGENCIA DE LA SIMULACIÓN. EN LA GRÁFICA DE LA DERECHA SE MUESTRA LA CONVERGENCIA DE LAS VELOCIDADES PARA SATISFACER LA ECUACIÓN DE CONSERVACIÓN DE MASA Y MOMENTO. EN LA GRÁFICA DE LA IZQUIERDA, SE MUESTRA LA CONVERGENCIA DE LAS FRACCIONES MÁSCICAS DE AGUA Y VAPOR.	85
FIGURA 5.7.	RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN DE FLUJO BIFÁSICO. (A) ARRIBA, DERECHA. FRACCIÓN DE VOLUMEN DEL AGUA A 100°C EN LA ENTRADA. (B) ARRIBA, IZQUIERDA. FRACCIÓN DE VOLUMEN DE VAPOR DE AGUA A 100°C. (C) A LA MITAD,	

IZQUIERDA. ISOVOLUMEN DE FRACCIÓN DE VOLUMEN DE VAPOR DE AGUA. (D) A LA MITAD, DERECHA. FRACCIÓN DE VOLUMEN DE VAPOR DE AGUA A LA SALIDA. (E) ABAJO. VELOCIDAD PROMEDIO A LA SALIDA DEL VAPOR DE AGUA.	86
FIGURA 5.8. DISTRUBUCIÓN DE FRACCIÓN DE VOLUMEN EN LAS ITERACIONES (A) SEGUNDA, (B) TERCERA, (C) CUARTA, (D) QUINTA.....	87
FIGURA 5.9. VECTORES DE VELOCIDAD SUPERFICIAL DEL VAPOR DE AGUA EN ITERACIÓN 2.....	87

Introducción

Debemos considerar que actualmente la mayor parte de la generación de energía térmica en el mundo está basada en hidrocarburos provenientes del petróleo y gas natural cuyas reservas probadas permitirán satisfacer la demanda sólo para algunos años. Aún cuando que hubiera suficientes recursos fósiles para cubrir la creciente demanda, ahora el problema está relacionado también con la contaminación, específicamente con las altas emisiones de CO₂ y muchos otros, que afectan seriamente nuestro ecosistema (Tyner et al., 2001)

Se han realizados esfuerzos importantes por parte de la comunidad internacional para la protección del medio ambiente como son el protocolo de Montreal y el protocolo de Kyoto. Bajo estos acuerdos internacionales es donde la tecnología relacionada con el aprovechamiento de la radiación solar se reconoce como una solución apropiada para la generación de energía térmica y eléctrica. Debemos recordar que la transformación de la radiación solar es la fuente primordial de las tecnologías renovables ya que el viento, olas, hidroeléctrica e incluso biomasa son resultado de la potencia proveniente del Sol. (Maxwell, et al. 1994, Norman Z. Shilling 2003)

Si bien las fuentes renovables de energía tienen gran potencial económico, sin olvidar desde luego su bajo impacto ambiental, hasta la fecha no han sido ampliamente explotadas y comercializadas. Lo anterior se debe principalmente al costo de inversión relativamente alto para desarrollar estas tecnologías, además, estos sistemas no han tenido amplia aceptación debido a la intermitencia y requerimientos de almacenamiento de energía por lo que es común que se opte por fuentes convencionales, sin embargo, en los sistemas con fuentes renovables, además de su bajo impacto ambiental, un punto que se debe tener en mente es el costo de operación ya que estas tecnologías no presentan consumo de combustible para su operación. Así, la amortización de los sistemas con fuentes renovables ocurre eventualmente por el ahorro de los costos asociados al consumo de combustible. Dado que la energía solar por sí misma es gratuita, el reto es diseñar sistemas de captación y aprovechamiento que transformen esta energía con sistemas que sean económicos y fácilmente operables. Sin embargo, para el aprovechamiento de la energía solar se tiene como primera limitante su baja densidad de potencia comparada con los combustibles fósiles, por lo que se busca sistemas con elevada eficiencia de conversión. Otra limitante es su intermitencia, ya sea por el ciclo día-noche o bien por condiciones atmosféricas adversas como lluvia o nublados.

El objetivo de este trabajo es diseñar, construir y evaluar un sistema de concentrador solar de canal parabólico (CCP) para la producción directa de vapor de agua con baja entalpía. Es decir generar vapor a 120°C y con una presión absoluta cercana a 1.7 Bar a partir de energía solar. Además, se presenta un análisis de costos del sistema.

El principal alcance de este trabajo es encontrar un diseño útil y con disponibilidad termodinámica apropiada de un concentrador de canal parabólico que cuente con un costo

accesible con opción para su comercialización mediante su producción en serie y que sea rentable tanto para aplicaciones industriales como agrícolas.

Este trabajo está organizado de la siguiente manera:

En el capítulo 1 referente a los antecedentes de este trabajo, se lleva a cabo una revisión bibliográfica relacionada con la generación directa de vapor en sistemas de concentración solar de canal parabólica, así como una breve descripción de las oportunidades de desarrollo de estos sistemas.

En el capítulo 2 se muestra el diseño del CCP y se llevan a cabo pruebas estructurales al diseño mediante simulaciones en computadora en ANSYS y CFX, donde se estudia el comportamiento con carga de viento y las deformaciones y esfuerzos presentes en el CCP.

En el capítulo 3 se realiza un análisis del comportamiento óptico y térmico teórico del CCP, es aquí donde se definen los parámetros más importantes de su funcionamiento. Se realiza un estudio por segunda ley del comportamiento óptico de un CCP y se determina la temperatura óptima de operación.

En el capítulo 4 se reporta la metodología de las pruebas experimentales realizadas y los resultados obtenidos. Se lleva a cabo una comparación entre los resultados teóricos y los resultados experimentales. Se muestra la concordancia entre dichos resultados lo que permite validar la modelación matemática del CCP.

En el capítulo 5 se lleva a cabo un estudio teórico del flujo bifásico que tiene lugar bajo ciertas condiciones de operación del CCP. Se realiza una modelación numérica asistida mediante CFD (Computer Fluid Dynamics por sus siglas en inglés) con base en los datos experimentales y las variables teóricas encontradas.

Al final se presentan las conclusiones más importantes obtenidas en el desarrollo de este trabajo y se describe las posibilidades para mejorar el actual diseño del CCP.

Capítulo 1 Antecedentes

Uno de los compromisos más importantes en el desarrollo de tecnologías de fuentes renovables de energía es precisamente la generación de energía limpia como alternativa viable para sustitución de las fuentes convencionales de energía; tanto en calor de procesos como en generación eléctrica. Cabe recordar que la mayoría de las fuentes convencionales utilizan combustibles fósiles que contribuyen con la emisión de gases de efecto invernadero. Actualmente, las fuentes renovables de energía (FRE) se destinan a la producción de energía eléctrica (por ejemplo por medio de fotoceldas o aerogeneradores) o la generación de energía térmica o calor de proceso (por ejemplo, en el caso de colectores solares). Las tecnologías de FRE solares aún no presentan un costo competitivo ante las tecnologías convencionales. Sin embargo se espera que esto último llegue a su fin en pocos años debido a que el agotamiento de petróleo incrementa significativamente el costo de los hidrocarburos, lo que conducirá a la sustitución de energéticos convencionales por las FRE.

1.1. Antecedentes en el desarrollo de concentradores de canal parabólico para la generación directa de vapor

En la década de 1870 el sueco-americano John Ericsson hizo funcionar su máquina de aire caliente con un concentrador parabólico, este invento sumaba tres elementos fundamentales: un espejo concentrador, una caldera y una máquina de vapor. En 1872, Ericsson probó un método totalmente diferente: calentar el aire, en lugar de utilizar agua, contenido en un cilindro situado en el foco de un reflector curvo. Ericsson quedó sorprendido por el rendimiento de su motor. Pero tres años después, se templaron sus ánimos al darse cuenta que el aparato concentrador es tan grande y tan caro que los motores activados por energía solar resultaban en la práctica más costosos que sus análogos movidos por carbón (http://es.wikipedia.org/wiki/John_Ericsson).

Quince años más tarde en 1885, el ingeniero francés Carles Tellier, sería una de las primeras personas en desarrollar colectores solares de baja temperatura para impulsar máquinas. Mientras que los motores convencionales empleaban vapor de agua a cierta presión, los desarrollos tecnológicos de Tellier utilizaban vapor presurizado de líquidos con temperaturas de ebullición muy por debajo de la del agua. Tellier instaló un colector solar (Similar a los colectores planos domésticos de ahora) y en lugar de llenarlos con agua para producir vapor, el fluido de trabajo que escogió fue amoníaco. Después de la exposición solar el obtenía una razón de 300 galones por hora durante las horas más iluminadas del día. El pensó que simplemente añadiendo colectores podría usarse como un sistema industrial. (http://www.beohanasolar.com/solar_power/history_of_solar.html)

En 1907 se patentó por primera vez en Alemania un diseño sobre colectores parabólicos (Parabolic trough collector, PTC), por Dr. Wilhelm Maier (en Aalen) y Adolf Remshardt (en

Stuttgart). En la Figura 1.1 se muestra parte de la patente obtenida por Maier y Remshard (Cohen, 1994).

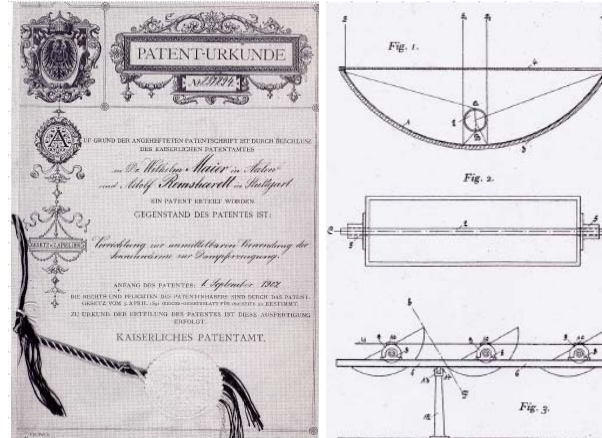


Figura 1.1. Primer patente de colector solar parabólico por Maier y Remshard (Cohen, 1994).

En esa misma época, en los comienzos del siglo XX, el ingeniero americano Frank Shumann, se dio cuenta que en los sistemas de captación solar las altas temperaturas favorecían las pérdidas por conducción y convección, además se tenía un elevado costo asociado a los espejos que eran revestidos de plata. Por ello, retomó los estudios con las cajas calientes, afirmando la idea de Saussure y Langley principalmente, de que con estas cajas se podían conseguir temperaturas lo suficientemente altas como para hervir agua (Kalogirou, 2004). Tras algunos éxitos conseguidos, Shumann forma la compañía Sun Power Company, teniendo un importante objetivo a largo plazo: la construcción de una planta solar a gran escala en Egipto. Ahí la mano de obra era barata, y el potencial solar enorme. Antes de dar este gran paso, se construyó una planta piloto. Dicha planta se emplazó sobre 2,700 m² en un terreno cercano a su a casa en Tacony, Pennsylvania. Para incrementar la cantidad de calor producida en los colectores, se sumaron a los colectores una serie de reflectores (espejos de vidrio), y se añadió un mecanismo para ajustar el ángulo de los colectores a su exposición óptima. Conectado a una bomba, el dispositivo podía elevar 12,000 litros de agua por minuto a 10 metros de altura, y podía producir una potencia máxima de 32 caballos de fuerza.

Dispuestos para iniciar el desarrollo de la planta africana, en 1912 Shumann y su equipo de operarios llegan a Maadi, pequeña comunidad agrícola junto al Nilo. Se construyeron cinco colectores solares con reflector parabólico con orientación sobre el eje Norte-Sur, cada uno de 60 metros de largo por 4 de ancho y separados 8 metros entre sí, con un área total de apertura de 1200 m². A finales de 1913, y después de un intento fallido, la planta estaba nuevamente preparada para su inauguración. Se alcanzaron 55 caballos de potencia, captando el 40 % de la energía solar disponible, obteniendo resultados muy superiores a los de la planta de Tacony. A pesar del éxito de la planta, fue cerrada en 1915 debido a la primera guerra mundial (Kalogirou, 2004). En la Figura 1.2 se muestra la planta de colectores parabólicos de Maadi, Egipto.



Figura 1.2. Primera planta de generación de energía mediante colectores parabólicos en Maadi, Egipto, 1912

Es hasta la década de 1970 que se retoma el verdadero interés en esta tecnología como una clara respuesta a la crisis petrolera por el incremento disparado de los precios de los hidrocarburos. En dicha época tanto el departamento de energía de los Estados Unidos (DOE), así como el Ministerio Alemán de Investigación y Tecnología, se encargaron de patrocinar en sus respectivos países el desarrollo de una serie de procesos y sistemas de bombeo de agua y calor con concentradores parabólicos (http://www.beohanasolar.com/solar_power/history_of_solar.html)

Michael W. Edenburn (1976) reportó un análisis de rendimiento teórico de un CCP y lo comparó con resultados experimentales. Tomó en cuenta un tubo absorbedor aislado por un tubo envolvente transparente para disminuir las pérdidas térmicas. El análisis considera las pérdidas por transferencia de calor y la transferencia de energía hacia el fluido de trabajo. Tomó en cuenta las diferentes posibles orientaciones del colector.

En el mismo año Norton Pierce (1976) presentó un trabajo sobre la posibilidad de construir un colector solar eficiente y de bajo costo. Determinó que la precisión óptica y los mecanismos de seguimiento del sol son los factores que aumentan el costo de la tecnología de CCP. También determinó que si se lograra ubicar al tubo absorbedor en el punto focal de manera más o menos constante, con un error aproximado de 6° , podría usar un mecanismo mucho más barato de seguimiento, basado en un motor que gira a 1 revolución por año. La forma en la que lo demostró, fue ubicando una elipse que tuviera el tamaño suficiente para interceptar los rayos provenientes desde el reflector. El ángulo total de aceptación de un borde del tubo de agua al otro, variaba desde 10° a 17° en las unidades probadas.

En 1981 fue probado en Tabernas, España, un sistema de 500 KW de la Agencia Internacional de Energía para generación eléctrica usando concentradores parabólicos en la plataforma solar de Almería. La planta generaba vapor de agua a 520°C y 10 bar de presión.

A la fecha la instalación más grande financiada con recursos privados que no produce energía eléctrica, es el sistema industrial de calor de proceso basado en colectores parabólicos con 5580m^2 , ubicado en Chandler, Arizona y que ha estado operando desde 1983.

De 1984 a 1991, los avances en sistemas de concentración parabólica fueron notables con el desarrollo de una serie de plantas comerciales solares de 15 MW a 80 MW a cargo de Luz Internacional Ltd. Esta compañía desarrolló por muchos años los componentes y sistemas en una instalación en Jerusalén y fue responsable de la construcción y operación de dos instalaciones de calor de proceso en Israel. Las nueve plantas diseñadas por esta empresa, con una capacidad total de generación de 354 MW de electricidad son llamadas SEGS (Sistemas de generación solar-eléctrica por sus siglas en inglés) y están operando continuamente en el desierto de Mojave al sur de California.

Actualmente en este desierto hay 9 centrales SEGS que forman la mayor instalación solar del planeta. Son centrales híbridas, esto es, que producen electricidad a partir de las energía solar y de combustible fósil. La producción a partir de combustible fósil no puede sobrepasar un determinado porcentaje de la producción total para así tener derecho a subvenciones.



Figura 1.3. SEGS III ubicada en Kramer's Junction, 1988, Luz LS-3 (Cohen, 1994)

Se construyeron y operaron varios sistemas de generación solar-eléctrica, estas son:

- * SEGS I y II se encuentran en Dagget.
- * SEGS III a VII están en Kramer Junction.
- * SEGS VIII y IX están en Harper Lake.

Estaba previsto construir tres más, SEGS X, XI y XII, pero dicho proyecto se suspendió. En la Figura 1.4 se muestra un esquema de las SEGS.

Algunas de estas se encuentran en funcionamiento desde 1985. La última (SEGS IX) empezó a producir en 1991. La compañía original que gestionó dichas centrales se fue a la bancarrota pero la que la sustituyó continuó la producción de electricidad.

Heinzel desarrolló un modelo óptico de colector parabólico en 1995 (Heinzel, 1995). Dicho modelo fue usado con un modelo básico de pérdida de calor para simular el colector parabólico usado en LS-2 (SEGS), cuando tiene aceite sintético como el fluido de trabajo. El modelo muestra concordancia con los resultados reportados por Dudley (1994) que midió la eficiencia del colector para varios ángulos de incidencia.

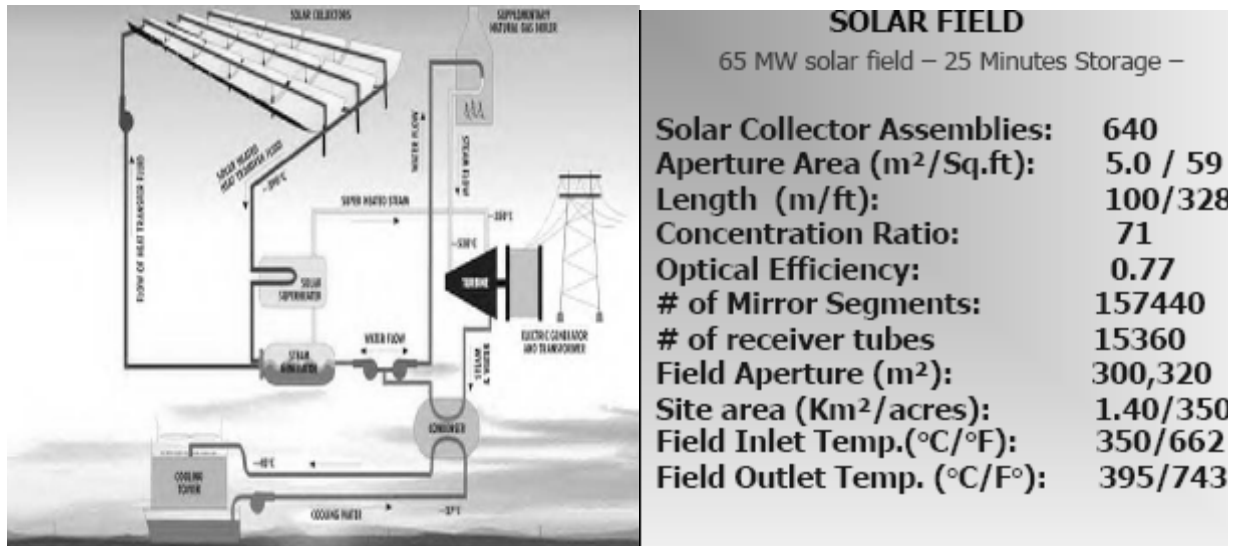


Figura 1.4. Esquema simple de una planta de potencia SEGS

Un colector de generación directa de vapor (GDV) fue propuesto por Cohen y Kearney (1994), como un desarrollo futuro de los colectores en nuevas SEGS, con la finalidad de eliminar el aceite sintético tan costoso, evitar el transporte de fluido intermediario con las pérdidas que esto ocasiona y suprimir el intercambiador de calor de aceite-vapor.

Han sido propuestos desde entonces tres conceptos para un sistema colector de GDV (Dagan et al.,1992; Lippke, 1996), principalmente bajo el concepto de generar vapor sobrecalentado en un único paso a través del colector. Esto se basa en el proceso de recirculación para generar vapor húmedo y el agua inyectada al sistema para controlar la calidad del vapor y modificar la inestabilidad del flujo bifásico a lo largo del tubo absorbedor.

En el trabajo reportado por Odeh et al. (1998) se compara el funcionamiento de un CCP con dos fluidos de trabajo: Aceite Syltherm 800 y agua. El modelo está basado en la temperatura de pared en lugar de temperatura del líquido, de forma que puede determinarse el rendimiento con cualquier fluido de trabajo. También evaluó los efectos de la emisividad del absorbedor y los efectos internos de convección del fluido de trabajo. Finalmente observó que reduciendo el diámetro del tubo absorbedor para un área de apertura del colector dada, incrementa la eficiencia debido a la reducción de pérdidas de calor.

Kalogirou (1995,1997) analizó un sistema de baja presión para generación de vapor, que está basado en el calentamiento de agua en un colector parabólico, para después convertirla en vapor en un recipiente separado. El flujo en el colector, usado en este método con evaporación repentina o “flasheo”, se mantiene en fase líquida por lo que no es entonces considerado como un colector GDV.

Las primeras investigaciones sobre el flujo en colectores GDV han sido reportadas por Müller (1991) y Dagan (1992), pero no reportan ningún rendimiento térmico para los sistemas concentradores parabólicos.

El último avance en este tipo de tecnología, es el colector parabólico conocido como EuroTrough, tiene un gran número de ventajas sobre la mayoría de los sistemas actuales en concentración solar de canal parabólico. Por esta razón la siguiente sección se dedica a describir en detalle esta tecnología.

1.2. Proyecto EuroTrough

Los avances más significativos de esta tecnología se reportaron en el "11th Int. Symposium on Concentrating Solar Power and Chemical Energy Technologies", que fue llevado a cabo del 4 al 6 de septiembre del 2002 en Zurich, Suiza. Se trata de un nuevo colector parabólico que ha sido desarrollado para varias aplicaciones y cuenta con un rango de temperaturas de operación entre 200 y 400 °C . La planta solar fototérmica dispuesta con esta tecnología está destinada para producir cientos de megawatts (Geyer et al., 2002).

Es un concentrador parabólico con una estructura de soporte diferente a las convencionales (ver Figura 1.5 y Figura 1.6), hecha de acero pregalvanizado, con bajo peso y baja torsión. Cada espejo está apoyado sobre la estructura en cuatro puntos sobre su parte posterior. Esto le permite doblarse dentro de la gama de su flexibilidad sin efecto sobre el foco. (Geyer et al., 2002)

Cada elemento presenta una longitud de 12 metros y es posible acoplar de 10 a 12 colectores para lograr un total de 120 a 144 metros. Su manipulación es hidráulica y en operación soporta una carga de viento con una velocidad máxima de 14 m/s (50km/h). Su control de rastreo del Sol es por reloj y un sensor solar. Su parábola tiene un foco de 1.71 m y la longitud de apertura es de 5.8 m. El tubo absorbedor también es de tecnología de punta, es un tubo evacuado que puede usar como fluido de trabajo aceite o vapor.

Para el diseño de este concentrador de alto rendimiento, se aprovecharon los siguientes potenciales de reducción de costo:

1. Simplificación del diseño: perfiles menos diferentes y ligeras mejoran su transporte; concepto de ensamble; reducción de costo por reducción de peso de la estructura; perfiles cerrados, protección a la corrosión; método de elemento finito para cálculos de diseño estructurales; análisis de carga del viento.
2. Mejora del funcionamiento óptico del colector: estructura rígida que compensa el momento de rotación; fabricación, exactitud de ensamble.
3. Tubo UVAC y fluido de transferencia de calor.
4. Pasos adicionales: posible inclinación del colector y extensión de longitud de colector por módulo (de unidad de disco) (ET150, EuroTrough, Colector de 150 m de largo)

En el sur de España se sitúa el primer campo solar de canal parabólico, el ET150, con al menos 500,000 m². Los diseñadores del Eurotrough estiman un costo del campo solar de 206 €/m², incluyendo el líquido de transferencia de calor y la instalación. Conforme al contrato Solar Millennium AG de Alemania, se planea instalar el Eurotrough en el proyecto de Andasol, una planta de 50 MW solar con 549,360 m² y 9 horas de almacenamiento de energía térmica. Este campo de colectores de Eurotrough ET150 suministrará energía para producir vapor en un ciclo Rankine con una eficiencia anual del 38%. El costo de este contrato (Sin contar el costo de terreno ni contingencias) se acerca a los 181 millones de euros (Más de 2,500 millones de pesos mexicanos) (Osuna et al. 2001).

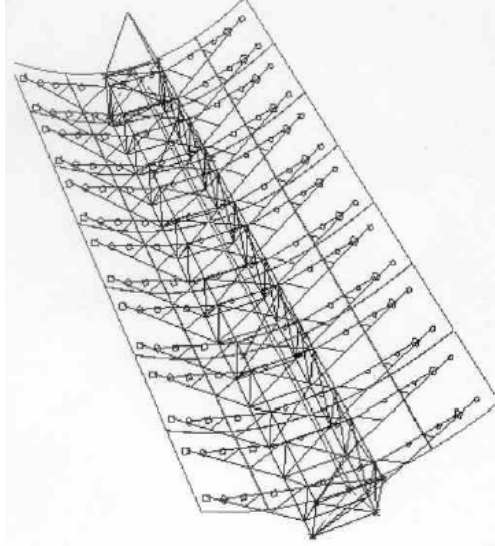


Figura 1.5. Diseño conceptual del Colector Eurotrough. Fuente: Esteban, Osuna, Zarza, Nava. CIEMAT-PSA y Flabeg Solar Internacional, "Eurotrough design issues and prototype testing at PSA", Proceedings of Solar Forum 2001, Solar Energy: The Power to Choose, April 21-25, 2001, Washington, DC.



Figura 1.6. Estructura de soporte del Eurotrough. Fuente: Esteban, Osuna, Zarza, Nava. CIEMAT-PSA y Flabeg Solar Internacional, "Eurotrough design issues and prototype testing at PSA", Proceedings of Solar Forum 2001, Solar Energy: The Power to Choose, April 21-25, 2001, Washington, DC.

Con una vida útil mínima esperada de 25 años, la depreciación considerada de 6.7% a una tasa anual de descuento de 9%, una tasa de seguridad de 1% y una tasa de impuesto de 36% anual, el costo nivelado de energía de acuerdo con el método de la agencia internacional de energía (IEA) sería de 0.15 €/Kwh (\$2.10 pesos mexicanos por Kwh).

1.2.1 Tubo absorbedor UVAC

El modelo de tubo absorbedor, UVAC (Colector Universal de Vacío, SOLEL) 2003 es la tercera generación de los tubos de vacío. Ha sido desarrollado por la empresa israelí SOLEL.

Mejora la eficiencia anual de un 12% a un 20%, particularmente en el invierno (el 20% al 30%). Genera ahorros de cientos de dólar/euro por el colector-tubo instalado o por la energía producida. Su eficiencia creciente, según lo medido y validado por las instituciones internacionales y plantas en sitio (desierto del Mojave), es el resultado de las características mejoradas siguientes:

- Factor mejorado de la absortancia. La absortancia del tubo metálico revestido del colector se aumentó hasta el 96%.
- Factor mejorado de la emisividad. La emisividad del tubo metálico revestido del colector se ha reducido a un nivel menor a 0.10 con una temperatura de 400°C (750°F).
- Transmitancia mejorada. Las mejoras en las capas de cristal antireflexivas han conducido a un factor de transmitancia igual a 96.8%. Además, se desarrolló para ser más resistente a las condiciones climáticas y para ser estable durante períodos más largos de tiempo.
- Protectores de calor internos y externos. Estos protectores se han diseñado para maximizar la eficacia y la confiabilidad sobre el curso de vida del tubo. El tamaño reducido del protector, con respecto al protector de calor original desarrollado por la compañía Luz, tiene producción una eficacia óptica adicional.
- Vida útil. Está diseñado para 30 años. Se asume que el tubo está instalado, funcionando y mantenido bajo condiciones normales de la instalación y de funcionamiento. En caso de pérdida de vacío debido a la operación anormal, el tubo no sufrirá del fenómeno de fluorescencia y su funcionamiento óptico permanecerá estable en un cierto periodo.
- Escudo solar. Fue diseñado en forma tal que protege la zona de conexión del vidrio con el metal y sus conexiones adicionales, manteniendo fija la posición relativa al desplazamiento axial del tubo durante el calentamiento.

1.2.2 Fluidos de transferencia de calor para sistemas de concentración

Este tipo de líquidos transportan el calor producido en colectores solares para almacenarlo en tanques de almacenamiento térmico o para ser usado en sistemas de calentamiento o enfriamiento. Los fluidos usados comúnmente son el agua, glicol-propileno, glicol-etileno y aire. Es menos común el uso de hidrocarburos sintéticos, parafinas, aceites minerales refinados, refrigerantes y silicones.

Para seleccionar un fluido de transferencia de calor se deben tener en cuenta las siguientes características:

- Coeficiente de expansión
- Viscosidad
- Capacidad térmica
- Punto de congelamiento
- Punto de ebullición
- Punto de explosión

Por ejemplo, fluidos expuestos a altas temperaturas requerirán de un punto de ebullición más alto que para fluidos expuestos a bajas temperaturas.

La viscosidad y la capacidad térmica determinan la cantidad de energía requerida en el bombeo. Un fluido con baja viscosidad y alto calor específico es más fácil de bombear, porque es menos resistente a fluir y transfiere más calor. Otras propiedades que ayudan a determinar la efectividad del fluido son su corrosividad y estabilidad.

Por ejemplo, el aire no se congelaría ni herviría y no es corrosivo. Sin embargo, tiene una baja capacidad calorífica y tiende a fugarse de colectores y ductos. El agua no es tóxica y es muy barata. Tiene un elevado calor específico y una viscosidad muy baja, haciendo fácil su bombeo. Desafortunadamente el agua tiene un punto de ebullición relativamente bajo y un punto de congelación elevado. También puede ser corrosiva si el pH (nivel de acidez/alcalinidad) no se mantiene a un nivel neutral. El agua con contenido mineral puede causar depósitos de éste, tapando las tuberías y el sistema de flujo del líquido.

Se han probado mezclas de glicol/agua al 50/50 o 60/40. El glicol-etileno o glicol-propileno son anticongelantes. El glicol-etileno es extremadamente tóxico y solo puede ser usado en un sistema con doble pared o en un sistema completamente cerrado. La mayoría de los glicoles se deterioran a altas temperaturas, pero estas mezclas deben revisarse, al menos en su pH para determinar si requieren reemplazarse o mantienen su estabilidad y eficacia.

Cabe mencionar que las pérdidas térmicas del colector son mayores utilizando aceite sintético en lugar de agua, pero la temperatura de entrada del agua afecta la condición de salida del vapor, con menores temperaturas de entrada se incrementa la eficiencia del colector y se reduce la calidad de salida del vapor.

1.3. Oportunidades de desarrollo

La Agencia Internacional de la Energía suscribe a más de 40 acuerdos internacionales de cooperación y colaboración en la tecnología, investigación y desarrollo de la energía. A través de SolarPACES (*Concentrating Solar Power and Chemical Energy Systems*) que es una organización de cooperativa internacional que reúne a equipos de expertos nacionales alrededor del mundo para enfocarse en el desarrollo y la comercialización de sistemas de concentración de energía solar (también conocidos como sistemas de energía solar térmica). En dicha organización se llevan a cabo varias tareas relevantes, entre las cuales podemos mencionar:

1. Tecnología y aplicaciones de concentración solar. En esta tarea se lleva a cabo el Desarrollo y prueba de componentes y subsistemas; refinamiento de técnicas e instalaciones de cómputo para control y dispositivos de medición. Se buscan avances en áreas específicas de tecnología solar. Países participantes: Brasil, Egipto, Comunidad Europea, Francia, Alemania, Israel, México, Sudáfrica, España, Suiza y Estados Unidos.

2. SHIP Calor solar para procesos industriales (Por sus siglas en inglés *Solar Heat for Industrial Processes*). Este es un proyecto de investigación del Programa de Calentamiento y Enfriamiento Solar (IEA) y el Programa de SolarPaces, quienes juntan a expertos e industrias de los campos de calentamiento solar y potencia solar de alta temperatura. Para lograr los objetivos, los participantes son invitados a la investigación y desarrollo en el marco de los siguientes cuatro sectores: 1. Calor solar de proceso (País líder: España), 2. Investigación de sistemas industriales de energía (País líder: Austria), 3. Colectores y componentes (País líder: Alemania) y 4. Integración de componentes y demostración (País líder: Alemania). Países participantes: Egipto, Alemania, México, España (Entre otros).

Los retos para el diseño de nuevas estructuras y concentradores se resumen en:

1. *Reducción de costo y mejora de rendimiento.* Basado en los estimados iniciales, parece ser posible una reducción de hasta un 50% en el costo de esta tecnología.

2. *Desarrollo industrial.* De forma que tome fuerza nuevamente esta tecnología y se aporte en su desarrollo una mejora significativa.

3. *Reducción del riesgo.* Este riesgo debería ser reducido, resulta de incertidumbre en costo, tecnología y disponibilidad del recurso, ventas, parámetros financieros, estabilidad política y ubicación.

1.4. El concentrador parabólico

Las altas temperaturas generadas por los CCP se logran debido a la concentración de la energía solar por el reflector parabólico. En un concentrador de este tipo, se aprovecha la radiación directa del sol. Cuando CCP esta adecuadamente orientado, los rayos solares se reflejan en la superficie parabólica e inciden en una región a lo largo de una línea que corresponde al foco de la sección transversal de la canal parabólica. En esta línea focal está colocado un receptor normalmente cilíndrico, donde la radiación es absorbida y transformada en energía térmica. Dicha energía es removida mediante un fluido con propiedades térmicas adecuadas, ya sea agua o algún aceite térmico, y posteriormente es utilizada como calor. Las pérdidas térmicas de este sistema son en su mayor parte debidas a la convección (velocidad del viento) y la radiación emitida en la superficie del absorbedor (temperaturas por arriba de los 400° C).

En los CCP la construcción de la superficie parabólica es normalmente una lámina de metal pulido con sección parabólica aunque también se pueden utilizar segmentos de espejos inclinados. El receptor está localizado en la línea focal del canal parabólico e incluye al absorbedor (asociado con cubiertas y aislamiento). El receptor es comúnmente un conducto

por donde circula el fluido que transporta el calor hacia una máquina térmica para su utilización. El sistema debe estar motorizado para seguir el movimiento diurno del sol ya que el concentrador debe obtener el máximo posible de radiación solar directa y formar una imagen del Sol en el absorbedor lineal. El requerimiento de rastreo en conjunto con el uso de materiales que deben resistir altas temperaturas, eleva el costo y mantenimiento de estos sistemas CCP hasta el punto en que se restringe su uso a instalaciones de gran escala.

Es común que los CCP presenten un sistema motorizado para seguir el movimiento aparente del sol cuando su orientación es norte-sur, pues el concentrador debe obtener el máximo posible de radiación solar directa y formar una imagen del Sol en el absorbedor lineal. Pero también puede tener una orientación este-oeste donde la correcta orientación del colector se lleva a cabo diariamente o en algunos casos dependiendo del tamaño del receptor hasta quincenalmente (Kalogirou, 1996)

1.5. Generación de vapor como alternativa de sustitución a calderas de aplicaciones específicas

En relación con la generación directa de vapor el sistema que hemos elegido es el concentrador de canal parabólico (CCP), por su costo, versatilidad y su capacidad modular. Se propone diseñar, construir y evaluar un módulo concentrador CCP para que caliente el agua hasta 120° C con una presión mayor a 1.4 atmósferas absolutas. Se tiene especial atención en la reducción del costo neto de fabricación -sin la necesidad de sacrificar su rendimiento- así como en la elaboración de un diseño práctico y de fácil manufactura, que pueda disminuir su costo de fabricación, transporte e instalación y mantenimiento.

Para una caldera, por ejemplo, de 30 HP, a 100°C su capacidad nominal es de 469.47 kg/hr (0.13 kg/s de agua), con una capacidad de salida de 253.08 Mcal/hr (294.14 KW), y consume combustible como se muestra a continuación en la Tabla 1 (<http://www.powermaster.com.mx>, 2007)

Consumo aproximado de combustible			
Combustible	Capacidad calorífica	Cantidad	Unidades
Aceite Diesel	9250 kcal/l	31.45	l/hr
Gas natural	8200 kcal/m ³	35.89	m ³ /hr
Gas LP	6350 kcal/l	46.34	l/hr
Gas LP	11000 kcal/kg		

Tabla 1 Capacidad nominal de calderas, Calderas Powermaster, 2007 (<http://www.powermaster.com.mx>)

Se pueden comparar los costos de ambas tecnologías, pero el impacto más positivo al usar FRE es el ambiental. En este trabajo se presenta la opción de diseño de un colector que forma parte de un campo de colectores solares, como alternativa sustentable de sustitución de tecnologías convencionales.

Capítulo 2 Diseño del concentrador de canal parabólico

Los colectores solares de energía son un tipo especial de intercambiadores de calor que transforman la energía de la radiación solar en energía térmica que es transportada mediante un fluido de trabajo. En los concentradores solares, la energía proveniente del sol se concentra en un dispositivo receptor donde dicha energía se absorbe en la superficie y se transforma en calor por conducción. Este calor es removido por un fluido (normalmente el aire, agua, o aceite) que fluye a través del receptor. Dependiendo de la óptica utilizada para llevar a cabo la concentración de la energía solar, los colectores concentradores se pueden clasificar en concentradores de imagen o de no-imagen, dependiendo de si se forma una imagen bien definida del Sol en el receptor o no, respectivamente. Cabe mencionar que la energía solar colectada se puede almacenar como energía interna del fluido en un tanque de almacenamiento y que se puede utilizar posteriormente durante la noche o en días nublados.

La clasificación de colectores solares también puede realizarse en dos categorías: los que tienen sistema de concentración y los que carecen de éste. En un colector no concentrador con seguimiento aparente del Sol el área de abertura del colector es igual al área de recepción, mientras que en un colector concentrador con seguidor solar el área de abertura es más grande que el área de recepción. En los colectores concentradores se usan dispositivos que reflejan o refractan la luz hacia el área de receptor más pequeña, es decir, la energía solar se concentra teniendo una mayor densidad de flujo radiativo por unidad de área (Duffie and Beckman, 1991).

Los colectores concentradores tienen ciertas ventajas comparados con los colectores planos convencionales:

- Se obtienen mayores temperaturas en un colector concentrador para la misma superficie de colección. Esto significa que se puede lograr una mejor eficiencia termodinámica.
- La eficiencia térmica es mayor debido a que el área de pérdida de calor es pequeña comparada con el área de recepción.
- Es económicamente viable el tratamiento de superficies selectivas y la instalación de tubos de vacío para reducir pérdidas de calor.

Las desventajas son:

- Los sistemas de concentración prácticamente no colectan la radiación difusa y sólo aprovechan la radiación solar directa. Por lo tanto, no pueden funcionar en días nublados.

- Se requiere de un sistema de seguimiento del movimiento aparente del Sol, de forma que se intercepte la radiación directa y mejore su eficiencia.
- Las superficies reflectivas pueden perder su reflectancia con el tiempo, además requieren limpieza y mantenimiento periódicos.

Este tipo de sistemas de concentración pueden ser rotados para seguir al Sol de manera que intercepten la mayor cantidad de radiación directa posible. Pueden tener uno o dos ejes, y pueden estar orientados norte-sur o este-oeste (Duffie and Beckman, 1991). Hay diferencias significativas en la cantidad de radiación incidente, su dependencia del tiempo y la calidad de imagen obtenida por estos sistemas. Para los sistemas de baja concentración es posible ajustar su posición intermitentemente, ya sea semanal o mensualmente, dependiendo del diseño. La ventaja de los sistemas de orientación este-oeste es que generalmente se alinean cada semana sin que esto afecte en gran medida a su rendimiento, lo cual elimina la necesidad de acoplar un sistema electromecánico de seguimiento automático del sol.

2.1. Colector de canal parabólico (CCP)

Con este tipo de colectores se pueden obtener razones de concentración geométrica de hasta 216 para seguimiento de un eje y temperaturas de hasta 400°C. Recordemos que la concentración geométrica, o simplemente concentración, se refiere a la relación que existe entre el área de abertura del colector y el área de recepción. Los CCP son diseñados con estructuras ligeras y costo bajo, su aplicación más común es la producción de calor de proceso. Tienen una buena eficiencia y un alto rendimiento. Este tipo de colector se conforma mediante el doblado de lámina (comúnmente de material reflectivo) con un perfil parabólico. En la línea focal que se logra mediante el conformado de dicha lámina se coloca un tubo que consta de una superficie absorbidora que es típicamente una cubierta selectiva que tiene alta absorción para radiación solar, pero una baja emitancia para pérdidas térmicas por radiación. También es práctica común que dicho tubo esté confinado por un tubo de vidrio como envolvente, lo que permite reducir las pérdidas de calor por convección hacia los alrededores ya que el tubo de vidrio se encuentra evacuado. Cuando la apertura del canal parabólico está apuntada hacia el Sol, esto es, los rayos incidentes son paralelos al eje de la parábola, el reflector permite que estos sean dirigidos hacia el foco donde se localiza el tubo receptor (Kalogirou, 2004).

El colector puede ser orientado de dos formas: este-oeste, de tal modo que sigue al Sol de norte a sur o bien el otro modo de orientación es norte-sur donde el colector presenta la latitud del lugar y sigue al Sol de este a oeste. El primer modo de seguimiento requiere un menor ajuste durante el día y la abertura siempre está frente al Sol a mediodía pero el rendimiento del colector durante la mañana y la tarde es ve reducido significativamente debido a los ángulos de incidencia pronunciados. El segundo modo de seguimiento tiene su mayor pérdida al medio día solar. En el periodo de un año, un campo de colectores orientado de norte-sur colecta más energía que un campo orientado este-oeste. Sin embargo, el sistema norte-sur colecta mucha energía en el verano y muy poca en el invierno (Debido a la duración del día REF), contrario a lo que sucede con un sistema de este-oeste. Además, la orientación norte-sur requiere de sistemas de seguimiento continuo lo que resulta en sistemas más complicados que los empleados en los sistemas orientados este-oeste.

En la mayoría de los campos de CCP son construidos con varios módulos conectados en serie (filas de CPC) y en paralelo (columnas de CPC) y son soportados por pedestales. Es la tecnología más madura para generar calor a temperaturas que superan los 200°C, ya sea para generación de electricidad o para aplicaciones de calor de proceso (Duffie and Beckman, 1991).

Como se mencionó, es común que se coloque un tubo de vidrio alrededor del receptor para reducir las pérdidas convectivas de calor, reduciendo así el coeficiente de pérdidas de calor ya que el espacio entre el tubo de vidrio y el tubo receptor está evacuado. La desventaja es que dicha cubierta funciona como filtro de la luz reflejada desde el concentrador, lo que añade una pérdida por transmitancia de alrededor de 5 a 10%, a pesar de que el vidrio esté limpio. La envoltura de vidrio a veces tiene una capa antirreflexiva para mejorar la transmitancia. Cabe señalar que para poder disminuir los costos y hacerlos competitivos ante otras tecnologías, los CCP deben tener una buena relación de rigidez y peso, así como una adecuada disponibilidad termodinámica respecto a su aplicación, de tal forma que sea fácilmente manufacturable y cuente con una vida útil lo suficientemente larga para su amortización (Bakos, 2000).

Por otro lado, se tiene el sistema de seguimiento para el movimiento aparente del Sol. Un mecanismo de seguimiento debe ser confiable y capaz de seguir al Sol con cierto grado de exactitud, regresar al colector a su posición original al fin del día o durante la noche y también de seguirlo en periodos de nubosidad intermitente. Estos mecanismos también deben de servir para protección de los colectores, por ejemplo, pueden girar el colector fuera de foco para protegerlo de condiciones peligrosas de trabajo o ambiente como ráfagas de viento, sobrecalentamiento y falla del mecanismo del flujo de fluido térmico. La exactitud requerida del mecanismo de seguimiento depende del ángulo de aceptación del colector. Estos mecanismos de seguimiento pueden ser puramente mecánicos o eléctricos y electrónicos (Bakos, 2005).

2.2. Parámetros de diseño del colector de canal parabólico

En este trabajo se diseñó un CCP con la idea de construir un dispositivo modular que pueda generar vapor con temperaturas de hasta 120°C y una presión de 1.4 atmósferas absolutas, presente un costo de inversión bajo y que su fabricación, operación y mantenimiento sean fáciles de llevar a cabo. El colector se construyó sin complicados procesos de manufactura, de forma tal que se asegura que se puede duplicar fácilmente. Se eligió el aluminio como material de construcción pues es ligero y resistente a las condiciones climáticas. Se debe mencionar que para construir la superficie parabólica se escogió una lámina reflejante de aluminio anodizado, de la marca Alanod, con dimensiones 1.22 x 2.44 m y una reflectividad cercana a 95%.

Además del tamaño de la lámina comercial de aluminio, se decidió utilizar como parámetro de diseño un ángulo de borde (ϕ) de 90°. Este ángulo corresponde al ángulo medido desde el borde del colector hasta la línea que forma el eje de la parábola. Se ha demostrado que con el ángulo de 90°, se minimiza la distancia media entre el foco y el reflector y entonces la desviación de la radiación directa, de tal forma que los errores de

inclinación y seguimiento son menos pronunciados (Duffie and Beckman, 1991). Además, ya que en este caso los bordes del colector y la línea focal quedan en el mismo plano, el ángulo de borde seleccionado permite colocar un vidrio plano que cubre al colector y reduce las pérdidas de calor por convección hacia los alrededores y al mismo tiempo proteger la superficie reflectiva del polvo, la lluvia y del granizo.

Con base en el ángulo de borde requerido por diseño (90°) y las dimensiones de la lámina reflejante 1.22×2.44 m, se fijó el valor de la distancia focal (f) en 0.25 m. Cabe mencionar que con base en estos dos parámetros geométricos quedan definidos los demás parámetros ópticos como se muestra posteriormente.

Para obtener el perfil parabólico del CCP, se utilizaron costillas transversales formadas por dos láminas encontradas y unidas por rieles como se muestra en la Figura 2.1. Dichas costillas fueron cortadas con la forma de la sección de la parábola y buscan dar rigidez a la estructura al colector. En total, el CCP cuenta con seis costillas, de las cuales dos están en los extremos laterales donde son colocadas las tapas para conformar lo que puede ser visto como una caja sin tapa. Para unir los bordes de la lámina reflectiva que descansa sobre dichas costillas a la carcasa del colector se usaron rieles de aluminio. Estos rieles sirven de soporte para un marco, también de aluminio, que soporta un vidrio de 4 mm de espesor, cuya principal función es disminuir las pérdidas convectivas del sistema. El resto de la lámina de aluminio utilizada en el colector es comercial de fácil adquisición y bajo costo. En la Figura 2.2 se muestra una vista del CCP una vez construido.

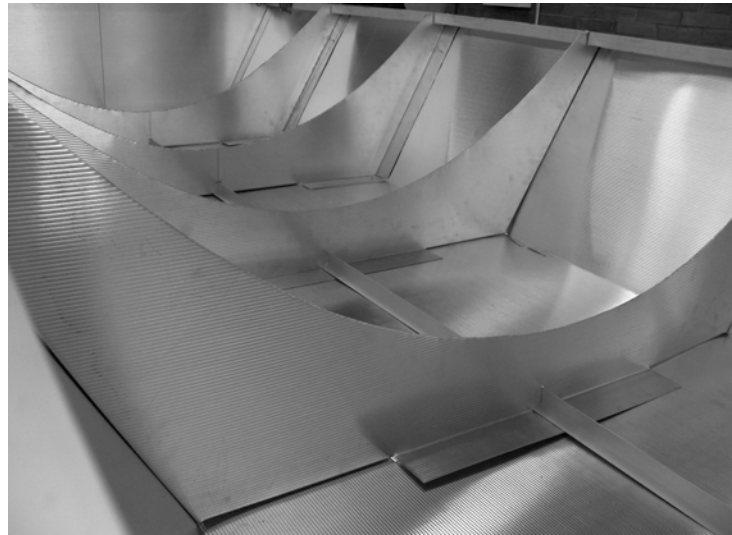


Figura 2.1. Vista interior del concentrador de canal parabólico. Se muestran las costillas transversales con el corte de perfil parabólico.



Figura 2.2. El colector concentrador de canal parabólico.

Para determinar el tamaño del receptor es necesario considerar el ángulo que sustenta el disco solar visto desde la Tierra y establecer cómo se lleva a cabo la reflexión de la luz por la lámina reflectiva. De tal suerte que se establece la manera en la que incide la radiación solar concentrada en la región focal. Esto se lleva a cabo mediante la técnica de trazado de rayos que se explica a continuación.

2.3. Trazado de rayos

El trazado de rayos es el proceso gráfico para seguir la trayectoria de un gran número de rayos de radiación incidente en el sistema óptico de concentración y determinar su distribución en la superficie que los intercepta. Para un colector concentrador, el trazado de rayos inicia con el ensamble de rayos de radiación incidente en la apertura y determina la distribución e intensidad de aquellos rayos en el receptor.

El trazado de rayos se realiza mediante vectores. Para una superficie reflejante, se determinan la dirección y sentido, así como el punto de intersección de un rayo incidente con la superficie reflejante. La normal a la superficie se determina con base en la forma de la superficie reflejante y con base en la ley de reflexión donde el ángulo de reflexión es igual al ángulo de incidencia, se establece la dirección de los rayos reflejados. Dado el tamaño finito del Sol y el ángulo que sustenta visto desde la Tierra es necesario considerar que los rayos solares se encuentran en un cono de 16 minutos de arco, es decir que en lugar de tener sólo puntos que describen un línea focal se tiene un región espacial donde llegan los rayos solares una vez concentrados (Riveros, 1986).

Con base en el tamaño de la lámina reflejante y el ángulo de borde, y mediante el dibujo asistido por computadora (CAD), se llevó a cabo la determinación del ancho de la abertura (W_a) del CCP, así como del área de abertura (A_a), esta última es el área donde incide la radiación solar directa (G_b) del colector. Así, al considerar los 16' que sustentan los rayos solares se determinó el tamaño mínimo del receptor cilíndrico. Para llevar a cabo esto se ubicaron 21 puntos representativos a lo largo de la superficie de la parábola (Figura 2.3) considerando tres rayos reflejados, uno de estos es el rayo central que se dirige al foco de la parábola y los dos restantes con un ángulo desviado $\pm\delta$ con respecto al rayo central debido al

tamaño del Sol (Kalogirou, 2004). El cono de radiación reflejada desde cualquier punto pasa a través del plano focal y forma una elipse con el eje mayor A_{maj} (Kamal-Eldin, 1973).

Si bien la forma óptima del receptor resulta elíptica, se considera un receptor tubular de sección transversal circular. El tamaño se determina de forma que el receptor intercepte la mayor cantidad de rayos reflejados desde todos los puntos de la parábola, es decir, el diámetro del receptor cilíndrico debe ser más grande que la máxima desviación de los rayos reflejados. Para estos receptores, el radio mínimo está dado por el rayo reflejado desde el borde, porque es el que recorre la mayor distancia D hacia el foco f (Duffie and Beckman, 1991):

$$R_{min} = D \sin \delta = \left(\frac{x_o^2}{4f} + f \right) \sin \delta \quad (1)$$

donde x_o es la mitad del ancho de la abertura (W_a), f es la distancia focal y δ el ángulo de dispersión. En la Figura 2.3 se muestra la dispersión angular δ y sus tres posibles razones.

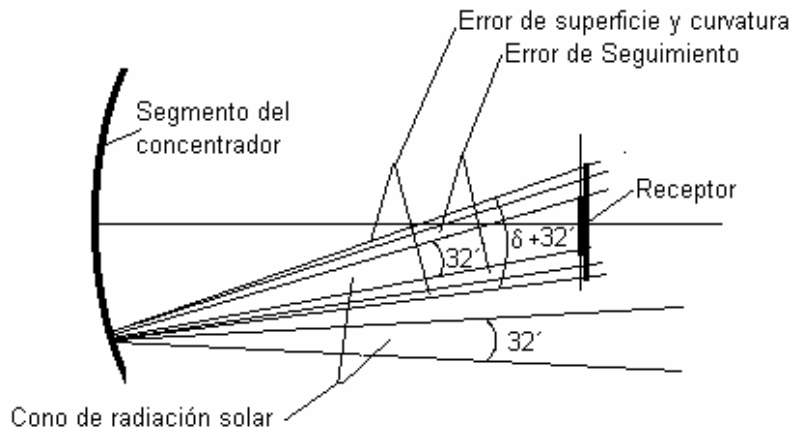


Figura 2.3. Factores que afectan el diámetro del receptor.

Una ecuación equivalente a la ecuación (1) es:

$$R_{min} = \frac{2f \sin \delta}{(1 + \cos \phi)} \quad (2)$$

donde ϕ es el ángulo de borde.

La ecuación (2) indica que para una distancia focal fija si el ángulo de borde ϕ se incrementa también lo hace R_{min} . Así, el óptimo se logra al incrementar la longitud de x_o (que es la mitad del ancho de la abertura (W_a) y sólo se considera ésta por simetría) y minimizar el diámetro del receptor, lo que implica maximizar la razón de concentración.

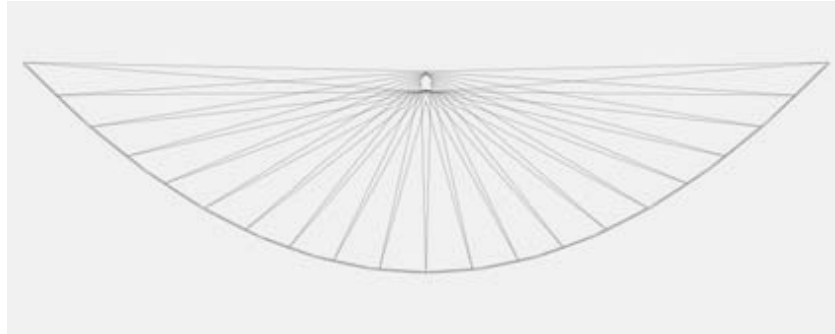


Figura 2.4. Diagrama de trazado de rayos y diámetro mínimo requerido de tubería

Con base en las dimensiones y la geometría de la parábola, el diámetro teórico del receptor del CCP es (Duffie&Beckman, 1991):

$$D = \frac{W_a \sin 0.267}{\sin \phi_r} = \frac{1.05 \sin 0.267}{\sin 90^\circ} = 0.005 m \quad (3)$$

donde 0.267° es la mitad del ángulo que sustenta el disco solar visto desde la Tierra.

Por otro lado, una vez calculado el diámetro del receptor la concentración geométrica máxima está dada por

$$C_{\max} = \frac{A_a}{A_r} = \frac{W_a L}{2\pi r L} = \frac{W_a}{\pi D} = \frac{1.08 m}{\pi(0.005 m)} = 68.75 \quad (4)$$

donde A_a es el área de aceptación del CCP y A_r es el área del receptor.

Los errores asociados con la superficie de la CCP son clasificados como aleatorios y no aleatorios. Los errores aleatorios son definidos como aquellos cuya naturaleza es completamente aleatoria y se pueden representar mediante una distribución de probabilidad normal. Los errores no aleatorios son consecuencia de la manufactura y ensamble, y la operación del colector (Kalogirou, 2004). En el siguiente capítulo se habla con más detalle sobre este tipo de errores.

Los errores aleatorios son modelados estadísticamente mediante la desviación estándar de la distribución de la energía total reflejada y se pueden estimar mediante (Kalogirou, 2004):

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{\text{sun}}^2 + 4\sigma_{\text{sem}}^2 + \sigma_{\text{mirror}}^2} \quad (5)$$

donde σ_{sun} , es la desviación del ángulo del cono solar, σ_{sem} es el error por ajuste de seguimiento y σ_{mirror} errores de superficie.

Para el caso en particular del concentrador parabólico que se construyó, se considera $\sigma_{\text{sun}}=0.004\text{rad}$ para condiciones de cielo claro, $\sigma_{\text{sem}}=0.009\text{rad}$ como el error por ajuste semanal (ya que se pretende realizar ajustes semanales únicamente para el concentrador con orientación este-oeste) y $\sigma_{\text{mirror}}=0.008\text{rad}$ como error de superficie parabólica debido a la distorsión en la pendiente de la curva parabólica por carga de viento y errores de superficie:

$$\sigma = \sqrt{(0.004\text{rad})^2 + 4(0.009\text{rad})^2 + (0.008\text{rad})^2} = 2.0 \times 10^{-2} \text{rad} \quad (6)$$

El valor del diámetro del receptor considerando los errores ópticos del CCP está dado por:

$$D = \frac{W_a \sin(0.267 + \delta/2)}{\sin \phi_r} = \frac{1.05 \sin(0.267^\circ + 1.15^\circ/2)}{\sin 90^\circ} = 0.015 \text{m} \quad (7)$$

donde se considera que

$$\frac{180}{\pi} \sigma \cong \delta \quad (8)$$

Es decir, al considerar una desviación de 1.15° de los rayos que inciden en el receptor respecto a un concentrador ideal, el diámetro del receptor es de 15.0 mm en lugar de 5.0 mm. El resultado obtenido mediante un software de CAD, corresponde a un diámetro de receptor de $2/3$ de pulgada (16.9 mm) que concuerda con el obtenido analíticamente. En la Tabla 6 del capítulo 3, se muestra el valor de concentración teórico y en la Tabla 7 del mismo capítulo, se encuentra el valor de concentración para el colector del que se hace referencia en este trabajo.

2.4. Diseño CAD y análisis FEM

El colector concentrador de canal parabólico (CCP) fue diseñado con la asistencia del software Pro/Engineer. En la Figura 2.5 se muestra el modelo CAD (Diseño asistido por computadora, por sus siglas en inglés) del CCP.

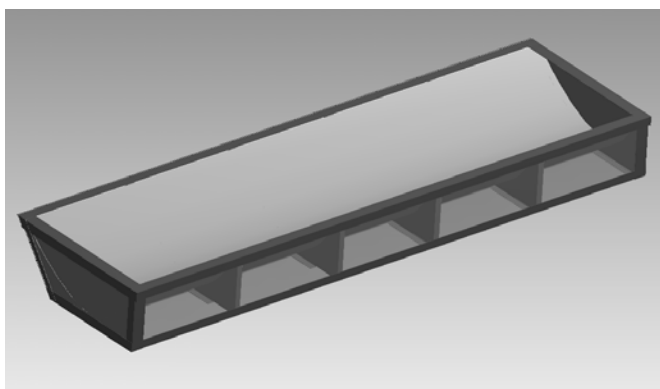


Figura 2.5. Modelo CAD del colector concentrador parabólico

Al considerar el tamaño de la lámina comercial de 1.22 x 144m y una altura de foco de 0.25 m y la asistencia del cálculo numérico en CAD se determinaron los parámetros geométricos del concentrador y se corroboraron con los obtenidos con base en el desarrollo analítico presentado en la sección anterior.

Con la asistencia del CAD se construyó un modelo computacional del CCP para realizar los planos de construcción, así como evaluar su comportamiento mecánico por carga de viento.

2.4.1. Prueba analítica de túnel de viento (Modelo teórico)

La norma técnica complementaria para diseño por carga de viento indica que toda estructura que sea sometida al efecto de las fuerzas del viento debe ser analizada de forma tal que su diseño ofrezca las condiciones de seguridad en función de las características de la misma estructura. Según esta norma, la estructura del concentrador se ubica en el Tipo 2 (Normas técnicas complementarias para diseño por viento, 2004, NTCDV).

En el diseño de la estructura sometida a la acción de viento se tomaron en cuenta los siguientes efectos:

- a) Empujes y succiones estáticos;
- b) Fuerzas dinámicas paralelas y transversales al flujo principal, causadas por turbulencia;
- c) Vibraciones transversales al flujo causadas por vórtices alternantes; y
- d) Inestabilidad aeroelástica.

Cabe señalar que la prueba de túnel de viento se refiere al estudio que se realiza en construcciones de forma geométrica poco usual y con características que las hagan particularmente sensibles a los efectos de viento. Si existen resultados de pruebas a construcciones similares, pueden tomarse como base para análisis posteriores, según menciona la norma.

Los efectos estáticos del viento sobre una estructura o componente de la misma se determinan con base en la velocidad del viento cuando la estructura está estática. Dicha velocidad de diseño se obtendrá de acuerdo con la ecuación siguiente (NTCDV, 2004):

$$V_D = F_{TR} F_\alpha V_R \quad (9)$$

donde V_R es la velocidad del viento de referencia o medida en el lugar del emplazamiento, F_{TR} es factor que toma en cuenta las condiciones locales relativas a la topografía y a la rugosidad del terreno en los alrededores del sitio de desplante; para valles cerrados con una rugosidad de terreno tipo R2, su valor es de 0.9, F_α es el factor que toma en cuenta la variación de la velocidad con la altura, este factor establece la variación de la velocidad del viento con la altura del terreno z . En nuestro caso $F_\alpha = 1.0$ ya que $z < 10$ m.

La presión que ejerce el flujo del viento sobre una construcción determinada, p_z , en Pa (kg/m^2), se obtiene tomando en cuenta su forma y está dada de manera general por la expresión (NTCDV, 2004):

$$P_z = 0.47 C_p V_D^2 \quad (10)$$

donde C_p es el coeficiente local de presión, que depende de la forma de la estructura, V_D es la velocidad de diseño a la altura z .

En la tabla 1 se muestran los parámetros para la evaluación del concentrador mediante la prueba de túnel de viento. Estos valores fueron tomados de la Tabla 3.4 de las normas técnicas complementarias para diseño por viento (NTCDV, 2004):

F_α	1
V_R	36 m/s
F_{TR}	0.9
C_{pb}	0.8
C_{ps}	-0.4
C_{pl}	-0.8
C_{pp}	-0.8

Tabla 2 Parámetros utilizados para la modelación de carga de viento del CCP

Con base en los parámetros definidos en la Tabla 2, podemos calcular la velocidad de diseño para el cálculo de la presión:

$$V_D = 1 \times 0.9 \times 36 = 32.4 \text{ m/s},$$

y análogamente, para la presión:

$$P_{db} = 0.47 \times 0.8 \times (36)^2 = 487.296 \text{ Pa} \quad P_{db} \text{ es la presión de diseño barlovento}$$

$$P_{ds} = 0.47 \times (-0.4) \times (36)^2 = 243.648 \text{ Pa} \quad P_{ds} \text{ es la presión de diseño sotavento}$$

$$P_{dl} = 0.47 \times (-0.8) \times (36)^2 = -487.296 Pa \quad P_{dl} \text{ es la presión de diseño lateral}$$

$$P_{dp} = 0.47 \times (-0.8) \times (36)^2 = -487.296 Pa \quad P_{dp} \text{ es la presión de diseño techo plano}$$

donde: C_{pb} es el coeficiente para pared de barlovento, C_{ps} es el coeficiente para pared de sotavento C_{pl} es el coeficiente para paredes laterales, C_{pp} es el coeficiente para techo plano.

Estas presiones, calculadas con base en los coeficientes definidos por la norma, definen las presiones que actuarán sobre las diferentes superficies del colector. Esta prueba se realiza con la finalidad de determinar la resistencia estructural del diseño y de esta forma definir las posibles mejoras estructurales.

2.4.2. Prueba de túnel de viento mediante CFD

La prueba de túnel de viento (CFD) se dividió en dos partes: en la primera, el aire corre de norte a sur a 32.4 m/s (116.6 km/h, bajo las mismas condiciones que en la norma) y se espera obtener la distribución de presiones a lo largo del colector en diferentes zonas:

1. Barlovento es la zona frontal donde el aire impacta a la estructura
2. Sotavento es la zona posterior
3. Dos superficies laterales
4. Una superficie superior y una inferior

En la segunda prueba, el aire corre de este a oeste a la misma velocidad.

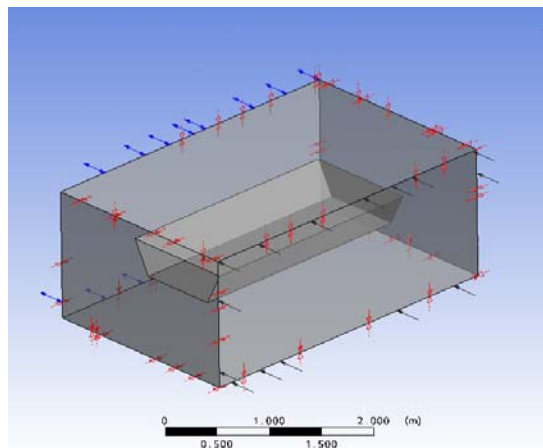


Figura 2.6. Condiciones de frontera para análisis CFD en el programa ANSYS CFX.

En la Figura 2.6 se muestran las condiciones de frontera para el análisis en CFX, que definen la física del problema. Se simulan dos casos principalmente: cuando el viento corre de norte a sur y cuando corre de este a oeste. Entonces el viento impactará de frente a la superficie de referencia, dependiendo de la orientación del CCP y dirección del viento. Se supone un caso simétrico, es decir, la distribución de esfuerzos a lo largo de la estructura, será la misma cuando el viento impacte de norte a sur que cuando lo haga en sentido contrario; análogo sería el caso cuando la orientación es este-oeste. Entonces, se tiene una entrada de viento, a una velocidad predeterminada y se pretende obtener la presión que

ejerce una ráfaga sostenida de viento sobre todas las superficies de las que comprende el CCP.

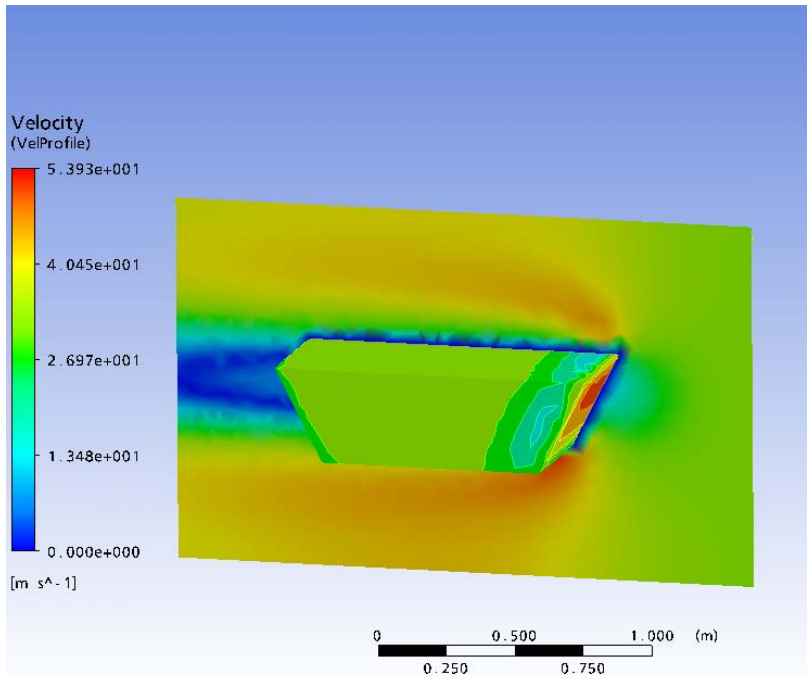


Figura 2.7. Perfil de velocidad y presiones ejercidas en las superficies del concentrador solar. Calculado en ANSYS CFX en el plano transversal cuando el aire corre de norte a sur.

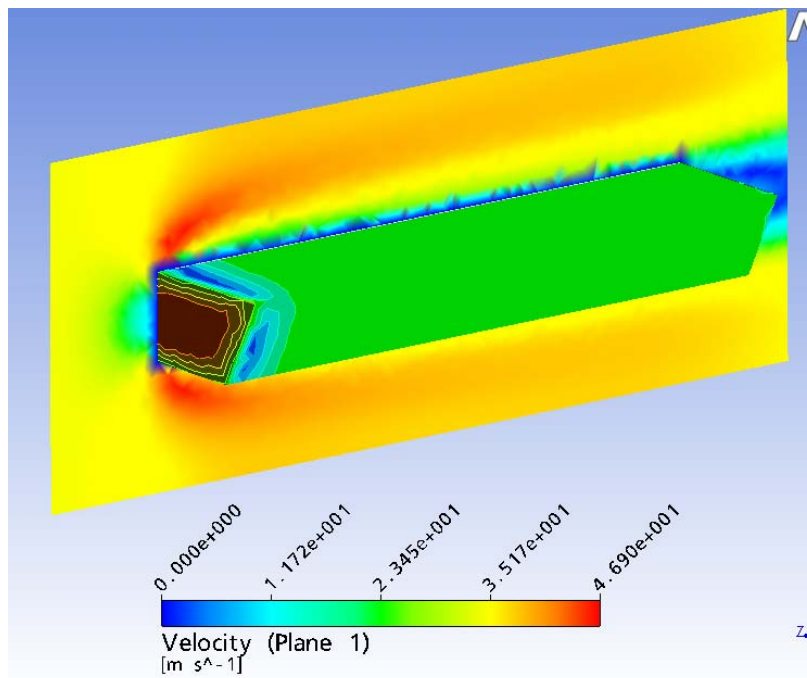


Figura 2.8. Perfil de velocidad y presiones ejercidas en las superficies del concentrador solar. Calculado en ANSYS CFX en el plano transversal cuando el aire corre de este a oeste.

En la Figura 2.7, se muestra el perfil de velocidad de una ráfaga del viento Norte-Sur y la manera en la que impacta a la estructura del CCP. Se muestra que según lo esperado, la

presión máxima se encuentra en la superficie más próxima a la región de entrada del fluido. En este caso, el viento entra por una superficie imaginaria situada a la derecha de la figura 2.7, la velocidad del viento se reduce al impactar con el colector (Distribución de fuerzas en el plano), causando presión sobre las superficies (Contornos de color sobre la estructura del CCP).

En la Figura 2.8, se muestra el mismo estudio, pero ahora considerando que el aire corre en dirección Este-Oeste. Mediante la simulación anteriormente descrita, se obtuvieron los siguientes promedios de presión (CFD):

POSICIÓN	Prueba 1 [Pa]	Prueba 2 [Pa]
Barlovento	627.8	-221.5
Lateral Izquierda	-150.1	-172.1
Techo	-171.5	-234.6
Sotavento	-186.3	-220.3
Lateral derecha	-150.6	614.9
Piso	-177.5	-425.5

Tabla 3 Parámetros de diseño encontrados en la simulación de CFX.

Por otro lado, también se llevó a cabo el análisis de elemento finito mediante el programa ANSYS CFX de CAE (Computer-Aided Engineering) en conjunción con geometría 3D sólida dibujada en CAD para simular el comportamiento mecánico bajo condiciones de carga. Cada escenario representa una condición de carga, para el caso en estudio se divide en carga Norte-Sur y carga Este-Oeste. Los resultados de la simulación suministran datos sobre la actuación del cuerpo del CCP y cómo puede ser mejorado el diseño.

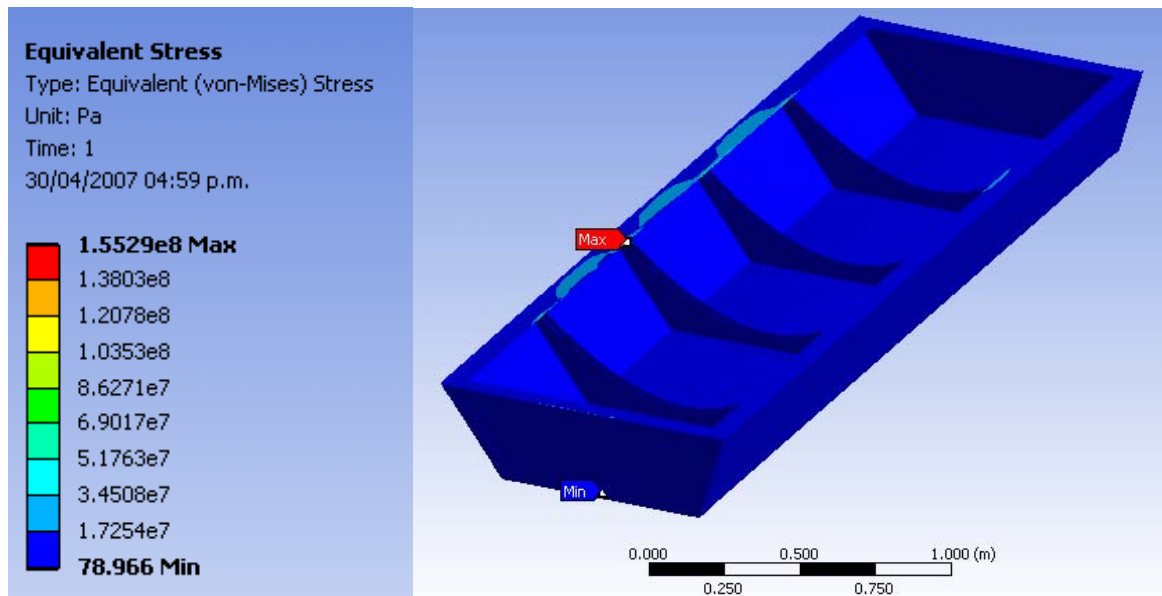


Figura 2.9. Análisis de esfuerzos y deformaciones calculados en ANSYS Workbench con las presiones generadas por las pruebas de túnel de viento en CFX.

Como se indicó, los resultados obtenidos en la simulación de túnel de viento mediante CFX, arrojaron valores de presión sobre las superficies de la estructura. Dichos resultados se acoplaron como datos de entrada del análisis estructural en ANSYS, como condición de frontera. Se supone que el colector está fijo en su parte inferior. Así, la simulación estática

estructural se realizó con base en las presiones obtenidas en CFX. Los resultados se listan en la siguiente tabla:

Variable	Valor
Esfuerzo equivalente de Von Mises	155.29 MPa
Estricción elástica equivalente	3.329e-002 mm/mm
Deformación total	254.12 mm

Tabla 4 Parámetros de diseño encontrados en la simulación de CFX.

Structural	
Módulo de Young	71000 MPa
Radio de Poisson	0.33
Densidad	2.77e-006 kg/mm ³
Expansión térmica	2.3e-005 1/°C
Esfuerzo de cedencia a tensión	280. MPa
Esfuerzo de cedencia a compresión	280. MPa
Esfuerzo de cedencia último a tensión	310. MPa
Esfuerzo de cedencia último a compresión	0. MPa

Tabla 5 Datos del material: aluminio.

De los resultados de la simulación en ANSYS podemos concluir que el valor de esfuerzo permitido por el material en el límite elástico es 280 MPa; el valor de esfuerzo máximo encontrado en la estructura es 155.29 MPa, lo que representa un factor de seguridad superior a 1.8. Es decir, la estructura no sufrirá deformaciones permanentes pues no rebasa el límite elástico permitido por el material (aluminio). La deformación es muy grande, más de 20 cm. Esto debe ser mejorado ya que el CCP requiere una estructura más rígida en las zonas donde se encuentra dicha deformación. Cabe señalar que los resultados muestran que es necesario mejorar el diseño de la estructura y dicha mejora de diseño no debe estar basada en el aumento de espesor del material, sino en la mejora de los parámetros de diseño del CCP.

En el siguiente capítulo se lleva acabo la modelación matemática del CCP donde se estudian sus parámetros ópticos, cuál es su comportamiento térmico y su desempeño termodinámico.

Capítulo 3 Análisis Teórico del CCP

En este capítulo se muestra la modelación matemática involucrada en el cálculo de las variables que determinan el desempeño del Colector Cilíndrico Parabólico (CCP). Se estudia la configuración y comportamiento óptico del colector, cuyo principal indicador es la eficiencia óptica. También se estudia el comportamiento térmico, que determina la eficiencia total del sistema.

3.1. Análisis Óptico Teórico

Las características ópticas del CCP están definidas por la geometría del diseño. Definen el comportamiento del sistema cuando recibe energía (área de apertura) y cómo la transmite hacia el receptor. Uno de los parámetros más representativos de este análisis es la concentración que puede alcanzar el sistema. La razón de concentración (C) está definida como la razón del área de apertura A_a entre el área del receptor A_r según la ecuación (4).

Los concentradores parabólicos han sido propuestos y usados para aplicaciones que requieren razones de concentración intermedias y temperaturas en el rango de 100 a 400°C. El receptor usado con este tipo de concentrador es cilíndrico y encerrado en una cubierta tubular evacuada; los receptores planos también han sido usados con reflectores de este tipo.

Para colectores de este tipo se toma en cuenta la radiación absorbida por unidad de área de la apertura no sombreada (dada por S). Para evaluar esta S , es necesario saber las características de las imágenes producidas por los reflectores. Las imágenes teóricas como aquellas producidas por concentradores perfectos que están perfectamente alineados dependen de la geometría del concentrador. La ecuación de la parábola en términos del sistema de coordenadas cartesianas es:

$$y^2 = 4fx \quad (11)$$

donde f es la longitud focal es decir la distancia desde el punto focal hacia el vértice.

El ángulo ϕ_r es el ángulo de borde (Duffie and Beckman, 1991) está dado por:

$$\phi_r = \tan^{-1} \left[\frac{8(f/a)}{16(f/a)^2 - 1} \right] \quad (12)$$

Para cualquier punto del reflector parabólico el radio local de espejo es:

$$r = \frac{2f}{1 + \cos \phi} \quad (13)$$

La radiación incidente directa es un cono con un ancho angular de 0.53° . Para propósitos prácticos se supone que el concentrador es simétrico y que la radiación directa es normal a la apertura. Entonces la radiación directa es incidente en el concentrador en una dirección paralela al plano central de la parábola (el plano x-z descrito por el eje y el foco de la parábola). El ancho de la imagen solar en el plano focal se incrementa con el incremento del ángulo de borde.

El área de recepción teórica es igual al área geométrica del receptor; en este caso cilíndrico, es:

$$A_r = 2\pi r l \quad (14)$$

De la ecuación 7, se toma el valor del diámetro teórico:

$$A_r = 2\pi(0.015m)(2.44m) = 0.229m^2$$

En la Tabla 6 se reportan los valores teóricos involucrados en el CCP.

	Símbología	Valor	Unidades
Área de Apertura	A_a	2.56	m^2
Abertura	W_a	1.0497	m
Longitud	L	2.44	m
Altura Focal	f	0.250	m
Altura de la Parábola	h_p	0.275	m
Irradiancia Promedio	I	800	W/m^2
Diámetro del tubo (teo)	D	0.0024	m
Área de recepción (teo)	A_r	0.229	m^2
Concentración (teo)	C	11.17	-

Tabla 6 Parámetros geométricos del CCP (*Valores teóricos)

Cabe señalar que para la construcción del CCP se consideraron valores de elementos disponibles comercialmente es decir el diámetro del tubo corresponde a un calibre comercial de 1 in . Así, en el colector construido se colocó un tubo de 1.25 pulgadas (0.03175 m). Haciendo las conversiones necesarias, resulta en un área de recepción de 0.2433 m^2 , por lo que la concentración del CCP es:

$$C = \frac{2.56m^2}{0.2433m^2} = 10.52$$

La eficiencia óptica está definida como la razón de la energía absorbida por el receptor con respecto a la energía incidente en la apertura del colector. La eficiencia óptica depende de las propiedades ópticas de los materiales involucrados, la geometría del colector y las

imperfecciones resultantes de la construcción del colector. La eficiencia óptica se definirá para este caso como (Duffie and Beckman, 1991):

$$\eta_o = \rho\tau\alpha\gamma[1 - A_f \tan\theta]\cos\theta \quad (15)$$

donde η_o es Eficiencia Óptica, γ el Factor de intercepción del colector, ρ la Reflectancia de la superficie parabólica, α es absorptancia del tubo receptor, τ es Transmitancia de la envolvente (en este caso vidrio), A_f es el Factor de forma del colector, que depende de la geometría y θ es el Ángulo de incidencia.

Para calcular la eficiencia óptica debemos definir dos parámetros importantes: el factor de intercepción γ y el factor de forma A_f . El primero describe la cantidad de energía que es interceptada por el colector mientras que el segundo es una medida de la reducción efectiva del área de apertura debido a efectos anormales en la incidencia.

Para determinar de manera analítica el factor de intercepción γ , consideramos la ecuación dada por (Güven y Bannerot, 1983):

$$\gamma = \frac{1 - \cos(\phi_r)}{2 \sin(\phi_r)} \times \int_0^{\phi_r} \left(\frac{\operatorname{erf}\left(\frac{\sin(\phi_r)(1 + \cos(\phi))(1 - 2 \times d \sin(\phi)) - \pi\beta(1 + \cos(\phi_r))}{\sqrt{2\pi\sigma}(1 + \cos(\phi))}\right)}{-\operatorname{erf}\left(-\frac{\sin(\phi_r)(1 + \cos(\phi))(1 + 2 \times d \sin(\phi)) + \pi\beta(1 + \cos(\phi_r))}{\sqrt{2\pi\sigma}(1 + \cos(\phi))}\right)} \right) \frac{1}{1 + \cos(\phi)} d\phi \quad (16)$$

donde erf es la función de error.

El valor del factor de intercepción depende del tamaño del receptor, los errores de superficie parabólica y la dispersión de radiación solar. Los errores relacionados con la superficie son *aleatorios* (que pueden ser representados por distribuciones normales de probabilidad) y *no aleatorios* (Relacionados con la construcción y operación del colector). Los errores aleatorios se identifican por cambios aparentes en el tamaño del sol, errores de dispersión causados por errores aleatorios de inclinación (Por ejemplo, distorsión de la parábola debido a cargas de viento) y efectos de dispersión asociados con superficies reflectivas. Los errores no aleatorios pueden ser identificados en forma de imperfecciones del perfil del reflector, errores por desalineación y errores de ubicación del receptor. Los errores aleatorios son modelados estadísticamente, determinando la desviación estándar de la distribución de energía reflejada total, en una incidencia normal y es dada por la ecuación (5).

Los errores no aleatorios son determinados por el valor del error de ángulo debido a la falta de alineación β (por ejemplo, el ángulo entre el rayo reflejado desde el centro del Sol y la normal del plano de apertura del reflector) y el desplazamiento del receptor desde el foco de la parábola (d_t). La mala ubicación del perfil del reflector y del receptor a lo largo del eje Y

provocan errores que esencialmente tienen el mismo efecto en un parámetro que es usado para contabilizar las dos.

De acuerdo con Guven H.M., para un colector fabricado cuidadosamente, $\sigma_{\text{mirror}}=0.002$ rad y $\sigma_{\text{slope}}=0.004$ rad y el ángulo del cono solar $\sigma_{\text{sun}}=0.004$ rad. Para nuestro caso consideraremos $\sigma_{\text{mirror}}=0.004$ rad, $\sigma_{\text{slope}}=0.009$ rad y $\sigma_{\text{sun}}=0.004$ rad (Condición de cielo claro y despejado), entonces $\sigma=0.02$ rad. Cabe señalar que el término σ_{slope} se ha considerado el término por ajuste semanal que es el error por ajuste semanal ya que se pretende realizar ajustes semanales únicamente para el concentrador con orientación este-oeste.

Por lo anterior, los parámetros para el cálculo del factor de intercepción γ son:

$$\begin{aligned}\phi_r &= 90^\circ = \frac{90\pi}{180} = 1.57080 \\ d^* &= \frac{d_r}{D} = \frac{0.01}{0.03175} = 0.314961 \\ C &= 10.524 \\ \beta^* &= \left(\frac{\pi}{180}\right)(10.524) = 0.183678 \\ \sigma^* &= (2 \times 10^{-2})(10.524) = 0.21048\end{aligned}$$

donde d^* es el parámetro de error no aleatorio universal debido a la mala ubicación del receptor y errores de perfil del reflector ($d^*=d_r/D$), β^* es el parámetro de error no aleatorio universal debido a errores angulares ($\beta^*=\beta C$), σ^* es el parámetro de error aleatorio universal ($\sigma^*=\sigma C$), C es la concentración (A_a/A_r), D es el diámetro externo del tubo d_t es el desplazamiento del receptor desde el foco y β es el error de alineación angular. De esta manera el factor de intercepción γ es entonces:

$$\begin{aligned}\gamma &= \frac{1 - \cos(1.57080)}{2 \sin(1.57080)} \times \\ &\int_0^{1.57080} \left(\frac{\operatorname{erf}\left(\frac{\sin(1.57080)(1+\cos(\phi))(1-2 \times 0.314961 \sin(\phi)) - \pi 0.238936(1+\cos(1.57080))}{\sqrt{2\pi} 0.2738(1+\cos(1.57080))}\right)}{-\operatorname{erf}\left(\frac{\sin(1.57080)(1+\cos(\phi))(1+2 \times 0.314961 \sin(\phi)) + \pi 0.238936(1+\cos(1.57080))}{\sqrt{2\pi} 0.2738(1+\cos(1.57080))}\right)} \right) \frac{d\phi}{(1 + \cos(\phi))} \\ \gamma &= 0.695\end{aligned}$$

El factor de forma A_f es una medida de la reducción efectiva del área de apertura debido a efectos anormales en la incidencia. Para un PTC su valor puede ser obtenido de la siguiente relación:

$$A_f = \frac{2}{3} W_a h_p + f W_a \left[1 + \frac{W_a^2}{48 f^2} \right] \quad (17)$$

donde W_a es la Apertura del colector (m), h_p es la Altura de la parábola (m) y f es la distancia focal (m). Así, al sustituir valores estimamos que,

$$A_f = \frac{2}{3}(1.04972)(0.27548) + (0.250)(1.04972) \left[1 + \frac{(1.04972)^2}{48(0.250)} \right] = 0.551606.$$

La reflectancia del aluminio anodizado que se utilizó como material reflectivo es de 0.92 (dato de proveedor en www.alanod.com), la absorptancia del receptor es de 0.9 (utilizando una pintura especial, no selectiva, caracterizada con emisividad de 0.92) y la transmitancia de la cubierta de 0.88 (para vidrio con bajo contenido de metales). En la Tabla 7 se muestra el valor de la eficiencia para dos días del año así como los parámetros de cálculo.

Parámetro	Símbolo	31 de marzo	7 de abril
Día	d	89	91
Ángulo de declinación	δ	3.0	6.0
Ángulo horario	h	91.0	92.0
Ángulo de incidencia	θ	86.8	83.57
Factor geométrico	A_f	0.55	0.55
Concentración	C	10.52	10.52
Emisividad vidrio	ϵ_v	0.88	0.88
Emisividad de absorbedor	ϵ	0.92	0.92
Reflectancia	ρ	0.92	0.92
Absortancia	α	0.90	0.90
Transmitancia	τ	0.88	0.88
Factor de intercepción	γ	0.76	0.76
Eficiencia Óptica	η_o	24.92 %	25.07%

Tabla 7 Parámetros para cálculo de eficiencia óptica en un día típico

Es de esperar que la eficiencia óptica del CCP no sea mayor que 25% debido principalmente al factor de intercepción γ y al factor de forma A_f .

3.2. Análisis Térmico

Bajo condiciones de estado estacionario, el calor útil entregado por un colector solar es igual a la energía absorbida por el fluido de transferencia de calor menos las pérdidas de calor directas e indirectas desde la superficie hacia su alrededor. La energía útil de un colector puede ser obtenida de la siguiente fórmula:

$$q_o = A_c [G_t \tau \alpha - U_L (T_p - T_a)] = m C_p [T_o - T_i] \quad (18)$$

La ecuación (18) puede ser adaptada para su uso con colectores concentradores:

$$q_o = G_b n_o A_a - A_r U_L (T_r - T_a) \quad (19)$$

donde G_b Radiación directa (W/m^2), n_o Eficiencia óptica, A_a Área del absorbedor, A_r Área del receptor, U_L Coeficiente de pérdidas de transferencia de calor del colector solar, T_r Temperatura del absorbedor, T_a Temperatura Ambiente.

El factor de eficiencia del colector se define como:

$$F' = \frac{1/U_L}{\frac{1}{U_L} + \frac{D_o}{h_{fi} D_i} + \left(\frac{D_o}{2k} \ln \frac{D_o}{D_i} \right)} \quad (20)$$

donde D_o Diámetro externo del tubo, h_{fi} Coeficiente de transferencia de calor dentro del tubo absorbedor ($W/m^2°C$), D_i Diámetro interno del tubo, k Conductividad térmica del absorbedor ($W/m°C$).

Al definir el factor de remoción, que puede ser considerado como la razón del calor que es realmente entregado con respecto al que sería entregado si el colector estuviera a una temperatura uniforme igual a aquella en la que está entrando el fluido:

$$F_R = \frac{m C_p}{A_c U_L} \left(1 - \exp \left[\frac{U_L F A_c}{m C_p} \right] \right) \quad (21)$$

donde F_R Factor de remoción de calor, m Tasa de flujo de masa (kg/s), C_p Calor específico a presión constante ($J/kg K$), A_c Apertura total del colector (m^2).

Podemos replantear la primera ecuación en términos de la energía útil ganada por unidad de longitud del colector (Duffie and Beckman, 1991):

$$q'_u = F \frac{A_a}{L} \left[n_o G_b - \frac{U_L}{C} (T_f - T_a) \right] \quad (22)$$

Y usando el factor de remoción podemos escribir (Duffie and Beckman, 1991):

$$q_u = F_R [G_b n_o A_a - A_r U_L (T_i - T_a)] \quad (23)$$

donde T_i Temperatura de entrada del fluido,

La eficiencia del colector puede ser obtenida dividiendo q_u por $G_b A_a$, entonces:

$$\eta = F_R \left[n_o - U_L \left(\frac{T_i - T_a}{G_b C} \right) \right] \quad (24)$$

3.2.1. Análisis térmico del CCP

Este análisis comienza con un balance de energía térmica para encontrar el calor total requerido q_t por el sistema para elevar la temperatura del fluido desde la temperatura inicial t_i hasta la temperatura deseada de salida t_s :

$$q_t = \dot{m}_w h_i - A_c h_w (T - T_{amb}) - k_e l_e (T - T_{amb}) - 4\sigma\epsilon (T^4 - T_{amb}^4) \quad (25)$$

La ecuación (26) describe que la cantidad de energía total del proceso es igual a la ganancia de energía por radiación solar ($\dot{m}_w h_i$) menos las pérdidas convectivas, conductivas y radiativas del sistema. Cabe indicar que el valor de h_i es conocido como entalpía e incluye la fracción de calidad del vapor:

$$h_i = h_f + Xh_{fg} \quad (26)$$

El procedimiento para determinar h_w se basa en el desarrollo de los números de Reynolds y Nusselt (Duffie y Beckman, 1991) .

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (27)$$

$$Nu = 0.40 + 0.54 Re^{0.52} \quad \text{para } 0.1 < Re < 1000 \quad (28)$$

$$Nu = 0.30Re^{0.6} \quad \text{para } 1000 < Re < 50000 \quad (29)$$

$$h_w = Nu \times \frac{k}{D} \quad (30)$$

Ahora bien, para poder determinar el coeficiente total de pérdidas U_L se requiere determinar el coeficiente de radiación de la cubierta al ambiente $h_{r,c-a}$ y el coeficiente de radiación entre el tubo receptor y la cubierta $h_{r,r-c}$:

$$h_{r,c-a} = 4\sigma\epsilon\bar{T}^3 \quad (31)$$

$$h_{r,r-c} = \frac{\sigma(T_2^2 + T_1^2)(T_2 + T_1)}{\frac{1-\epsilon_1}{\epsilon_1} + \frac{1}{F_{12}} + \frac{(1-\epsilon_2)A_1}{\epsilon_2 A_2}} \quad (32)$$

donde F_{12} es el factor de forma que depende de las características geométricas del absorbedor y la cubierta o envolvente de vidrio y se determina según (33) (Petela, 2004):

$$F_{1-2} = \frac{L_c - L_n}{L_1} \quad (33)$$

donde:

$$L_1 = A_1 \quad (34)$$

$$L_n = \sqrt{(x_2 - x_s)^2 + (y_2 - y_s)^2} \quad (35)$$

$$L_c = L_n + \frac{\pi D}{2} - S_{cir} \quad (36)$$

$$S_{cir} = D \arcsin \frac{2x_s}{D} \quad (37)$$

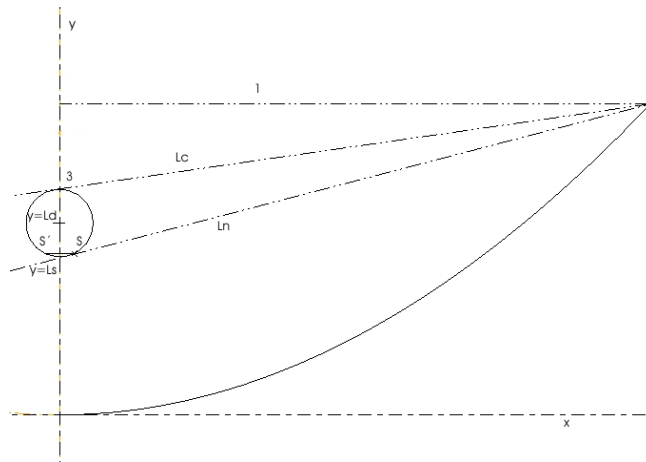


Figura 3.1. Marco para los cálculos de los factores de forma

Una vez determinadas las pérdidas por radiación del absorbedor a la cubierta gracias a la determinación de F_{12} , se pueden determinar las pérdidas térmicas (Duffie and Beckman, 1991):

$$U_L = \left[\frac{A_r}{(h_w + h_{r,c-a})A_c} + \frac{1}{h_{r,r-c}} \right]^{-1} \quad (38)$$

Para realizar los cálculos se implementó un programa computacional en Maple y se determinó la eficiencia óptica y térmica del colector con datos de entrada experimentales correspondientes al día 31 de marzo y el día 7 de abril de 2006. En la Tabla 8 se reportan los valores de los parámetros involucrados en el CCP.

Siguiendo las ecuaciones definidas anteriormente, se obtienen los valores de los coeficientes mostrados en la Tabla 8.

Nombre	Parámetro	31 de marzo	7 de abril	Unidades
Área recepción	A_r	0.2434	0.2434	m^2
Área de colector	A_c	2.560	2.560	m^2
Temperatura ambiente	T_a	305.85	308.942	K
Temperatura de receptor	T_r	480.94	347.86	K
Temperatura de cubierta	T_c	309.45	309.38	K
Coef. de convección	h_w	24.27	24.27	$W/m^2\text{°C}$
Coef. de radiación cubierta-ambiente	$h_{r,c-a}$	6.076	6.166	$W/m^2\text{°C}$
Coef. de radiación tubo-cubierta	$h_{r,r-c}$	6.713	3.70	$W/m^2\text{°C}$
Radiación	G_b	872.6	669.7	W/m^2
Flujo másico	m	0.0058	0.0550	Kg/s
Factor de eficiencia del colector	F''	0.978	0.995	n/a
Factor de remoción	F	0.555	0.916	n/a
Coeficiente de convección (Para agua líquida)*	h_{fi-w}	93.21	515.36	$W/m^2\text{°C}$
Pérdidas térmicas	U_L	6.57	3.65	$W/m^2\text{°C}$
Número de Reynolds (Agua líquida, dentro del tubo)	Re	390.25	3004.91	n/a
Número de Reynolds (aire ext)	Re	2003.92	2003.92	n/a
Número Nusselt (Agua líquida, dentro del tubo)	Nu	4.63	26.30	
Número de Nusselt (aire ext)	Nu	28.72	28.72	n/a
Velocidad del aire	V	1.000	1.000	m/s
Temperatura de entrada	T_i	318.35	306.964	K
Temperatura de salida	T_o	332.25	307.332	K
Factor de forma cubierta-tubo	F_{1-2}	0.48	0.48	
Eficiencia térmica	η	13.34	23.06	%

Tabla 8 Características geométricas y pérdidas en el colector.

- Los coeficientes de convección fueron calculados como si el flujo fuera agua (Una fase, características de agua con 45°C de temperatura y flujo másico de 0.0058 kg/s).

De la Tabla 8 podemos concluir que la eficiencia térmica se incrementa a causa de varios factores: Cuando el nivel de radiación es menor, ya que a menor cantidad de energía recibida, menores pérdidas en el sistema; Con un mayor flujo másico se obtiene una menor temperatura en el receptor y se disminuyen las pérdidas térmicas del sistema.

3.2.2. Análisis de Segunda Ley

Considerando que el colector tiene un área de apertura A_a y recibe la radiación solar a una tasa Q^+ , la transferencia neta de calor Q^+ es proporcional al área del colector A_a y el factor de proporcionalidad q^+ (W/m^2) que varía con la posición geográfica en la tierra, la orientación del colector, condiciones meteorológicas y la hora del día. Se asume que q^+ es constante y el sistema se encuentra en estado estacionario (Kalogirou, 2004):

$$Q^+ = q^+ A_a \quad (39)$$

Para sistemas de concentración Q^+ es la energía solar que incide en el reflector. Para calcular la energía incidente en el receptor, se deben tener en cuenta la exactitud del mecanismo de seguimiento, los errores ópticos del espejo incluida su reflectancia y las propiedades ópticas de la cubierta del receptor. La radiación que incide en el receptor q_o^+ es función de la eficiencia óptica, que contabiliza todos los errores antes descritos. Para los colectores concentradores, la radiación que incide en el receptor es:

$$q_o^+ = \eta_o q^+ = \frac{\eta_o Q^+}{A_a} \quad (40)$$

Una porción de la radiación solar incidente es entregada como transferencia de calor Q , a la temperatura del receptor T_r . La fracción restante Q_o representa las pérdidas de calor hacia el ambiente:

$$Q_o = Q^+ - Q \quad (41)$$

Para colectores concentradores Q_o es puede aproximarse como la diferencia de temperatura receptor-ambiente y al área del receptor:

$$Q_o = U_L A_r (T_r - T_{amb}) \quad (42)$$

donde U_L es el coeficiente total de transferencia de calor basado en A_r (es una constante característica del colector). Combinando las ecuaciones anteriores se podría deducir que la temperatura máxima en el receptor ocurre cuando $Q=0$, es decir, cuando la transferencia de calor total desde el sol Q^+ se pierde hacia el ambiente. La temperatura máxima del colector está dada en su forma adimensional:

$$\theta_{\max} = \frac{T_{r,\max}}{T_{amb}} = 1 + \frac{Q^+}{U_L A_r T_{amb}} \quad (43)$$

Combinando las ecuaciones (41) y (44) podemos establecer que la temperatura máxima del colector está dada por la expresión:

$$\theta_{\max} = 1 + \frac{q_o^+ A_a}{\eta_o U_L A_r T_{amb}} \quad (44)$$

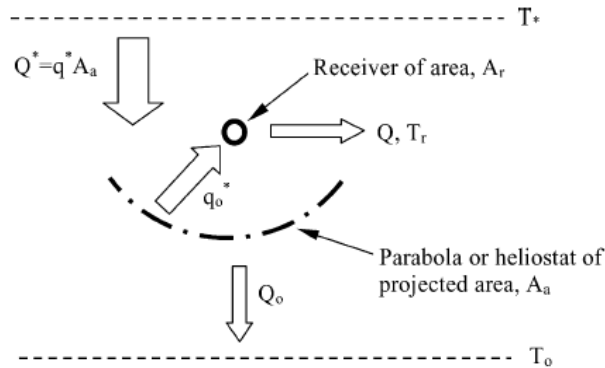


Figura 3.2. Modelo del colector de concentrador de imagen (Kalogirou, 2004)

Al considerar la concentración podemos reescribir la temperatura máxima como (Kalogirou, 2004):

$$\theta_{\max} = 1 + \frac{q_o^+ C}{\eta_o U_L T_{amb}} \quad (45)$$

Como se puede ver θ_{\max} es proporcional a C , entre más alta es la concentración es más alto θ_{\max} y $T_{r,\max}$. Este último término es conocido como la temperatura de estancamiento del colector, temperatura que puede ser obtenida bajo una condición de ausencia de flujo. En su forma adimensional, la temperatura del colector $\theta = T_r / T_{amb}$ variará entre 1 y θ_{\max} , dependiendo de la tasa de entrega de calor Q . Dicha temperatura de estancamiento es el parámetro que describe el rendimiento del colector considerando la pérdida de calor del colector hacia el ambiente ya que no hay flujo a través del colector y toda la energía colectada es usada para elevar la temperatura del fluido de trabajo a la temperatura de estancamiento. Entonces la eficiencia del colector está dada por:

$$\eta_c = \frac{Q}{Q^*} = 1 - \frac{\theta - 1}{\theta_{\max} - 1} \quad (46)$$

De aquí se tiene que η_c es una función lineal de la temperatura del colector. En el punto de estancamiento la transferencia de calor Q lleva cero exergía o cero potencial para producir trabajo útil.

En la Tabla 9 se muestra la serie de valores calculados que sirven de base para obtener la temperatura máxima posible, en condiciones de estancamiento. La temperatura de

estancamiento es el parámetro que describe el comportamiento del colector respecto a las pérdidas de calor del colector hacia el ambiente ya que no hay flujo a través del colector.

Nombre	Variable	31 de marzo	7 de abril	unidades
Radiación	q^+	872.6	669.7	W/m^2
Concentración	C	10.52	10.52	
Flujo de calor en el reflector	Q^*	2233.85	1714.43	W
Flujo de calor en el absorbedor	q_0^*	217.45	167.89	W/m^2
Pérdidas térmicas	U_L	6.57	3.65	$W/m^2\text{°C}$
Temperatura del receptor	T_r	207.79	74.71	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura ambiente	T_{amb}	32.70	35.792	$^{\circ}\text{C}$
Pérdida de calor del colector al ambiente	Q_0	279.87	34.56	W
Razón de temperatura máxima	θ_{max}	43.73	7.25	
Incremento de temperatura experimental (T_r/T_{amb})	θ_{exp}	1.57	1.13	
Eficiencia óptima	η_c	0.875	0.979	

Tabla 9 Tabla de valores del análisis por segunda ley. Eficiencias óptimas teóricas.

3.2.3. Tasa de generación de entropía mínima

La minimización de la generación de entropía es igual a la maximización de la salida de potencia, si consideramos la exergía de entrada constante. El proceso de colección de energía solar está acompañado de generación de entropía a la entrada, a la salida y dentro del colector (Bejan, 1996).

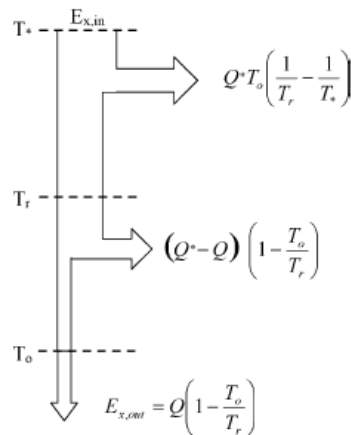


Figura 3.3. Diagrama de flujo de exergía

El flujo de exergía proveniente de la radiación solar que incide sobre la superficie del colector es (Bejan, 1996):

$$E_{x,in} = Q^* \left(1 - \frac{T_o}{T^*} \right) \quad (47)$$

donde T^* es la aparente temperatura del sol como una fuente de exergía. En este análisis el valor sugerido por Petela (2004) se toma como aproximadamente igual a $3/4T_s$, donde T_s es la temperatura aparente de cuerpo negro del sol, que es casi $6000K$. T^* entonces es considerada $4500K$. Se debe notar que en este análisis T^* es también considerada constante y su valor es mucho más grande que $T_o, E_{x,in}$ es muy cercano a Q^* . La salida de exergía desde el colector está dada por Bejan (1996):

$$E_{x,out} = Q \left(1 - \frac{T_o}{T_r} \right) \quad (48)$$

donde la diferencia entre $E_{x,in} - E_{x,out}$ representa la exergía destruida. La tasa de generación de entropía puede ser escrita como (Bejan, 1996):

$$S_{gen} = \frac{Q_o}{T_o} + \frac{Q}{T_r} - \frac{Q^*}{T^*} \quad (49)$$

Con la ayuda de $Q_o = Q^+ - Q$ podemos describir la ecuación anterior como (Bejan, 1996):

$$S_{gen} = \frac{1}{T_o} \left[Q^* \left(1 - \frac{T_o}{T^*} \right) - Q \left(1 - \frac{T_o}{T_r} \right) \right] \quad (50)$$

Usando las ecuaciones (49) y (50) (Bejan, 1996):

$$S_{gen} = \frac{1}{T_o} (E_{x,in} - E_{x,out}) \quad (51)$$

o en su forma alternativa:

$$E_{x,out} = E_{x,in} - T_o S_{gen} \quad (52)$$

Si se considera $E_{x,in}$ como constante, la maximización de la salida de exergía ($E_{x,out}$) es la misma que la minimización de la generación total de entropía S_{gen} .

3.2.4. Temperatura óptima del colector

La tasa de generación de entropía puede ser escrita como (Bejan, 1996):

$$S_{gen} = \frac{U_r A_r (T_r - T_o)}{T_o} - \frac{Q^*}{T^*} + \frac{Q^* - U_r A_r (T_r - T_o)}{T_r} \quad (53)$$

Utilizando la ecuación de θ_{max} en la ecuación anterior (Bejan, 1996):

$$\frac{S_{gen}}{U_r A_r} = \theta - 2 - \frac{q_o^* C}{\eta_o U_r T^*} + \frac{\theta_{max}}{\theta} \quad (54)$$

El primer término de la izquierda toma en cuenta el hecho de que la generación de entropía se escala con el tamaño finito del sistema descrito por $Ar=A_a/C$. Diferenciando la ecuación anterior con respecto a θ y definiendo cero como la temperatura óptima del colector se obtiene la generación mínima de entropía (Bejan, 1996):

$$\theta_{opt} = \sqrt{\theta_{max}} = \left(1 + \frac{q_o^* C}{\eta_o U_L T_{amb}} \right) \quad (55)$$

Sustituyendo θ_{max} por $T_{r,max}/T_{amb}$ y θ_{opt} por $T_{r,opt}/T_{amb}$, la ecuación anterior puede ser escrita como (Bejan, 1996):

$$T_{r,opt} = \sqrt{T_{r,max} T_{amb}} \quad (56)$$

Esta ecuación enuncia que la temperatura óptima del colector es el promedio geométrico de la temperatura máxima del colector (Estancamiento) y la temperatura ambiente. Combinando las ecuaciones anteriores, obtenemos la tasa de generación de entropía mínima (Bejan, 1996):

$$\frac{S_{gen,min}}{U_L A_r} = 2(\sqrt{\theta_{max}} - 1) - \frac{\theta_{max} - 1}{\theta^*} \quad (57)$$

donde θ^* es T^*/T_{amb} .

En la Tabla 10 se muestra los valores de operación para máxima potencia y mínima generación de entropía. En el apéndice B se incluye el programa de cómputo hecho en Maple para determinar los valores teóricos de generación de entropía.

Nombre	Variable	31 de marzo	7 de abril	Unidades
Temperatura fuente de exergía	T	4500	4500	K
Exergía de entrada	$E_{x,in}$	2216.57	1699.91	W
Exergía de salida	$E_{x,Out}$	1646.48	875.07	W
Tasa de entrega de calor	Q	1953.97	1679.87	W
Entropía generada	S_{gen}	17.43	23.04	W/K
Relación de temperatura óptima para la generación de entropía mínima	θ_{opt}	6.61	7.41	
Temperatura máxima (Estancamiento)	T_{max}	1430.18	1966.36	°C
Temperatura óptima de operación	T_{opt}	37.81	44.33	°C
Tasa de generación de entropía mínima	S_{gen_a}	10.89	12.37	W/K

Tabla 10 Valores teóricos de entropía encontrados para el CCP

La máxima temperatura del colector ocurre cuando $Q=0$, es decir, cuando toda la energía se pierde hacia el ambiente. La diferencia entre la exergía de entrada y salida representa la exergía destruida (Bejan, 1996).

La temperatura óptima de operación es muy cercana a la temperatura ambiente.

En el siguiente capítulo se describe el desarrollo experimental del CCP. Se reportan los valores obtenidos a partir de mediciones experimentales del comportamiento óptico y térmico del CCP.

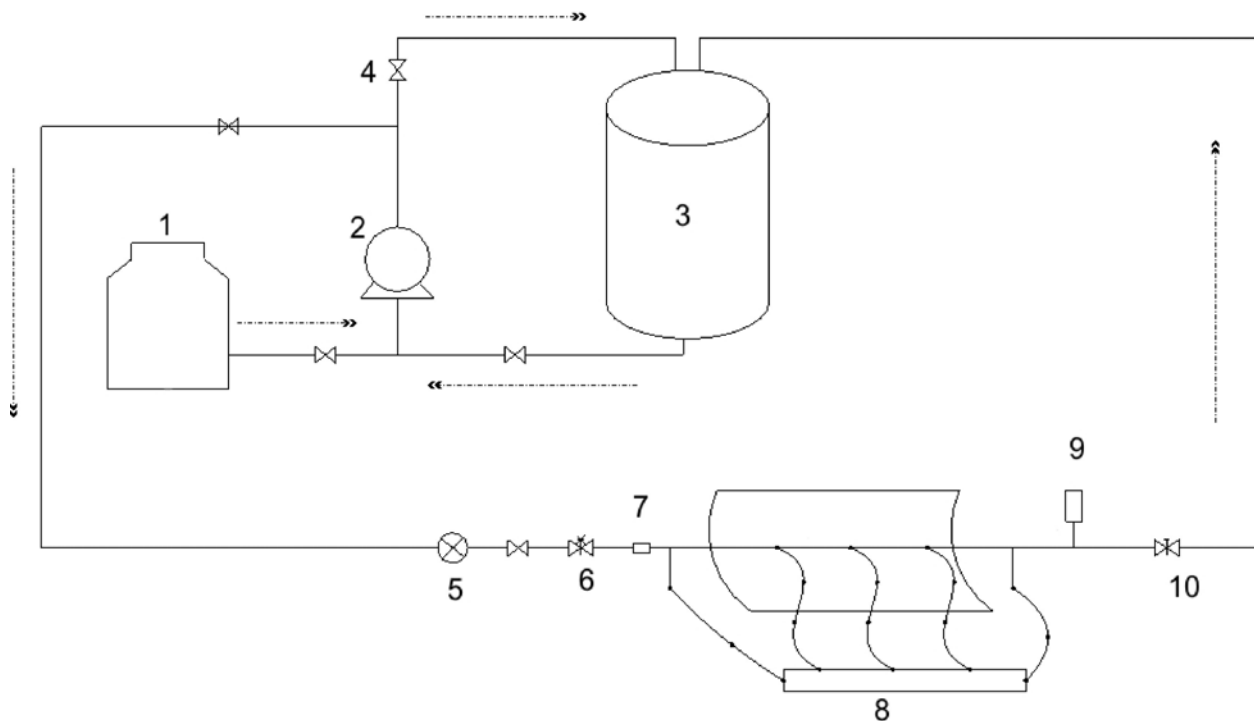
Capítulo 4 Evaluación experimental del CCP

Una vez construido el módulo de CCP, éste debe ser caracterizado para determinar su rendimiento y su capacidad energética. Así, al conocer su disponibilidad termodinámica y comportamiento térmico es factible determinar el número de módulos necesarios para una aplicación en particular ya que se pretende que el CCP sea modular y que tales módulos sean conectados en serie para aumentar la temperatura del fluido de transporte de calor y en paralelo para aumentar el caudal del flujo para una temperatura deseada.

La norma ANSI/ASHRAE, 93-1986 se usó como guía para llevar a cabo la evaluación del CCP. Los requerimientos determinados por el estándar ASHRAE se pueden resumir en los siguientes puntos:

1. Se prefiere la prueba en escala completa de los módulos.
2. Para pruebas en exterior para determinar la eficiencia térmica, el colector debe estar montado en un lugar donde no haya suficiente energía reflejada desde los edificios vecinos o algunas otras superficies. Se debe tener cuidado en la ubicación de las pruebas, de tal forma que evite la alta reflectancia del suelo.
3. El flujo másico debe ser siempre el mismo que el proyectado en el diseño para determinar la curva de eficiencia térmica, la constante de tiempo y el modificador del ángulo de incidencia para un colector dado.
4. El rendimiento térmico de un colector solar está determinado en parte obteniendo los valores de la eficiencia instantánea para una combinación de valores de radiación incidente, temperatura ambiente y temperatura de entrada del fluido. Todas las características que requieren ser medidas tienen que estar regidas por el estado estacionario o casi-estacionario.

En la Figura 4.1 se observa el esquema del dispositivo experimental que se implementó para la evaluación del CCP. Las principales componentes son: Tanque de almacenamiento de agua para surtir el gasto másico que pasa por el colector, bomba de agua rotatoria para mover el flujo de fluido a lo largo del circuito hidráulico, tanque de almacenamiento térmico para almacenar el calor colectado (bajo el esquema de recirculación), válvulas de aguja y de compuerta para desviar el flujo por las diferentes ramas del circuito hidráulico así como regular el caudal del flujo de fluido, medidores de presión, termopares ubicados en puntos que reflejen el comportamiento térmico del CCP y sistema de adquisición de datos para su posterior procesamiento.



- 1 Tanque de almacenamiento de agua
- 2 Bomba
- 3 Tanque de almacenamiento térmico
- 4 Válvula de compuerta
- 5 Flujómetro
- 6 Válvula de aguja
- 7 Sensor de presión
- 8 Termopares
- 9 Sensor de presión
- 10 Válvula de aguja

Figura 4.1. Sistema de control para Generación directa de vapor mediante un CCP.

4.1 Instrumentación

La instrumentación que se utilizó (mostrada en la Figura 4.1) fue conectada a un adquirente de datos que almacena en tiempo real la información que está siendo censada. La radiación fue medida por un pirheliómetro (Figura 4.4), que mide la radiación directa con incidencia normal (Tal como debe hacerse según especificaciones de prueba).



Figura 4.2. Pirheliómetro para medir radiación directa

A continuación se explica de forma detallada el funcionamiento del sistema de pruebas.

Se tiene un reservorio de agua (Cisterna) del que se alimenta una bomba de $\frac{1}{4}$ de caballo de potencia. Está conectada a la tubería, donde se encuentra una válvula de compuerta que regula el flujo de salida de agua. Después de esta válvula está conectado un flujómetro (F1, Figura 4.3) que puede medir hasta 5 gpm (Galones por minuto). Durante las pruebas, se midió flujo constante de 13 L/min.

La tubería conectada a la bomba se bifurca, una de sus ramificaciones tiene conectado un flujómetro (Figura 4.3) y regresa al reservorio; la otra rama alimenta al CCP. El segmento que se dirige al CCP tiene conectado un sensor de temperatura (Termopar) y una válvula de aguja, con la que se regula el flujo que entra al CCP. Entonces solo se resta del flujo total que sale de la bomba, medido por F1, el flujo que está siendo medido por F2 que se encuentra en la rama que regresa al reservorio, para obtener el flujo que pasa por el CCP.

Inicialmente se tenía conectado un flujómetro en la entrada del colector, pero la temperatura de operación del CCP lo dañó; probablemente por la conducción de calor de la tubería de cobre o por la temperatura de entrada del agua en modo recirculación. Por esto se decidió reconfigurar la ubicación de los flujómetros.

Dentro de la envolvente del CCP, se colocó un termopar que censaba la temperatura del tubo receptor. Fuera del CCP se colocó un sensor de presión.

Finalmente, cuando las pruebas se hicieron bajo el modo recirculación, el fluido de salida se enviaba a un tanque térmicamente aislado de aproximadamente 100 L de capacidad, con nivel de fluido al 30%. La bomba extraía el fluido de dicho tanque, bajo la misma configuración de CCP. En el *Apéndice D* se encuentran más detalles acerca de la instrumentación.



Figura 4.3. Flujómetro acrílico o rotámetro

4.2. Prueba de eficiencia térmica

Para describir el rendimiento del CCP se lleva a cabo un balance de energía como se indica a continuación:

$$\frac{q_u}{A_a} = G_{bp} F_R (\tau\alpha) \rho\gamma - F_R U_L \frac{A_r}{A_a} (T_f - T_a) = \frac{\dot{m}}{A_a} C_p (T_{fe} - T_{fi}) \quad (58)$$

o bien en términos de la eficiencia, se puede escribir:

$$\eta_g = (A_a / A_g) F_R [(\tau\alpha) \rho\gamma - (A_r / A_g) U_L (T_{fi} - T_a) / G_{bp}] = m C_p (T_{fe} - T_{fi}) / A_g G_{bp} \quad (59)$$

Dicha ecuación produce una correlación lineal entre la eficiencia térmica y el parámetro $(T_{fi} - T_a) / G_{bp}$. La intercepción en y es $(A_a / A_g) F_R (\tau\alpha \rho\gamma)$ con pendiente $(A_r / A_a) F_R U_L$.

Por otro lado, para el intervalo de prueba para cada punto de la curva de eficiencia, el valor es calculado usando la siguiente ecuación:

$$\eta_g = \frac{\int_{t_1}^{t_2} m C_p (T_{fe} - T_{fi}) dt}{A_g \int_{t_1}^{t_2} G dt} \quad (60)$$

Para aquellos colectores que no aceptan radiación difusa, G en el denominador es sólo la componente directa en el plano de apertura G_b . Deben obtenerse al menos 16 datos para

establecer la curva de eficiencia y la ecuación de la curva debe obtenerse usando la técnica estándar de los mínimos cuadrados. Ésta no debe ser extrapolada más allá de los límites de los datos.

4.2.1. Prueba de constante de tiempo

Es necesario determinar la respuesta en tiempo del colector solar para poder evaluar el comportamiento transitorio del colector y seleccionar los intervalos de tiempo requeridos para realizar las pruebas de eficiencia para el estado casi-estacionario o el estado estacionario.

$$\frac{C_A}{A_a} \frac{dT_f}{dT} = G_{bp} F_R (\tau\alpha) \rho\gamma - F_R U_L \frac{A_r}{A_a} (T_f - T_a) - \frac{\dot{m}}{A_a} C_p (T_{fe} - T_{fi}) \quad (61)$$

Si (a) la radiación solar G_t es repentinamente cambiada y se mantiene constante y si (b) $(\tau\alpha)$, U_L , T_a , m y C_p pueden ser consideradas constantes para un periodo transitorio y (c) si la tasa de cambio de la temperatura de salida del fluido de transferencia con respecto al tiempo está relacionada con la tasa de cambio de la temperatura promedio del fluido de trabajo con respecto al tiempo por:

$$\frac{dt_f}{dT} = K \frac{dT_{fe}}{dT} \quad (62)$$

donde:

$$K = \frac{mC_p}{F'U_L A_a} \left[\frac{F'}{F_R} - 1 \right] \quad (63)$$

La ecuación (63) se puede resolver para obtener la temperatura de salida del fluido de transferencia como función del tiempo tal que:

$$\frac{F_R G_t (\tau\alpha) - F_R U_L (T_{fi} - T_a) - (mC_p / A_a) (T_{ie} - T_{fi})}{F_R G_t (\tau\alpha) - F_R U_L (T_{fi} - T_a) - (mC_p / A_a) (T_{fei} - T_{fi})} = e^{-[mC_p / KC_A]T} \quad (64)$$

La cantidad KC_A/mC_p es conocida como la constante de tiempo y es el tiempo requerido para que la cantidad del lado izquierdo de la ecuación cambie de 1.0 a 0.368 donde 0.368 es igual a $1/e$.

4.2.1.1. Determinación experimental de la constante de tiempo del colector

La temperatura de entrada del fluido de transferencia es ajustado lo más cercanamente posible a la temperatura ambiente con un diferencial de $\pm 1^\circ\text{C}$ mientras se encuentra

circulando el fluido de transferencia a través del colector y se mantienen condiciones estacionarias o casi-estacionarias con un flujo de radiación solar de al menos 790 W/m². La energía solar incidente es entonces abruptamente reducida a cero tapando el colector del Sol. Enseguida se puede rotar el colector al norte o sombreadarlo con una cubierta. La cubierta debe estar suspendida fuera de la superficie del colector de forma tal que el aire del ambiente pueda circular de la misma forma que lo hacía al principio de la prueba transitoria. Las temperaturas del fluido de transferencia a la entrada T_{fi} y la salida T_{fe} son monitoreadas continuamente como función del tiempo hasta que ocurre,

$$\frac{T_{fe} - T_{fi}}{T_{feinitial} - T_{fi}} < 0.30 \quad (65)$$

La radiación solar incidente es igual a cero y la temperatura de entrada se mantiene suficientemente cercana a la ambiente ($T_{fi} - T_a \approx 0$). Monitoreando las temperaturas de entrada y salida como función del tiempo, la constante de tiempo es el tiempo requerido para:

$$\frac{T_{fg} - T_{fi}}{T_{feinitial} - T_{fi}} = 0.368 \quad (66)$$

Si la temperatura de entrada del fluido no puede ser igualada a la del aire (ambiente) dentro de $\pm 1^\circ\text{C}$, debe hacerse una estimación del producto de $(A_a/A_g)F_R U_L$ para el colector para condiciones de la prueba y la constante de tiempo calculada como el tiempo requerido para:

$$\frac{(A_a / A_g)F_R U_L (T_{fi} - T_a) + \frac{mC_p}{A_g} (T_{fe} - T_{fi})}{(A_a / A_g)F_R U_L (T_{fa} - T_a) + \frac{mC_p}{A_p} (T_{feinitial} - T_{fi})} = 0.368 \quad (67)$$

4.2.2. Prueba del modificador del ángulo de incidencia

El producto efectivo del factor de la transmitancia-absortancia puede ser reemplazado por el valor para incidencia normal $((\tau\alpha)_e \rho\gamma)_{en}$ agregando un parámetro llamado modificador del ángulo de incidencia K . La (60) se convierte en:

$$\eta_g = (A_a / A_g)F_R [(K_{\tau\alpha} (\tau\alpha)_e \rho\gamma)_n - (A_r / A_g)U_L (T_{fi} - T_a) / G_{bp}] \quad (68)$$

De aquí que para colectores concentradores tenemos:

$$(\tau\alpha)_e \rho\gamma = K_{\tau\alpha} [(\tau\alpha)_e \rho\gamma]_n \quad (69)$$

La importancia del modificador del ángulo de incidencia para los procedimientos de prueba, es que los valores de eficiencia térmica son determinados para el colector en o cerca de las condiciones de perpendicularidad. La intercepción y de la curva de eficiencia es igual a $(A_a/A_g)F_R((\tau\alpha)_e\rho\gamma)_n$. Se realiza una medición por separado para determinar el valor de $K_{\tau\alpha}$ así que el rendimiento del colector es predecible bajo un amplio rango de condiciones y tiempo del día.

Los colectores concentradores lineales estacionarios requieren la determinación del modificador del ángulo de incidencia dentro del plano del foco de sus reflectores y el plano paralelo al eje longitudinal del reflector y también puede requerir la determinación de un modificador del ángulo de incidencia adicional a un ángulo intermedio, como podría ser el de 45° al reflector. Los concentradores con seguidor solar también requieren una determinación adicional del modificador del ángulo de incidencia dentro del plano del foco y el plano paralelo al eje longitudinal del reflector. Este modificador puede ser usado para establecer la exactitud requerida de seguimiento para el concentrador.

Los valores de la eficiencia térmica deben determinarse para cada valor del ángulo de incidencia que le corresponda. Para los concentradores de un eje, se necesitan solo cuatro ángulos de incidencia, 0, 30, 45 y 60 grados. Ya que la temperatura de entrada se mantiene cercana a la temperatura del aire ambiente ($t_{fi}-t_a\approx 0$) las relaciones entre K y la eficiencia son:

$$K = \frac{\eta_g}{(A_a / A_g)F_R(\tau\alpha)} \quad (70)$$

Si la temperatura de entrada del fluido no puede ser mantenida muy cercana a la del ambiente $\pm 1^\circ\text{C}$ se debe hacer un producto estimado de $(A_a/A_g)F_R U_L$ para el colector para las condiciones de prueba y cada valor de K será calculado como:

$$K = \frac{\eta_g + (A_a / A_g)F_R U_L (t_{fi} - t_a) / G_{bp}}{(A_a / A_g)F_R(\tau\alpha\rho\gamma)} \quad (71)$$

Alternativamente se puede representar cada punto en la misma gráfica con la curva de eficiencia y una curva dibujada a través de cada punto, dicha curva debe ser paralela a la curva de eficiencia, de tal forma que intersece el eje y . Los valores de la intercepción en el eje y son los valores de la eficiencia que tendrían que haber resultado de pruebas hechas con la temperatura de entrada del fluido igual a la temperatura del aire ambiente. Con estos valores de puede calcular K (ASHRAE, 1986).

4.2.3. Resultado de pruebas aplicadas al CCP

Hay algunas consideraciones que pueden influenciar el rendimiento medido en algún lugar de instalación. Las diferencias entre datos medidos y los pronosticados pueden surgir de muy diversas fuentes:

1. El flujo de fluido a través del colector puede no ser uniforme a través de todas las partes del arreglo del colector. Todas las partes que reciban una menor cantidad de flujo tendrán un menor F_R y un rendimiento más pobre, resultando en la degradación del rendimiento del arreglo.
2. La tasa de flujo puede no ser aquella a la cual los colectores fueron probados. El F_R es una función de la tasa de flujo para los calentadores de agua y los cambios en la tasa de flujo pueden hacer diferencia significativa en el rendimiento del colector.

Las pérdidas del ducto y tubos pueden ser más significativas en aplicaciones que en pruebas debido a que probablemente los tubos no son bien aislados y los caminos pueden ser más largos.

4.2.3.1. Curvas de eficiencia

El rendimiento térmico de un colector solar es determinado parcialmente obteniendo valores de eficiencias instantáneas para las diferentes combinaciones de radiación incidente, temperatura ambiente y temperatura de entrada del fluido. Esto requiere mediciones experimentales de la radiación incidente en el colector así como la tasa de energía que se añade al fluido de transferencia cuando está circulando a través del colector, todo bajo estado estacionario o casi-estacionario (Kalogirou, 2004).

El procedimiento general de pruebas es operar el colector en condiciones cuasi-estacionarias, evaluar la temperatura de entrada y salida del fluido de trabajo y determinar el calor útil ganado Q_u .

Con base en dichas mediciones se determina la eficiencia instantánea η del colector (Duffie y Beckman, 1991). Las pruebas se hacen para un rango de temperaturas de entrada. Para minimizar los efectos de la capacidad calorífica del colector, las pruebas son hechas en pares simétricos con respecto al mediodía solar, (i.e. si el mediodía solar es a las 11:30 a.m. un buen par de pruebas simétrico sería: la primera prueba a las 11:00 a.m. y la segunda a las 12:00 p.m.) con resultados de los pares promediados. Las eficiencias instantáneas son determinadas de:

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c G_b} \quad (72)$$

donde:

$$Q_u = mC_p(T_o - T_i) \quad (73)$$

La eficiencia se grafica como función de $(T_i - T_a)/G_b$ según el estándar ASHRAE 93, donde la eficiencia térmica instantánea se determina con la siguiente ecuación, (Duffie and Beckman, 1991):

$$\eta = \frac{Q_u}{G_b A_c} = \frac{F_r [G_b (\tau\alpha) - U_L (T_i - T_a)]}{G_b} \quad (74)$$

Otra ecuación para evaluar el calor útil depende de la temperatura de entrada y salida del fluido de trabajo al colector y del flujo másico que circula a través del colector (Duffie and Beckman, 1991):

$$Q_u = mC_p(T_o - T_i) \quad (75)$$

También se puede utilizar la ecuación que depende de la temperatura ambiente y de la radiación solar (Duffie and Beckman, 1991):

$$Q_u = A_c F_r [S - U_L (T_i - T_a)] \quad (76)$$

Si se considera que $S=G_t(\tau\alpha)$ en donde G_t es la radiación global y $(\tau\alpha)$ es el producto de la transmitancia-absortancia y se sustituye en la ecuación anterior, tenemos:

$$Q_u = A_c F_r G_b (\tau\alpha) - F_r U_L A_c (T_i - T_a) \quad (77)$$

Considerando condiciones casi permanentes durante la evaluación del calor útil y sustituyendo en las ecuaciones anteriores se tiene que (Duffie and Beckman, 1991):

$$\eta_i = \frac{Q_u}{A_c G_b} = F_r (\tau\alpha) - \frac{F_r U_L (T_i - T_a)}{G_b} \quad (78)$$

y ,

$$\eta_i = \frac{mC_p (T_o - T_i)}{A_c G_b} \quad (79)$$

Con el marco teórico establecido podemos determinar la eficiencia del CCP, cuyas gráficas de experimentación se muestran a continuación.

En la Figura 4.4 se muestra la irradiancia medida, $874.84 \pm 15.77 \text{ W/m}^2$, que según la norma ASHRAE debería ser de al menos $790 \pm 32 \text{ W/m}^2$, por lo que podemos inferir que este parámetro se encuentra entre los valores requeridos.

En la Figura 4.5 se observa el incremento de temperatura de entrada y salida; también se muestra la diferencia después de cierto tiempo t .

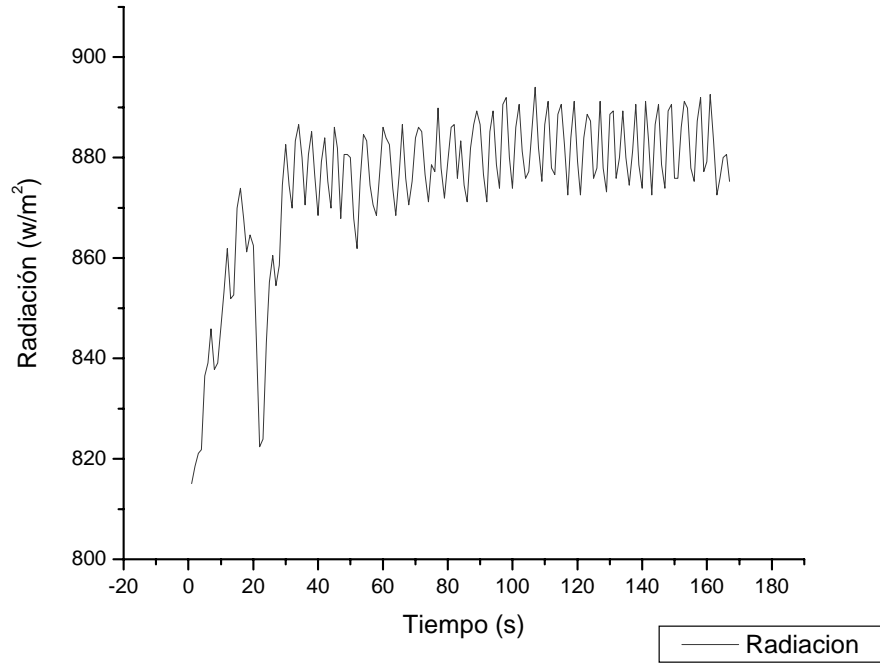


Figura 4.4. Irradiancia medida para la prueba de eficiencia del día 31 de marzo de 2006.

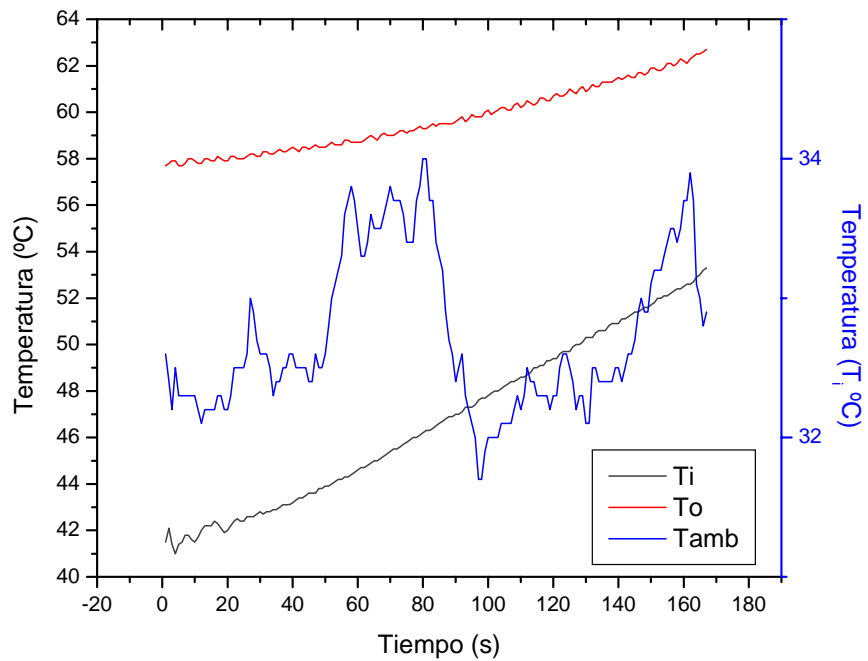


Figura 4.5. Temperaturas medidas para la prueba de eficiencia del día 31 de marzo de 2006. Temperatura de entrada (Ti), Temperatura de salida (To) y Temperatura ambiente (Ta).

Los datos obtenidos de las pruebas fueron procesados en una hoja de cálculo. Con base en la eficiencia instantánea cuya prueba se presenta en la Figura 4.6, se lleva a cabo una regresión lineal de primer orden, de donde se obtiene:

$$\eta_i = 0.2385 - 6.2093 \frac{(t_i - t_a)}{G_b} \quad (80)$$

Así, al comparar término a término la (79) con la ecuación anterior, se identifican los siguientes valores:

$$F_r(\tau\alpha) = 0.2385$$

y

$$F_r U_L = 6.2093 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

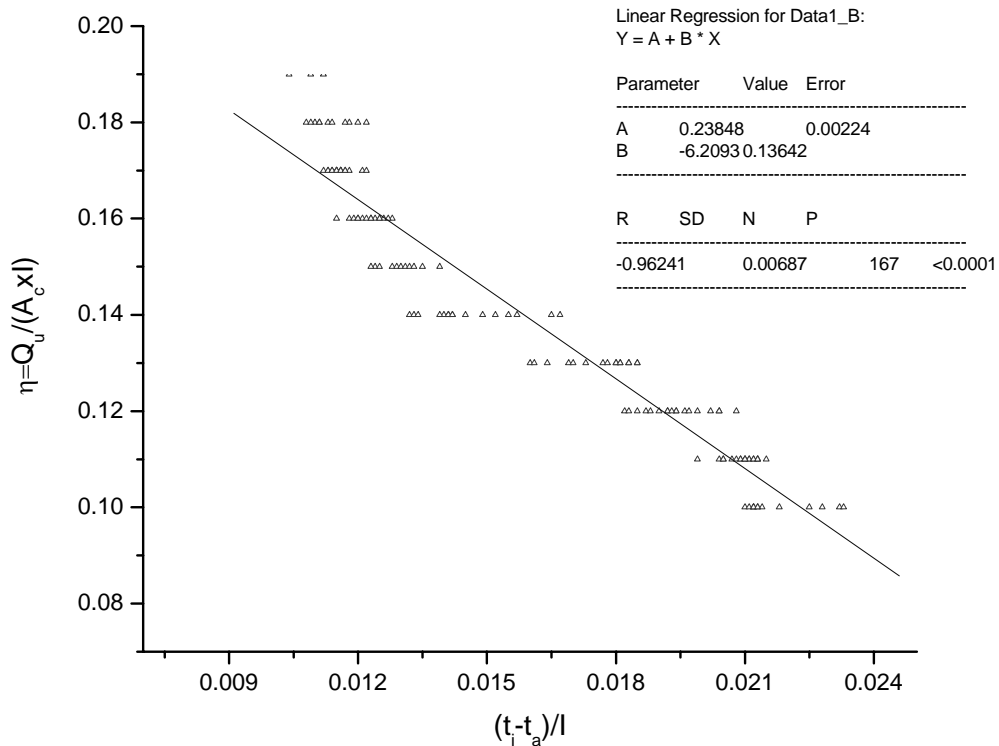


Figura 4.6. Eficiencia experimental del colector medida para un colector de canal parabólico con cubierta de vidrio. Se muestran 167 puntos. La curva representa la eficiencia característica teórica derivada de los puntos calculados para las condiciones de prueba con flujo másico de 0.35 L/min (0.0058 kg/s). Prueba del 31 de marzo de 2006.

4.2.3.2. Curvas de constante de tiempo

La prueba de la constante de tiempo se hace para determinar la capacidad calorífica de un colector. Esta constante es definida como el tiempo requerido para que el fluido que sale

del colector cambie $(1-1/e)$ o 0.632 del cambio total de su valor inicial a su último valor estacionario después de un cambio brusco en la radiación incidente o en la temperatura de entrada del fluido (Duffie and Beckman, 1991):

$$\frac{T_{0,t} - T_i}{T_{0,init} - T_i} = \frac{1}{e} = 0.368 \quad (81)$$

donde $T_{0,t}$ es la temperatura de salida al tiempo t y $T_{0,init}$ es la temperatura de salida cuando la radiación solar es interrumpida.

En la Figura 4.7 se muestra el procedimiento para operar el colector con la temperatura de entrada manteniendo la temperatura ambiente prácticamente constante. La energía incidente del sol es abruptamente reducida a cero por algún método, en este caso, tapando el colector. Las temperaturas del fluido de transferencia son monitoreadas continuamente como función del tiempo hasta que la ecuación arriba descrita (82) se satisface. En la Figura 4.8 se muestra la gráfica de la prueba para determinar la constante de tiempo y corresponde a la etapa de calentamiento y que deriva de la Figura 4.7.

La curva de ajuste entre la temperatura de salida (T_s) y el diferencial de temperatura (ΔT_{H_2O}) para el calentamiento, se propone con la siguiente función:

$$y = C_1 \left(1 - \exp\left(-\frac{x}{\tau}\right) \right) \quad (82)$$

Los valores de las constantes de la función que se obtienen con la serie de datos adquiridos son:

$$C_1 = 7.063 \pm 0.0186$$

$$\tau = 44.006 \pm 0.509 \text{ s}$$

El valor de τ define el tiempo que es necesario para que el colector alcance a estabilizar el incremento en el diferencial de temperaturas, de manera que éste permanezca constante, o en otras palabras, serían necesarios 44 segundos para que el colector alcance a estabilizar el $\Delta T_H(H_2O)$ Figura 4.8.

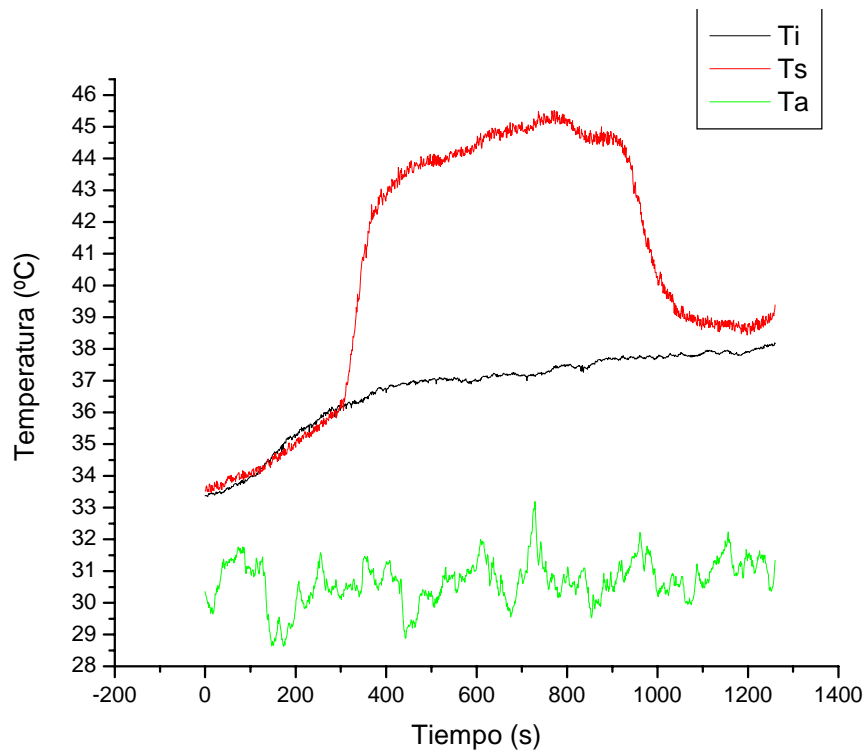


Figura 4.7. Prueba para determinar la constante de tiempo.

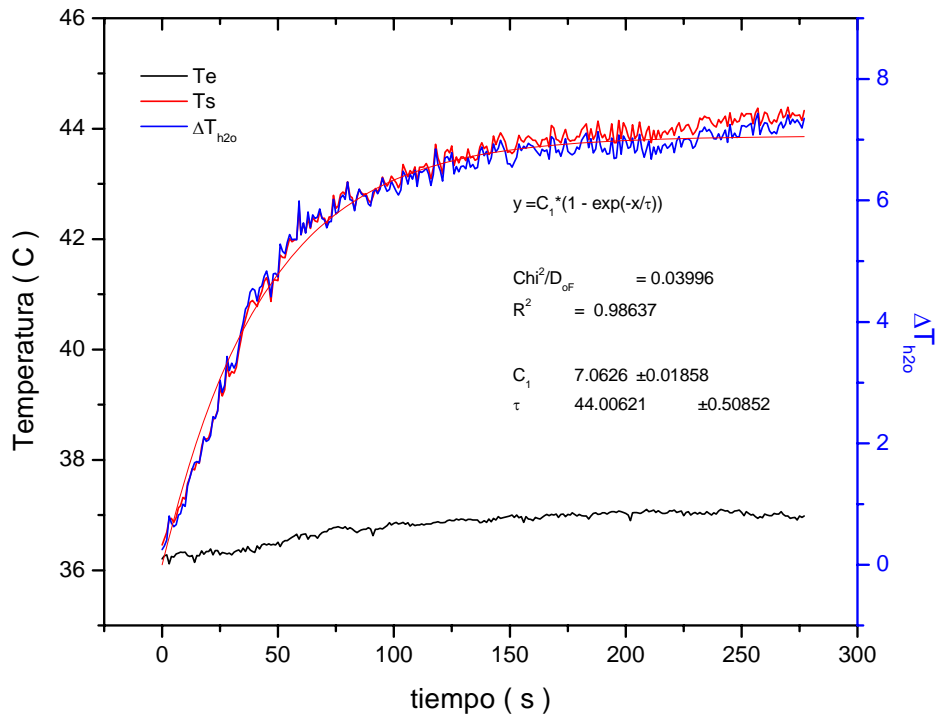


Figura 4.8. Gráfica de la temperatura de entrada (Te, línea negra), la temperatura de salida (Ts, línea roja) y el diferencial de temperatura de salida y entrada ($\Delta T_{H_2O} = T_s - T_e$) como auxiliar para crear una curva de ajuste que determine la constante de tiempo (Calentamiento).

La curva de ajuste entre la temperatura de salida (T_s) y el diferencial de temperatura $\Delta T_c(\text{H}_2\text{O})$ para el enfriamiento (Figura 4.9), se propone con la siguiente función:

$$y = A_2 + \frac{A_1 - A_2}{\left(1 + \exp \frac{x - x_0}{dx}\right)}$$

$$A_1 = 7.295 \pm 0.033 \quad A_2 = 0.931 \pm 0.016 \quad x_0 = 117.755 \pm 0.532$$

$$y \quad dx = 26.599 \pm 0.467$$

donde τ define el tiempo que es necesario para que el colector alcance a estabilizar el decremento en el diferencial de temperaturas, de manera que éste permanezca constante, o en otras palabras, serían necesarios 117 segundos para que el colector estabilice el $\Delta T_c(\text{H}_2\text{O})$ (Ver Figura 4.9).

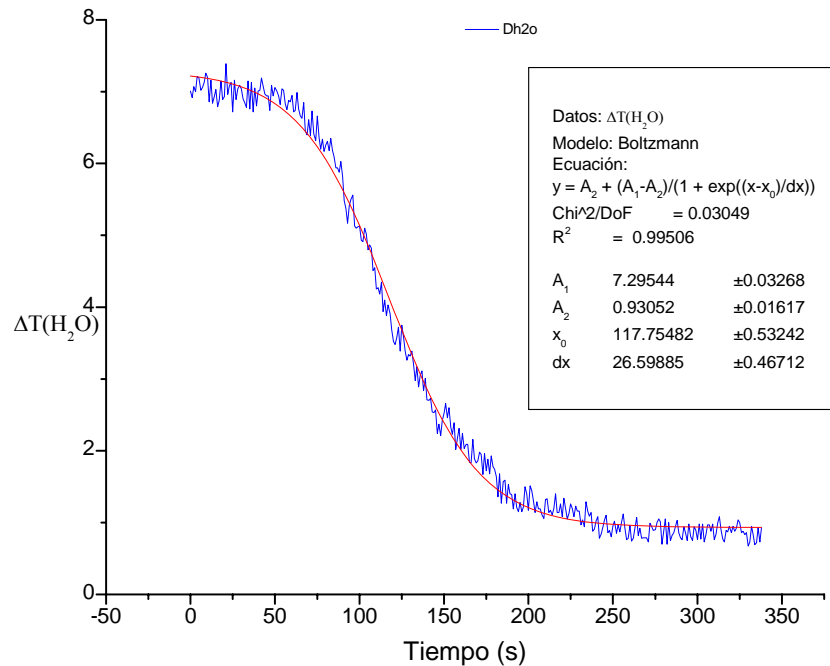


Figura 4.9. Gráfica de la temperatura de entrada (T_e , línea negra), la temperatura de salida (T_s , línea roja) y el diferencial de temperatura de salida y entrada ($\Delta T_{\text{H}_2\text{O}} = T_s - T_e$) como auxiliar para crear una curva de ajuste que determine la constante de tiempo (Enfriamiento).

4.3 Comparación de resultados teóricos y experimentales.

Para finalizar este capítulo se lleva a cabo una comparación entre los resultados teóricos y los resultados experimentales. En la tabla 10 se muestran los principales resultados de la modelación matemática y se incluyen los resultados experimentales. Por simplicidad sólo reporta el día 31 de marzo como día típico representativo. En el modelo teórico se consideran

como variables de entrada la temperatura ambiente, la radiación solar directa y el flujo másico que son obtenidos del desarrollo experimental.

Nombre	Parámetro	31 de marzo Modelo Teórico	31 de marzo Experimento	Unidades
Temperatura ambiente	T_a	305.85	305.85	K
Radiación	G_b	872.6	872.6	K
Flujo másico	m	0.0058	0.0058	Kg/s
Factor de remoción	F_r	0.555	0.239	W/m ² °C
Pérdidas térmicas	U_L	6.57	12.56	W/m ² °C
Temperatura de entrada	T_i	318.35	Rango (313-325)	K
Temperatura de salida	T_o	332.25	Rango (331- 335)	K
Eficiencia térmica	η	13.34	Rango (16.7 - 9.5)	%

Tabla 11 Valores teóricos y valores experimentales para el CCP

Como se puede observar, existe una buena concordancia entre los datos teóricos y los datos experimentales. Por lo que con base en los resultados experimentales se valida el modelo teórico desarrollado en el capítulo anterior.

Cabe señalar que las eficiencias reportadas son bajas comparadas con otros colectores similares al que se desarrolló en este trabajo. Estas eficiencias resultaron pobres, debido principalmente a la manufactura del sistema, ya que el CCP presenta una eficiencia óptica no mayor que 25%, es decir, se identifica claramente que el proceso para conformar el CCP es muy importante si se desea lograr eficiencias térmicas significativas.

En el siguiente capítulo se lleva a cabo el estudio teórico del flujo de fluido dentro del receptor de CCP. Se lleva a cabo una simulación en CFD y se comenta sobre el método para analizar un colector de generación directa de vapor en la zona del tubo absorbedor; básicamente se habla sobre la determinación de los coeficientes de transferencia de calor en régimen bifásico.

Capítulo 5 Análisis de flujos

La finalidad del concentrador parabólico (CCP) es producir energía térmica a partir de la energía solar concentrada sobre un tubo horizontal por donde fluye agua. El agua es bombeada en supuestas condiciones de entrada permanentes (temperatura, presión, velocidad, flujo másico). Ahora bien, la tubería en la que el agua está fluyendo está siendo calentada por los rayos reflejados desde la lámina con perfil parabólico, es decir, recibe cierto flujo de calor en la pared del tubo receptor. Este calor se transmite al agua causando su incremento de temperatura, y dependiendo de la cantidad de radiación y la razón de flujo másico, se puede llegar a la generación de vapor. Pero debe tomarse en cuenta que el agua también entra mezclada con aire. Cabe señalar que al movimiento de un fluido con varias fases se le denomina flujo multifásico. Si este fluido contiene múltiples componentes se le denomina multifásico con multicomponentes y si el fluido de referencia cambia de estado (por ejemplo, el agua de líquido a vapor) se le denomina bifásico.

En el flujo multifásico pueden coexistir tres medios: el disperso, esparcido y el continuo. El término disperso se refiere a flujos donde la partícula puede ser tratada de manera discreta o individual como si estuviera separada y pudiera potencialmente, interactuar con otras entidades. En comparación con los flujos densos, en estos suponemos que las partículas tienden a moverse en grupo. Se puede tratar como flujo disperso a la condición de un fluido o fase que se encuentre con una fracción de volumen de partículas menor que 10% del volumen total. El flujo esparcido es otro tipo de flujo en el que suponemos que las partículas no interactúan significativamente con el fluido que las rodea. Tales condiciones requieren una fracción de volumen menor que 0.1% (www.uiuc.edu).

En el flujo gas-líquido, ya sea continuo-continuo o continuo-disperso, las dos fases pueden adoptar varias configuraciones geométricas: estas son conocidas como patrones de flujo o regímenes de flujo. Los parámetros más importantes en la determinación del patrón de flujo son:

1. Tensión superficial; que tiende a hacer pequeñas gotas líquidas y pequeñas burbujas esféricas de gas
2. Gravedad; que tiende a empujar al líquido hacia abajo

Los patrones comunes para flujo horizontal en un tubo se muestran en la figura 5.1. Conforme la calidad aumenta desde cero, los patrones obtenidos son:

1. Flujo burbujeante; en el que las burbujas de gas tienden a fluir a lo largo de la parte superior del tubo

2. Flujo tipo plug; en el que las pequeñas burbujas de gas colisionaron y formaron burbujas más grandes

3. Flujo estratificado; en el que la interfase líquido-gas es suave. Este patrón no ocurre usualmente, la interfase es casi siempre ondulada como en el flujo ondulado.

4. Flujo ondulado; en el que la amplitud de la onda incrementa conforme la velocidad del gas incrementa

5. Flujo tipo slug; en el que la amplitud de la onda es tan grande que toca la pared superior del tubo

6. Flujo anular; que es similar al flujo anular vertical excepto que la película líquida es mucho más alta en la parte inferior del tubo respecto a la superior.

5.1. Regiones de ebullición

El transporte de calor y masa en un flujo bifásico está principalmente caracterizado por los regímenes térmicos ya sea que la ebullición tenga lugar bajo convección natural o en flujo forzado. El coeficiente de transferencia de calor para una mezcla bifásica depende del régimen de flujo, las propiedades tanto termodinámicas como de transporte del vapor y líquido, la rugosidad de la superficie que transmite calor, entre otras. Es necesario considerar separadamente para cada flujo y régimen de ebullición el coeficiente de transferencia de calor.

Los diferentes regímenes de ebullición descritos por Farber y Scoriah (1948) verifican aquellos sugeridos por Nukiyama (1934). Cuando la temperatura de la superficie calentadora está cerca de la temperatura de saturación del fluido, el calor se transfiere por corrientes de convección hacia la superficie libre donde ocurre la ebullición Figura 5.1 (Región I). La transición hacia la ebullición nucleada ocurre cuando la temperatura de la superficie excede la saturación por algunos grados Figura 5.1 (Región II).

En la ebullición nucleada Figura 5.1 (Región III) se forma una delgada película de líquido sobrecalentado adyacente a la superficie. La resistencia térmica del líquido sobrecalentado se reduce dramáticamente por agitación inducida por las burbujas y evaporación. La temperatura de la pared va en aumento e incrementa la población de burbujas, causando un incremento en el flujo de calor.

Conforme el flujo de calor incrementa y se forma más vapor, el flujo del líquido hacia la superficie se interrumpe y se forma una manta de vapor. Esto resulta en el máximo o flujo de calor crítico (CHF) en ebullición nucleada. El flujo se llama comúnmente crisis de ebullición debido a que un incremento de flujo de calor desde este punto resulta en un salto de temperatura de la superficie que está transmitiendo calor, usualmente más allá del punto de fundición de la superficie.

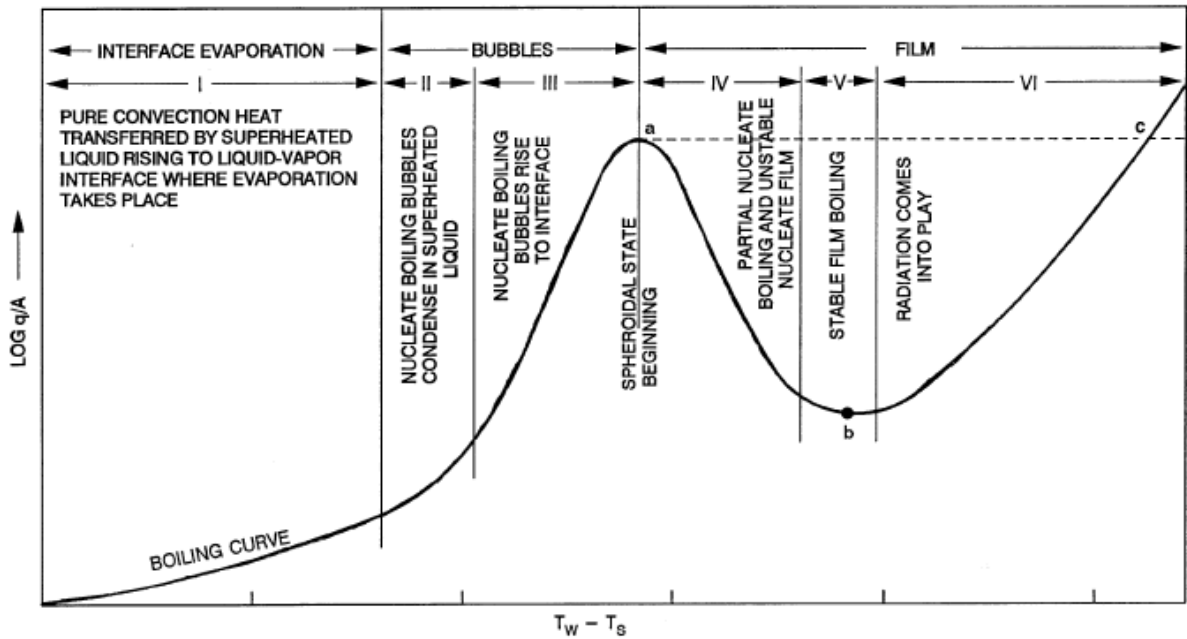


Figura 5.1. Diferentes regímenes de flujo bifásico Flujo bifásico ASHRAE (1997)

En sistemas con temperatura de superficie controlable, un incremento más allá de CHF causa un decremento en la densidad de flujo de calor. Este es el régimen transitorio de ebullición Figura 5.1 (Región IV); el líquido cae alternativamente en la superficie y se repele por una explosión de vapor. A una temperatura suficientemente alta de superficie, se forma una placa estable de vapor en la superficie del calentador; este es el régimen de película de ebullición Figura 5.1 (Regiones V y VI). Ya que la transferencia de calor es por conducción principalmente a lo largo de la película de vapor, la temperatura del calentador es mucho más alta que para densidades comparables de flujo de calor en el régimen de ebullición nucleada. Las diferentes zonas mostradas en la Figura 5.1 son descritas matemáticamente mediante correlaciones que se muestran en la Tabla 12 (ASHRAE, 1997)

Description	References	Equations									
Free convection	Jakob (1949 and 1957)	$Nu = C(Gr)^m(Pr)^n$ (1)									
Free convection boiling, or boiling without bubbles for low Δt and $GrPr < 10^8$ (all properties to be based on liquid state)											
Vertical submerged surface		$Nu = 0.61(Gr)^{0.25}(Pr)^{0.25}$ (2)									
Horizontal submerged surface		$Nu = 0.16(Gr)^{1/3}(Pr)^{1/3}$ (3)									
Simplified equation for water		$h = 80(\Delta t)^{1/3}$, where h is in $Btu/h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F$, Δt in $^\circ F$ (4)									
Nucleate boiling	Rohsenow (1951)	$(Nu)_b = (Re)_b^{2/3}(Pr)_l^{-0.7}/C_{sf}$ (5)									
	Kutateladze (1963) Gilmour (1958)	$(Nu)_b = C_k \left[\frac{\rho_l Re}{\rho_v} \right]^{0.7} (Pr)_l^{0.4} N_k^m \left[\frac{D_b}{D} \right]^n$ (6)									
		where $(Nu)_b = hD_b/k_l$, $(Pr)_l = [\mu c_p/k]_l$ $(Re)_b = qD_b/A h_{fg} \mu_l$ $D_b = \sqrt{\sigma_t/(\rho_l - \rho_v)g}$ $N_k = p/[\sigma_t g(\rho_l - \rho_v)]^{0.5}$									
	Blatt and Adt (1963)	C_{sf} = constant that depends on solid-liquid combination									
		<table border="1"> <thead> <tr> <th>Refrigerant</th> <th>Stainless Steel</th> <th>Copper</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>11</td> <td>0.016</td> <td>0.022</td> </tr> <tr> <td>113</td> <td>0.09</td> <td>0.013</td> </tr> </tbody> </table>	Refrigerant	Stainless Steel	Copper	11	0.016	0.022	113	0.09	0.013
Refrigerant	Stainless Steel	Copper									
11	0.016	0.022									
113	0.09	0.013									
	Jakob (1949 and 1957)	$C_k = 7.0 \times 10^{-4}$, $m = 0.7$, $n = 0$ $C_k = 4.37 \times 10^{-3}$, $m = 0.95$, $n = 1/3$									
Critical heat flux	Kutateladze (1951) Zuber et al. (1962)	$\frac{q/A}{\rho_v h_{fg} [\sigma_t g(\rho_l - \rho_v)]^{0.25}} = K_D$ (7)									
		For many liquids, K_D varies from 0.12 to 0.16. Recommended average value is 0.13.									
Minimum heat flux in film boiling from horizontal plate	Zuber (1959)	$\frac{q/A}{\rho_v h_{fg} [\sigma_t g(\rho_l - \rho_v)]^{0.25}} = 0.09$ (8)									
Minimum heat flux in film boiling from horizontal cylinders	Lienhard and Wong (1963)	$\frac{q/A}{\rho_v h_{fg} [\sigma_t g(\rho_l - \rho_v)]^{0.25}} = 0.114 \frac{[\frac{2\sigma_t}{g(\rho_l - \rho_v)D^2}]^{0.5}}{[1 + \frac{2\sigma_t}{g(\rho_l - \rho_v)D^2}]^{0.25}}$ (9)									
Minimum temperature difference for film boiling from horizontal plate	Berenson (1961)	$(t_w - t_{sat}) = 0.127 \frac{\rho_v h_{fg} [\sigma_t g(\rho_l - \rho_v)]^{2/3}}{k_v [\rho_l + \rho_v]} \times \left[\frac{\sigma_t}{g(\rho_l - \rho_v)k} \right]^{0.5} \left[\frac{\mu_v}{\rho_l - \rho_v} \right]^{1/3}$ (10)									
Film boiling from horizontal plate	Berenson (1961)	$h = 0.425 \left[\frac{k_v^3 \rho_v h_{fg} g(\rho_l - \rho_v)}{\mu_v (t_w - t_{sat}) \sqrt{\phi_t} g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{0.25}$ (11)									
Film boiling from horizontal cylinders	Anderson et al. (1966)	$h = 0.62 \left[\frac{k_v^3 \rho_v g(\rho_l - \rho_v) h_{fg}}{D \mu_v (t_w - t_{sat})} \right]^{0.25}$ (12)									
Effect of radiation	Anderson et al. (1966)	Substitute $h'_{fg} = h_{fg} \left[1 + 0.4c_p \frac{t_w - t_b}{h_{fg}} \right]$									
Effect of surface tension and of pipe diameter	Breen and Westwater (1962)	$\Lambda/D < 0.8$: $h(\Lambda)^{0.25} F = 0.60$ (13) $0.8 < \Lambda/D < 8$: $hD^{0.25} F = 0.62$ (14) $8 < \Lambda/D$: $h(\Lambda)^{0.25} F = 0.016 (\Lambda/D)^{0.83}$ (15)									
		where $\Lambda = 2\pi \left[\frac{\sigma_t}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{0.25}$ $F = \left[\frac{\rho_v h_{fg} g(\rho_l - \rho_v) k_v^3}{\mu_v (t_w - t_{sat})} \right]^{0.25}$									
Turbulent film	Frederking and Clark (1962)	$Nu = 0.15 (Ra)^{1/3}$ (16) for $Ra > 5 \times 10^7$									
		$Ra = \left[\frac{D^3 g(\rho_l - \rho_v) (c_p \mu)}{v_v^2 \rho_v} \left(\frac{h_{fg}}{k} \right)_v \left(\frac{h_{fg}}{c_p (t_w - t_{sat})} + 0.4 \right) \frac{a}{g} \right]^{1/3}$ a = local acceleration									

Tabla 12 Tabla de correlaciones para transferencia de calor de ebullición, (ASHRAE 1997).

5.2. Correlaciones para dos fases

Es conveniente trabajar en terminología de fracción de vacío α y la fracción de masa de gas x , conocida también como calidad. La fracción de vacío es definida como la fracción promediada en el tiempo del área de sección de corte a través de la que fluye el gas (Whalley, 1996):

$$\alpha = \frac{S_G}{S}, \quad (83)$$

donde S_G es el área de la sección de corte ocupada por el gas (m^2) y S es el área total (m^2). Consecuentemente se puede escribir (Whalley, 1996):

$$\frac{S_L}{S} = 1 - \alpha, \quad (84)$$

donde S_L es el área de la sección de corte ocupada por el líquido (m^2). Por otro lado, para la calidad:

$$x = \frac{M_G}{M_G + M_L} = \frac{M_G}{M}, \quad (85)$$

y

$$\frac{M_L}{M} = 1 - x, \quad (86)$$

donde M_L es el flujo másico del agua y M es el flujo másico total (kg/s). En ocasiones también es útil trabajar en términos del flujo másico, llamado velocidad másica o flujo total másico G (kg/m^2s) (Whalley, 1996):

$$G = \frac{M}{S}. \quad (87)$$

Al combinar las ecuaciones anteriores tenemos:

$$M_G = x \cdot G \cdot S, \quad (88)$$

donde M_G es el flujo másico del gas. Con base en lo anterior podemos escribir

$$M = (1 - x) \cdot G \cdot S, \quad (89)$$

Al utilizar los volúmenes específicos del gas V_G y del líquido V_L , las velocidades del gas u_G y el líquido u_L pueden ser escritas en las siguientes formas:

$$u_G = \frac{M \cdot G \cdot V_G}{\alpha \cdot S} = \frac{x \cdot G \cdot V_G}{\alpha}, \quad (90)$$

y

$$u_L = \frac{M_L \cdot V_L}{(1 - \alpha) \cdot S} = \frac{(1 - x) \cdot G \cdot V_L}{1 - \alpha}, \quad (91)$$

Los términos de velocidad superficial (m/s) pueden ser de utilidad para determinar si un modelo es homogéneo o no homogéneo, donde se considera la Velocidad que se lograría en un fluido como si solo fuera una fase y si se comparten sus campos de velocidad. La velocidad superficial del gas se define como (Whalley, 1996):

$$V_g = \frac{G_g}{\rho_g}. \quad (92)$$

De manera similar, para la velocidad del líquido (m/s):

$$V_l = \frac{G_l}{\rho_l}. \quad (93)$$

Con base en las relaciones anteriores se pueden estimar las velocidades que tienen lugar en un flujo de fluido. En seguida se presentan las relaciones que acompañan el cálculo para estimar la caída de presión del sistema.

5.2.1.1 Caída de presión

La potencia de bombeo requerida para circular el fluido de trabajo a través del absorbedor es un factor significativo en el rendimiento total en un campo de colectores concentradores solares. Para un colector para generación directa de vapor (GDV), la tasa de flujo másico y la potencia de bombeo deben ser menores que para aquellos donde no existe cambio de fase. El gradiente de presión cuando el flujo es homogéneo se puede separar en tres componentes: el gradiente de presión por aceleración, gradiente de presión gravitacional y gradiente de presión por fricción.

$$\frac{dP}{dz} = \left(\frac{dP}{dz} \right)_f + \left(\frac{dP}{dz} \right)_a + \left(\frac{dP}{dz} \right)_{sh}. \quad (94)$$

Estos tres componentes pueden definirse como:

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_f = -\frac{1}{S} \frac{dF}{dx}, \quad (95)$$

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_a = -\frac{1}{S} \frac{d}{dz} (M_G u_G + M_L u_L) = -G^2 \frac{d}{dz} \left(\frac{x^2 V_G}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 V_L}{1-\alpha} \right), \quad (96)$$

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_{sh} = -\left(\frac{S_G \rho_G}{S} + \frac{S_L \rho_L}{S}\right) g \sin \theta = -[\alpha \rho_G + (1-\alpha) \rho_L] g \sin \theta = -\left(\frac{\alpha}{V_G} + \frac{1-\alpha}{V_L}\right) g \sin \theta \quad (97)$$

donde el subíndice f indica la componente por fricción, el subíndice a representa los efectos de la aceleración y sh representa la fuerza gravitacional. En este último término se considera el ángulo θ de inclinación del tubo por donde fluye el fluido, además, los términos gravitacional y de aceleración requieren del conocimiento de la fracción de vacío α .

El gradiente de presión en cualquier punto del tubo absorbedor puede ser evaluado seleccionando las correlaciones apropiadas para una fase (agua o vapor) y para regímenes bifásicos (ebullición).

Experimentalmente se ha encontrado que el modelo homogéneo (Perfil de velocidad de fases compartido) funciona bien para los siguientes casos de valores de componentes de gradiente de presión:

1. Gradiente de presión gravitacional. Cuando $\rho_l/\rho_g < 10$ (Para mezcla vapor agua cuando $p > 120$ bar) o $G > 2000$ kg/m²s.
2. Gradiente de presión por fricción. El modelo homogéneo da buenos resultados para $\rho_l/\rho_g < 10$ (Para mezcla vapor agua cuando $p > 120$ bar) o $G > 2000$ kg/m²s.

5.2.1.2 Gradiente de presión en la zona bifásica

El gradiente de presión por fricción en el flujo bifásico ha sido estudiado usando mezclas de aire-agua en diámetros de tubo absorbedor pequeños. El trabajo original de flujo agua-vapor a alta presión de Martinelli-Nelson (1948) propuso la siguiente función de gradiente de presión por fricción (Odeh, 2000):

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_{2f} = \left(\frac{dP}{dz}\right)_{1o} \varphi_{1o}, \quad (98)$$

donde $(dP/dz)_{lo}$ es el gradiente de presión para el flujo de agua líquida y φ_{lo} es el multiplicador bifásico de Martinelli-Nelson, validado en múltiples estudios experimentales. El subíndice *lo* significa que se trata de un flujo de una fase líquida y que *G* corresponde al flujo másico de la fase líquida y es calculado como la suma de flujo másico de las dos fases presentes.

Por ejemplo, para 100 bares de presión, el multiplicador se representa como (Odeh, 2000):

$$\varphi_{lo} = -585.8x^6 + 1567.6x^5 - 1608x^4 + 781.4x^3 - 185.4x^2 + 37.5x + .98, \quad (99)$$

donde *x* es la calidad de vapor.

Stephan (1992) mostró que el gradiente de presión por aceleración es despreciable comparado con el gradiente de presión por fricción en un ensamble de CCP para GDV a 10° de inclinación. Entonces calculó el gradiente de presión por aceleración asumiendo que el flujo bifásico es homogéneo y una razón de deslizamiento igual con 1. En un tubo absorbedor inclinado, el efecto de la caída de presión es despreciable, debido a que para cada segmento hay una caída de presión por gravedad seguido de un incremento de presión en el siguiente tubo debido a la altura hidráulica del fluido en el tubo entre dos segmentos. La caída de presión gravitacional total en los segmentos es casi la misma que la altura hidráulica total entre todos los tubos de los segmentos del colector (Odeh, 2000).

Los mayores factores que afectan la caída de presión en un colector GDV son el flujo másico, el diámetro del tubo absorbedor, la longitud del tubo absorbedor, presión de trabajo e inclinación del tubo absorbedor.

Se ha mostrado (Odeh, 1998) que la eficiencia térmica se incrementa cuando el diámetro del tubo absorbedor decrece debido al decremento de la superficie del tubo absorbedor y tanto la reducción de las pérdidas térmicas. Para encontrar el diámetro óptimo del tubo absorbedor (Odeh, 1998 y Odeh, 2000), la pérdida de calor y caída de presión en el absorbedor deben ser considerados en comparación con diferentes dimensiones de tubo absorbedor. Cabe señalar que en este trabajo se usó la eficiencia óptica constante. La variación de la caída de presión con el diámetro del tubo absorbedor se incrementa significativamente cuando el diámetro del tubo se reduce debido al incremento de las velocidades del líquido y vapor. Por ejemplo, un diámetro de tubo absorbedor de 38 mm tiene una caída de presión típica 10 veces mayor que la de un tubo absorbedor de 54 mm. La alimentación de flujo másico para una condición de salida requerida no cambia significativamente con el diámetro del tubo absorbedor.

5.3. Simulación CFD

La finalidad de la simulación CFD (Dinámica de Fluidos por Computadora por sus siglas en inglés) es reproducir de manera aproximada el comportamiento del CCP cuando se varían las condiciones de frontera, tales como el flujo másico, la velocidad, la temperatura de

entrada, entre otras variables de interés.

5.3.1 Datos del concentrador actual

Se hicieron pruebas al concentrador durante 30 días, pero la más representativa fue la hecha el 31 de marzo del 2006. En ese día, se tuvo una muy buena radiación de más de 850W/m^2 promedio durante las 3 horas de prueba. La temperatura ambiente fue de 32.7°C promedio, y el flujo de agua que administro la bomba de manera constante fue de 0.35 L/min . (0.0058 kg/s).

Los datos de la Tabla 13 se utilizaron para determinar las fracciones másicas, donde se usa un modelo homogéneo, que implica que se comparten los campos de velocidad para ambos fluidos, como se muestra en la Tabla 13. Se supone un flujo laminar con un número de Reynolds bajo.

Variable	Agua	Aire
Fracción de masa	0.995	0.005
Flujo de calor (W/m^2)	2268.88	
Flujo másico de entrada (kg/s)	0.0058	
Temperatura de entrada ($^\circ\text{C}$)	45.2	

Tabla 13 Datos considerados para definir condiciones de frontera

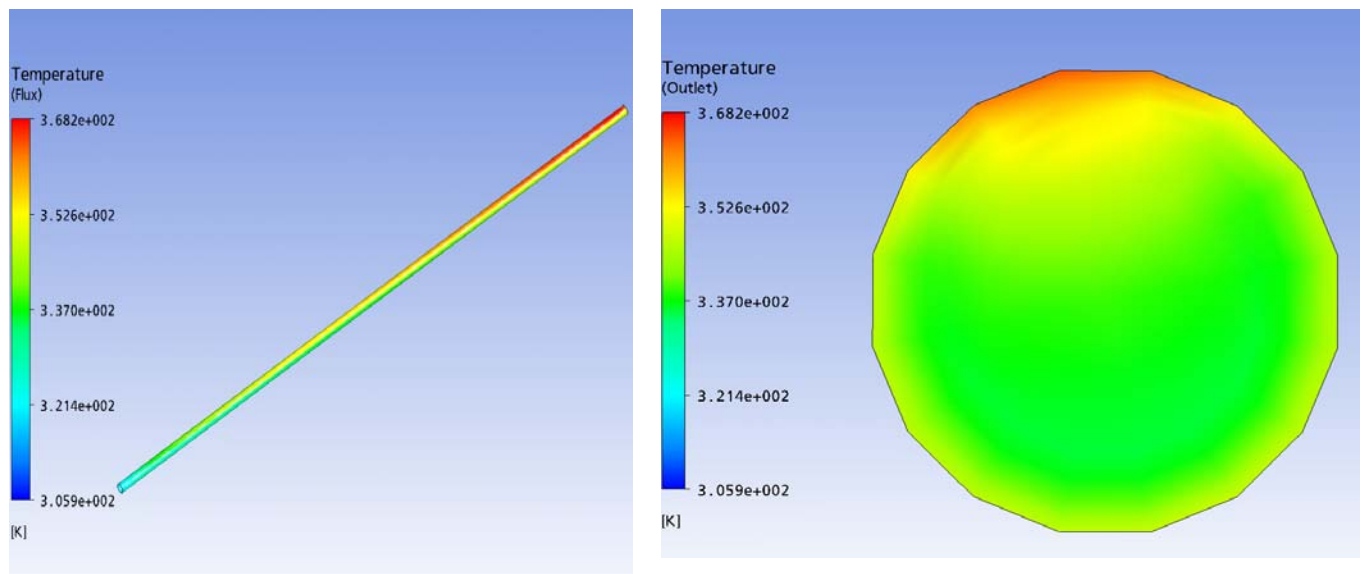


Figura 5.2. Resultados para la distribución de la temperatura, con condiciones de frontera tomadas del experimento

Usando la función del programa de “promedio de flujo másico a la salida”, se leyeron los valores de variables de temperatura mostrados en la Tabla 14. La variable de caída de presión fue calculada restando la presión absoluta en la entrada de la presión absoluta en la salida.

Incremento de temperatura	22.54 [K]
Temperatura promedio a la salida	340.89 [K]
Velocidad promedio a la salida	0.0404[m/s]
Temperatura máxima en la salida	364.321 [K]
Temperatura promedio en el receptor	340.69 [K]
Caída de presión	400 [Pa]

Tabla 14 Valores de variables en la salida del tubo absorbedor

Los resultados difieren un poco con respecto a los encontrados en pruebas debido a dos razones principalmente. En primer lugar, se supone una fracción de volumen de 20% de agua y 80% de aire. La segunda y más importante, es que no se consideran las pérdidas de calor por convección desde el tubo, es decir, se supone que el tubo está aislado y se ignoran los efectos que el aire estancado tiene sobre el enfriamiento del tubo.

En la figura de la derecha (5.14) se muestra como se esperaba, que la mayor temperatura está en la parte superior del tubo. Hay que recordar que el flujo es estratificado y el agua fluye en la parte inferior. En la figura (5.14) de la izquierda vemos la distribución de temperatura en el tubo absorbedor. Al igual que la figura anterior, se esperaba este comportamiento puesto que el fluido va ganando temperatura conforme va avanzando.

En la Tabla 15 se muestran las siguientes iteraciones, tomando los resultados de salida como datos de entrada para cada uno de los análisis. Cabe mencionar que una de las consideraciones para los datos de entrada de presión, fue que el fluido entraba a la misma presión siempre, es decir, siempre se tendría la misma caída de presión, pero si se tuvieran todos los CCP conectados en un mismo tubo, es decir, sin pérdidas de velocidad, sería una suposición falsa y habría que introducir el valor de salida de presión como entrada para la siguiente iteración. El programa no calcula el cambio de fase automáticamente, por lo que entonces según la simulación, hacen falta tres iteraciones para tener un incremento de temperatura de 69°C aproximadamente. Es decir, para un flujo de 0.0058 kg/s donde reconsidera un flujo de agua-aire con las condiciones de entrada mostradas en la Tabla 14, se requeriría la instalación de 3 CCP para producir agua a 45 °C+69°C=114°C, una falsa suposición, ya que sabemos que un delta de temperatura en cambio de fase consume más energía que un delta de temperatura de agua en fase líquida, lejos del punto de ebullición.

	1	2
Incremento de Temperatura [K]	23.498	23.105
Temperatura promedio a la salida [K]	364.388	387.493
Velocidad promedio a la salida [m/s]	0.0527	0.0544
Temperatura máxima en la salida [K]	388.964	413.201
Temperatura promedio en el receptor [K]	364.652	388.229

Tabla 15 Iteraciones para encontrar valores de variables importantes del sistema

5.3.2. Mecánica de fluidos

Cuando fluye una mezcla de líquido y vapor dentro de un tubo, ocurren un número de patrones de flujo, dependiendo de la fracción másica del líquido las propiedades de fluido para cada fase y el gasto. Si el fluido entra como líquido subenfriado, los primeros indicios de

generación de vapor son burbujas formándose en la pared calentada del tubo en el régimen de nucleación. Subsecuentemente puede ocurrir que exista flujo de burbujas, anular o spray – entre otros- conforme el contenido de vapor va incrementando para flujos bifásicos en tuberías horizontales.

Debido a que la nucleación ocurre en una delgada sub-película de líquido sobrecalentado adyacente a la superficie calentada, podría ebullición esta región en convección forzada mientras el resto del líquido está siendo subenfriado. Dependiendo de la naturaleza del fluido y la cantidad de subenfriamiento, las burbujas formadas pueden colapsarse o continuar creciendo y formar burbujas más grandes.

Después de que comienza la nucleación, las burbujas se aglomeran rápidamente para formar zonas de vapor a lo largo de la superficie superior de un tubo horizontal. En el punto donde el fluido en su totalidad alcanza la temperatura de saturación, que corresponde a la presión estática local, habrá más de 1% de calidad de vapor debido a la ebullición que ocurrió cerca de la superficie.

Si la velocidad del fluido es suficientemente alta, se formará rápidamente una zona de vapor rodeada por un anillo líquido pegado a la pared del tubo. El flujo anular ocurre cuando la razón de la sección de corte del tubo con la sección de corte del vapor es aproximadamente 85%.

La calidad de vapor es la razón de masa (o flujo másico) de vapor con respecto a la masa total (o flujo másico) de la mezcla (ASHRAE, 1997).

5.4. Flujo bifásico en un colector GDV

En la generación directa de vapor mediante CCP, el tubo absorbedor debe ser horizontal o en alguna posición en la que pueda considerarse que recibe un flujo uniforme respecto a toda la longitud del absorbedor. Si el agua de alimentación entra al colector a una temperatura menor a la temperatura de saturación, la temperatura de bulbo se incrementa a lo largo del absorbedor hasta la temperatura de saturación (Odeh, 1998). Después de este punto empieza la ebullición de nucleación en el agua saturada y un pequeño incremento en la calidad del patrón de flujo cambia su estado a ebullición convectiva o evaporación con convección forzada. La transferencia de calor desde la pared en la región de dos fases incrementa con la calidad debido al incremento del esfuerzo cortante en el vapor. Para entradas con alta energía o colectores muy largos de vapor seco, el coeficiente de transferencia de calor interno decreciente. El coeficiente máximo de transferencia de calor en la región de dos fases se encuentra cuando la calidad de $x=0.8$ se alcanza, según ha sido mostrado para un amplio rango de condiciones de flujo másico. (Stephan, 1992).

5.4.1. Transferencia de calor en un colector de generación directa

El análisis térmico de un colector de evaporación directa, se debe dividir en tres regiones para seguir los cambios de fase en el absorbedor. El coeficiente de transferencia de calor (h_{ph}) para flujo completamente desarrollado de agua (en una fase) y regiones de vapor seco puede ser calculado de la correlación de Dittus-Boelter:

$$h_{ph} = 0.023(Re)^{0.8} (Pr)^{0.4} \frac{k}{D_{ab,i}}, \quad (100)$$

donde k es la conductividad térmica (W/m K), Re es el número de Reynolds, Pr es el número de Prandtl y $D_{ab,i}$ es el diámetro interno del absorbedor en (m).

Para evaluar el coeficiente de transferencia de calor en la zona bifásica el patrón de flujo debe ser determinado usando el número de Froude (Grunger y Winterton, 1986, Stephan, 1992):

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_1^2 \cdot g \cdot D_{ab,i}}, \quad (101)$$

donde G es el flujo másico (Kg/m²s), ρ_1 es la densidad de agua saturada (Kg/m³), g es la aceleración gravitacional (m/s²) y $D_{ab,i}$ es el diámetro interno del absorbedor.

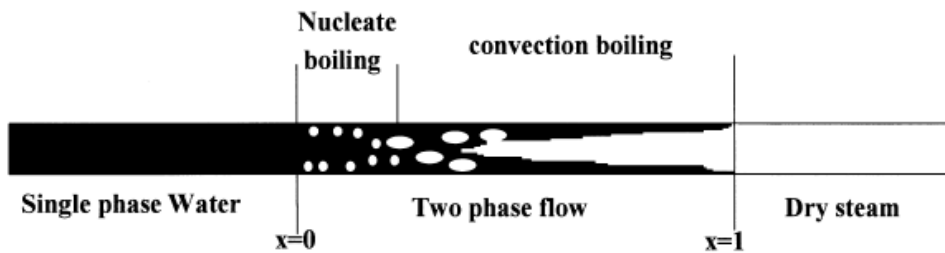


Figura 5.3. Patrones de flujo en el tubo absorbedor de un colector GDV

Como podemos notar en la Figura 5.3, suponemos que el agua llena por completo al tubo en la entrada, conforme va absorbiendo calor se eleva la temperatura del agua hasta el punto en que se empiezan a formar pequeñas burbujas esféricas (empieza la región de flujo bifásico) cuya sección de corte se denomina “fracción de vacío” en la región de ebullición de nucleación (Void fraction). Se forman cada vez más burbujas que colisionan con otras y forman burbujas más grandes con forma elipsoidal, como resultado del proceso de ebullición del agua. Finalmente, después del proceso de ebullición por convección se tiene un 100% de fracción de volumen de vapor seco.

Si $Fr < 0.04$, entonces el patrón de flujo es estratificado y el coeficiente de transferencia de calor está dado por la ecuación de Shah (Gunger y Winterton 1986; Stephan, 1992):

$$\frac{h_{2ph}}{h_1} = 3.9(Fr)^{0.24} \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.64} \left(\frac{\rho_1}{\rho_g} \right)^{0.4}, \quad (102)$$

donde h_{2ph} es el coeficiente de transferencia de calor en dos fases, h_1 es el coeficiente de transferencia de calor para el agua saturada, Fr es el número de Froude, x es la calidad de vapor, ρ_1 es la densidad de agua saturada (Kg/m³), ρ_g es la densidad del vapor.

El coeficiente de transferencia de calor (h_1) solo para el flujo líquido, puede ser calculado usando la ecuación de Dittus-Boelter asumiendo que la fracción de líquido llena el tubo:

$$h_1 = 0.023 \left(\frac{k_1}{D_{ab,i}} \right) \left(\frac{G(1-x)D_{ab,i}}{\mu_1} \right)^{0.8} (Pr_1)^{0.4}, \quad (103)$$

donde k_1 es la conductividad térmica del agua saturada (W/m K), $D_{ab,i}$ es el diámetro interno del absorbedor (m), G es el flujo másico (Kg/m²s), x es la calidad de vapor, Pr_1 es el número de Prandtl del agua saturada y μ_1 es la viscosidad del agua saturada.

El coeficiente de transferencia de calor para el flujo bifásico depende de la calidad de vapor. La siguiente figura muestra la variación del coeficiente de calor con la calidad de vapor en la sección bifásica para un tubo absorbedor de 2.12 in (54 mm.) para generación directa de vapor. La tendencia del coeficiente de transferencia de calor es similar a las pruebas hechas por Chawla en un tubo horizontal dada por Stephan (1992). El coeficiente de transferencia de calor máximo depende de la contribución relativa de formación de burbujas y componentes de convección mostrados en Figura 5.4. También se muestra la variación del HTC (Coeficiente de transferencia de calor por sus siglas en inglés) en la región de dos fases respecto a la calidad de vapor Figura 5.4. En la sección de vapor seco el HTC decrece debido a la menor conductividad térmica y la mayor viscosidad del vapor seco (Odeh, 1998).

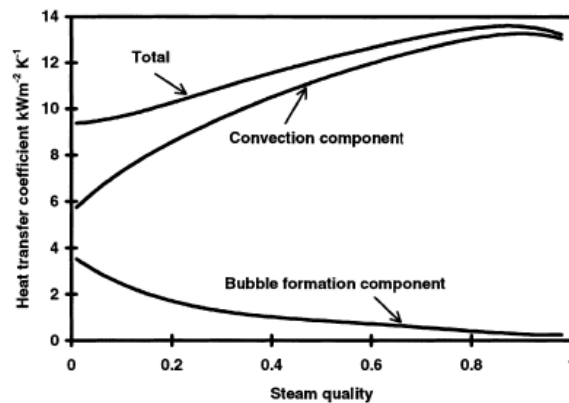


Figura 5.4. Coeficiente de transferencia de calor en una sección bifásica de un colector GDV

Los HTC para dos fases mostrados en la figura Figura 5.4 aplican para condiciones de flujo de calor uniforme, lo cual no ocurre durante la operación de un colector GDV debido a la radiación transitoria. Sin embargo la mayor resistencia térmica entre el fluido de trabajo y la parte externa del tubo absorbedor está protegida por una envolvente que es un vidrio plano en la parte superior. La resistencia térmica entre el fluido de trabajo y la pared interna del tubo absorbedor es despreciable comparada con la resistencia térmica de la envolvente de "vacío". Entonces la incertidumbre en la evaluación del HTC en flujo de dos fases bajo condiciones de flujo no uniforme tiene sólo un menor efecto en la pérdida de calor evaluada utilizando este modelo.

Para calcular la eficiencia de un colector GDV la temperatura de pared del absorbedor debe ser evaluada en cada región de fase mediante un balance de energía entre la radiación absorbida, pérdida de calor y calor útil ganado.

5.4.2. Control de flujo en el colector DSG

El control de circulación del fluido del colector GDV puede estar basado en una alimentación de flujo de agua fijo (entalpía variable de salida) o flujo másico variable (condiciones fijas de salida de vapor). En la Figura 5.5 se muestra la eficiencia de las diferentes regiones de fase de un flujo másico fijo. En el punto A en la Figura 5.5, la ebullición comienza y la tasa de incremento de la eficiencia total del colector se reduce.

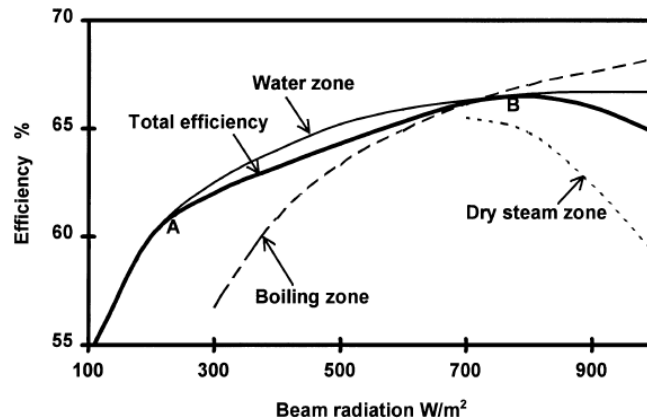


Figura 5.5. Eficiencia de las diferentes secciones de fases en un colector GDV contra nivel de radiación; Radiación de 1000W/m², longitud de colector 600m, d=54mm, presión de operación 120 bar, flujo másico 0.8 kg/s, temperatura de entrada 190 °C.

Aunque el HTC de la zona de ebullición es más alto que en otras zonas, la eficiencia en la zona de ebullición es más baja que la zona del agua a baja radiación debido a la alta temperatura en la zona de ebullición. La eficiencia de la zona de vapor seco decrece con la radiación debido a que el HTC de vapor seco con incremento de temperatura. La eficiencia total del colector incrementa con la radiación hasta el punto B donde la zona de vapor seco empieza a tener una influencia significativa en la eficiencia total. Más allá del punto B la eficiencia decrece conforme la zona de vapor seco se extiende.

Para una presión dada de operación, la eficiencia del colector GDV se incrementa conforme la temperatura de entrada se reduce debido a una combinación de las menores pérdidas del colector y la extensión de la región líquida y bifásica. A bajos niveles de radiación la variación de la eficiencia respecto a la variación de la radiación es más significativa para alta temperatura de entrada debido a que hay mayores pérdidas. La eficiencia del colector incrementa cuando fluye un flujo de agua en el colector, sin embargo, las limitaciones impuestas por recuperación de energía en el resto del ciclo podría restringir la temperatura de entrada de un colector GDV a la temperatura de saturación del ciclo.

La eficiencia del colector se incrementa cuando la temperatura de saturación se reduce debido a una reducción en la temperatura de pared del absorbedor y entonces se reducen las pérdidas térmicas.

Aunque la eficiencia del colector se incrementa para temperatura baja de saturación la evaluación de la presión óptima debe incluir las características del campo de colectores así como del colector. Sin embargo, la relativa baja sensibilidad de la eficiencia del colector a la temperatura de saturación nos lleva a la adopción de la temperatura más alta del colector para maximizar la eficiencia del sistema.

La eficiencia se incrementa con la radiación debido al incremento del coeficiente de transferencia de calor con la tasa de alimentación de flujo en las zonas de agua y ebullición. Para mantener la entrega de vapor seco a bajos niveles de radiación se requiere un flujo másico muy bajo y el control bajo estas condiciones puede ser muy difícil. De aquí que sea necesario cambiar a un flujo fijo a algún valor limitado de radiación.

Hay menos variación en la eficiencia del colector respecto al nivel de radiación para un control de flujo variable de agua debido a que las condiciones de salida del fluido son constantes.

Cuando el diámetro del tubo se incrementa la eficiencia decrece debido a que el área del tubo absorbedor es mayor y en consecuencia la pérdida térmica es mayor. Los absorbedores de diámetro más pequeño tienen coeficientes altos de convección interna en la zona líquida del agua, sin embargo, sólo tiene un pequeño efecto en la eficiencia total. El problema asociado con diámetros de tubo absorbedor pequeños es la necesidad de una alta exactitud de enfoque. Entonces el diseño del CCP debe tener en cuenta el rendimiento térmico y óptico. Es aquí en donde se encuentra la mayor posibilidad de mejora de estos concentradores (Odeh, 1998).

Nombre	Variable	31 de marzo	7 de abril	unidades
Densidad agua		997		Kg/m ³
Viscosidad agua		0.000891		kg/ms ²
Velocidad agua	V	0.038	0.35	m/s
Conductividad térmica del agua	k	0.58		W/m ⁰ C
Calor específico	Cp	4181.7		J/Kg K
Flujo másico	m	0.0058	0.055	Kg/s
Gasto	G	7.33	69.5	Kg/m ² s
Diámetro tubo	d	0.03175		m
Número de Reynolds	Re	1350	12434	
Número de Nusselt	N	22.66	85.88	
Coefficiente de transferencia de calor por convección	h	414	1569	W/m ² °C
Calidad de vapor a la salida (Supuesta)	x	0.2	0.01	
Número de Prandtl	Pr	6.42	6.42	
Número de Froude	Fr	0.00017	0.0156	
HTC para líquido suponiendo que llena el tubo	h1	3.47	24.91	W/m ² °C
HTC para flujo desarrollado	hph	282.36	1668.15	W/m ² °C
HTC para flujo estratificado en dos fases	h2ph	13.576	36.761	W/m ² °C

Tabla 16 Coeficientes de transferencia de calor para diferentes zonas de flujo

Como podemos apreciar en la tabla 21, el flujo que esperamos es estratificado puesto que el número de Fraude es mucho menor a 0.04, para ambos casos. Para estos datos no hay cambio de fase. Debemos tener en cuenta los dos puntos siguientes:

- El coeficiente de transferencia de calor para el flujo bifásico depende de la calidad de vapor.
- La diferencia entre la temperatura de bulbo y la temperatura de la pared del absorbedor es más baja en la zona de ebullición debido a que el HTC es más alto.

5.5 Simulación de flujo bifásico

El modelo de cambio de fase térmico usado en CFX, describe el cambio de fase inducido por una interfase de transferencia de calor en el flujo. Se usa para evaluar la evaporación o condensación. Sólo es aplicable a cambio de fase de sustancias puras. Se debe determinar la temperatura de saturación: para este caso, el agua se supone a una temperatura de saturación de 100°C. El calor latente se define como la diferencia de las dos entalpías estáticas de las dos fases. En el caso de ebullición subenfriada, se debe notar que la fase de vapor mantiene una temperatura fija en condiciones de saturación (Es decir, sería posible correr la fase de vapor como isotérmica, con la temperatura de referencia igual a la de saturación).

El modelo de cambio de fase térmico supone:

- El equilibrio termodinámico prevalece en la interfase entre las dos fases. Esto es, la temperatura interfacial iguala a la temperatura de saturación.
- La transferencia de calor podría ser modelada por dos coeficientes de calor independientes, uno para cada fase desarrollada (Tabla 16).

Una fase es saturada si la temperatura iguala a la temperatura de saturación; Una fase es subenfriada si la temperatura está por debajo de la temperatura de saturación; Es sobrecalentada si está por arriba de la temperatura de saturación. Por último, se usa el modelo de energía térmica, donde existe flujo a baja velocidad y los efectos viscosos se suponen despreciables.

Para la modelación en CFX, se usa el método de transferencia de calor de dos resistencias (Two resistance). Este modelo fue diseñado para aplicaciones avanzadas en las que es necesario considerar la transferencia de calor en cada lado de la interfase. Este modelo se usa cuando la transferencia de calor en la fase dispersa es significativa, por ejemplo, en flujo transitorio, con una fase dispersa con baja conductividad térmica o la condensación en pequeñas gotas o la evaporación.

Bajo condiciones constantes de saturación, se debe definir el modelo de resistencia cero (Zero resistance) en la fase dispersa y Ranz- Marshall para la fase continua.

$$Nu = 2 + 0.6Re^{0.5} Pr^{0.3} . \quad (104)$$

La ecuación anterior se refiere al modelo de Ranz-Marshall y su rango de valides oscila para valores de número de Reynolds menores a 200 y números de Prandtl con valores entre 0 y 250.

Dependiendo de estos números, podría usarse también la correlación de Hughmark (Ansys CFX, 2007):

$$Nu = 2 + 0.6 Re^{0.5} Pr^{0.33} . \quad (105)$$

Para $0 < Re < 776.06$ $0 < Pr < 250$

$$Nu = 2 + 0.6 Re^{0.62} Pr^{0.33} . \quad (106)$$

Para $776.06 < Re$ $0 < Pr < 250$

El modelo de resistencia cero es equivalente a un coeficiente de transferencia de calor infinito. Su efecto es forzar que el valor de la temperatura interfacial sea el mismo que el valor de la temperatura de esa fase (Dispersa).

El modelo de arrastre de partículas es Schiller-Naumann:

:

$$CD = \left(\frac{24}{Re} \right) \left(1 + 0.15 Re^{0.687} \right) . \quad (107)$$

Si el valor sobrepasa 0.44, ANSYS CFX toma este último valor.

En las siguientes figuras se muestra la gráfica de convergencia para la fracción de volumen (Izquierda) y para masa y momento (Derecha). El criterio de convergencia fue 1E-06 (Max). Se supone que el vapor es una fase dispersa, con un diámetro promedio de partículas de 0.001m. Además considera flujo turbulento, el modelo usado es el de κ - ξ , con valores de intensidad de 0.05 y automático para la escala de longitud. La radiación que recibe el tubo en la pared es de 2268.88 W/m², el flujo másico es de 0.0058 kg/s. Se supone que a la salida habrá 100% de vapor y 0% de agua. La presión de salida es igual a la presión atmosférica (Presión relativa=0).

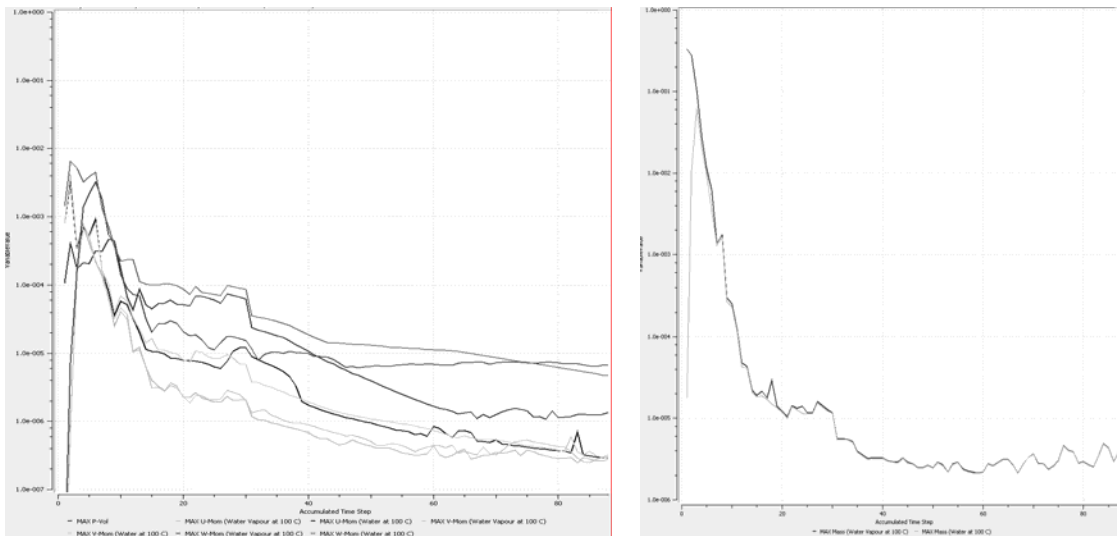


Figura 5.6. Gráficas de convergencia de la simulación. En la gráfica de la derecha se muestra la convergencia de las velocidades para satisfacer la ecuación de conservación de masa y momento. En la gráfica de la izquierda, se muestra la convergencia de las fracciones máscas de agua y vapor.

Podemos notar que el valor mínimo de la fracción de masa de vapor no es cero, aunque la suposición haya sido así. CFX necesita un valor muy pequeño (nunca cero), en este caso, 1.33×10^{-11} . Notamos también que debido al modelo usado (Que se describe más adelante) la temperatura es la misma en todo el dominio (100°C).

	1	2	3	4	5	6
Velocidad promedio a la salida (m/s)	0.0315	0.080	0.156	0.206	0.287	0.372
Fracción de volumen de vapor	0.5045	0.7154	0.7803	0.8256	0.8576	0.8792
Fracción de volumen de agua	0.4955	0.2846	0.2197	0.1744	0.1424	0.1208
Fracción de masa de agua	0.9951	0.9977	0.9972	0.9966	0.9959	0.9952
Fracción de masa de vapor	0.0049	0.0023	0.0028	0.0034	0.0041	0.0048
Caída de presión (Pa)		200	500	800	1200	1700

Tabla 17 Valores de variables en la salida del tubo absorbedor

Como resultado de la simulación notamos que la energía que está siendo suministrada al fluido mediante radiación incidente al tubo, no es suficiente para convertir en su totalidad el agua en vapor. La calidad del vapor a la salida difiere de la supuesta (0.5). No hay que perder de vista que la temperatura en todo el dominio se mantiene prácticamente constante (100°C).

En la Figura 5.7 se muestran algunas figuras de resultados de la simulación. En la Figura 5.7.a se muestra que entra solo agua a 100°C , ilustrada por su color rojo, que significa 100% de fracción de volumen. En la Figura 5.7.b se muestra la fracción de volumen del vapor a la salida, como se puede notar, la mayor fracción de volumen se concentra cerca de la pared del tubo. En la Figura 5.7.c se puede notar que la fracción de volumen más alta de vapor se encuentra lógicamente cerca de la pared pero conforme se acerca al centro del tubo, esta

fracción disminuye. La Figura 5.7.d es análoga a Figura 5.7.c. Finalmente se muestra en la figura Figura 5.7.d la distribución promedio de la velocidad del fluido a la salida.

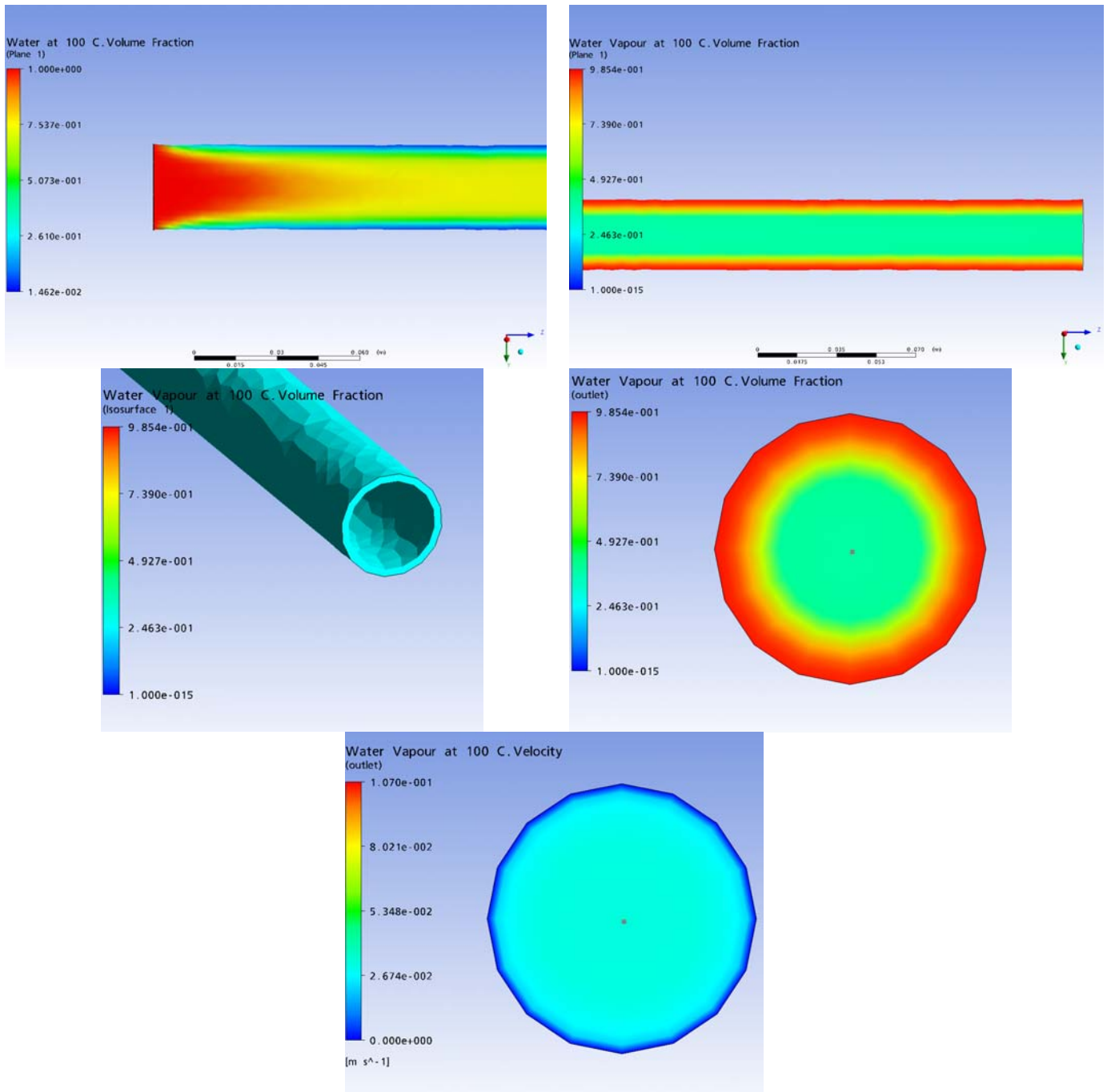


Figura 5.7. Resultados de la simulación de flujo bifásico. (a) Arriba, derecha. Fracción de volumen del agua a 100°C en la entrada. (b) Arriba, izquierda. Fracción de volumen de vapor de agua a 100°C. (c) A la mitad, izquierda. Isovolumen de fracción de volumen de vapor de agua. (d) A la mitad, derecha. Fracción de volumen de vapor de agua a la salida. (e) Abajo. Velocidad promedio a la salida del vapor de agua.

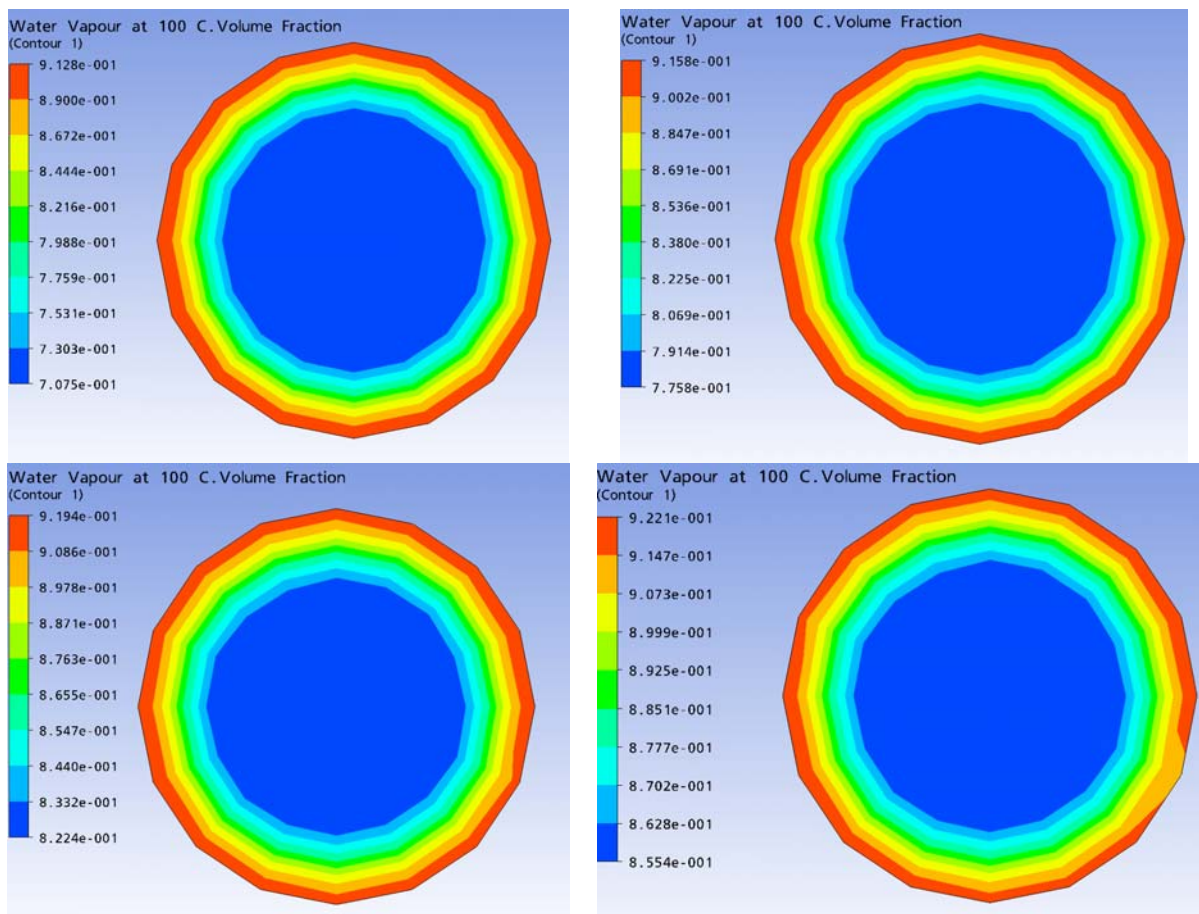


Figura 5.8. Distribución de fracción de volumen en las iteraciones (a) Segunda, (b) tercera, (c) cuarta, (d) quinta.

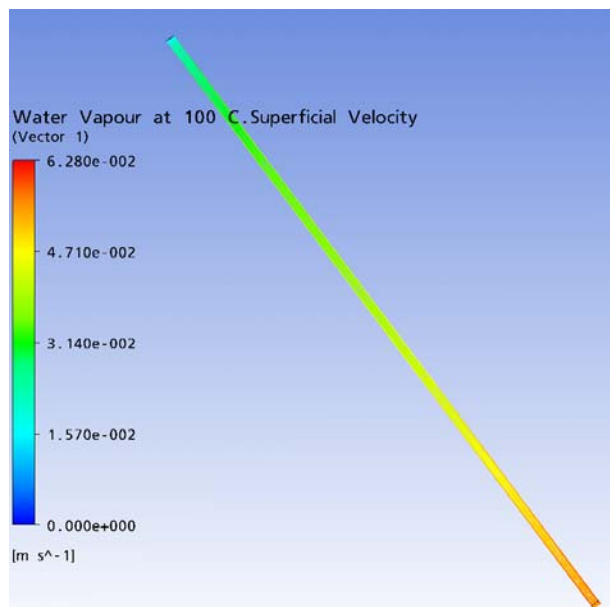


Figura 5.9. Vectores de velocidad superficial del vapor de agua en iteración 2.

Como se puede apreciar en las figuras anteriores, la calidad de vapor a la salida del tubo absorbedor del CCP no incrementa linealmente. Esto se debe a que la caída de presión es cada vez mayor pues el fluido gana más velocidad conforme la calidad de vapor es mayor. Puede apreciarse también que la velocidad máxima en el tubo absorbedor se encuentra en la zona de salida del fluido. También puede apreciarse que cerca de la pared del tubo absorbedor se encuentra la mayor fracción de volumen de vapor.

Se observa también, que para elevar la temperatura de 45°C a 100°C el agua con un flujo de 0.0058 kg/s, bajo condiciones de radiación específicas (del día 31 de marzo del 2006), se requeriría el empleo de 3 CCP, pero para elevar la calidad de vapor a la salida hasta al menos 85%, se requieren otros 6 CCP. Cabe recordar que no se toman en cuenta las pérdidas de transferencia de calor por convección, pues el tubo absorbedor está protegido por una envolvente de vidrio cuya función es precisamente disminuir dichas pérdidas.

Conclusiones

En este trabajo se muestran los resultados más importantes realizados a un prototipo de CCP, obtenidos mediante análisis teórico, simulación y experimentación. El diseño y la simulación juegan un papel muy importante en la fabricación o manufactura de un nuevo modelo. Gracias a esto es posible construir escenarios de propuestas “¿Que pasaría si...?”.

La construcción de este CCP debió estar basada en el diseño conceptual y la simulación previa de varios de estos escenarios. Como se vio durante el trabajo, la eficiencia óptica puede ser incrementada en primer lugar optimizando la geometría del CCP, aunque también hay que tomar en cuenta el proceso de manufactura al que el modelo será sometido y la exactitud que dicho proceso ofrece para fijar las dimensiones más críticas. Debido a que la idea original era fabricar un CCP de manera que pudiera ser fácilmente reproducible, se sabía de antemano que su eficiencia sería muy baja. Los errores que más afectaron a la eficiencia óptica son los relacionados al factor de intercepción, que básicamente depende de la exactitud de la parábola diseñada en comparación con la parábola colocada en el CCP. El factor de seguimiento solar es muy importante, sin embargo en este trabajo no se consideró la construcción de algún tipo de acoplamiento puesto que se quería conservar el costo más bajo posible.

La eficiencia térmica puede ser incrementada aislando las zonas en donde el tubo absorbedor entra en contacto con otras partes metálicas y asegurando que la parte interna del colector se encuentre bien sellada.

Se observó que la eficiencia térmica se incrementaba cuando el valor de radiación era menor y cuando el flujo másico de agua era mayor. Aún así, se sacrificó la eficiencia para obtener un mayor incremento en la temperatura y así obtener vapor de agua, que es uno de los principales objetivos de este trabajo.

El flujo bifásico es parte importante de la termodinámica del fluido dentro del tubo absorbedor, comúnmente es en este proceso donde se encuentran las mayores pérdidas de energía del sistema. Las simulaciones que se reportan están basadas en una mezcla de agua y aire; con este tipo de simulaciones podemos variar los parámetros de entrada (Flujo másico, por ejemplo) para optimizar el sistema.

En general se observa una buena correlación entre las pruebas experimentales y el análisis teórico, de esta manera se validan las variables más importantes que afectan al sistema. Como parte del desarrollo de este proyecto, se sugiere poner especial atención al método de construcción del colector parabólico; los errores por manufactura pueden ser más costosos que una inversión adicional para la mejora en este aspecto. La estructura también es parte importante del colector, pues bajo cargas de viento, seguimiento solar o por el propio

peso del colector, puede afectarse su vida útil, haciendo este colector menos competitivo ante las alternativas comerciales.

Debe ponerse especial atención en el tubo absorbedor del concentrador. El tamaño del tubo también es factor importante en la determinación de la eficiencia óptica y térmica. Entre menor área de tubo absorbedor es mayor la concentración que este sistema alcanza y por consiguiente, mayor el incremento de temperatura en el fluido de trabajo. Vale la pena el uso de algún recubrimiento selectivo sobre el tubo absorbedor que disminuya su emisividad. También se recomienda la envolvente del tubo absorbedor sea un tubo de vidrio transparente, para disminuir la pérdidas térmicas.

En este trabajo se desarrolló una metodología de validación de diseño mediante la simulación CAD y CAE. Para futuros trabajos, se recomienda validar desde la etapa de la concepción del colector parabólico, amplios rangos de funcionamiento y distintos regímenes de operación bajo las más extremas condiciones. También se recomienda validar el mejor diseño para que tenga un peso ligero, sea rígido y presente las menores pérdidas ópticas y térmicas posibles debidas a la propia geometría.

La finalidad de este trabajo es la proyección de un campo de colectores se deben determinar los mejores valores de flujo másico de agua, temperatura de salida, así como la calidad del vapor. Se concluye que el mejor flujo másico del agua debe oscilar entre 0.005 y 0.01 kg/s. La temperatura de salida debe ser igual o mayor a 100°C, con una calidad de vapor de al menos 85%. Con base en las pruebas realizadas al CCP, para un flujo de 0.0058 kg/s se reportó un incremento de temperatura de 18.3°C con una radiación de 872.6 W/m². Es decir, para que se un flujo de 0.0058 kg/s alcance 100°C con una temperatura de entrada de 25°C se requerirían de al menos 4 colectores en serie, en el caso de que no se haga uso de otra tecnología auxiliar, como podría ser un precalentador del fluido antes de la entrada o un tanque de expansión en la salida. También hay que tomar en cuenta que el sistema de control que se recomienda es el de recirculación, precisamente con este método se evita la necesidad de instalar un gran campo de colectores. Ahora bien, para que se evapore el agua con la calidad de vapor antes mencionada, se requerirán de al menos otros 5 colectores en serie. Si se requiere de más flujo entonces se deberían conectar en paralelo otros tantos.

Apéndice A

Procedimiento para calcular la eficiencia óptica y térmica teóricos

Programa para calcular la eficiencia óptica y térmica del colector con datos de entrada experimentales, hecho en Maple, este es el programa para el día 31 de marzo. Para el programa del día 7 de abril, sólo se cambiaron los valores de la entrada, reportados en tablas a lo largo de este trabajo.

Pérdidas de calor por convección y radiación

```
> restart;
> Rn:=Ro*V*diam/Mu;
(Fórmula del número de Reynolds)
> Ro:=1.185:
(Densidad del aire)
> V:=1:
(Velocidad Promedio del Viento dentro del colector)
> diam:=0.03175:
(Diámetro externo del receptor, Diámetro nominal de Tubería de cobre Tipo K de 1.25in)
> Mu:=1.8775*10^(-5):
(Viscosidad del Aire)
> eval(Rn);
> Nu:=0.3*(Rn)^0.6;
(Evaluación del Número de Nusselt)
> k:=0.02683:
(Conductividad del Aire)
> hw:=Nu*k/diam;
(Coeficiente de Pérdidas por convección)
> Epsc:=0.92:
(Emisividad del cobre)
> Tcub:=309.4549:
(Temperatura supuesta de la cubierta. Primera corrida fue con 50°C)
> Tamb:=32.7+273.15:
(Temperatura ambiente 30°C)
> sigma:=5.67*10^(-8):
(Constante de Boltzmann)
> hc:=Epsc*sigma*(Tcub^2+Tamb^2)*(Tcub+Tamb);
(Coeficiente de Pérdidas por Radiación)
> L:=2.44:
(Longitud del colector)
> Ar:=3.1416*diam*L;
(Área de absorbedor)
```

```

> La:=1.04972:
(Longitud de Apertura)
> Aa:=(La)*L;
(Área de apertura)
> Trec:=480.944:
(Temperatura supuesta en el receptor)
> Epsw:=0.88:
(Emisividad del vidrio)
> Aw:=L*La:
(Área de la cubierta de vidrio)
> Fec:=(1-Epsc)/Epsc:
> Few:=(1-Epsw)/Epsw:
> As:=Aw/Ar;
> fshape:=0.48;
(F1-2 factor de forma)
> Denom:=Fec+(1/fshape)+(Few*As^(-1)):
> hr:=sigma*(Trec^2+Tcub^2)*(Trec+Tcub)/Denom;
> UL:=((Ar/((hw+hc)*Aw)+1/hr)^(-1));
(Coeficiente de Perdidas)
> Tc:=((hr*Trec)+(As*(hw+hc)*Tamb))/(hr+((hw+hc)*As));
(Temperatura de la cubierta)

```

Coeficiente convección de líquido

```

> ma:=0.0058:
(Flujo másico en kg/s)
> Mliq:=0.000596:
(Viscosidad del agua a 45°C)
> Rliq:=4*ma/(3.1416*diam*Mliq):
> Pliq:=3.77:
(Número de Prandtl del agua a 45°C)
> Nuliq:=0.023*Rliq^(4/5)*Pliq^0.4:
> Kliq:=0.6396:
> hxliq:=Nuliq*Kliq/diam:
> Mvap:=0.000012:
(viscosidad del vapor)
> Rvap:=4*ma/(3.1416*diam*Mvap):
(Número Reynolds para agua a 100°C)
> Pvap:=1.75:
(Número de Prandtl para agua a 100°C)
> Nvap:=0.023*Rvap^(4/5)*Pvap^0.4:
(Número Nusselt para agua a 100°C)
> Kvap:=0.679:
(Conductividad térmica del agua a 100°C)
> hxvap:=Nvap*Kvap/diam:
(Coeficiente promedio de transferencia de calor)
> kcu:=385:
(Conductividad térmica del cobre)
> hfi:=hxliq;

```

```

> F:=(( (La/(2*kcuc)) *ln(As)+(As/hfi)+UL^(-1))^(-1))*UL^(-1);
(Factor de tasa de flujo)
> Cp:=4250:
> Fdp:=ma*Cp/(Ar*UL*F):
(Factor para calculo de F'')
> Fbp:=Fdp*(1-2.71^(-1/Fdp));
(Factor F'')
> Fr:=Fbp*F;
(Factor de remoción)
> Frt:=0.85:

```

Eficiencia óptica

```

> d:=89:
(Día del año)
> Pre_decl:=- sin(23.45/180*3.1416)*cos((360*(d+10)/365.25)
*(3.1416/180));
(sin(declinación))
> decl:=(180/3.1416)*arcsin(Pre_decl);
(Declinación)
> Latitud:=18.6:
(latitud)
>
Angulo_horario:=(180/3.1416)*arccos(tan(Latitud*3.1416/180)*tan(decl*3
.1416/180));
(Ángulo horario)
> val:=root(1cos(decl*3.1416/180)^2*sin(Angulo_horario*3.1416/180)^2,2)
:
> Ang_Inc:=(180/3.1416)*arccos(val);
(Ángulo de incidencia para un colector con eje de seguimiento este-oeste)
> Ro_opt:=0.92:
> Tao:=0.88:
> Alfa:=0.9:
> Gamma:=0.7615:
> Wa:=1.04972:
(Longitud de abertura)
> f:=0.25:
(Altura del foco)
> hp:=0.27548:
(Altura de la parábola)
> Af:=(2*Wa*hp/3)+(1+Wa^2/(48*f^2))*f*Wa;
(Factor geométrico del colector)
> v1:=Af*tan(Ang_Inc*3.1416/180)*cos(Ang_Inc*3.1416/180):
> ef_optica:=Ro_opt*Tao*Alfa*Gamma*(1-v1);
(Eficiencia Óptica)
> Gb:=872.6:
(Radiación Promedio)
> Tfi:=40.1+273.15:

```

(Temperatura de entrada del fluido en Kelvin)

> **Tfo:=58.4+273.15;**

(Temperatura de salida del fluido en Kelvin)

> **C:=Aa/Ar;**

(Concentración del colector)

> **ef_termica:=Fr*(ef_optica-(UL*(Tfi-Tamb)/(Gb*C)));**

> **q0:=Fr*(Gb*ef_optica*Aa-(Ar*UL*(Tfo-Tfi)));**

> **T_receptor:=(((Fr*(Gb*ef_optica*Aa-(Ar*UL*(Tfo-Tfi))))-(Gb*ef_optica*Aa))/(-Ar*UL))+Tfi;**

> **col_ef:=q0/(Gb*Aa);**

Resultados

$$Rn := \frac{Ro \ V \ diam}{M}$$

2003.928096

N := 28.72437152

hw := 24.27322482

Tamb := 305.85

hc := 6.076128055

Ar := 0.2433797520

Aa := 2.5613168

As := 10.52395189

fshape := 0.48

hr := 6.713769926

UL := 6.575550128

Tc := 309.4547495

hxliq := 93.21950391

F := 0.5670731257

Fbp := 0.9788745199

Fr := 0.5550934337

decl := 3.007947737

Angulo_horario := 91.01306218

Ang_Inc := 86.82590747

Af := 0.5516061726

ef_optica := 0.2492649837

Tfi := 318.35

Tfo := 332.25

$C := 10.52395189$

$ef_{termica} := 0.1333969834$

$q0 := 296.8992444$

$T_{receptor} := 480.9446286$

$col_{ef} := 0.1328405257$

Apéndice B

Análisis por segunda ley y cálculo de entropía y temperatura óptima de funcionamiento del colector

```
> restart;
> Efc:=0.2487;
Eficiencia óptica
> Aa:=2.560;
Área de apertura
> Rd:=872.6;
Radiación
> Con:=10.52;
Concentración
> qast:=Rd*Aa;
Flujo de calor que recibe la superficie reflejante
> q0ast:=Efc*qast/Aa;
Flujo de calor que recibe el absorbedor
> Ur:=6.57;
Pérdidas térmicas en el sistema
> Tr:=207.79;
Temperatura del receptor en °C
> Tamb:=32.70;
Temperatura ambiente
> Ar:=0.2433;
Área de recepción
> Qo:=Ur*Ar*(Tr-Tamb);
> Theta1:=1+(qast/(Ur*Ar*Tamb));
Delta de temperaturas máxima teórica
> DeltaT:=Tr/Tamb;
Delta de temperaturas experimental
> Theta2:=1+(q0ast*Aa/(Efc*Ur*Ar*Tamb));
> Efic_Optima:=1-((DeltaT-1)/(Theta2-1));
> Ta:=4500;
3/4 de Temperatura supuesta del sol
> exin:=qast*(1-(Tamb/Ta));
Exergía de entrada
> q:=qast-Qo;
> exout:=q*(1-(Tamb/Tr));
Exergía de salida
> Sgen:=(Qo/Tamb)+(q/Tr)-(qast/Ta);
Entropía generada
> Sgen2:=(1/Tamb)*(exin-exout);
> theta_opt:=sqrt(Theta1);
Razón de temperatura máxima
```

> **Tr_Max:=Theta1*Tamb;**

Temperatura máxima

> **Tr_Opt:=sqrt(Tr_Max*Tamb);**

Factor de temperatura óptima

> **Theta_ast:=Ta/Tamb;**

> **x1:=2*(sqrt(Theta1)-1)-((Theta1-1)/Theta_ast);**

Entropía mínima generada

Resultados

$Rd := 872.6$
 $Con := 10.52$
 $qast := 2233.8560$
 $q0ast := 217.4519200$
 $Ur := 6.57$
 $Tr := 207.79$
 $Tamb := 32.70$
 $Ar := 0.2433$
 $Qo := 279.8780383$
 $Q1 := 43.73659752$
 $DeltaT := 6.354434251$
 $Q2 := 43.73659752$
 $Efic_Optima := 0.8747107968$
 $Ta := 4226.85$
 $exin := 2216.574315$
 $q := 1953.977962$
 $exout := 1646.479625$
 $Sgen := 17.43408837$
 $Sgen2 := 17.43408838$
 $theta_opt := 6.613365068$
 $Tr_Max := 1430.186739$
 $Tr_Opt := 216.2570377$
 $Theta_ast := 129.2614679$
 $xI := 10.89610882$

Apéndice C

Análisis de flujo bifásico y cálculo de los coeficientes de transferencia de calor

```
> restart;
> Ro_Aire:=1.185;
> Ro_Agua:=997;
> V_Aire:=0.5;
> V_Agua:=0.038;
> Miu_Aire:=1.782e-4;
> Miu_Agua:=8.91e-4;
> d:=0.03175;
> k_Aire:=0.02;
> k_Agua:=0.58;
> Reynolds_Agua:=Ro_Agua*V_Agua*d/Miu_Agua;
> Reynolds_Aire:=Ro_Aire*V_Aire*d/Miu_Aire;
> Nusselt_Agua:=0.3*(Reynolds_Agua^0.6);
> Nusselt_Aire:=0.4+(0.54*(Reynolds_Aire^0.52));
> H_Aire:=Nusselt_Aire*k_Aire/d;
> H_Agua:=Nusselt_Agua*k_Agua/d;
```

> Análisis de flujo en dos fases

```
> # Temp_Init:=113.09;
temperatura en farenheit de entrada
> # Temp_Salida:=137.12;
temperatura en farenheit de salida
> # h_2f:=80*(Temp_Salida-Temp_Init)^1/3;
Coeficiente de transferencia de calor en la región 1
> Cp_Agua:=4181.7;
Cp del agua a presión constante en J/kgK
> Cp_Aire:=1004.4;
Cp del aire
> G:=0.0058/0.0007913;
Flujo másico en kg/m2s
> x:=0.2;
Calidad de vapor a la salida
> Ro_Vap:=0.59837;
Densidad de vapor
> Prandtl_Agua:=Cp_Agua*Miu_Agua/k_Agua;
```

> **Froude:=G^2/((Ro_Agua^2)*9.81*d);**

Número de Froude

> **h1:=0.023(k_Agua/d)*((G*(1-x)*d/Miu_Agua)^0.8)*(Prandtl_Agua^0.4);**

Coefficiente de transferencia de calor para un solo liquido suponiendo que llena el tubo

> **h_ph:=0.023*(Reynolds_Agua^0.8)*(Prandtl_Agua^0.4)*(k_Agua/d);**

Coefficiente de transferencia de calor para flujo completamente desarrollado de agua

> **h2ph:=h1*3.9*(Froude^0.24)*((x/(1-x))^0.64)*(Ro_Agua/Ro_Vap)^0.4;**

Coefficiente de transferencia de calor para flujo estratificado en dos fases

Resultados

$$Ro_Aire := 1.185$$

$$Ro_Agua := 997$$

$$V_Aire := 0.5$$

$$V_Agua := 0.038$$

$$Miu_Aire := 0.0001782$$

$$Miu_Agua := 0.000891$$

$$d := 0.03175$$

$$k_Aire := 0.02$$

$$k_Agua := 0.58$$

$$Reynolds_Agua := 1350.034231$$

$$Reynolds_Aire := 105.5660774$$

$$Nusselt_Agua := 22.66355963$$

$$Nusselt_Aire := 6.490128267$$

$$H_Aire := 4.088269773$$

$$H_Agua := 414.0114831$$

$$Cp_Agua := 4181.7$$

$$Cp_Aire := 1004.4$$

$$G := 7.329710603$$

$$x := 0.2$$

$$Ro_Vap := 0.59837$$

$$Prandtl_Agua := 6.423956379$$

$$Froude := 0.0001735284158$$

$$h1 := 3.474426602$$

$h_{ph} := 282.3637608$

$h_{2ph} := 13.57589396$

Apéndice D

Instrumentación

A continuación se detallan algunos de los instrumentos usados para obtener datos experimentales del colector parabólico.

Flujómetro

El IR-Opflow tipo 2 es una pequeña turbina tipo axial basada en el principio de turbina de pelton. Es muy exacto y preciso, puede usarse en una variedad amplia de aplicaciones. Los flujos de fluidos a través del flujómetro, atraviesan una boquilla helicoidal que causa que el flujo se mueva en espiral mientras se encuentra rodando en un patrón helicoidal.

El fluido impacta en un aspa plana causando que el rotor gire. Un transmisor-receptor electro-óptico infrarrojo se incluye en el cuerpo del flujómetro. La salida de frecuencia de 40 a 1200 kHz es 8-24 VDC. (www.jlciinternational.com).



Para la calibración del flujómetro se utilizó la ecuación de la forma:

$$Y = (A \pm \sigma_A) + (B \pm \sigma_B)X \quad \text{D.1}$$

que corresponde a la regresión lineal entre los valores de X dados en VCD y los valores Y que corresponden al gasto volumétrico en litros por minuto. Las constantes A y B son la ordenada al origen y la pendiente, respectivamente, de la curva de calibración. Las desviaciones de dichas constantes están representadas por σ_A y σ_B .

$$A = 0.09658 \pm 0.0162$$

D.2

$$B = 0.00272 \pm 1.4606 \times 10^{-4}$$

Para la curva de calibración se obtuvo un coeficiente de correlación

$$R^2 = 0.9983$$

D.3

Manómetro digital

Con exactitud de +/- 0.25%. Incluye linealidad, histéresis y repetibilidad. Tiene salida de 4 a 20 mA y 12 a 36 VDC. Su rango es desde la presión de vacío hasta 5000 psi. Puede entregar las mediciones en cualquier sistema de unidades, y su rango de operación va de los 14 a los 140°F. (14°C a 60°C). Sus dimensiones son 3.3 pulgadas de diámetro, 6 pulgadas de ancho y 5 ¾ pulgadas de altura. (www.coleparmer.com)



Adquisidor de datos AGILENT 34970^a

Un adquisidor se usa para monitorear múltiples señales (Temperatura, voltaje, etc) en un periodo de tiempo extendido. Este adquisidor mide y monitorea una multitud de datos, puede estar conectado a la computadora. Es flexible y modular y puede escalarse de 20 a 120 canales. Pueden monitorearse datos directamente los datos desde el adquisidor o desde una computadora conectada a éste. (www.agilent.com)



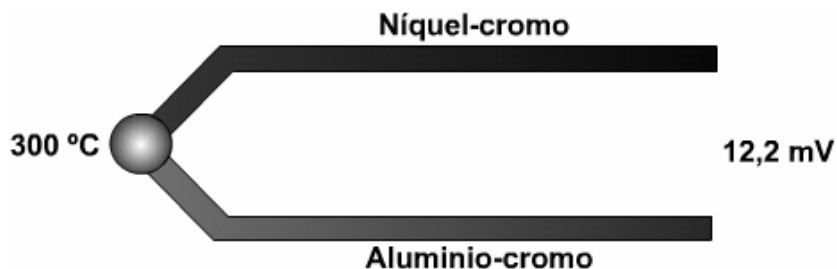
Tarjeta Multiplexora de 20 canales.

La tarjeta Agilent 34901A para el sistema de adquisición de datos 34970A es un multiplexor versátil para fines generales. Combina conmutación densa de funcionamientos múltiples puertos con 20 canales de la exploración para obtener un amplio espectro de usos en la adquisición de datos analógicos como digitales.



Termopares tipo K

Un termopar es un circuito formado por dos metales distintos que produce un voltaje que es función de la diferencia de temperatura entre uno de los extremos denominado "punto caliente" y el otro denominado "punto frio". El diagrama inferior muestra un termopar del tipo K, este termopar de tipo K producirá 12,2mV a 300°C:



Los termopares Tipo K (Cromo (Ni-Cr) / Aluminio (aleación de Ni-Al)) presentan bajo costo y tienen un rango de temperatura de -200 °C a +1.200 °C y una sensibilidad 41µV/°C aprox. La calibración de los termopares se llevó a cabo mediante la referencia de un patrón con una PT100 con una incertidumbre de ±0.1°C

Cabe señalar que el sensor P-T100 es un instrumento de medición de temperatura que basa su funcionamiento en un arrollamiento muy fino de Platino bobinado entre capas de

material aislante y protegido por un revestimiento cerámico. El material que forma el conductor (platino), posee un coeficiente de temperatura de resistencia α , el cual determina la variación de la resistencia del conductor por cada grado que cambia su temperatura según la siguiente ecuación

$$R_t = R_o (1 + \alpha T) \quad \text{D.3}$$

donde R_o es la resistencia en Ω (ohms) a 0°C , R_t es la resistencia en Ω (ohms) a la temperatura actual T en $^\circ\text{C}$ y α es el coeficiente de temperatura de la resistencia cuyo valor entre 0 y 100°C es de $0.003850 \Omega/\Omega^\circ\text{C}$ en la escala Práctica de Temperaturas Internacionales (IPTS 68).

Bibliografía

- [1] ASHRAE STANDARD, Methods of testing to determine thermal performance of solar collectors, Two-phase flow, ANSI/ASHRAE, 93-1986, 1997.
- [2] BAKOS, G.C., IOANNIDIS, I., TSAGAS, N.F., SEFTELIS, I., Design, optimization and conversion-efficiency determination of a line-focus parabolic-trough solar-collector (PTC), *Applied Energy* 68 (2001) pp. 43-50.
- [3] BAKOS, George C., Design and construction of a two-axis Sun tracking system for parabolic trough collector efficiency improvement, *Renewable Energy*, 29 November 2005
- [4] BEJAN, Adrian, Entropy generation minimization, CRC press, p.21-69, 1996
- [5] BUZIN, E.I., Relationship between the surface shape of a heater receiver and the concentration ratio for a parallel ray flux, *Geliotekhnika*, Vol. 2, no.4, pp.13-24,1966.
- [6] COHEN, Gilbert E., National Solar Energy Conference, Portland, July 13, ASES 2004. Cohen, G., [2004], "Eldorado Solar Electric Generating System", National Solar Energy Conference, Solargenix energy.
- [7] DUFFIE, John, Beckman, William, Solar engineering of thermal processes, 2a Ed., Wiley-Interscience, 1991.
- [8] DUDLEY, V., Kolb G., Sloan M and Kearney D., SEGS LS2 solar collector – test results. Report of sandia national laboratories, SANDIA94-1884, USA, 1994.
- [9] ECK, M., Steinmann, W., [2001], "Direct Steam Generation in parabolic troughs: first results of the DISS project", *Proceedings of solar forum 2001*.
- [10] EDENBURN, Michel W., Performance analysis of a cylindrical parabolic focusing collector and comparison with experimental results, *Solar Energy*, Vol. 8, pp. 437-444, 1976
- [11] ETTLE, H., and K. Stephan Influence of critical phenomena on the heat transfer to binary mixtures *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 34, Issue 1, January 1991, Pages 209-216
- [12] GEYER, Michael, Eckhard Lüpfer, Rafael Osuna , Antonio Esteban, Wolfgang Schiel, Axel Schweitzer, Eduardo Zarza, Paul Nava, Josef Langenkamp, Eli Mandelberg, 11th Int. Symposium on Concentrating Solar Power and Chemical Energy Technologies, September 4-6, 2002, Zurich, Switzerland
- [13] GUNGOR, K. E. and R. H. S. Winterton A general correlation for flow boiling in tubes and annuli, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 29, Issue 3, March 1986, Pages 351-

- [14] GUVEN, H.M. & Bannerot, R.B., Determination of error tolerances for the optical design of parabolic troughs for developing countries. *Solar energy*, 36 (1986) 535-550
- [15] HEINZEL, Volker et al., Simulation model of a parabolic trough collector, Karlsruhe Universität, 1995.
- [16] KALOGIROU, S.A., Design and construction of one axis sun-tracking system, *Solar Energy*, Vol. 57, No. 6, pp. 465-469, 1996
- [17] KALOGIROU, S.A., Lloyd S., Ward J., Design and performance characteristics of a parabolic-trough solar-collector system, *Applied Energy*, Vol. 47, pp. 351-354, 1994.
- [18] KALOGIROU, Soteris, LLOYD, Stephen and WARD, John, Modelling, optimisation and performance evaluation of a parabolic trough solar collector steam generation system, *Solar Energy* Vol. 60, No. 1, pp. 49-59, 1997
- [19] KALOGIROU, S.A., Parabolic trough collector system for low temperature steam generation: design and performance characteristics, *Applied Energy*, Vol. 55, No. 1, pp. 1-19, 1996.
- [20] KALOGIROU, S., Solar thermal collectors and applications, *Progress in energy and combustion science*, Vol. 30, pp. 231-295, 2004.
- [21] KAMAL-ELDIN, Hassan, Theoretical performance of cylindrical parabolic solar concentrators, *Solar Energy*, Vol. 15, pp. 219-244, 1973.
- [22] KELLY, B., Herrmann, U., Hale M., [2001], "Optimization studies for integrated solar combined cycle systems", *Proceedings of solar forum 2001*.
- [23] KHALIFA, Abdul-Jabbar N., AL-MUTAWALLI, Salman S., Effect of two-axis sun tracking on the performance of compound parabolic concentrators, *Energy Convers. Mgmt.* Vol. 39, No. 10, pp. 1073-1079, 1998.
- [24] LÜPTERT, E., Geyer, M., Schiel, W., Esteban, A., Osuna, R., Zarza, E., Nava, P. [2001], "Eurotrough design Sigues and prototyping testing at PSA", *Proceedings of solar Forum 2001*.
- [25] MAXWELL, E.L. and D.S. Renne, Measures of Renewable Energy, National Renewable Energy Laboratory, Jan. 1994.
- [26] MILOW, B., Trieb, F., [2000], "State of art 2000: Solar thermal power stations", *ETP e ITP, Alemania*.
- [27] ODEH, S.D., Morrison, G.L., Behnia, M., Modelling of parabolic trough direct steam generation solar collectors, *Solar Energy*, Vol. 62, No. 6, pp. 395-406, 1998.
- [28] ODEH, S.D., BEHNIA, M., Morrison, G.L., Hydrodynamic Analysis of Direct Steam Generation Solar Collectors, *ASME*, Vol. 122, February 2000.

- [29] PETELA, Richard, Exergy analysis of the solar cylindrical-parabolic cooker, *Solar energy*, Vol. 79, pp. 221-233, 2005.
- [30] PIERCE, Norton T., efficient, low cost, concentrating solar collectors, *solar energy*, vol. 19, pp. 395-400 , 1976
- [31] PRAPAS, D.E., Norton, B., Probert, S.D., Optics of parabolic-trough solar energy collectors possessing small concentrating ratios, *Solar Energy*, Vol. 39, No. 6, pp. 541-550, 1997.
- [32] PRICE, Hank, KEARNEY, David , Parabolic-Trough Technology Roadmap:A Pathway for staided Commercial Development and Deployment of Parabolic-Trough Technology, SunLab/NREL Kearney and Associates, January 1999
- [33] RAJABI, A. A. Alem and R. H. S. Winterton , Heat transfer across vapour film without ebullition, *International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 30, Issue 8, August 1987, Pages 1703-1708*
- [34] RAJABI, A. A. Alem and R. H. S. Winterton, Liquid-solid contact in steady-state transition pool boiling *International Journal of Heat and Fluid Flow, Volume 9, Issue 2, June 1988, Pages 215-219*
- [35] RIVEROS, H.G., Graphical analysis of sun concentrating collectors, *Solar Energy*, Vol. 36, No. 4, pp. 313-322, 1986.
- [36] SHILLING, Norman Z., Product Line Leader, IGCC Clean Power Generation Alternative For Solid Fuels, 2003
- [37] TYNER, C., et al., Concentrating solar power, *Solar Paces*, 2001.
- [38] STEPHAN, K. 1992 Heat transfer in condensation and boiling, *Sprienger-Verlag*, New York, pp174-230.
- [39] VALENZUELA, L., Zarza, E., et al., Control concepts for direct steam generation in parabolic troughs, *Solar Energy*, Vol. 78, pp. 301-311, 2005.
- [40] WHALLEY, P.b., Two phase flow, Oxford science publications, ZENECA, 1996
- [41] ZARZA, E., Weyters, D., Eck, M., Hennecke, K., 2001, "The DISS project: direct steam generation in parabolic troughs operation and maintenance experience update on project status", *Proceedings of solar forum 2001*.
- [42] Normas técnicas complementarias para diseño por viento