



UNIVERSIDAD NACIONAL DE SALTA
FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS



INTI
SALTA

ESTUDIO DE ABSORBEDORES PARA LA GENERACION DE ENERGÍA ELÉCTRICA MEDIANTE UN REFLECTOR LINEAL TIPO FRESNEL



Dr. Martín Altamirano

2014

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SALTA
FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS

Doctorado en Ciencias
Área Energías Renovables

Tema de tesis:

ESTUDIO DE ABSORBEDORES PARA LA
GENERACION DE ENERGÍA ELÉCTRICA MEDIANTE
UN REFLECTOR LINEAL TIPO FRESNEL

2014

Doctorando: Martín Altamirano

Director: Luis R. Saravia

RESUMEN

Frente a la actual crisis energética y ambiental una de las respuestas que contribuye a una solución de fondo, es la investigación y desarrollo de tecnologías que aprovechen recursos energéticos limpios y renovables. Entre estos recursos, la energía solar es una de las principales fuentes que puede ser aprovechada en varias regiones del planeta. Tal es el caso de la región andina en América del Sur. Allí el uso de la energía solar puede dar solución a distintas necesidades energéticas, desde aplicaciones domésticas hasta industriales, especialmente en localizaciones alejadas de las redes de energía convencional. Cabe destacar que las zonas andinas del Noroeste Argentino, junto con las zonas aledañas en Bolivia y Chile, forman una de las 7 regiones de mayor radiación solar a nivel mundial.

Una de las formas de aprovechamiento de la energía solar térmica es la generación de electricidad o de vapor para procesos industriales, mediante la concentración de la radiación. Existen varios tipos de sistema estudiados para tales fines. Entre los más desarrollados se encuentran: Disco Parabólico, Receptor de Torre Central y Concentrador Cilindro-parabólico.

Un concepto novedoso es el Concentrador Fresnel Lineal (CFL) que se caracteriza por la disminución de costos en relación a la tecnología de Concentración Cilindro Parabólica. Además el CFL permite la utilización de agua como fluido caloportador aumentando los rendimientos y reduciendo las complicaciones al no trabajar con intercambiadores de calor.

En esta tesis se estudian los procesos de transferencia de calor de un CFL.

En el capítulo 1 se realiza la descripción del funcionamiento de esta tecnología. Asimismo, se hace una reseña sobre cómo surge el proyecto dentro del grupo de trabajo del INENCO. Finalmente, se efectúa una revisión del estado del arte de esta tecnología.

En los capítulos 2 y 3 se estudian las pérdidas térmicas en el absorbedor y los procesos de transferencia de calor que ocurren dentro del mismo. El objetivo es conocer de manera detallada estos procesos para evaluar geometrías y materiales que mejoren su funcionamiento.

En el capítulo 4 se estudian el CFL de 43 m² que fue instalado en el campo de experimental del INENCO, con el objetivo de su puesta a punto y conocer sus parámetros de funcionamiento.

En el capítulo 5 se realiza una simulación del equipo estudiado en el capítulo anterior y se evalúa su comportamiento con distintas configuraciones de funcionamiento y el uso de distintos materiales. El objetivo es evaluar modificaciones que mejoren su eficiencia.

Por último, en el capítulo 6 se realiza una simulación del equipo de 86 m² instalado en la Localidad de San Carlos, con el objetivo de elegir la configuración que mejor se

adapte al proyecto. Una vez realizado este ensayo, se detalla la etapa de construcción y puesta a punto del mismo.

Este trabajo muestra las posibilidades técnicas de construcción con la que se cuenta en la región para realizar un módulo de escala real, que pueda ser replicado y conectado en serie, con fines de generar vapor para suplir las necesidades energéticas de la zona.

ABSTRACT

Faced with the current energy and environmental crisis, one response that contributes to a fundamental solution is the research and development of technologies that exploit renewable resources and clean energy. Among these resources, solar energy is one of the main sources that can be exploited in various regions of the planet. Such is the case of the Andes in South America. There the use of solar energy can solve different energy needs from domestic to industrial applications, especially in locations away from conventional power networks. Notably, the Andean region of Northwest in Argentina, along with the surrounding areas in Bolivia and Chile, are one of the 7 regions of highest solar radiation in the world.

One way of harnessing solar thermal energy is the generation of electricity or steam for industrial processes, by concentrating the radiation. Several types of system are studied for this purpose. Among the most developed are: Parabolic Disc, Central Tower Receiver and cylinder-parabolic concentrator.

A new concept is the linear Fresnel concentrator (CFL) characterized by decreasing costs in relation to technology Concentrating Parabolic Cylinder. Furthermore the CFL allows use of water as coolant fluid increasing yields and reducing complications when not working with heat exchangers.

In this thesis, the processes of heat transfer for a CFL are studied

In Chapter 1, the description of how this technology is made. Also, a review of how the project started within the working group is INENCO. Finally, a review of the state of the art of this technology is made.

In Chapters 2 and 3, the heat losses in the absorber and the heat transfer processes occurring within the same are studied. The goal is to understand these processes in detail to evaluate geometries and materials to improve their performance.

Chapter 4, the CFL 43 m² installed in the experimental field of INENCO is studied, with the aim of know their operating parameters are studied.

In Chapter 5 the computer simulation of the equipment discussed in the previous chapter and their behavior with different operating configurations and the use of different materials is evaluated is performed. The objective is to evaluate modifications to improve its efficiency.

Finally, in Chapter 6 an equipment of 86 m² installed in the City of San Carlos is simulated, in order to choose the configuration that best suits the project is done. Once done this test, the stage of construction and commissioning of the same detailing.

This work shows the technical possibilities of building with which it is told in the region to conduct a full-scale module that can be replicated and connected in series, for the purpose of generating steam to meet the energy needs of the area.

AGRADECIMIENTOS

A mi novia Karina y mi hija Catalina por el amor que me da la fuerza que necesito todos los días

A mis viejos Julio y Raquel y mis hermanos por su apoyo incondicional

A mi tía Judith y mi prima por sus consejos y acompañamiento

A mi director Luis y su mujer Loli por tanta paciencia

A mis amigos, en especial Mati T, Mati V y Lucas

A mis compañeros de trabajo Marcelo, Marcos, Cora, Daniel, Silvana, Ale, Fisi, Ricardo, Nahuel, Guillermo, Hugo, Rula, Pardo, Rubén, Matías

INDICE

CAPITULO 1	19
1.1. El concepto del concentrador Fresnel lineal	20
1.2. La conversión de potencia	21
1.3. Partes principales del CFL	22
1.3.1. Espejos	22
1.3.2. Absorbedor	24
1.3.3. Sistema de movimiento	25
1.4. Justificación	26
1.5.1. Antecedentes del INENCO en el tema CLF	27
1.5.2. Proyectos vinculados a la tesis y equipo de trabajo	32
1.6.1. Objetivos principales	32
1.6.2. Objetivos específicos	33
1.6.3. Metodología	33
1.7. Revisión bibliográfica	35
1.7.1. Sistemas de energía solar térmica	35
1.7.2. Generación directa de vapor	37
1.7.3. Francia y el primer concentrador Fresnel lineal (CFL)	38
1.7.4. CLFR (Areva-Ausra)	40
1.7.5. Solarmundo-Novatec	42
1.7.6. Proyectos comerciales con tecnología CFL	43
1.7.7. Estudios térmicos del absorbedor	44
CAPITULO 2	47
2.1. Absorbedor lineal	48
2.2. Estudio geométrico	50
2.2.1. Caño simple	51
2.2.2. Doble caño	52
2.2.3. Doble caño con espejo triangular en el medio	54
2.2.4. Cinco caños	56
2.2.5. Comparación entre las distintas configuraciones	57
2.3. Evaluación de las pérdidas térmicas	58
2.3.1. El equipo de monitoreo	59
2.3.2. Resultados del monitoreo	60
2.3.3. Determinación del coeficiente global de pérdida	61
2.3.4. Distribución de temperaturas en el absorbedor	63
2.3.5. Balance de energía dentro de la cavidad	66
2.4. Simulación térmica de un absorbedor lineal mediante SIMUSOL	70
2.4.1. Modelo térmico con SIMUSOL	72
2.4.2. Hipótesis	75
2.4.3. Desarrollo del programa	75

2.4.4. Resultados de la simulación con SIMUSOL	77
2.5. Conclusiones del capítulo	78
CAPITULO 3	81
3.1. COMSOL Multiphysics.	82
3.2.1. Modulo de transferencia de calor	82
3.2.1.1. La ecuación de la energía	82
3.2.1.2. Condiciones borde	84
3.2.1.3. Transferencia de calor radiante	85
3.2.1.4. Tipos de Radiación	86
3.2.1.5. Radiación de la superficie al ambiente	87
3.2.1.6. Radiación de superficie a superficie	87
3.2.1.7. Solución para la radiosidad	89
3.2.1.8. Coeficientes de transferencia de calor por convección	89
3.2.2. Módulo de Mecánica de Fluido	90
3.2.2.1. Módulo de Mecánica de Fluido (Navier-Stokes ligeramente compresible)	90
3.2.2.2. Condiciones de borde	92
3.2.3. Método numérico (Elementos Finitos)	93
3.3. Descripción del absorbedor	93
3.3.1. Primera aproximación	94
3.3.2. Ecuaciones gobernantes	95
3.3.3. Condiciones de borde	96
3.3.4. Mallado	98
3.3.5. Método numérico	99
3.3.6. Resultados	99
3.4. Segunda aproximación	104
3.4.1. Mallado	105
3.4.2. Resultados	106
3.5. Conclusiones del capítulo	111
CAPITULO 4	113
4.1. Descripción del equipo ensayado (CFL del INENCO 43m ²)	114
4.1.1. Esquema de medidas	116
4.1.2. Resultados	118
4.1.3. Análisis de las temperaturas de salida	125
4.2. Conclusiones del capítulo	128
CAPITULO 5	129
5.1. Simulación numérica con SIMUSOL	130
5.2.1. Primera configuración	131
5.2.2. Modelo térmico con SIMUSOL equipo con cambio de fase	132
5.2.2.1. Estimación de los coeficientes convectivos internos de los caños	133
5.2.2.2. Circuito térmico para SIMUSOL	136

5.2.3. Ajuste de la simulación	136
5.2.4. Resultados simulación del equipo sin recirculación	137
5.3. Segunda configuración	139
5.3.1. Modelo térmico con SIMUSOL del equipo con recirculación de agua	139
5.3.2. Resultados de simulación del con tanque de acumulación	141
5.4. Tercera configuración	143
5.4.1. Resultados de simulación del con tanque de acumulación y recirculación en el absorbedor	146
5.5. Conclusiones del capítulo	150
CAPITULO 6	151
6.1. Descripción del proyecto	152
6.1.1. Justificación del proyecto	152
6.2. Instalación en Minera del Altiplano	153
6.2.1. Planos de planta	155
6.3. Instalación en San Carlos	156
6.3.1. Plano de planta	157
6.4. Equipo simulado	158
6.4.1. Modelo térmico con SIMUSOL	159
6.4.2. Resultados de las simulaciones	161
6.5. Instalación en San Carlos	162
6.6. Sistema de circulación de agua	166
6.7.1. Primer ensayo	167
6.7.2. Segundo ensayo	169
6.8. Conclusiones del capítulo	171
CONCLUSIONES FINALES	173
BIBLIOGRAFIA	177
ANEXO A Publicaciones asociadas al trabajo de tesis	183
PUBLICACIONES	184

INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1: Esquema de un concentrador lineal tipo Fresnel	20
Figura 1.2: Fotografía de un CFL	21
Figura 1.3: Colocación de la chapa de protección posterior	22
Figura 1.4: Espejos instalados en la localidad de San Carlos	23
Figura 1.5: Estudio mediante programa Cabri Geometre II Plus de la flecha adecuada para cada reflector	24
Figura 1.6: Esquema del absorbedor trapezoidal con 5 caños colectores	24
Figura 1.7: Fotografía del absorbedor trapezoidal con 5 caños colectores	25
Figura 1.8: Esquema de conexión del sistema de movimiento con uso motor y levas de transmisión	26
Figura 1.9: Motor paso a paso conectado a un espejo con una reducción de 1/100	26
Figura 1.10: Fotografía del primer equipo de 8m ² instalado en el INENCO	28
Figura 1.11: Fotografía del absorbedor de 3 caños instalado en el equipo de 8m ²	29
Figura 1.12: Fotografía del primer equipo de 24m ² instalado en el INENCO	30
Figura 1.13: Fotografía del absorbedor de 2 caños instalado en el equipo de 24m ²	31
Figura 1.14: representación esquemática de la metodología.	35
Figura 1.15: Concentradores solares para generación de potencia	36
Figura 1.16: El recalentamiento de los ciclos solares de energía	38
Figura 1.17: Izquierda: Dibujo del patentado CFL; Derecha: Foto de primer prototipo LFC de Francia (Francia Archive, Musil Brescia)	39
Figura 1.18: Los dibujos de Francia de la planta de energía solar a gran previsto integrarse en el entorno urbano de alrededor del año 1965 (Francia, 1971)	40
Figura 1.19: Concepto de trabajo del CLFR	41
Figura 1.20: Representación del ordenador del sistema de muestra Solarmundo	42
Figura 2.1: Vista de perfil de un absorbedor lineal de cinco caños sin espejo de concentración secundaria	49
Figura 2.2: Vista de perfil de un absorbedor lineal de un caño con espejo de concentración secundaria	49
Figura 2.3: Gráfico realizado en Cabri para analizar la un absorbedor de un caño con espejo de concentración secundario cuando los haces de luz provienen con un ángulo de 90° con la horizontal	51
Figura 2.4: Gráfico realizado en Cabri para analizar la un absorbedor de un caño con espejo de concentración secundario cuando los haces de luz provienen con un ángulo de 45° con la horizontal	52
Figura 2.5: Gráfico realizado en Cabri para analizar la un absorbedor de dos caño con espejo de concentración secundario cuando los haces de luz provienen con un ángulo de 90° con la horizontal	53
Figura 2.6: Gráfico realizado en Cabri para analizar la un absorbedor de dos caño con espejo de concentración secundario cuando los haces de luz provienen con un ángulo de 45° con la horizontal	54

Figura 2.7: Gráfico realizado en Cabri para analizar la un absorbedor de dos caño separados 4 Cm con espejo triangular entre ambos y espejo de concentración secundario cuando los haces de luz provienen con un ángulo de 90° con la horizontal	55
Figura 2.8: Gráfico realizado en Cabri para analizar la un absorbedor de dos caño separados 4 Cm con espejo triangular entre ambos y espejo de concentración secundario cuando los haces de luz provienen con un ángulo de 45° con la horizontal	56
Figura 2.9: Gráfico realizado en Cabri para analizar la un absorbedor de cinco caño separados 1.26 Cm con espejo triangular entre ambos y sin espejo de concentración secundario	57
Figura 2.10: Fotografía del equipo instalado en el laboratorio para simular el comportamiento térmico del absorbedor	59
Figura 2.11: Sección transversal del absorbedor con sus dimensiones y la ubicación de las termocuplas tipo K	60
Figura 2.12: Potencia eléctrica disipada Qd versus la diferencia entre la temperatura promedio de los caños y la temperatura ambiente	61
Figura 2.13: Coeficiente de pérdida térmica UL calculado desde la ecuación 2.2 versus la diferencia entre la temperatura promedio de los caños y la temperatura ambiente	62
Figura 2.14: Valores de temperatura superficial de los caños y distribución en altura de la temperatura del aire interior según la potencia eléctrica disipada en cada ensayo	63
Figura 2.15: Valores de temperatura superficial de los caños y distribución en altura de la temperatura del aire interior según la potencia eléctrica disipada en cada ensayo	64
Figura 2.16: Valores de temperatura en estado estacionario medidos en el prototipo durante los 6 ensayos en función de la temperatura superficial promedio de los caños pintados de negro	65
Figura 2.18: Símbolos análogos Térmicos-Eléctricos usados por SIMUSOL	70
Figura 2.19: Esquema del prototipo del absorbedor. Los puntos rojos indican los nodos de temperatura incluidos en el modelo térmico de SIMUSOL	72
Figura 2.20: Analogía eléctrico-térmica para el prototipo de absorbedor	74
Figura 2.21: Temperatura experimentales (marcadores) y simuladas (líneas) mediante SIMUSOL, para el conducto, el plástico Mylar, el aire interior de la cavidad, los laterales interiores y exteriores y el lado exterior del techo	77
Figura 2.22: Error relativo porcentual de la simulación con SIMUSOL para el conducto, el plástico Mylar, el aire interior de la cavidad, los laterales interiores y exteriores y el lado exterior del techo	78
Figura 3.1: Destino irradiación (izquierda), dejando radiosidad (derecha)	85
Figura 3.2: Ejemplo de geometría para la radiación de superficie a superficie	88
Figura 3.3: Modelo de absorbedor simplificado usado para la simulación mediante CFD	94
Figura 3.4: Representación de la mitad derecha del absorbedor simulado	95

Figura 3.5: Mallado triangular afinado en la zona del vidrio para visualizar posibles capas límites	99
Figuras 3.6: Gráfico de distribución de temperatura (escala de colores) y líneas de corrientes (blanco): (a) Temperatura de caño 383 K. (b) Temperatura de caño 445 K. (c) Temperatura de caño 557 K.	101
Figura 3.7: Distribución de temperatura en el aire interior sobre el eje de simetría de la cavidad trapezoidal: (a) Temperatura de caño 383 K. (b) Temperatura de caño 445 K. (c) Temperatura de caño 557 K.	103
Figura 3.8: Gráficos comparativos entre los valores medidos y simulados de las pérdidas térmicas (W/m) totales en un absorbedor lineal tipo Fresnel en función de las temperatura de funcionamiento de los caños en (C)	103
Figura 3.9: Modelo de absorbedor usado para la simulación mediante CFD	104
Figura 3.10: Representación de la mitad derecha del absorbedor simulado	105
Figura 3.11: Malla triangular afinado en la zona del vidrio y de los caños para detectar posibles capas límites	105
Figuras 3.12 Gráfico de distribución de temperatura (escala de colores) y líneas de corrientes (blanco): (a) Temperatura de caño 383.83 K. (b) Temperatura de caño 445.33 K. (c) Temperatura de caño 557.95 K.	107
Figura 3.13: Distribución de temperatura en el aire interior sobre el eje de simetría de la cavidad trapezoidal: (a) Temperatura de caño 383 K. (b) Temperatura de caño 445 K. (c) Temperatura de caño 557 K.	109
Figura 3.14: Gráficos comparativos entre los valores medidos y simulados de las pérdidas térmicas totales en un absorbedor lineal tipo Fresnel	110
Figura 4.1: Fotografías del equipo instalado en el campo experimental del INENCO	115
Figura 4.2: Esquema de la circulación del fluido de trabajo – Variables de media –	116
Figura 4.3: Perdidas debido a la declinación estacional	118
Figura 4.4: Eficiencia instantánea Vs. $(T_{media}-T_{ambiente})/Irradiancia$	120
Figura 4.5: Eficiencia instantánea Vs. $(T_{media}-T_{ambiente})/Irradiancia$	121
Figura 4.6: Eficiencia instantánea Vs. $(T_{media}-T_{ambiente})/Irradiancia$	123
Figura 4.7: Eficiencia instantánea Vs. $(T_{media}-T_{ambiente})/Irradiancia$	124
Figura 4.8: Temperatura de salida (C) en función de la hora del día	125
Figura 4.9: Temperatura de salida (C) en función de la hora del día	126
Figura 4.10: Temperatura de salida (C) en función de la hora del día	127
Figura 4.11: Temperatura de salida (C) en función de la hora del día	128
Figura 5.1: Símbolo utilizado por SIMUSOL para llamar un modelo	130
Figura 5.2: Esquema de funcionamiento del equipo con producción de vapor en el absorbedor	131
Figura 5.3: F experimental de Chen	134
Figura 5.4: Factor de supresión en función del número de Reynolds de la mezcla	135
Figura 5.5: Circuito térmico simulado mediante SIMUSOL para el modo con producción de vapor en el absorbedor	136
Figura 5.6: Comparación entre datos medidos y simulados de la temperatura de salida del agua en el absorbedor	137

Figura 5.7: Comparación de temperaturas y eficiencias en funcionamiento con cambio de fase	138
Figura 5.8: Comparación de temperaturas y eficiencias de funcionamiento con cambio de fase	138
Figura 5.9: Esquema de funcionamiento del equipo con tanque de recirculación.	139
Figura 5.10: Circuito térmico simulado mediante SIMUSOL para el modo de funcionamiento con recirculación	141
Figura 5.11: Comparación de temperaturas y eficiencias de funcionamiento con recirculación	142
Figura 5.12: Comparación de temperaturas y eficiencias de funcionamiento con recirculación	143
Figura 5.13: Esquema de circuito de recirculación de agua en un CFL	144
Figura 5.14: Circuito térmico simulado mediante SIMUSOL para el modo de funcionamiento con tanque de acumulación y recirculación en el absorbedor	146
Figura 5.15: Simulación del equipo sin modificaciones	147
Figura 5.16: Simulación del equipo funcionando con pintura selectiva	147
Figura 5.17: Simulación del equipo funcionando con vidrio blanco	148
Figura 5.18: Simulación del equipo funcionando área extendida	149
Figura 5.19: Simulación del caudal producido con un equipo de (a) área 43.2 m ² y (b) 48m ²	149
Figura 6.1: Emplazamiento del equipo en el Campamento Fénix en la Minera del Altiplano.	154
Figura 6.2 Plano de planta de equipo de 86 metros cuadrados.	155
Figura 6.3: Emplazamiento del equipo en la loc. de San Carlos.	156
Figura 6.4: Plano de planta de la instalación del equipo en San Carlos.	157
Figura 6.5: Circuito térmico simulado mediante SIMUSOL para el equipo de 86m ² de área de colección.	160
Figura 6.6: a) Gráfico de temperaturas de agua en el absorbedor (C) vs hora solar. En b) se observa la eficiencia del sistema vs hora solar. Día simulado, el 21 de Diciembre.	161
Figura 6.7: a) Gráfico de temperaturas de agua en el absorbedor (C) vs hora solar y b) muestra la variación de la eficiencia con la hora solar. Ambos gráficos para el 21 de Junio.	162
Figura 6.8: Emplazamiento de las bases para el absorbedor	163
Figura 6.9: Etapa del montaje del absorbedor	164
Figura 6.10: Montaje de los bastidores y espejos	165
Figura 6.11: Montaje del sistema de alimentación del absorbedor.	165
Figura 6.12: Vista de los espejos con su correspondiente motor y sistema de control	166
Figura 6.13: a) Temperaturas registradas durante el ensayo desde horas 14 hasta 15:30 aproximadamente. b) Se observa el equipo en condiciones de funcionamiento, donde a la salida se obtiene vapor sobrecalentado.	168
Figura 6.14: En a) se observa la imagen termográfica de la 2da sección del absorbedor, b) corresponde a la 7ma sección y c) a la 9na, donde el agua finaliza	

su recorrido por el absorbedor.	169
Figura 6.15: Temperaturas registradas durante el segundo ensayo.	170
Figura 6.16: evaluación de la distribución de temperatura sobre los caños del absorbedor mediante el uso de cámara termográfica.	171

INDICES DE TABLAS

Tabla 1.1: Resume los proyectos comerciales que utilizan tecnología de CFL a la fecha. (ENREL, 2014)	44
Tabla 2.1: porcentajes de captación de radiación directa para dos ángulos de incidencias: 90° y 45°	58
Tabla 2.2: Resultados de potencia y temperaturas para los ensayos con recubrimiento de pintura negra en los caños del absorbedor	61
Tabla 2.3: Radiosidades de las paredes interiores del absorbedor según la potencia eléctrica disipada	67
Tabla 2.4: Valores de los coeficientes convectivos internos de la cavidad y externos de la cubierta transparente en (W/m ² C)	68
Tabla 2.5: Tasas de pérdida de calor a través de la envolvente del absorbedor. Valores absolutos y porcentuales	69
Tabla 2.6: Coeficientes convectivos interiores y exteriores utilizados en la simulación con SIMUSOL	76
Tabla 3.1: Parámetros utilizados en las ecuaciones gobernantes y en las condiciones de borde	98
Tabla 3.2: Tasas de pérdida de calor a través de la envolvente del absorbedor. Valores simulados y experimentales	111
Tabla 4.1: Valores de radiación directa recibida sobre superficie de los espejos	119
Tabla 4.2: Valores de presión, caudal y temperaturas medidas	119
Tabla 4.3: Calculo de potencia de entrada, de salida y eficiencia instantánea	120
Tabla 4.4: Valores de radiación directa recibida sobre superficie de los espejos	120
Tabla 4.5: Valores de presión, caudal y temperaturas medidas	121
Tabla 4.6: Calculo de potencia de entrada, de salida y eficiencia instantánea	121
Tabla 4.7: Valores de radiación directa recibida sobre superficie de los espejos	122
Tabla 4.8: Valores de presión, caudal y temperaturas medidas	122
Tabla 4.9: Calculo de potencia de entrada, de salida y eficiencia instantánea	122
Tabla 4.10: Valores de radiación directa recibida sobre superficie de los espejos	123
Tabla 4.11: Valores de presión, caudal y temperaturas medidas	123
Tabla 4.12: Cálculo de potencia de entrada, de salida y eficiencia instantánea	124
Tabla 4.13: Temperatura del vapor en la salida del equipo	125
Tabla 4.14: Temperatura del vapor en la salida del equipo	126
Tabla 4.15: Temperatura del vapor en la salida del equipo	126
Tabla 4.16: Temperatura del vapor en la salida del equipo	127

CAPITULO 1

Esta tesis analiza los procesos de transferencia de calor de un equipo de concentración de energía solar térmica conocido como el Concentrador Fresnel lineal CFL.

El CFL tiene como objetivo generar altas temperaturas mediante el uso de la energía solar para el aprovechamiento en la industria o para producción de electricidad. Este sistema puede utilizar agua como fluido caloportador, produciendo vapor de alta temperatura que puede ser inyectado en una turbina de ciclo Rankine, evitando el uso de intercambiadores de calor, aumentando la eficiencia y disminuyendo los costos.

En este capítulo se presentará una visión general del CFL, los diversos componentes y el objetivo del presente trabajo. Así mismo se presenta un estado de arte del tema y se esbozan las áreas que están siendo estudiadas en el presente trabajo.

Los capítulos 2 y siguientes dan el análisis detallado y los resultados obtenidos.

1.1. El concepto del concentrador Fresnel lineal

Un sistema de concentración solar lineal tipo Fresnel (CLF) es una de las maneras más económicas y sencillas de concentrar la radiación solar para obtener grandes temperaturas en la zona de concentración. Si se utiliza agua como fluido caloportador se puede aprovechar estas altas temperaturas para producir vapor y accionar así una turbina para obtener energía eléctrica, o bien aprovechar el vapor para procesos industriales.

El sistema consiste en un arreglo de espejos lineales ubicados en paralelo. Estos espejos rotan sobre su eje mayor reflejando la radiación directa incidente sobre un absorbedor que se encuentra a algunos metros por encima de los espejos. Como se puede apreciar en la figura 1.1 y 1.2, dicho absorbedor contiene, ya sea uno o varios tubos. Por esos tubos circula un fluido que al recibir la radiación se calienta. Este fluido es bombeado desde un extremo del absorbedor, y se extrae por el otro. Dependiendo del uso que se le quiera dar al sistema, este fluido puede ser recirculado para obtener mayores temperaturas. (Eck y Steinmann, 2001)

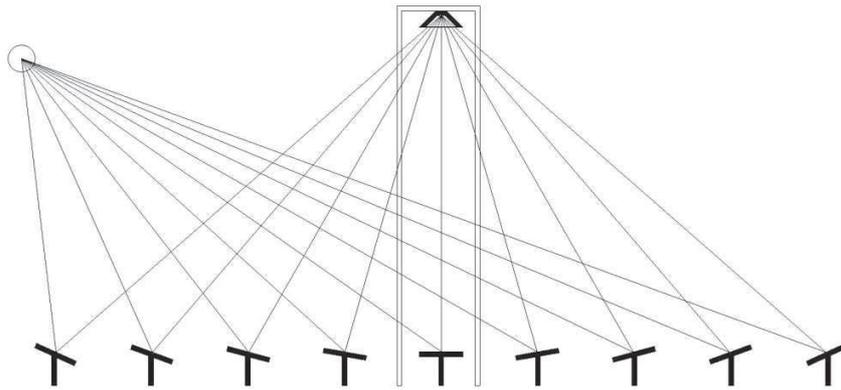


Figura 1.1: Esquema de un concentrador lineal tipo Fresnel.



Figura 1.2: Fotografía de un CFL.

1.2. La conversión de potencia

Existen dos posibilidades de conexión de un equipo de CFL para su aprovechamiento energético entre otras.

La primera configuración: “pura solar”, el colector CLF se utiliza para sustituir la caldera de una central de ciclo Rankine convencional. Un sistema de almacenamiento de agua caliente se emplea para proporcionar un buffer intermedio, el cual produce un efecto de amortiguamiento de los transitorios solares debido al paso de nubes, así como también para aplanar el efecto del pico de la radiación solar al mediodía. Una configuración “pura solar” como esta es relevante sólo si se conecta a una red de energía más grande, donde otras fuentes de energía pueden ser utilizadas para proporcionar energía durante otros momentos del día.

Aunque “pura solar” es claramente un resultado deseado, los problemas de almacenamiento prolongado hacen que sea una opción poco favorable en el actual contexto económico.

En la segunda configuración denominada “de aumento solar”, el calor suministrado desde el CFL se utiliza para sustituir de manera parcial el calentamiento de agua en un ciclo de la generación de energía convencional alimentada por combustible fósil, ya sea utilizando el vapor producido por el CFL para ser inyectado en la caldera o inyectando el vapor en una segunda etapa de la turbina.

1.3. Partes principales del CFL

1.3.1. Espejos

Lo espejos son uno de los componentes más importantes a la hora de diseñar un CFL, estos deben ser pensados en función de la temperatura de trabajo y los volúmenes de vapor que se quieren lograr.

La gran ventaja en un CFL respecto a un sistema de concentración cilindro parabólico o a un sistema de torre central es la sencillez para construir los reflectores debido a que para los mismos se emplean espejos planos ligeramente curvados de manera mecánica. El sistema de movimiento es económico ya que giran solamente sobre su eje mayor norte-sur.

Para protegerlos contra viento y granizo los reflectores de un CFL tienen dos grandes ventajas. Una es la de ser montados a poca distancia del suelo, lo que facilita su protección contra el viento permitiendo instalar estos equipos en zonas de vientos considerables como la región de la Puna. La otra se refiere a que a los espejos se les coloca una protección en su parte posterior, tal cual se puede ver en la Fig. 1.3. Ante una amenaza de granizo los espejos se rotan dejando a los mismos mirando al suelo. Esto evita que el espejo se ensucie cuando no se usa, especialmente a la hora del rocío o en caso de tormentas.



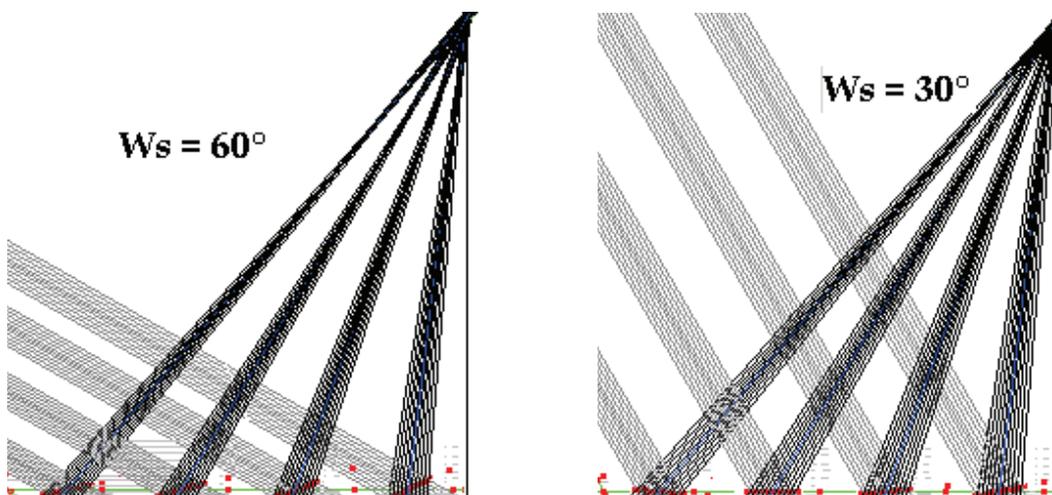
Figura 1.3: Colocación de la chapa de protección posterior



Figura 1.4: Espejos instalados en la localidad de San Carlos

Se debe colocar cada línea de espejos por debajo del absorbedor separados de tal manera que no sombree a los espejos vecinos, esta distancia se puede calcular teniendo en cuenta el ancho de los mismos y la posición del sol a la hora de salida y puesta teniendo en cuenta la zona donde va a ser instalado. En el caso de zonas de montañas esto dependerá de la altura de las mismas.

De la misma forma que la distancia que existe entre el absorbedor y cada espejo es distinta, la flecha con la que se curva cada espejo debe ser distinta y va disminuyendo mientras mayor es la distancia al absorbedor. Para determinar la curvatura adecuada de cada espejo se estudia la traza de rayos mediante el programa Cabri Geometre II Plus (Cabri, 2003). Figura 1.5.



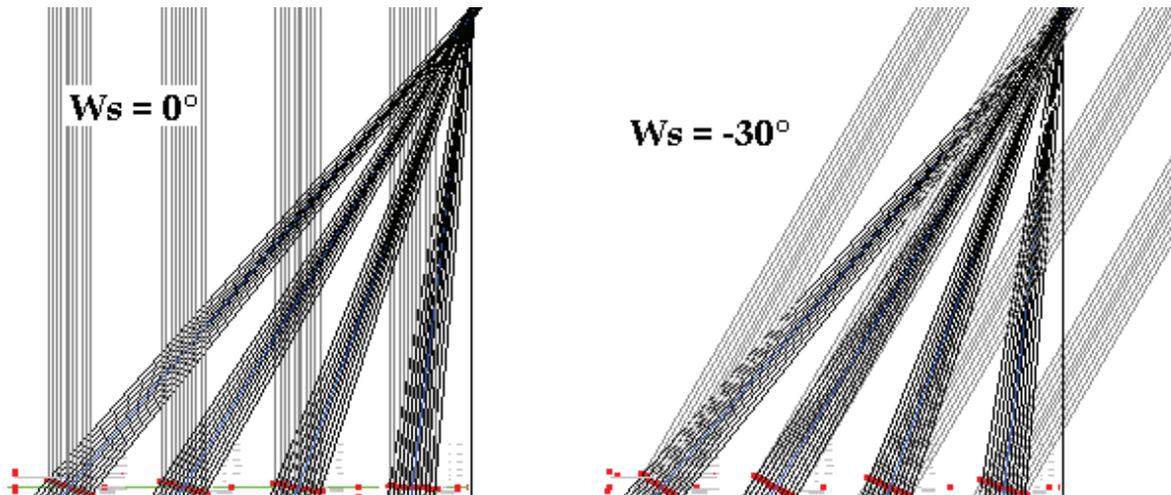


Figura 1.5: Estudio mediante programa Cabri Geometre II Plus de la flecha adecuada para cada reflector (W_s es el ángulo de incidencia de los rayos solares sobre los espejos)

1.3.2. Absorbedor

Otro componente fundamental en un CLF es el absorbedor, el mismo es el encargado de coleccionar los rayos provenientes de los espejos y transferir el calor al fluido caloportador. Para un CLF el absorbedor está formado por una cavidad trapezoidal con una ventana en su parte inferior y aislada en su parte superior y laterales. Los caños encargados de recibir la radiación se encuentran por dentro como se puede apreciar en la figura 1.6 y se cierra con un material transparente en su parte inferior, de esta manera se disminuyen las pérdidas térmicas.

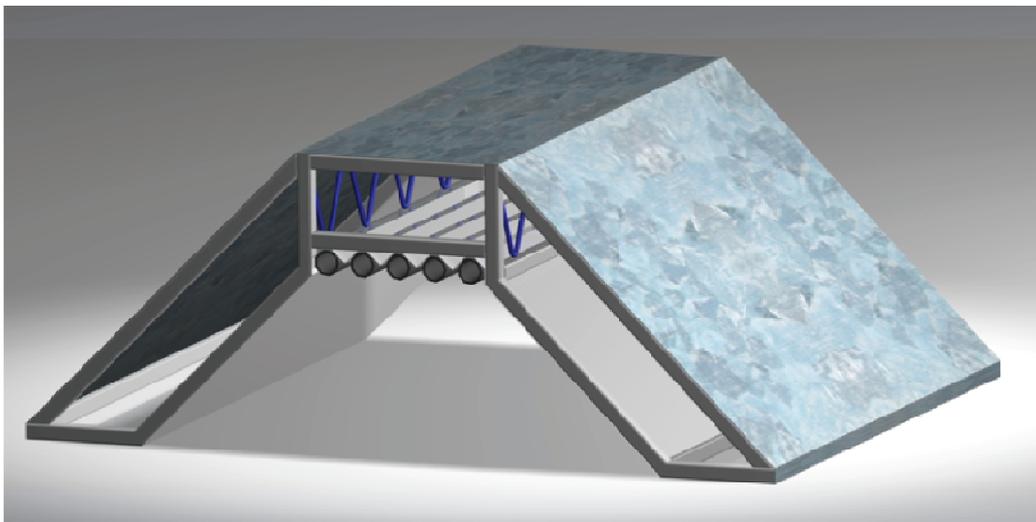


Figura 1.6: Esquema del absorbedor trapezoidal con 5 caños colectores

El absorbedor tiene que ser diseñado para absorber la mayor cantidad de radiación, por lo que se debe tener en cuenta de donde provienen los haces de luz y tratar

que estos incidan sobre los caños de manera lo más perpendicular posible. En la figura 1.7 se muestra un absorbedor instalado en la localidad de San Carlos, provincia de Salta.



Figura 1.7: Fotografía del absorbedor trapezoidal con 5 caños colectores

1.3.3. Sistema de movimiento

El sistema de movimiento es el encargado de mantener enfocados los espejos sobre el absorbedor, durante el transcurso de esta tesis se ensayaron distintos sistemas. Finalmente se optó por un motor paso a paso acoplado a cada línea de espejos, este motor es controlado por una placa programable que toma las frecuencias de giro de una tabla.

Para los primeros prototipos se trabajaba con un solo motor para todo el equipo y un sistema de varillaje (figura 1.8) pero al crecer en escala y ver la necesidad de protección de los espejos se optó por un motor por línea de espejos (figura 1.9) (Cadena et al, 2009).

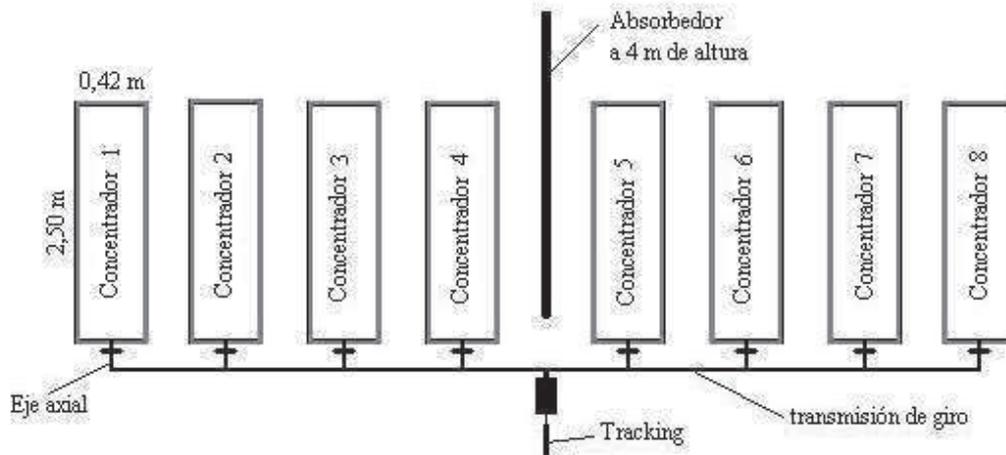


Figura 1.8: Esquema de conexión del sistema de movimiento con uso motor y levas de transmisión



Figura 1.9: Motor paso a paso conectado a un espejo con una reducción de 1/100.

1.4. Justificación

La energía es fundamental para el desarrollo del ser humano y para proporcionar muchos servicios esenciales que mejoren las condiciones de vida de las personas. Sin embargo, el uso de la energía convencional produce invariablemente una ruptura del equilibrio ambiental, provocando una reacción de la naturaleza que puede resultar en consecuencias adversas para el propio hombre.

Desde que se manifestó mundialmente la necesidad de implementar una política ambiental, se comenzó a considerar el desarrollo y la utilización de fuentes de energías renovables.

En apenas dos décadas, el desarrollo de las energías renovables ha evolucionado desde una mera expresión de deseo a convertirse en una realidad de la que todos formamos parte, dado que promueven una mejora en nuestra calidad de vida y en la de las generaciones futuras.

El bienestar y la solidaridad entre las generaciones presentes y futuras sólo se lograrán impulsando el desarrollo sostenible en todos los ámbitos.

No obstante, los combustibles fósiles siguen siendo fundamentales para la economía de las naciones industrializadas modernas. En efecto, la producción y el consumo de estos combustibles continúa creciendo; siendo el calentamiento global una de las peores amenazas que debemos enfrentar debido al uso de los combustibles fósiles: gas, petróleo y carbón.

Lamentablemente, las inversiones en energías renovables no son considerables en comparación con las inversiones anuales realizadas en el desarrollo de nuevas reservas de combustibles fósiles, algo absolutamente incompatible con la protección del clima global. Sin embargo, quizá forzosamente, esta tendencia está cambiando, , (Secretaría de Energía de la Nación, 2009).

El uso de la energía solar en lugares de alta radiación para la producción de energía eléctrica o vapor mediante el uso de concentradores solares (250 a 500 C), es muy importante para producir vapor para una industria o mover una turbina con generador eléctrico. Desde hace unos 5 años el tema es objeto de un alto interés en USA y Europa. La energía solar es una fuente capaz de producir las necesidades energéticas mundiales. En USA se están instalando hasta el 2014, 4000 Mw de centrales solares de potencia experimentales y en Europa se instalarán 800 Mw en España hasta el 2013 (NREL, 2014).

La zona de Puna y Altiplano constituyen una de las 7 zonas de más alta radiación solar a nivel mundial por lo que la Argentina dispone de un gran potencial energético. Una superficie de espejos de 22 x 22 km² en esa zona generaría la potencia que actualmente necesita la Argentina, del orden de 27000 MW (Hong, 2011) .

Es por ello que el CFL puede presentarse como una alternativa de peso a la hora de resolver los problemas energéticos.

1.5.1. Antecedentes del INENCO en el tema CLF

El desarrollo de esta tesis se realizó utilizando la infraestructura del Instituto de Investigación en Energías No Convencionales (INENCO) y de la Facultad de Ciencias Exactas de la Universidad Nacional de Salta. Estas instituciones proveyeron lugar físico,

bibliografía, instrumentos de medición, computadoras, taller y mano de obra especializada.

El INENCO trabaja en el tema de energías renovables desde 1972 habiendo realizado numerosos desarrollos aplicables al medio. En los últimos años se pueden citar: las cocinas solares comunales para escuelas albergue en zonas andinas; secadores solares industriales que satisfacen las necesidades de cooperativas de producción agraria y se han instalado en Jujuy, Salta y Córdoba; asesoramiento en relación con bioclimatización de edificios colaborando en proyectos de importancia realizados en la zona (Barrio de 17 viviendas de Cachi, hospital materno infantil de Susques); generación de energía eléctrica por vía solar térmica a baja y alta potencia y otros. (INENCO, 2014)

En el año 2006 esta institución comenzó con el diseño y construcción de prototipos pequeños de CFL, ya que se consideraba a este sistema muy apropiado por su costo moderado y cuya construcción es posible con tecnología nacional.

En el año 2006 se construyó un primer prototipo de concentrador lineal Fresnel de 8 m² con generación directa de vapor de agua. El sistema estaba formado por 8 espejos de eje horizontal y un absorbedor con concentrador secundario a 4 m de altura. Se realizaron estudios geométricos para la determinación de la configuración del sistema, la curvatura de los espejos y el diseño del absorbedor. Se desarrolló un método de sujeción de espejos que permitía generar la curvatura adecuada para cada concentrador. Se realizaron ensayos para la determinación de la energía térmica producida. La realización del trabajo permitió adquirir una importante experiencia y generar las bases para el desarrollo de sistemas en escalas superiores (Gea et al, 2007).



Figura 1.10: Fotografía del primer equipo de 8m² instalado en el INENCO



Figura 1.11: Fotografía del absorbedor de 3 caños instalado en el equipo de 8m²

Un segundo prototipo fue construido en el año 2008 con el objetivo de aumentar la escala de trabajo y aplicar los conocimientos adquiridos en el primer equipo. Este segundo CFL contó con 24 m² de área de espejos. El sistema estaba formado por 8 espejos de eje horizontal de 0,5 m de ancho por 6 m de largo cada uno y un absorbedor con un espejo secundario a 4 m de altura. El absorbedor estaba formado por dos caños de acero inoxidable de 5 cm de diámetro cada uno rodeado por un espejo secundario que recoge los rayos solares reflejados en los 8 espejos. Los estudios geométricos para la determinación de la configuración del sistema, la curvatura de los espejos y el diseño del absorbedor se llevaron a cabo con programas ya utilizados en el primer prototipo. (Gea et al, 2007). El absorbedor fue colgado de un sistema de carriles que permitía su traslado horizontal para recibir enteramente los rayos solares durante las distintas épocas del año. Se realizaron ensayos preliminares de producción de vapor a distintas presiones midiendo el volumen de vapor. (Saravia et al, 2008)



Figura 1.12: Fotografía del primer equipo de 24m² instalado en el INENCO

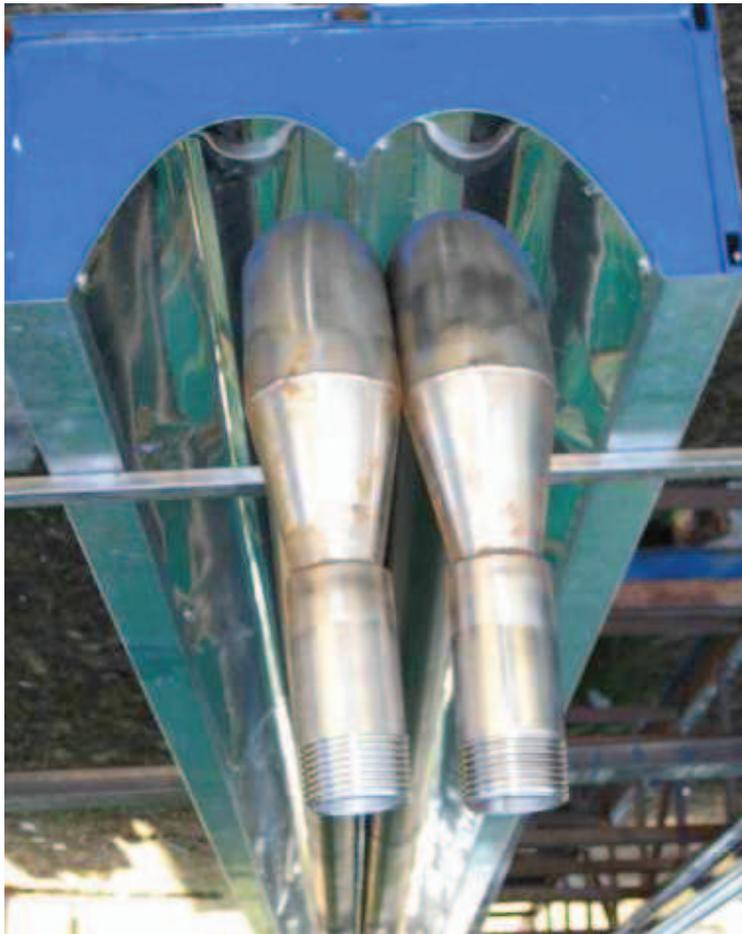


Figura 1.13: Fotografía del absorbedor de 2 caños instalado en el equipo de 24m²

Durante el transcurso de realización de esta tesis se construyó un módulo de 43 m² de área de colección en el campo experimental del INENCO, el mismo fue ensayado y aportó gran cantidad de conocimientos para crecer a una escala competitiva. En el año 2010 el Instituto Nacional de Tecnología Industrial (INTI) se interesó en el proyecto y se sumó con la firma de un convenio de trabajo entre INTI e INENCO-CONICET, aportando al equipo de trabajo conocimientos en las distintas áreas técnicas como ser el manejo del vapor y la generación eléctrica. En 2011 comienza la construcción de la primera etapa de un proyecto PFIP 2009 cuyo objetivo es instalar un CFL de 200 m² en la localidad de San Carlos, Salta. Los resultados de los ensayos de estos equipos se muestran en los capítulos 4, 5 y 6.

1.5.2. Proyectos vinculados a la tesis y equipo de trabajo

Esta tesis fue desarrollada en vinculación a los siguientes proyectos:

Proyecto de Investigación N° 1807/2 del Consejo de Investigación de la Universidad Nacional de Salta, “Generación de electricidad con energía solar mediante un concentrador Fresnel lineal” perteneciente al programa “Generación Distribuida de Energía Solar Térmica y Fotovoltaica”. 2009 – 2011.

Proyectos especiales de la Secretaria de Ciencia y Técnica (SECYT), Ministerio de Ciencia, Tecnología e Innovación Productiva. 2006 y 2009.

Proyecto Federal de Innovación Productiva PFIP 2009 “Producción de vapor y energía eléctrica solar térmica para aplicaciones mineras en la Puna” financiado por el (Ministerio de Ciencia y técnica de la Nación) COFECYT y el CONICET. En curso desde Diciembre 2011.

Proyecto de Investigación N° 2019/1 del Consejo de Investigación de la Universidad Nacional de Salta “Producción de electricidad mediante energía solar térmica con concentradores Fresnel lineal” perteneciente al programa “Producción de electricidad y cogeneración con energía solar térmica de concentración”. Aprobados en Diciembre de 2011. En Curso.

Estos proyectos son desarrollados por el siguiente equipo de trabajo:

Dr. Luis Saravia (director)

Msc. Ing. Marcelo Gea y Lic. Marcos Hongn encargado del desarrollo del sistema óptico de espejos.

Lic. Martín Altamirano en el desarrollo del absorbedor y puesta a punto del equipo completo (ejes del trabajo de tesis).

Dr. Carlos Cadena e Ing. Daniel Hoyos, encargados de la conexión a red, sistema de posicionamiento de los espejos e instrumental de funcionamiento.

Dra. Judith Franco y Dr. Miguel Condori, encargados del aprovechamiento del vapor a la salida de la turbina para aplicar en sistemas de desalinización y secado de productos agrarios.

Dr. Silvana Flores, estudios ópticos de transmitancia.

Técnicos, Ricardo Caso, Carlos Fernandez y Hugo Surigoy.

1.6.1. Objetivos principales

El objetivo principal es el desarrollo integral en la Argentina de un equipo CFL destinado a la producción de vapor de agua para suministro de energía térmica y/o energía eléctrica

Como parte del mencionado objetivo esta tesis se centra en el diseño, construcción y ensayo de un absorbedor lineal de energía solar capaz de generar vapor de agua a alta temperatura y presión que formará parte de un CFL

1.6.2. Objetivos específicos

- Desarrollar un programa de simulación numérica que permita predecir el funcionamiento de un CFL.
- Modelizar, simular absorbedores lineales para la generación de potencia solar térmica con concentradores Fresnel lineales.
- Explorar y desarrollar tecnología que permita la utilización de técnicas y materiales de uso habitual en el medio.
- Construir y ensayar prototipos de absorbedores lineales con el fin de optimizar su diseño.
- Evaluar a partir de los resultados la aplicación del sistema para la generación de potencia, trabajando en conjunto con otros investigadores del INENCO que desarrollan las distintas partes de los CFL.

1.6.3. Metodología

Para cumplir con los objetivos de esta tesis se dividió la investigación en tres etapas procediendo de la siguiente manera:

1^{er} etapa: Trabajar en la construcción y puesta a punto del absorbedor lineal.

Para ello se partió de un diseño hecho con el programa Cabri Geometry Plus II para decidir el tipo de absorbedor y las dimensiones del mismo.

A continuación se procedió a la construcción de un prototipo reducido calentado con resistencias eléctricas donde se estudió el comportamiento térmico del absorbedor. Estos datos sirvieron para obtener el coeficiente global de pérdida y ajustar la simulación numérica realizada con el programa SIMUSOL.

Dado que se vio la importancia de entender el movimiento del aire en la cavidad trapezoidal del absorbedor se realizó una simulación numérica computacional con el programa Comsol Multiphysics con el cual se hallaron parámetros característicos que mejoraron la simulación con SIMUSOL.

2^{da} etapa: Construcción y ensayo de un módulo de 43m²

Se diseñó y construyó un módulo de CFL de 43m². Para el diseño se tuvo en cuenta que las barras comerciales de hierro tienen 6m de longitud, esta medida fijó el largo de los espejos y el absorbedor. Para definir el factor de concentración se consideró las temperaturas, presiones y caudales de trabajo.

Este equipo fue construido en el predio experimental del INENCO por la empresa INTI-AR. Una vez instalado este módulo se procedió a realizar los ensayos para encontrar la eficiencia térmica del equipo así también para conocer parámetros característicos de

funcionamiento como las temperaturas presiones y caudales de trabajo. Debido a que no tenía totalmente automatizado su sistema de movimiento ni su toma de datos se necesitaba de por lo menos 4 personas para hacerlo funcionar. Es por ello y por los factores climáticos, que si bien se ensayaron más días, en este trabajo solo se analizan 4 días.

En paralelo se programó una simulación computacional del módulo de 43m^2 con el programa SIMUSOL, se usaron los valores obtenidos de los ensayos para ajustar la simulación.

3^{er} etapa: Construcción y ensayos de un equipo de 200m^2

Para esta etapa se uso realizaron los planos de planta y despiece de los equipos con programas de CAD. Las dimensiones se fijaron teniendo en cuenta las temperaturas y caudales necesarios para mover una máquina de vapor de 20KW. Para ello se fijó un factor de concentración cercano a 40 y un área de 200m^2 .

Como ya se constaba con una simulación del equipo contrastada con valores medidos se realizó la simulación previa a la construcción para probar que con el diseño planteado se alcanzaría las temperaturas y presiones de trabajo.

La construcción de este equipo se realizó con ayuda de la empresa INTI-AR en la localidad de San Carlos. En este trabajo se muestran los primeros dos ensayos realizados, que corresponden a un equipo de 86m^2 . En Nov/2013 se recibieron los fondos faltantes y actualmente se está completando el equipo con otros dos módulos de espejos, la colocación de un acumulador y un motor de vapor así como el condensador que calentará el aire para el secador de pimienta ya existente.

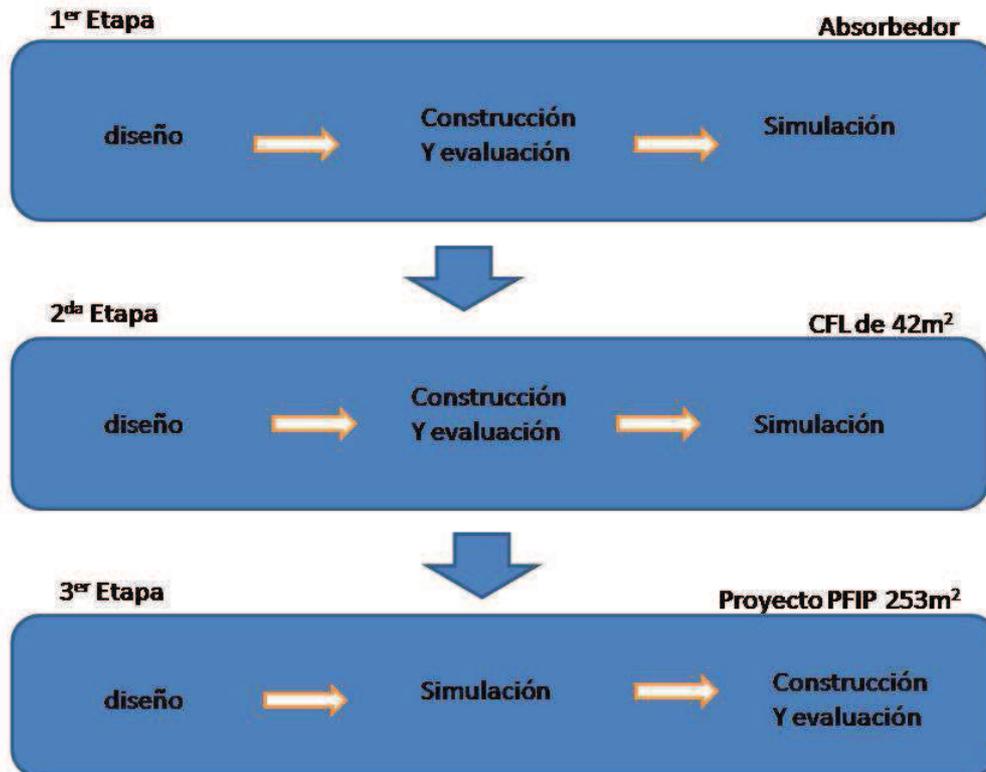


Figura 1.14: representación esquemática de la metodología.

1.7. Revisión bibliográfica

1.7.1. Sistemas de energía solar térmica

La energía solar térmica es el aprovechamiento de la energía solar transformándola en energía térmica. Los colectores solares realizan la tarea de capturar esta energía, que bien pueden ser del tipo no concentrada, como pueden ser los colectores de placa plana, pozas solares, chimeneas solares y colectores de tubos de vacío, o pueden ser del tipo de concentración, donde la concentración se lleva a cabo, normalmente con espejos, de modo que una mayor intensidad de la radiación solar está disponible en la superficie de absorción menor (Graham et al, 2001) (Akbarzadeh et al, 2005). Colectores de concentración son capaces de alcanzar temperaturas más altas que los que no concentran, debido al hecho de que las temperaturas más altas permiten ciclos de conversión de energía termodinámicamente más eficientes, los colectores solares de mayor escala son del tipo de concentración.

Por la forma en que se logran los enfoques de la luz se definen cuatro categorías principales de equipos solares de concentración. El primero es el concentrador de disco parabólico, que proporciona los coeficientes más altos de concentración, en hasta 1.000 y

superior, y por lo tanto las temperaturas más altas (Keck and Schiel, 2003) (Lovegrove et al, 2003) . Estos concentradores requieren que todo el disco, así como el "receptor" que contiene la superficie de absorción, deben seguir al sol medida que pasa a través del cielo alrededor de dos ejes diferentes. La segunda categoría de colector es la de cilindros parabólicos, que tiene un enfoque lineal, en consecuencia sólo tiene que seguir al sol sobre un eje. Por su geometría se ve limitada a relaciones de concentraciones bajas de hasta alrededor de 85, y en consecuencia, las temperaturas de trabajo son más bajas. La tercera categoría es la de receptor de torre central, la cual utiliza una serie de helióstatos para concentrar la luz en una torre central. Los helióstatos en este caso deben realizar el seguimiento del sol en dos direcciones, pese a su coste elevado hay una ganancia en simplicidad ya que el receptor térmico está quieto y centralizado, eliminando la necesidad de tantas tuberías y la duplicación de los componentes. El cuarto y más novedosos es el CFL en el cual el absorbedor se encuentra quieto algunos metros sobre los espejos, los cuales rotan sobre su eje mayor para concentrar la radiación incidente.

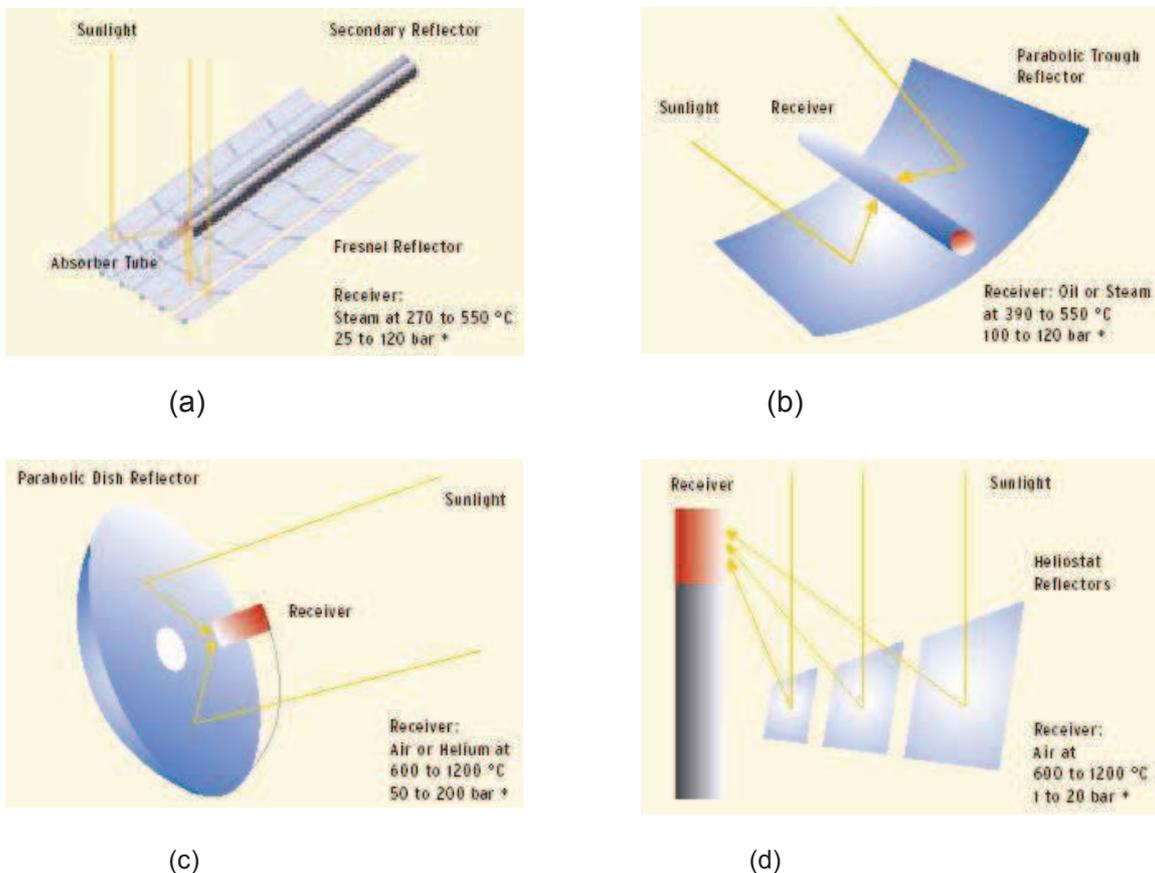


Figura 1.15: Concentradores solares para generación de potencia: (a) concentrador lineal de Fresnel, (b) concentrador de canal parabólico, (c) concentrador de disco parabólico y (d) torre central. (Estrada Gasca C. et al.; 2005).

Más allá del colector solar y los reflectores, existen otros componentes importantes en un sistema de energía solar térmica de concentración. El primero es el fluido de

trabajo, el cual se mueve a través del colector transfiriendo el calor lejos de la superficie de absorción. En la práctica se utilizan una amplia gama de materiales como ser agua, aceite, aire, pentano y metales y sales fundidas. En cada caso se eligen por sus propiedades térmicas para adaptarse al tipo específico de colección y uso posterior.

El siguiente componente importante es el bloque de potencia. Aquí es donde la "energía utilizable" se extrae del fluido de trabajo. En la práctica, en la mayoría de los sistemas, se han utilizado las turbinas de vapor de ciclo de Rankine estándar, a veces con intercambiadores de calor añadido con el fin de generar vapor de agua desde el fluido de trabajo, si este fluido en sí no es agua/vapor. En los concentradores de disco parabólico, a menudo, se han utilizado motores Stirling, montados directamente en el foco de la parábola (Mancini et al, 2003), y en el caso de colectores de aire de alta temperatura se usan turbinas de gas de ciclo Brayton (Imenes y Mills, 2003).

Por último, un componente opcional en los sistemas de concentración de energía solar térmica es un método para el almacenamiento de energía. El almacenamiento de energía térmica es mucho más económico que el almacenamiento de energía eléctrica. Este almacenamiento permite que el sistema entregue durante los períodos de nubes intermitentes, o, si el volumen de almacenamiento es grande, puede permitir que el bloque de potencia siga operando varias horas sin radiación incidiendo sobre los espejos. En la práctica, la capacidad del almacenamiento térmica está limitada por el coste, pero cierta cantidad de almacenamiento, es a menudo económicamente ventajoso, ya que aumenta la utilización del bloque de alimentación. Algunos fluidos de trabajo facilitan el almacenamiento directo, tales como las sales fundidas, mientras que otros requieren de intercambio de calor a otro material tal como aceite, roca, arena u hormigón. Otras técnicas de almacenamiento térmico disponibles incluyen materiales de cambio de fase (Herrmann y Kearney, 2002).

1.7.2. Generación Directa de Vapor

Generación Directa de Vapor (GDV), en el contexto del sector de la energía solar térmica, es la generación de grandes cantidades de vapor producidas con energía solar sin el uso de un fluido de transferencia de calor. La otra opción son los sistemas de generación indirecta (SGI), en la cual se calienta un fluido de trabajo, como puede ser aceite, para después con ayuda de un intercambiador de calor producir el vapor que se inyectara en la turbina del ciclo Rankine (Degan et al, 1992) (Eck et al, 2008).

En el mercado ha crecido el uso de este tipo de sistemas a partir de una toma de conciencia cada vez mayor de las limitaciones y dificultades de funcionamiento de los sistemas de generación indirecta. En general se piensa que los próximos ahorros considerables para los colectores solares de foco lineal vendrán de una transición para dirigir la generación de vapor directa (Zarza et al, 2001).

La diferencia entre los sistemas de generación indirecta SGI y un posible sistema de GDV se muestran en la Figura 1.16.

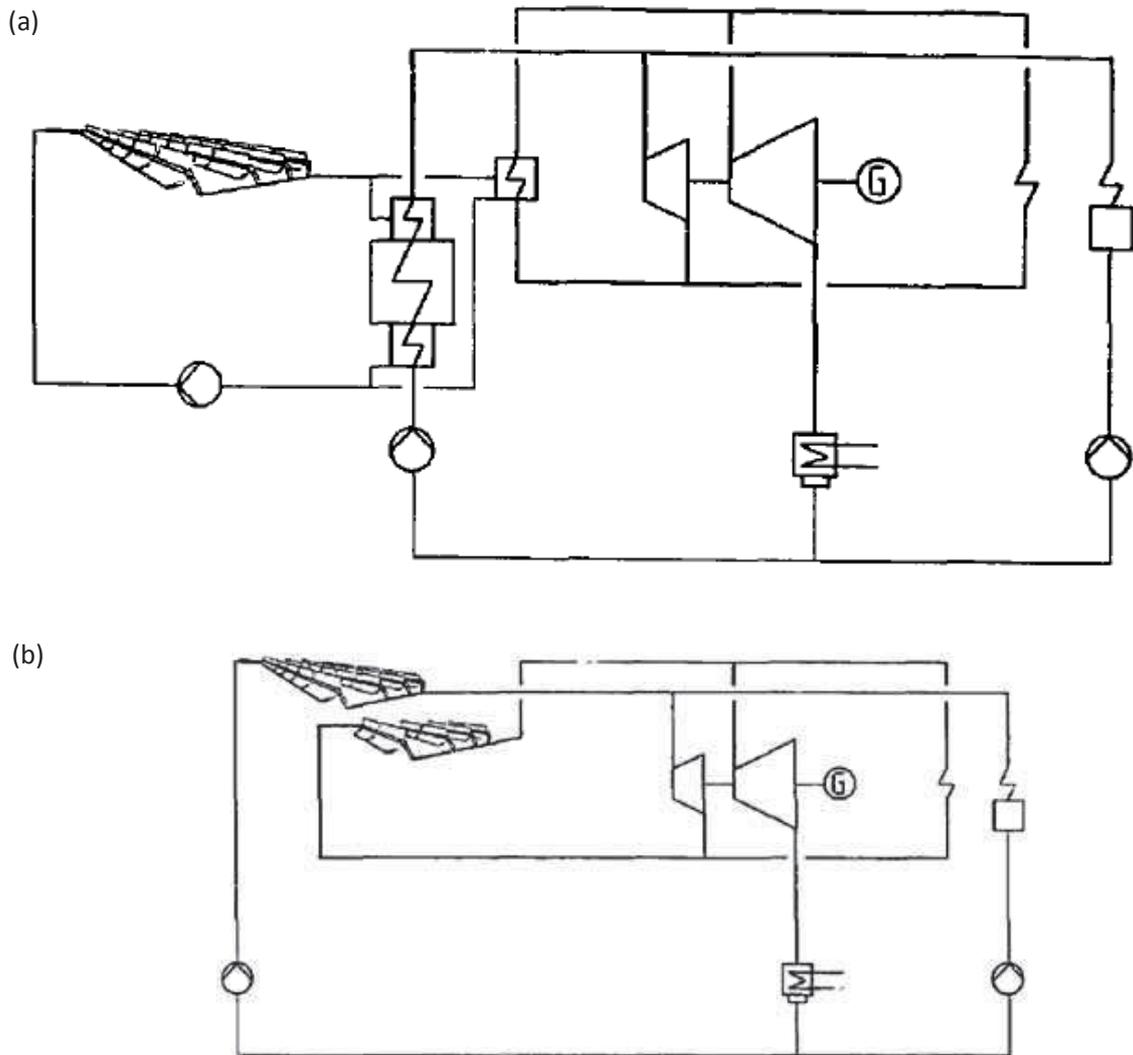


Figura 1.16: El recalentamiento de los ciclos solares de energía térmica (a) con aceite como fluido de trabajo y un intercambiador de calor (b) con generación directa de vapor. Los diagramas muestran los intercambiadores de calor de la bomba y que se pueden eliminar mediante la sustitución del agua por aceite. (Muller, 1991).

1.7.3. Francia y el primer concentrador Fresnel lineal (CFL)

Giovanni Francia fue la primera persona en el mundo en aplicar el concepto de reflector concentrador Fresnel en los sistemas de enfoque lineales y puntuales reales. Presentó su primera patente CFL en 1962, en Italia (Francia, 1962). Al año siguiente, él diseñó y construyó el primer prototipo de CFL, en Génova, y en 1964 fue ensamblado y probado en la estación solar Lacédémone-Marsella, en colaboración con Marcel Perrot, y con el apoyo del Consejo Nacional de Investigación de Francia (CNRS), OTAN y COMPLES (Cooperación Méditerranée pour l'Energie Solaire).

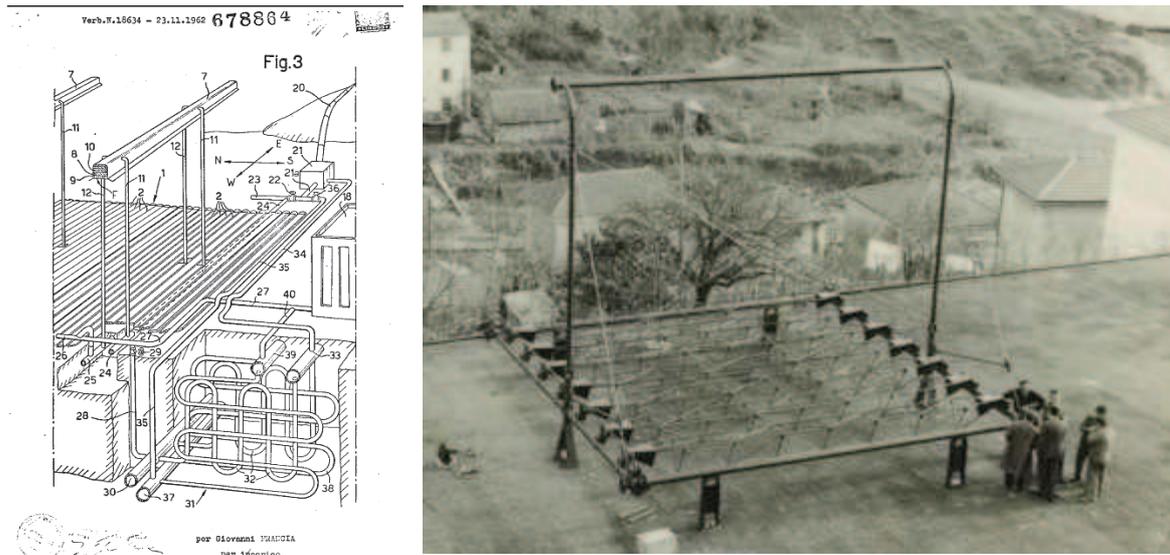


Figura 1.17: Izquierda: Dibujo del patentado CFL; Derecha: Foto de primer prototipo LFC de Francia (Francia Archive, Musil Brescia).

Esta unidad inicial fue construida por GRESUMG (Gruppo Ricerca Energia Solare Marsiglia Genova - Solar Energy Research Group, Marsella y Génova Universidades) con un área de aproximadamente 65 m^2 . Tenía 7 espejos de aluminio, 8 metros de largo y 1 metro de ancho, ubicados este-oeste. Cada espejo gira alrededor de su eje longitudinal, concentrando la radiación solar en un absorbedor lineal paralelo a los espejos a una altura de aproximadamente 6 metros. El movimiento de rotación es el mismo para todos los espejos, y se obtuvo por medio de un mando electrónico con realimentación. El absorbedor era de 8 metros de largo y 25 centímetros de ancho. Estaba protegido en la parte delantera (el lado que da a los espejos) y en la parte posterior por un aislamiento adecuado y un dispositivo de recuperación de pérdidas de calor (Francia, 1963).

Dos espejos verticales planos limitan la pérdida de energía en el lado oeste de la mañana y en el lado este de la tarde, de lo contrario, se reflejaría la energía hacia el absorbedor sólo durante las horas del medio día, debido a la corta longitud de los espejos. En el diseño de la planta solar grande descrita en la patente de Francia. N° 18634, de los cuales la planta de Marsella fue la primera unidad, las tiras de aluminio-espejo eran mucho más largas que el absorbedor, lo que elimina la necesidad de espejos de protección en los lados. Del mismo modo, la unidad de Marsella fue diseñado para ser escalable; la longitud de las tiras de espejos se puede triplicar o cuadruplicado y su número aumenta. La planta generó 38 kg/h de vapor a 100 atm y 450 C . (Francia, 1968)

La planta de Marsella produjo alrededor de 1.200 kWh térmicos anuales por metro cuadrado de espejo, lo que hace un total de 67.200 kWh al año. Si la planta se hubiera construido en Sicilia, Francia calculó que la producción habría alcanzado 1.600 kWh al año por metro cuadrado, para un total de 89.600 kWh al año. (Silvi, 1999)

Según la evaluación de Francia en ese momento, con una planta a gran escala, la generación de potencia podría ser mucho más barata por kWh que la generada a partir de aceite. Para Francia, el uso de espejos planos fue fundamental para la construcción de plantas de gran escala, como declaró en su correspondencia con M. Touchais, colaborador de Marcel Perrot (Touchais)(Francia).

A finales de los años sesenta, Francia, en cooperación con sus colaboradores, elaboró el "Proyecto Ciudad Solar-Hipótesis para una estructura urbana", inventando una innovadora clase de complejo urbano para una población de alrededor de 100.000 habitantes. Este complejo se basó en el uso de energía solar para la iluminación natural y artificial, para calentar el agua del hogar, para la calefacción y la refrigeración del espacio, y para la producción de electricidad. El diseño se centraba en torno a unidades repetibles, independientes y energéticamente autónomos (18). El dibujo en la figura 1.18, es de alrededor de 1965, muestra la visión de Francia de una gran CFL integrado en un contexto urbano.

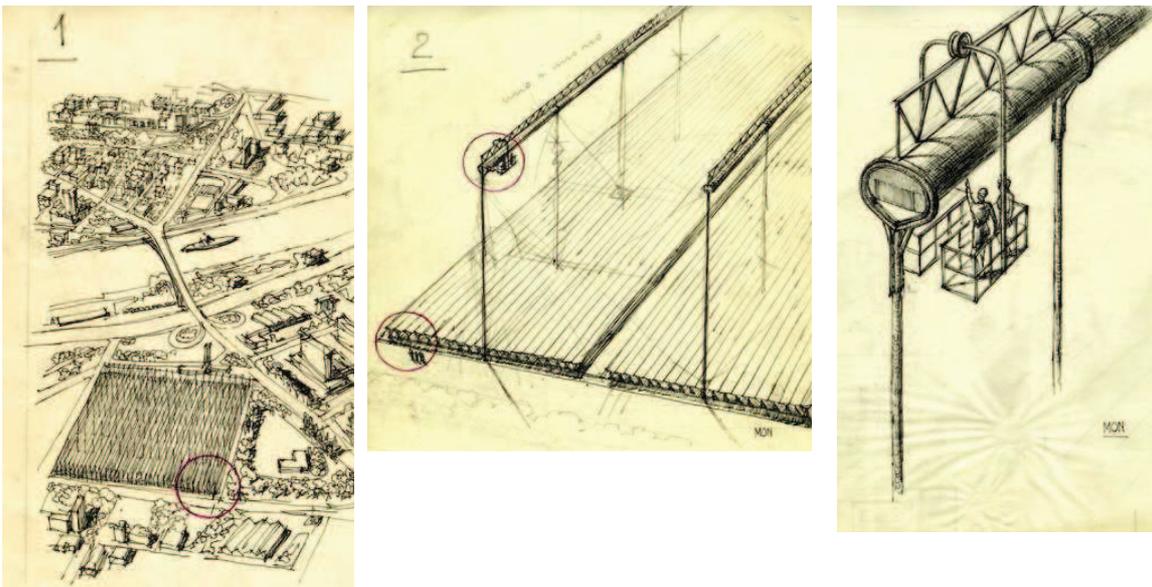


Figura 1.18: Los dibujos de Francia de la planta de energía solar previendo integrarse en el entorno urbano de alrededor del año 1965 (Francia, 1971)

1.7.4. CLFR (Areva-Ausra)

El concepto de Concentrador Fresnel Lineal Compacto (CLFR, en inglés) se presentó por primera vez a la Sociedad Internacional de Energía Solar en 1997 por Mills y Morrison (Mills y Morrison, 1997). El diseño innovador consiste en filas de espejos entrelazado como se puede ver en la figura 1.19.

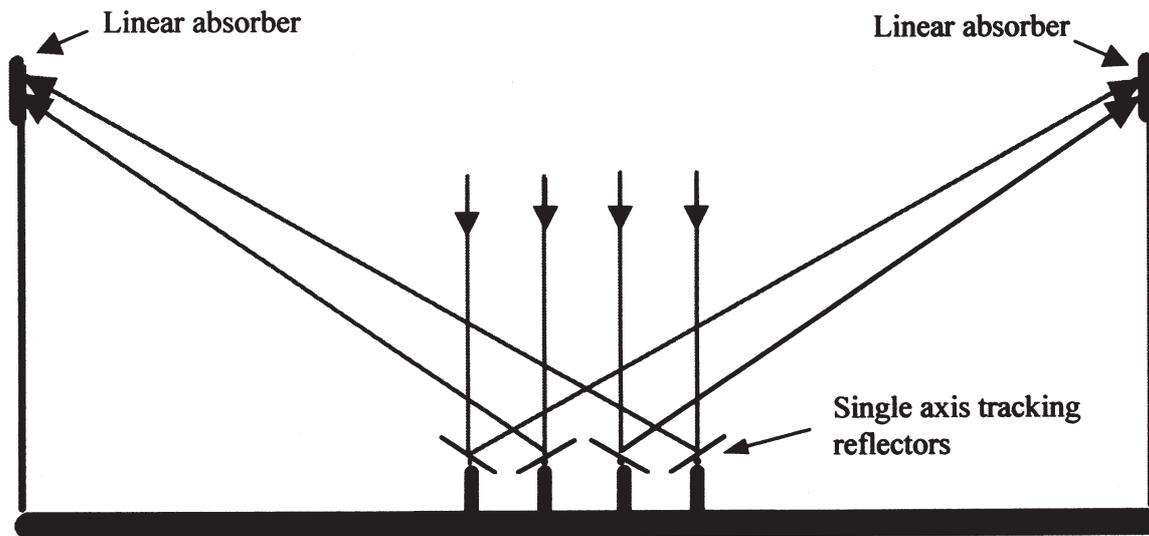


Figura 1.19: Concepto de trabajo del CLFR

Mills y Morrison, (Mills y Morrison, 2000) dieron algunos resultados de trazado de rayos ópticos y resultados de los estudios sobre la densidad espejo-packing. El diseño en esta etapa aún propuso la utilización de tubos de vacío en el foco, y que se disponen colgando de lado a lado en el plano vertical a lo largo del absorbedor. Estos estudios fueron continuados por Imenes para encontrar una mejor distribución en una planta solar de potencia. (Imenes y Mills, 2003)

Odeh, Behnia y Morrison, (Odeh et al, 2000) dan resultados de la modelización de estado estacionario del flujo de dos fases en el interior de los tubos de generación directa de vapor para un sistema hipotético basado en el colector utilizando el modelo de caída de presión Martinelli-Nelson y el modelo de régimen de flujo Barnea-Taitel-Dukler. Usando el colector de tubos de vacío LS3, de flujo estratificado, conduce a un riesgo de tensiones capaces de romper la cápsula de cristal curvado. Se encontró que el flujo estratificado no se ve en el flujo de estado estable en absorbedores inclinados. Sin embargo, hubo una mayor tendencia para el flujo intermitente de los absorbedores inclinados cuando se utilizan tubos de mayor diámetro. También se modelaron las condiciones operativas discutidas por Lippke (Lippke, 1996) y Dagan (Dagan et al, 1992) para el proyecto de la Plataforma Solar de Almería.

Los investigadores australianos fueron contratados en EEUU por parte de la empresa AUSRA, quien contaba con inversores que permitirían emprender la construcción de sistemas más grandes. Ausra instaló en 2008 un equipo de 5 <Mw en California. Esta empresa no pudo obtener fondos para construcciones de mayor porte y finalmente fue comprada por AVERNA, la mayor empresa francesa de instalaciones nucleares y con un fuerte apoyo de inversores. Actualmente instala en India un sistema Fresnel de 100 Mw.

1.7.5. Solarmundo-Novatec

El colector solar Solarmundo (Figura 1.20) es otro proyecto de generación directa de vapor, utiliza la óptica de concentrador Fresnel lineal. Al igual que con CLFR de Mills, el diseño apunta a una construcción más simple, a un costo menor que los sistemas cilindro-parabólicos como generación directa de vapor. Un colector prototipo de 2500 m² fue construido alrededor en 1999 en la Plataforma Solar de Almería y el proyecto fue presentado por Haberle (Haberle et al, 2001). Después de los primeros ensayos en Almería la tecnología Solarmundo ha sido adquirido por la empresa Solar Power Group GmbH.

En el diseño Solarmundo la escala de los espejos es pequeña (aproximadamente 40cm) y además, son planos, en lugar de curvados. Este sistema utiliza una gran cantidad de espejos, debido a su tamaño más pequeño, y se utiliza un concentrador secundario en el absorbedor para enfocar la luz en un solo caño donde se transfiere el calor al fluido. Haberle et al también muestran los datos de pérdida de calor de la cavidad del absorbedor y algunos datos sobre la eficiencia térmica del equipo. Se presentaron algunos cálculos de costos que demuestra que a gran escala (800 MW) de sólo solar los sistemas Solarmundo podrían alcanzar costos de tan sólo 0,04 EUR/kWh en Egipto. A pequeña escala 50 MW de sólo solar en España alcanzaría 0,10 EUR/kWh.



Figura 1.20: Representación del ordenador del sistema de muestra Solarmundo.

Haberle et al (Haberle et al, 2002) presentaron otro trabajo similar al anterior, en la reunión Solar PACES. Ellos mostraron las estimaciones actualizadas de la eficiencia y el costo, y ofrecieron una comparación contra el sistema de generación directa de vapor. Para un sistema solar de 50 MW en Egipto, el costo de generación de electricidad Solarmundo fue de 0,0750 EUR/kWh en comparación con los 0,0845 EUR/kWh para el sistema basado en generación indirecta. Las ventajas de que los absorbedores estén iluminados desde abajo son tenidas en cuenta durante el análisis de los sistemas de generación directa, para ello se analiza el flujo bifásico estratificado estable, el agua ocupa la mitad inferior de la tubería, así que es mejor ya que el calor se transfiere de mayor manera por ese sector.

1.7.6. Proyectos comerciales con tecnología CFL

A continuación se muestra una tabla que resume los proyectos comerciales que utilizan tecnología de CFL a la fecha.

Nombre del proyecto	País	Ciudad	Estado	Capacidad de la turbina	año	Empresas a cargo
Dhursar	India	Dhursar (Rajasthan)	En construcción	100 MW	2013	Rajasthan Sun Technique-Areva
Kogan Creek Solar Boots	Australia	Chinchilla (Queenland)	En construcción	40MW	2014	Areva
Liddell Power Station	Australia	Liddell (New South Walles)	Operando	9MW	2012	Novatec Solar
Puerto Errado 2	España	Calasparra (Murcia)	Operando	30MW	2012	Novatec Solar
Puerto Errado 1	España	Calasparra (Murcia)	Operando	1,4MW	2009	Novatec Solar
Care Solar Thermal Project	Marruecos	indefinido	En construcción	1MW	1014	CNIM
Lio Solar Thermal	Francia	Lio (Pirineos)	En construcción	9MW	2015	CNIM

Proyect						
Augustin Fresnel 1	Francia	Targassone (Pirineos)	Operando	250KW	2012	Solar Euromed
Alba Nova 1	Francia	Ghisonaccia (Corsega)	En construcción	12MW	2014	Solar Euromed
Kimberlina Solar Power Plant	USA	Bakersfield (California)	Operando	5MW	2008	Ausra (ahora Areva)

Tabla 1.1: Resume los proyectos comerciales que utilizan tecnología de CFL a la fecha. (ENREL, 2014)

1.7.7. Estudios térmicos del absorbedor

El absorbedor cumple una de las funciones más importantes en un CFL y su buen funcionamiento es fundamental para el buen rendimiento del equipo. Las pérdidas de calor en el absorbedor se producen por un mecanismo complejo que incluye radiación, convección y conducción. El conocimiento de la pérdida de calor a través de la estructura que rodea a los caños en el absorbedor es muy importante porque afecta a la eficiencia del sistema colector. La pérdida de calor depende de varios factores, como la geometría de la cavidad, materiales, grosor de aislamiento, la emisividad en infrarrojo de la superficie absorbente, la relación de concentración, etc. Debido a su influencia relevante sobre el rendimiento del sistema, la pérdida de calor del absorbedor estaba sujeta a la investigación por varios métodos, incluyendo mediciones experimentales y cálculos CFD (mecánica de fluidos computacional). Debido a que en los CFL la radiación llega al absorbedor desde abajo, el absorbedor es una cavidad invertida aislada en su parte superior y laterales y con una ventana de ingreso de radiación en su parte inferior. Dentro de las distintas geometrías estudiadas la cavidad invertida trapezoidal fue la geometría preferida en los absorbedores más recientemente estudiados. Jance et al (Jance et al, 2000) demostró a través de mediciones de pérdida de calor, que la transferencia de calor por convección en una cavidad trapezoidal es pequeña, y que las pérdidas de calor de la cavidad son predominantemente por la radiación. Reynolds (Reynolds, 2000) y Dey (Dey, 2004) describen aspectos de la metodología de diseño y los cálculos de transferencia de calor para un absorbedor lineal trapezoidal orientado Norte-Sur, mediante el uso de análisis de elementos finitos, para así obtener la distribución de temperatura del absorbedor. Además estos estudios sirvieron para optimizar la separación y el tamaño de los tubos en la placa de absorción (diseño que asume conductos situados por encima de la placa de absorción). Este estudio se basa en la minimización de la diferencia de temperatura entre la superficie del absorbedor y el fluido en el interior de los conductos. La principal conclusión fue que las diferencias de temperatura entre la superficie del fluido y la superficie absorbente (< 20 K) se podrían lograr con el espaciamiento y tamaños apropiados de las tuberías. Los resultados son aplicables a esta geometría particular.

Reynolds et al. (Reynolds et al, 2004) investigaron experimentalmente las pérdidas de calor de un absorbedor con una sección transversal trapezoidal, con tuberías detrás de la placa de absorción. Los autores utilizaron la técnica de visualización de flujo para capturar los patrones de flujo dentro de la cavidad y se compararon los resultados experimentales con las predicciones obtenidas a partir de un modelo desarrollado con el software de CFD comercial. Los autores lograron excelentes acuerdos entre los patrones de flujo experimentales y los predichos por el modelo computacional, pero hubo diferencias de alrededor del 40% entre las pérdidas de calor determinadas experimentalmente y las predichas por CFD, que los autores atribuyeron a las incertidumbres en el trabajo experimental, como la medición de emisividad y la convección y conducción coeficientes. Los autores también encontraron que los dos tercios superiores de la cavidad es una región de casi flujo cero (debido a que el aire se estratificó al ser calentado desde arriba), y que la tercera parte inferior de la cavidad contiene las celdas de flujo de contra-rotación, uno a cada lado del plano de simetría.

Singh et al (Singh et al, 2010) realiza la prueba del rendimiento térmico de cuatro absorbedores de cavidad trapezoidal idénticos con secciones de tubos rectangulares y redondas. Dos superficies absorbentes fueron comparadas, una cubierta con una pintura negro mate sin selectividad y la otra constituida por una superficie selectiva de níquel negro. Los datos experimentales mostraron que la eficiencia térmica del dispositivo solar con absorbedor de tubo redondo es más alta (hasta 8%) en comparación con absorbedor de tubo rectangular, que el rendimiento térmico disminuyó con el aumento de la relación de concentración del CFL, y que el absorbedor recubierto con superficie selectiva tenía una ventaja significativamente superior en términos de rendimiento térmico en comparación con absorbedor de pintado de negro ordinario (10% superior).

Todos estos antecedentes fueron considerados en el diseño presentado en la elaboración de esta tesis.

CAPITULO 2

En este capítulo se evalúa el funcionamiento óptico y térmico del absorbedor. En primer lugar se analizan dos configuraciones geométricas posibles para un absorbedor lineal tipo Fresnel utilizando el programa *Cabri*. Cabe destacar que existen otras configuraciones posibles pero no fueron analizadas por no contar con la tecnología necesaria para su construcción. Una vez diseñadas y construidas las configuraciones se analizan ventajas y desventajas de las mismas, se selecciona una para ser ensayada experimentalmente. A continuación se realiza la evaluación de comportamiento térmico del absorbedor en el laboratorio mediante un prototipo construido a escala real en su sección transversal pero se usó una longitud reducida de 1.4m. El mismo fue calentado con resistencias eléctricas, se midieron las pérdidas térmicas a través de la envolvente y las temperaturas de trabajo de las distintas partes. Se obtuvieron el coeficiente global de pérdida y los balances energéticos entre las distintas partes del absorbedor. Se estudió la distribución de temperaturas para analizar si los elementos empleados para la construcción son los adecuados. El comportamiento (térmico) de este equipo fue simulado con el programa *SIMUSOL* (desarrollado en el INENCO). Con los datos obtenidos del ensayo se puso a punto el funcionamiento de los programas y se ajustaron los coeficientes de transferencias locales y globales.

2.1. Absorbedor lineal

Existen diversas configuraciones posibles a ser usadas en el absorbedor lineal de un CLF. La elección del diseño más adecuado dependerá de muchos factores de trabajo como ser, entre otros, los fluidos caloportadores y los coeficientes de concentración con los que se quiere trabajar. Si bien hay otras posibles opciones, como la que propone Mills para su equipo de concentración tipo Fresnel compacto (Mills et al, 2000), las más usadas se pueden agrupar en dos alternativas: la colección directa en un absorbedor trapezoidal o la reflexión secundaria mediante el uso de un espejo concentrador. Ambas presentan ventajas y desventajas y están siendo usadas en la actualidad en grandes instalaciones ya comercializadas.

La colección directa ha sido usada por investigadores australianos que en la actualidad trabajan en una compañía norteamericana (AUSRA, hoy día dependiente de la empresa francesa AVERNA) (Averna 2014) (AUSRA 2010). La colección con concentración ha sido adoptada por una empresa alemana (NOVATEC). El uso de caños absorbedores con cubierta al vacío no ha sido contemplado para trabajos menores de 400 C. Recientemente, estas empresas están empezando a considerar la colocación de absorbedores al vacío en las últimas etapas con el fin de llegar a los 500 C aumentando la eficiencia de los sistemas aunque se incrementan los costos del equipo. Esta solución ha sido desarrollada por una compañía alemana (Scott) quien vende los caños a las otras empresas

Los absorbedores Lineales de colección directa consisten en una cavidad trapezoidal aislada en sus laterales y parte superior y con una ventana en su parte inferior por donde ingresa la radiación. Esta es colectada en su interior por caños paralelos como se muestra en la figura 2.1.

Por debajo de los caños se coloca una lámina transparente. La temperatura más alta se encuentra en la parte superior al recibir la radiación, por lo que el aire se estratifica disminuyendo las pérdidas térmicas hacia abajo. Las paredes laterales se inclinan con un ángulo de 45°, lo que permite la entrada de rayos solares provenientes de los espejos más alejados.). Toda la parte superior del absorbedor está cubierta con un material aislante capaz de soportar las temperaturas que alcanzan los caños, superior a los 300 C, usualmente una lana cerámica.

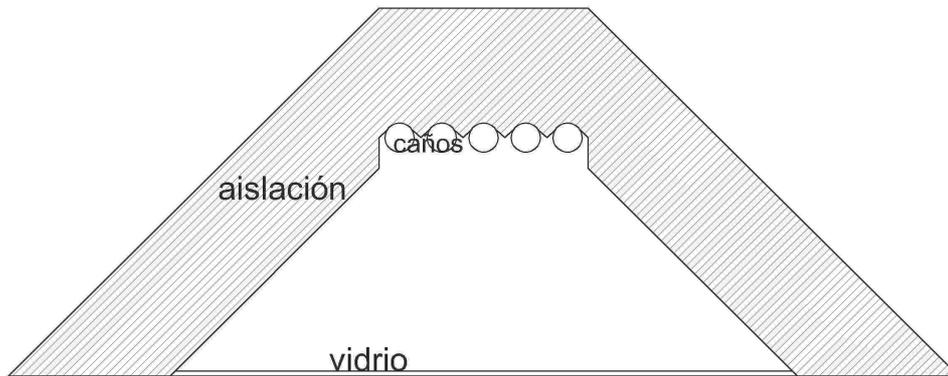


Figura 2.1: Vista de perfil de un absorbedor lineal de cinco caños sin espejo de concentración secundaria

Esta configuración presenta la gran ventaja de absorber la radiación en forma directa evitando las pérdidas que se producen en reflexiones secundarias pero tiene la desventaja de no distribuir en forma homogénea la radiación sobre todos sus caños y de necesitar más aislación en la parte superior de la misma al estar en contacto con los caños.

Los absorbedores con reflexión secundaria consisten en uno o dos caños centrales donde la radiación es reflejada mediante el uso de un espejo secundario como se puede ver en la figura 2.2.

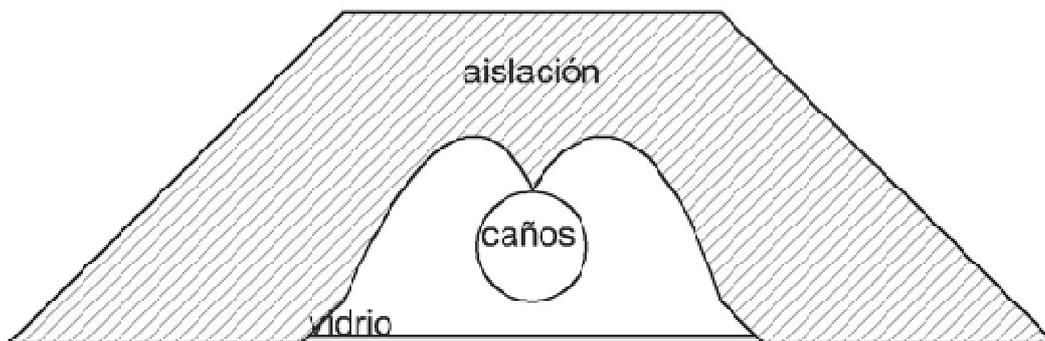


Figura 2.2: Vista de perfil de un absorbedor lineal de un caño con espejo de concentración secundaria

Esta configuración tiene la ventaja de aumentar el factor de concentración pero también mayores pérdidas ópticas producto de las reflexiones secundarias. En este caso es necesario diseñar la geometría del espejo con el fin de que todos los rayos que lleguen a la apertura del absorbedor incidan en los caños.

A continuación se muestra el análisis geométrico realizado con el programa Cabri Geometry II plus teniendo en cuenta los materiales disponibles el mercado argentino.

2.2. Estudio geométrico

Para realizar el estudio geométrico se usó el programa *Cabri Geometry II plus* desarrollado en Francia (Cabri, 2002). Este es un programa que tiene uso didáctico y es de gran utilidad para estudiar la trayectoria recorrida por los rayos solares en sistemas ópticos de dos dimensiones. El mismo se caracteriza por su facilidad de uso, alta precisión y bajo costo.

Se ensayaron tres geometrías distintas para el absorbedor: colección directa, colección indirecta con un caño y colección indirecta con dos caños. Para este último caso, se ensayaron dos configuraciones: con los dos caños juntos y con los dos caños separados con un espejo triangular entre ambos. Para cada geometría los tamaños de los caños en el absorbedor se fijaron teniendo en cuenta el caudal que debe circular por el mismo tratando de minimizar los efectos de pérdidas de carga en las tuberías.

Estas geometrías se diseñan utilizando una técnica similar a la aplicada en el caso de equipos concentradores que no utilizan formación de imágenes. Se divide el espejo concentrador en segmentos de manera tal que a cada segmento se le dará la inclinación necesaria para que los haces reflejados siempre lleguen al foco.

Esta geometría se construye con el programa *Cabri* dividiendo los espejos en tramos de 1cm y asegurándose que para las posiciones de los espejos extremas (45° para los espejos más distantes y 90° para los espejos que se encuentran por debajo del absorbedor) las reflexiones siempre se proyecten sobre los caños absorbedores.

Para la colección directa se trabajó con 5 caños de una pulgada (diámetro nominal) Schedule 40, mientras que para los absorbedores de colección indirecta se optaron por caños de 3,5 pulgadas de Schedule 40 para la geometría con caño simple y 2 pulgadas para la geometría con caño doble.

La decisión de trabajar con un caño con costura de acero al carbón de alta resistencia como un Schedule 40 surge debido a su bajo costo y gran resistencia a la presión, pero además un factor de importancia que se tuvo en cuenta a la hora de elegir el material fue la conductividad térmica que presenta el acero al carbón comparado con el acero inoxidable. Este tipo de caños son los utilizados habitualmente en las calderas de alta presión. El uso de estos materiales hace necesario mayores controles y mantenimientos de los fluidos caloportadores, especialmente si se usa agua. Estos tratamientos se realizan a fin de evitar corrosiones en los caños. El mantenimiento es el mismo que se realiza en una caldera convencional.

2.2.1. Caño simple

La primera geometría que se estudió fue la del colector con sistema de reflexión secundaria y un solo caño. Para esta geometría se decidió trabajar con caños de 3.5 pulgadas de diámetro nominal y una apertura de colección de 24 cm.

Para esta figura se tomó como punto de partida para trazar los segmentos del espejo reflector una recta a 45° tangente al caño absorbedor, de esta manera se garantiza que el espejo concentrador no sombree los rayos provenientes de los espejos más distantes. Se ensayaron varias construcciones comenzando con el primer segmento a distintas alturas sobre esta recta, esto se realizó con el objeto de buscar la mejor configuración ya que si se comienza con un punto muy alto, el espejo secundario (línea verde de la figura 2.3) se separa demasiado del caño en su parte superior provocando que se escapen rayos sin tocar el caño. Por otra parte si se comienza muy abajo sobre la recta a 45° el espejo de reflexión secundaria termina a mitad de la parte lateral del caño absorbedor, limitando la superficie de absorción del caño.

A continuación se muestra el esquema de construcción analizado para los rayos provenientes de los espejos más cercanos (90°). En rojo se grafican los rayos incidentes mientras que en azul los reflejados. En verde se grafican los segmentos del absorbedor y en negro el caño absorbedor.

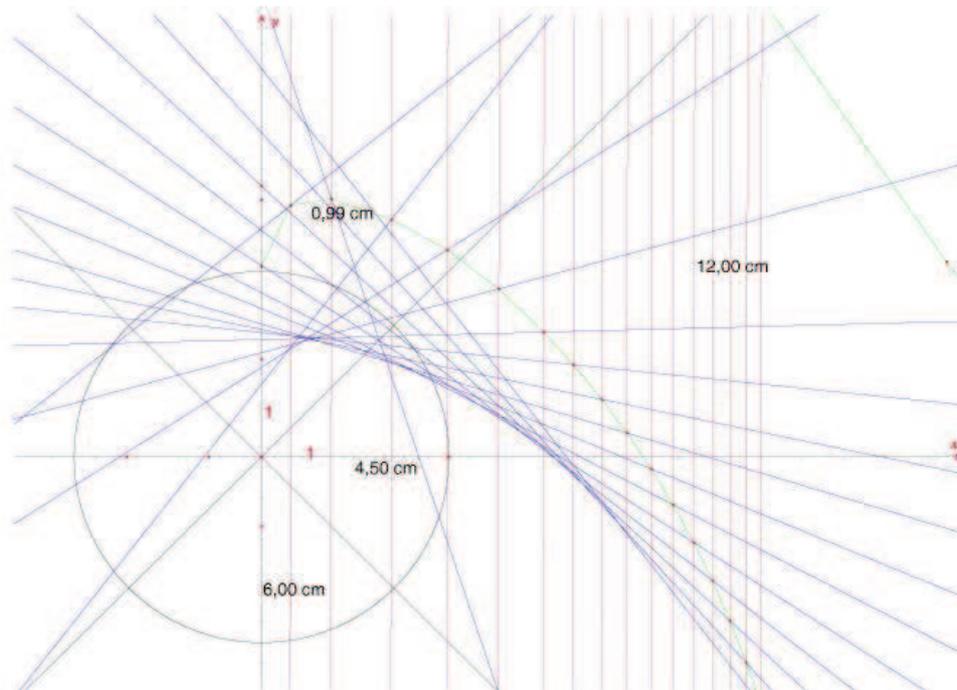


Figura 2.3: Gráfico realizado en Cabri para analizar la un absorbedor de un caño con espejo de concentración secundario cuando los haces de luz provienen con un ángulo de 90° con la horizontal

En la figura 2.4 se puede apreciar que cuando los rayos provienen desde los espejos inferiores, es decir con un ángulo de 90° , son absorbidos con no más de una reflexión a excepción del primer centímetro, los cuales se vuelven a reflejar en el espejo parabólico antes de interceptar el caño central.

A continuación se muestra el esquema de reflexión para los rayos provenientes de los espejos más distantes (45°).

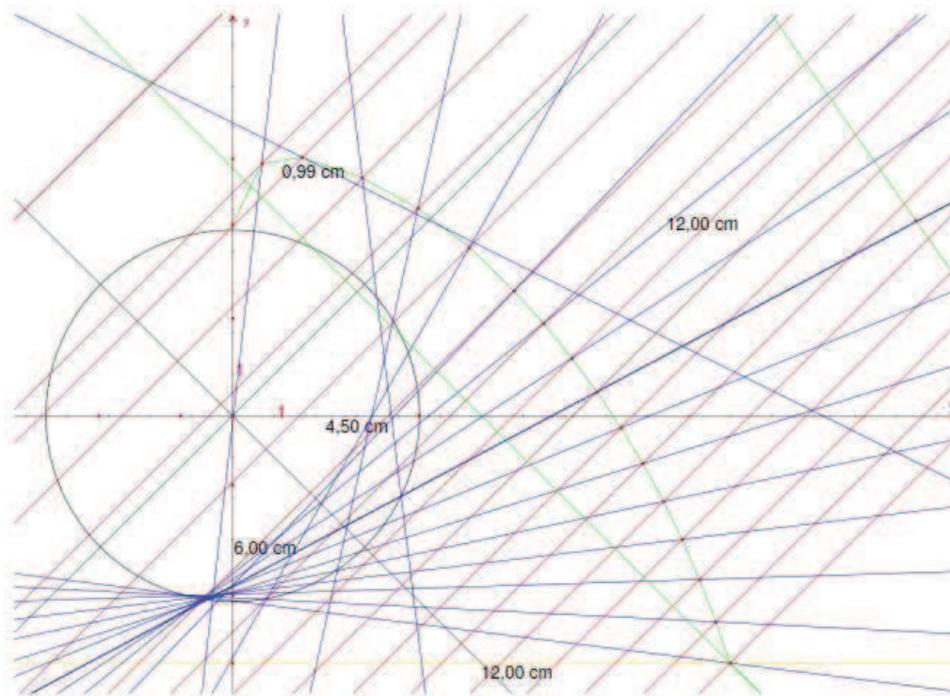


Figura 2.4: Gráfico realizado en Cabri para analizar la un absorbedor de un caño con espejo de concentración secundario cuando los haces de luz provienen con un ángulo de 45° con la horizontal

La figura 2.4 muestra que cuando los rayos provienen de los espejos laterales, es decir con ángulos de 45° , son absorbidos por el caño central en forma directa, o bien reflejados una sola vez por el espejo parabólico antes de ser absorbidos

2.2.2. Doble caño

A continuación se estudió la geometría de doble caño, para esta geometría se disminuyó el diámetro de los caños colectores a 2 pulgadas. En esta primera construcción los caños fueron ubicados en contacto y se procedió a construir el espejo secundario dejando una apertura de colección de 24 cm, figura 2.5.

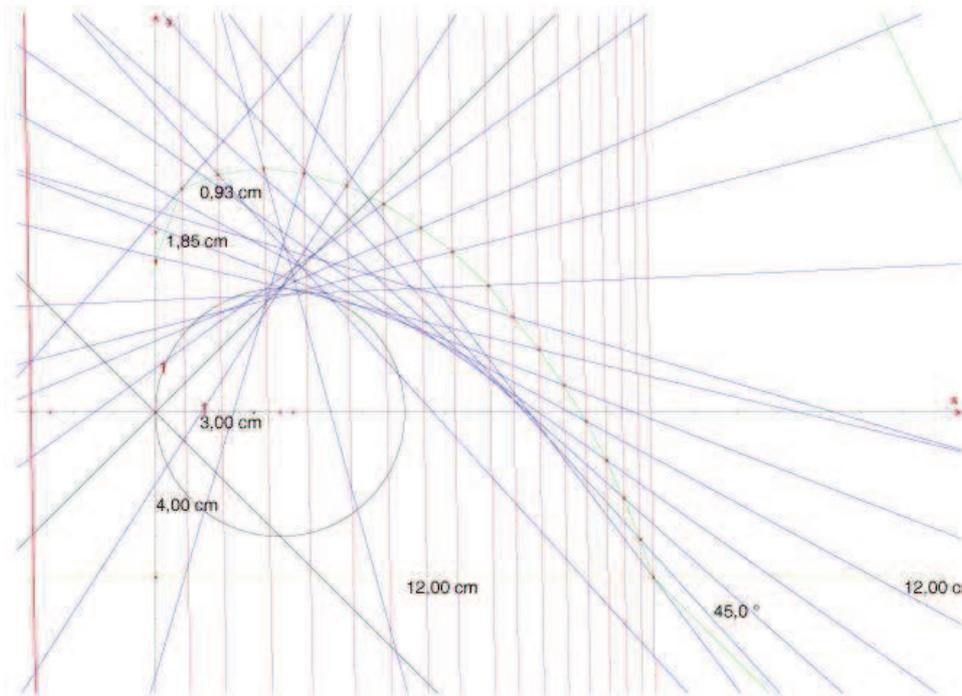


Figura 2.5: Gráfico realizado en Cabri para analizar la un absorbedor de dos caño con espejo de concentración secundario cuando los haces de luz provienen con un ángulo de 90° con la horizontal

En la figura 2.5 se grafica la mitad derecha de la geometría ya que la otra mitad es simétrica. En la misma se puede apreciar que cuando los rayos provienen desde los espejos inferiores, todos los rayos son absorbidos con no más de una reflexión a excepción de los que se encuentran a 4 cm de distancia del extremo del espejo de reflexión secundaria, los cuales se vuelven a reflejar en el espejo parabólico antes de interceptar el caño central.

A continuación se muestra el esquema de reflexión para los rayos provenientes de los espejos más distantes (45°).

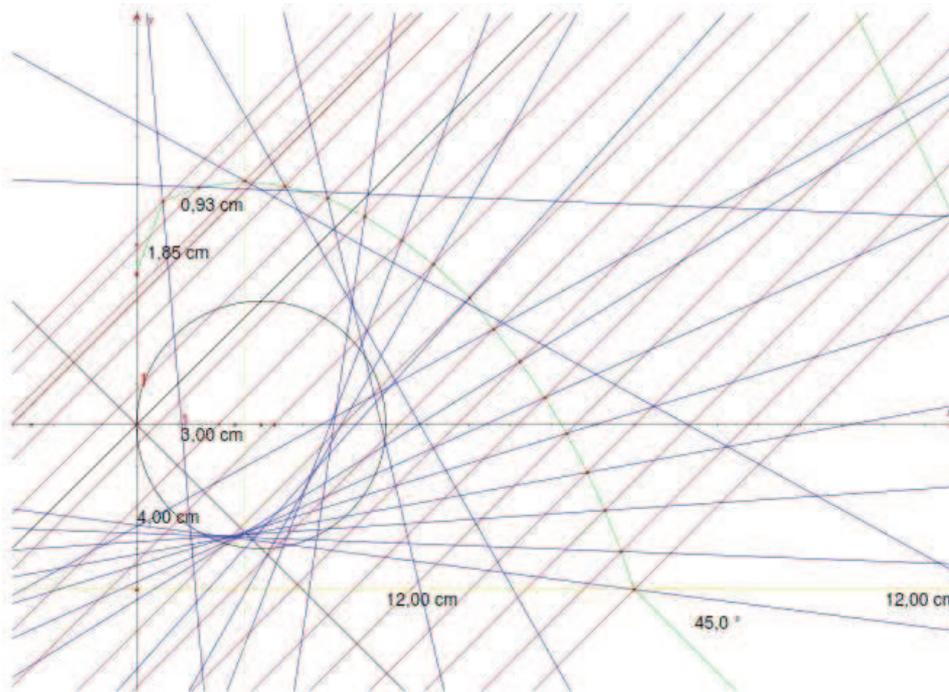


Figura 2.6: Gráfico realizado en Cabri para analizar la un absorbedor de dos caños con espejo de concentración secundario cuando los haces de luz provienen con un ángulo de 45° con la horizontal

En la figura 2.6 se puede apreciar que al igual que para el caso anterior, cuando los rayos provienen de los espejos laterales, es decir con ángulos de 45° los rayos son absorbidos por el caño central en forma directa o bien reflejados una sola vez por el espejo parabólico antes de ser absorbidos

Al igual que en la configuración con caño simple para esta configuración se busca que todos los rayos lleguen a los caños con no más de una reflexión.

2.2.3. Doble caño con espejo triangular en el medio

La tercer opción estudiada fue la configuración con dos caños de 2 pulgadas cada uno separados una distancia de 4 cm entre ellos. De esta manera se busca aumentar la superficie de colección directa de la radiación. Entre ambos caños se colocó un espejo triangular que trabaja casi exclusivamente con los espejos reflectores centrales de CLF. Al igual que los casos anteriores se tomó una apertura de colección de 24 cm. Esta configuración es un híbrido entre un absorbedor con concentración secundaria y uno de colección directa. A continuación se muestra el esquema de reflexión para los rayos a 90°

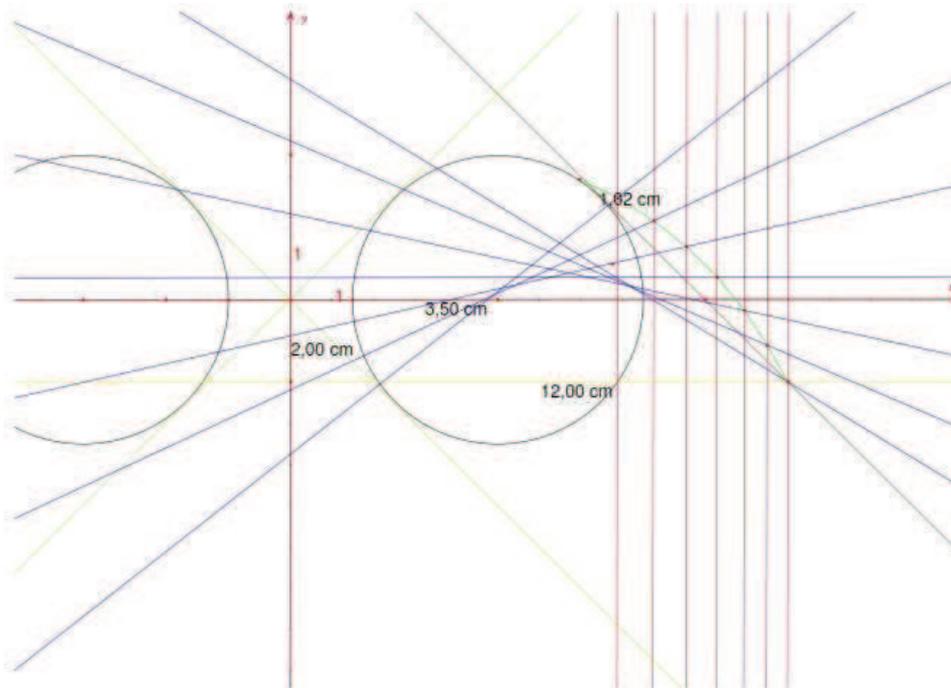


Figura 2.7: Gráfico realizado en Cabri para analizar la un absorbedor de dos caños separados 4 cm con espejo triangular entre ambos y espejo de concentración secundario cuando los haces de luz provienen con un ángulo de 90° con la horizontal

En la figura 2.7 se puede apreciar que cuando los rayos provienen desde los espejos inferiores, es decir con un ángulo de 90° , todos los rayos son absorbidos con no más de una reflexión evitando así una segunda reflexión antes de ser absorbidos. De esta manera se mejora la eficiencia óptica de esta configuración respecto de las anteriores.

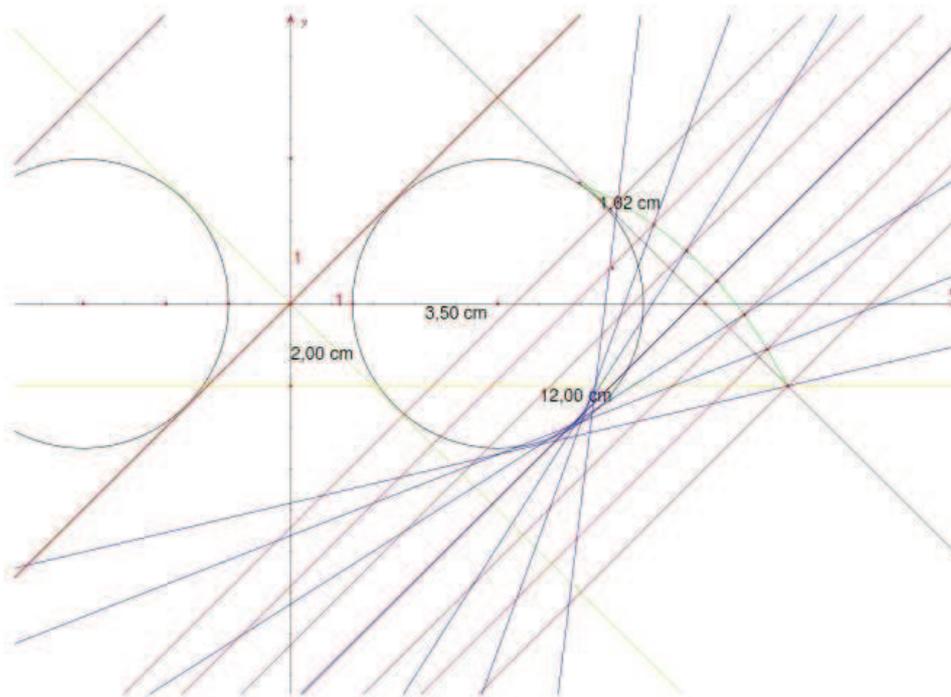


Figura 2.8: Gráfico realizado en Cabri para analizar la un absorbedor de dos caño separados 4 Cm con espejo triangular entre ambos y espejo de concentración secundario cuando los haces de luz provienen con un ángulo de 45° con la horizontal

La figura 2.8 muestra que al igual que para el caso anterior, cuando los rayos provienen de los espejos laterales, es decir con ángulos de 45° los rayos son absorbidos por los caños en forma directa en su totalidad.

En esta configuración se puede apreciar que al separar los caños cierta distancia abarcan una mayor superficie de la boca de colección del absorbedor aumentando así la colección directa. Por otra parte se puede ver que los caños no son iluminados en su totalidad en esta configuración ya que la parte superior de los mismos se encuentra sin iluminar un cuarto de la caño, esto puede ser beneficioso en el caso de trabajar con fluidos con cambio de fase ya que puede evitar sobrecalentamiento al no calentar la zona donde el fluido se encuentra en su fase gaseosa.

2.2.4. Cinco caños

Por último se trabajó con cinco caños de una pulgada espaciados 1.26 cm entre sí completando un apertura de colección de 22 cm. De esta manera se buscó aumentar al máximo la colección directa de la radiación proveniente de los espejos del CLF y evitar el sombreado entre los caños garantizando que más de la mitad inferior del los caños se encuentren iluminadas. Al igual que para el caso anterior se cubrió la distancia entre los caños con espejos triangulares que trabajan casi exclusivamente con los espejos reflectores centrales de CLF, figura 2.9

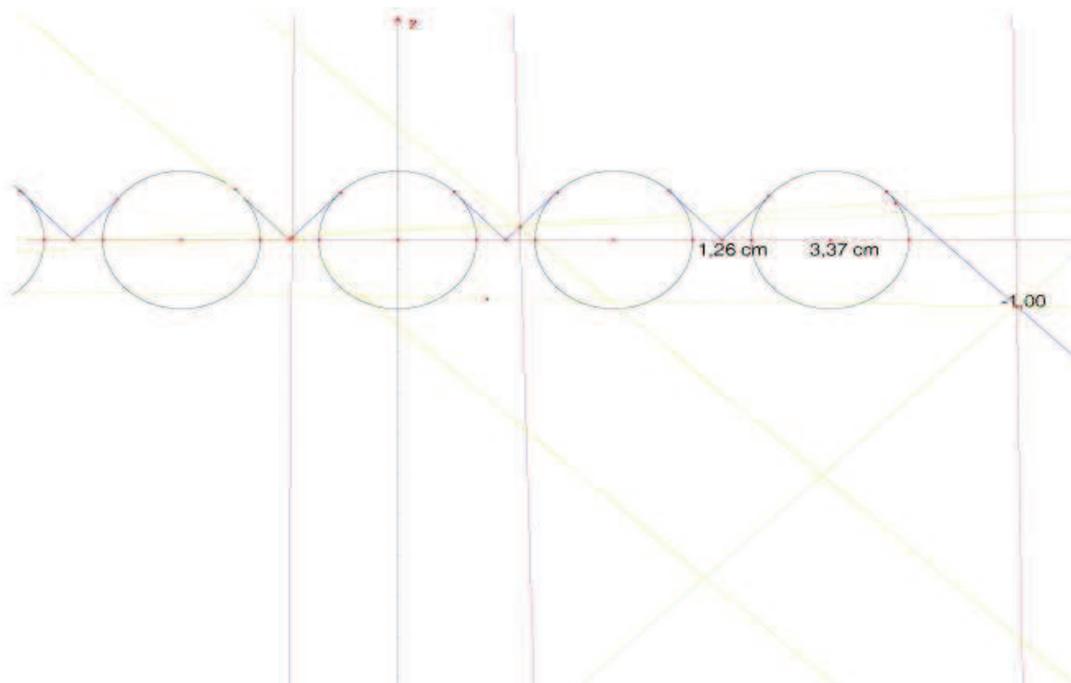


Figura 2.9: Gráfico realizado en Cabri para analizar la un absorbedor de cinco caños separados 1.26 Cm con espejo triangular entre ambos y sin espejo de concentración secundario.

En este gráfico se muestran dibujados en rojos los rayos incidentes mientras que en amarillo los reflejados, en azul se esquematizan los espejos reflectores y en negro los caños del absorbedor. Como se puede apreciar los rayos que provienen de los espejos laterales (45° con la vertical) son absorbidos directamente por los caños ya que la distancia de separación se tomó teniendo en cuenta una recta a 45° que sea tangente a ambos caños. Para dimensionar la altura de los triángulos entre caños, se tuvo en cuenta que los mismos reflejen siempre sobre los caños tomando como caso extremos cuando los rayos provienen del espejo central (90° con la horizontal) y llegan al vértice del triángulo. En esta configuración al igual que la anterior la parte superior de los caños no está iluminada evitando también el sobrecalentamiento cuando se trabaja con fluidos caloportadores con cambio de fase como es el caso del agua.

2.2.5. Comparación entre las distintas configuraciones

Para poder hacer una comparación entre las diferentes configuraciones se evaluaron los porcentajes de captación de radiación directa para dos ángulos de incidencias: 90° y 45° . En la tabla que se muestra a continuación se puede apreciar los resultados.

	90°(%)	45°(%)
Caño simple	37	26
Doble caño	50	60
Doble caño con espejo triangular en el medio	50	90
Cinco caños	76	100

Tabla 2.1: porcentajes de captación de radiación directa para dos ángulos de incidencias: 90° y 45°.

En la tabla 2.1, si bien el porcentaje de captación de radiación directa para la configuración de doble caño con espejo triangular en el medio es elevada, la configuración de cinco caños es la que presenta un mayor porcentaje de captación de radiación directa. Este factor, sumado al hecho que se trabaja con un fluido caloportador con cambio de fase, resulta una razón suficiente para elegir la configuración de cinco caños para la construcción de un prototipo. Dado que el absorbedor tiene menor posibilidad de sobrecalentamientos si los caños se calientan desde su parte inferior.

Este estudio sirvió en la elección del modelo de 5 caños para ser utilizado en la construcción de un absorbedor de 6 m de largo que se instaló en el Campo experimental de INENCO y uno más pequeño de 1,4 m para ensayos térmicos.

2.3. Evaluación de las pérdidas térmicas

El monitoreo térmico del prototipo desarrollado en la presente tesis estuvo orientado a la evaluación de las pérdidas de calor desde los caños fluido-portadores (el absorbedor) hacia el ambiente exterior, a distintas temperaturas de trabajo. El conocimiento de las pérdidas de calor a través de la estructura que rodea a los caños del absorbedor es de suma importancia al momento de determinar la eficiencia instantánea del sistema colector.

Se construyó un prototipo del absorbedor de 1,4 m de largo conteniendo 5 caños de acero de una pulgada (diámetro nominal) recubiertos de pintura negra de alta temperatura (emitancia 0,94). A excepción de la longitud, todas las demás dimensiones del prototipo coinciden con las del colector real. En cuanto a los materiales, se respetaron los tipos, calidades y espesores reales. La cavidad que rodea a los caños posee aislación térmica para alta temperatura de 12 cm de espesor en sus caras laterales y en la cara superior. Las tapas de los extremos del prototipo están aisladas con el mismo material pero con un espesor de 6 cm. Cierra la cavidad por el lado inferior una cubierta transparente de Maylar según se aprecia en la figura 2.10 En el interior de cada caño se instaló una resistencia eléctrica de 80 Ω (que disipa ~ 600 W a 220 V) a fin de calentarlos hasta las temperaturas de trabajo de interés, simulando así el aporte energético del sol proveniente del sistema de espejos concentradores. Las cinco resistencias de 80 Ω están

conectadas en paralelo y son alimentadas con una corriente variable proporcionada por un divisor de tensión de 6 rangos conectado en serie a la de red eléctrica.



Figura 2.10: Fotografía del equipo instalado en el laboratorio para simular el comportamiento térmico del absorbedor.

2.3.1. El equipo de monitoreo

A fin de evaluar detalladamente la transferencia de calor en estado estacionario desde los caños del absorbedor hacia el ambiente del laboratorio, se instalaron 11 termocuplas tipo K en la sección central del prototipo según se observa en la figura 2.11. Las termocuplas T_1 a T_5 miden las temperaturas superficiales de los caños. Las termocuplas T_6 y T_7 las temperaturas de las caras aluminizadas interior en dos posiciones a fin de evaluar la existencia de gradientes térmicos sobre ella ya que el aire más caliente se encuentra junto a los caños y el más frío junto a la cubierta de Mylar (Mylar 2011). Sobre la cara exterior, las termocuplas T_8 y T_9 censaron la temperatura de la carcasa de chapa galvanizada en puntos ubicados sobre las perpendiculares de T_7 y T_6 respectivamente a fin de evaluar el gradiente térmico a través del aislante en las secciones inclinadas del absorbedor. La termocupla T_{10} midió la temperatura de la parte superior externa del absorbedor a fin de evaluar el gradiente térmico a través del aislante en el sector más caliente del prototipo. La termocupla T_{11} registró la temperatura de la cubierta transparente de Mylar, y las termocuplas T_{13} y T_{14} , las de las caras exterior e interior de la tapa ubicada en uno de los extremos del absorbedor. Para medir la temperatura ambiente se empleó una termocupla tipo K instalada a media altura dentro

del laboratorio (T_{12}). Las señales de T_1 a T_{12} fueron registradas y almacenadas en un datalogger digital marca **DIGISENSE** a intervalos de 5 minutos durante un período de 6 horas en cada ensayo. A fin de evaluar la transferencia de calor radiativa entre el piso y la cubierta de Mylar, se censó la temperatura del piso de la habitación debajo del prototipo mediante un termómetro digital manual *Thermocouple Thermometer FLUKE 54 II* Con este instrumento se midieron también las temperaturas T_{13} y T_{14} .

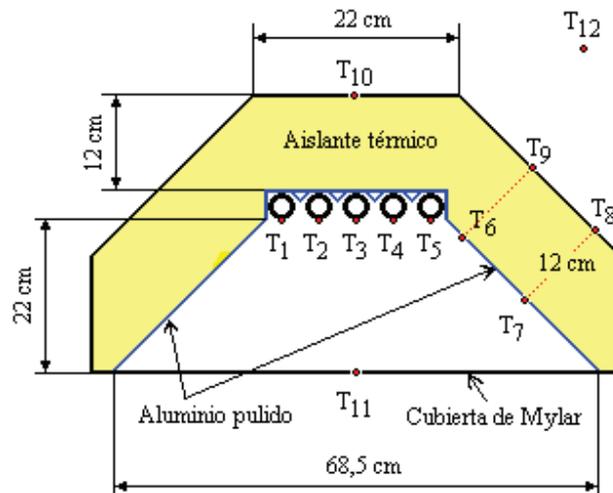


Figura 2.11: Sección transversal del absorbedor con sus dimensiones y la ubicación de las termopilas tipo K.

La potencia disipada por las cinco resistencias eléctricas instaladas en el interior de los caños fue medida con una pinza amperométrica determinándose en cada ensayo la tensión y la corriente bajo condiciones de estado estacionario.

A fin de analizar la distribución de la temperatura del aire dentro de la cavidad, se midió su valor sobre la vertical central del prototipo a separaciones regulares de 2 cm, desde la cubierta de Mylar hasta llegar cerca de los caños (Figura 3-b).

2.3.2. Resultados del monitoreo

Se realizaron 6 ensayos en laboratorio consistentes en el calentamiento del prototipo con los caños cubiertos con pintura negra de alta temperatura (emitancia 0.94). Calentando los caños mediante la potencia disipada por las resistencias eléctricas, desde la temperatura ambiente del laboratorio, hasta alcanzar el estado estacionario. La variable distintiva entre los ensayos fue la potencia eléctrica suministrada al sistema para lograr distintas temperaturas finales en los caños. En la Tabla 2.3 se presentan los valores de potencia eléctrica disipada (Q_d), temperaturas ambiente dentro del laboratorio (T_{amb}), temperatura del piso (T_{piso}), temperaturas medidas de los caños alcanzadas ($T_{caño\ n^\circ}$) y temperatura promedio de los 5 caños ($T_{caño}$).

Nº Test	Q_d (W)	T_{amb} (C)	T_{piso} (C)	$T_{caño. 1}$ (C)	$T_{caño. 2}$ (C)	$T_{caño. 3}$ (C)	$T_{caño. 4}$ (C)	$T_{caño. 5}$ (C)	$T_{caño}$ (C)
1	1130	40.2	31.8	281.8	284.5	290.0	287.3	280.3	284.8
2	825	30.3	23.6	234.1	238.9	248.2	238.3	228.2	237.5
3	580	27.6	22.7	195.6	199.6	207.3	199.1	190.9	198.5
4	430	29.7	20.7	169.7	173.3	179.9	172.9	165.1	172.2
5	360	25.6	20.0	153.7	157.1	162.9	156.5	149.7	156.0
6	180	37.8	28.9	108.7	111.3	115.0	111.9	106.5	110.7

Tabla 2.2: Resultados de potencia y temperaturas para los ensayos con recubrimiento de pintura negra en los caños del absorbedor

2.3.3. Determinación del coeficiente global de pérdida

Dado que en estado estacionario la potencia eléctrica disipada, Q_d , debe ser igual a la energía total transferida desde los caños a temperatura media, $T_{caño}$, hacia el exterior que se encuentra a temperatura, T_{amb} , graficando Q_d vs. $(T_{caño} - T_{amb})$ se puede estimar el coeficiente global de pérdida de calor del absorbedor.

En la Figura 2.12 se grafica Q_d vs. $(T_{caño} - T_{amb})$ para el absorbedor. Se observa que los valores se pueden aproximar mediante una ecuación exponencial cuya expresión es

$$Q_d = 0.245(T_{caño} - T_{ambiente})^{1.5184} \quad (W); R^2 = 0.98 \quad (2.1)$$

Esta expresión es válida para el rango comprendido entre $110 \text{ C} < T_{caño} < 285 \text{ C}$.

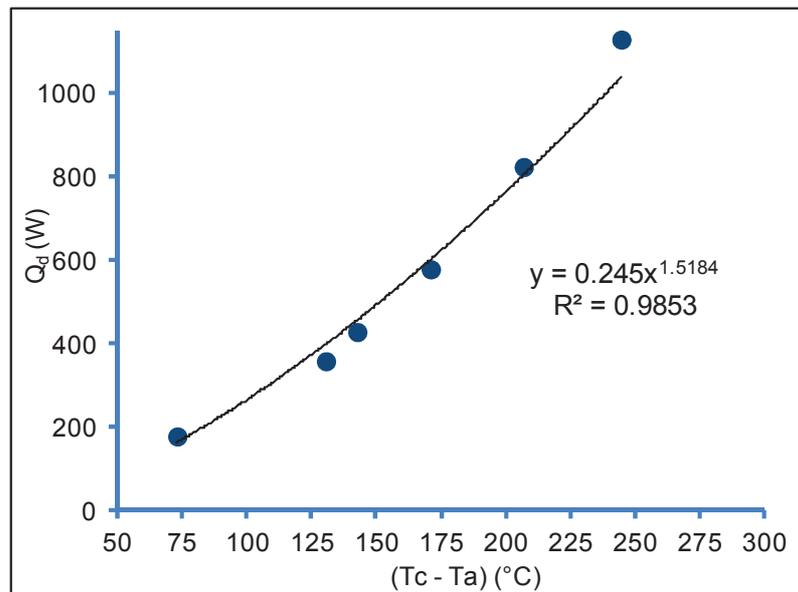


Figura 2.12: Potencia eléctrica disipada Q_d versus la diferencia entre la temperatura promedio de los caños y la temperatura ambiente.

El coeficiente global de pérdida U_L en W/m^2K referido a la superficie del absorbedor se calcula a partir de la siguiente expresión (Incropera y DeWitt, 1999)

$$U_L = \frac{Q_d}{A_{tubo} (T_{tubo} - T_{amb})} \left(\frac{W}{m^2 K} \right) \quad (2.2)$$

Donde $A_{caño}$ es el área total del absorbedor ($0,73m^2$ para el prototipo ensayado) en la figura 2.13 se grafica el coeficiente de pérdidas térmicas U_L estimado a partir de la ecuación 2.2 vs la diferencia entre la temperatura promedio de los caños y la temperatura ambiente. Los valores obtenidos van desde $3.39 W/m^2K$ hasta $6.35W/m^2K$. Al igual que los resultados anteriores la curva que mejor ajusta el coeficiente global de pérdidas térmicas sigue un ajuste potencial, lo que está en consonancia con Singh et al (Singh et al, 2010), Khan (Khan, 1999) and Negi et al. (Negi et al, 1989), que afirman que la curva de potencia se puede atribuir a la dominancia de las pérdidas radiativas, las cuales crecen de manera significativa con la temperatura. La curva obtenida se puede ver en la figura 2.13.

$$U_L = 0.357 (T_{pipe} - T_a)^{0.5184} \left(\frac{W}{m^2 K} \right); R^2=0.89 \quad (2.3)$$

Esta expresión, al igual que la anterior, es válida para el rango comprendido entre $110 C < T_{caño} < 285 C$.

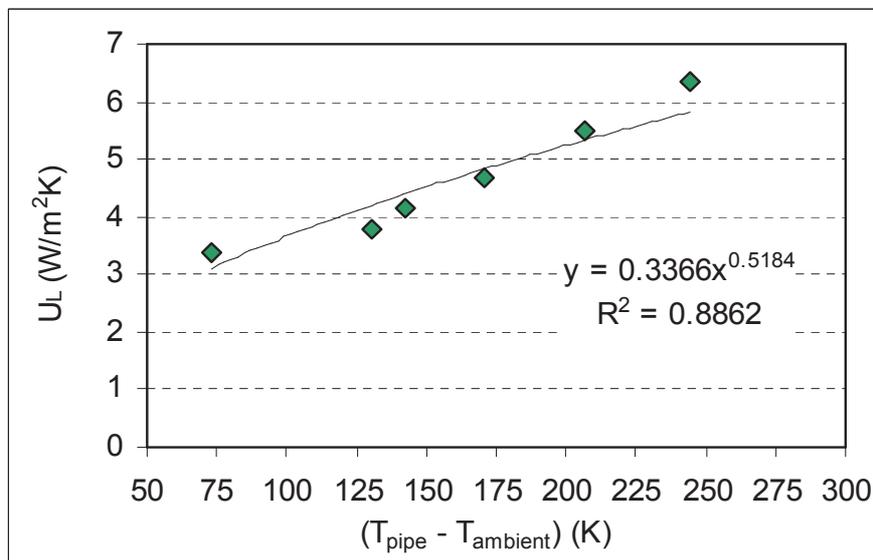


Figura 2.13: Coeficiente de pérdida térmica U_L calculado desde la ecuación 2.2 versus la diferencia entre la temperatura promedio de los caños y la temperatura ambiente.

2.3.4. Distribución de temperaturas en el absorbedor

En adelante se analizan la distribución de temperaturas en el absorbedor, este análisis tiene el fin de conocer en detalle el funcionamiento del equipo y poder conocer los coeficientes de transferencias que nos ayuden a simular mejor el funcionamiento del equipo. En la figura 2.14 se grafican los valores de temperatura superficial alcanzados por los 5 caños.

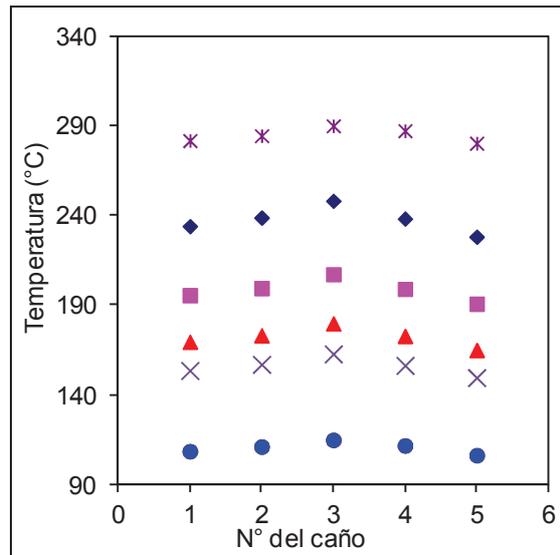


Figura 2.14: Valores de temperatura superficial de los caños y distribución en altura de la temperatura del aire interior según la potencia eléctrica disipada en cada ensayo.

Se observa en la figura 2.14 que el patrón espacial de distribución de temperaturas de los caños se repite sistemáticamente: el caño central es el más caliente y el del extremo derecho el más frío de los cinco. La diferencia porcentual entre la máxima y la mínima temperatura de los caños en cada uno de los ensayos es del 8,8 %. Dado que no fue posible garantizar que cada resistencia disipase la misma potencia, es aventurado aseverar que el caño central se calentó más por tener la menor pérdida neta de calor debido a su posición privilegiada dentro del conjunto. De haber sido disipada la misma potencia en cada una de las 5 resistencias, efectivamente el caño central habría sido el más caliente, disminuyendo la temperatura superficial de los caños a medida que su posición se acerca al borde (caños 1 y 5). Se observa, sin embargo, que el balance neto de energía es distinto para los 2 caños de los extremos ya que sus temperaturas difieren entre sí. Esto puede deberse, entre otras cosas, a que sus respectivas resistencias no disiparon la misma potencia o a diferencias en el nivel de aislamiento térmico de las paredes adyacentes a cada uno.

En la figura 2.15 se grafican la distribución en altura de la temperatura del aire de la cavidad de acuerdo a la potencia disipada por las resistencias en cada ensayo.

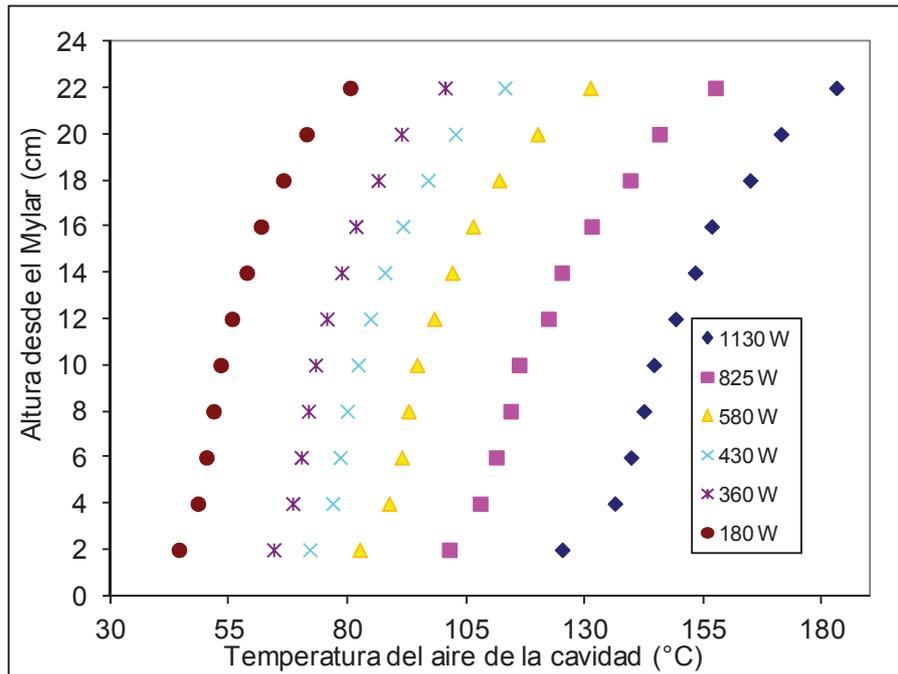


Figura 2.15: Valores de temperatura superficial de los caños y distribución en altura de la temperatura del aire interior según la potencia eléctrica disipada en cada ensayo.

Se puede observar en la figura 2.15 que, como era de esperar, el aire dentro de la cavidad se encuentra estratificado con un gradiente térmico más intenso cuanto mayor es la potencia disipada o, lo que es equivalente, cuanto mayor es la temperatura superficial de los caños. Entre los 4 y 10 cm de altura el gradiente térmico es débil, indicando la posible existencia de una zona convectiva en esta porción de la cavidad. Para confirmar esta posibilidad es necesario realizar nuevas mediciones, sobre todo en las posiciones comprendidas entre 0 y 6 cm ya que las temperaturas registradas sobre la cubierta transparente son sistemáticamente superiores a las registradas a 2 cm de ella, lo cual no puede explicarse convenientemente mediante análisis fenomenológicos.

En la figura 2.16 se grafican las temperaturas superficiales medidas en el prototipo y las del laboratorio, en función de la temperatura promedio de los caños alcanzada en cada ensayo. Se han identificado tres grupos de temperatura diferenciados por el símbolo de sus curvas representativas: las temperaturas censadas en el interior de la cavidad se grafican con rombos, las de la carcasa exterior con triángulos y las temperaturas del laboratorio con cuadrados.

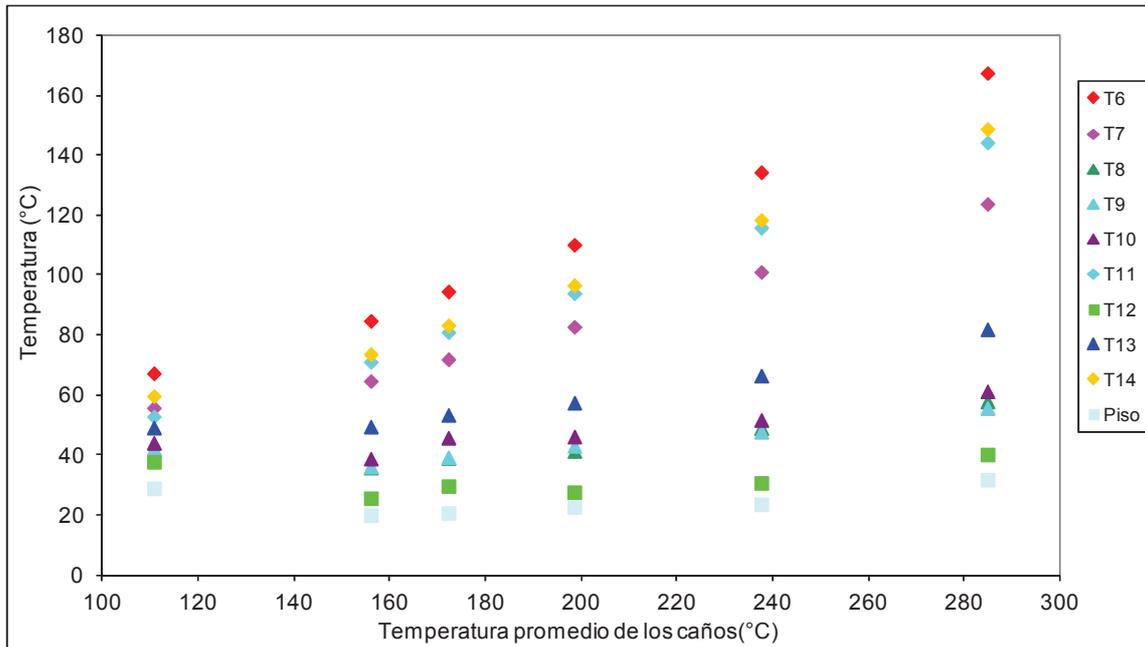


Figura 2.16: Valores de temperatura en estado estacionario medidos en el prototipo durante los 6 ensayos en función de la temperatura superficial promedio de los caños pintados de negro.

Se observan claras diferencias entre los tres grupos. En general, todas las temperaturas del prototipo aumentan linealmente con la temperatura media de los caños, pero mientras las interiores lo hacen con una pendiente promedio del 53,8 %, las exteriores lo hacen con una pendiente promedio del 16,8 %. Este comportamiento en estado estacionario es típico de un sistema liviano aislado térmicamente del exterior que posee una generación interna de calor. Las temperaturas del laboratorio (aire interior y piso) fueron inferiores a las del prototipo en todos los ensayos, denotando muy poca influencia del estado térmico del prototipo sobre sus valores ya que la pendiente promedio de crecimiento fue sólo del 5,3 %.

Comparando las curvas de las termocuplas T_6 y T_7 se comprueba la existencia de un fuerte gradiente térmico ascendente en la superficie de aluminio pulido del costado inclinado del absorbedor, que coincide con la distribución en altura de la temperatura del aire dentro de la cavidad. La temperatura interior de la tapa del extremo del absorbedor (T_{14}) fue medida a una altura intermedia entre las de T_6 y T_7 , de allí que su valor esté comprendido entre los de ellas. Dado que la temperatura de la cubierta de Maylar es superior a la de la capa de aire que se encuentra sobre ella (ver figura 2.16), su calentamiento proviene casi exclusivamente del intercambio radiativo IR con los caños, directa e indirectamente por los reflejos producidos en las caras de aluminio pulido inclinadas. Identificando a los caños con el subíndice 1, a la cubierta con el 2 y a la superficie pulida con el 3, si E_1 es la potencia emisiva de los caños y E_3 la de una cara de aluminio inclinada, la energía que recibe la cubierta por m^2 en el rango IR es la suma de tres aportes, uno de valor $F_{12}E_1A_1/A_2$ y dos de valor $F_{32}(E_3+\rho_3F_{13}E_1)A_3/A_2$, siendo ρ_3 la

reflectancia infrarroja del aluminio pulido, A_1 a A_3 las áreas de cada superficie y F_{12} , F_{13} y F_{32} los factores de forma correspondientes. La cantidad $(E_3 + \rho_3 F_{13} E_1)$ se denomina “radiosidad” de la superficie aluminizada.

En cuanto a las temperaturas de la carcasa exterior, no se observan grandes diferencias entre las del costado inclinado (T_8 y T_9) y el techo (T_{10}), siendo la más alta de todas la de la tapa del extremo (T_{13}) debido a que el espesor del aislamiento térmico en esta zona es la mitad del que existe en el resto del prototipo.

2.3.5. Balance de energía dentro de la cavidad

En una cavidad cerrada compuesta por N superficies en estado térmico estacionario, la cantidad de energía que se debe suministrar a la i -ésima superficie (q_i) para mantener su temperatura constante en un valor T_i es:

$$q_i = \frac{\varepsilon_i A_i}{(1 - \varepsilon_i)} (E_{b,i} - J_i) + h_i A_i (T_i - T_a) + U_i A_i (T_i - T_{ext}) \quad (2.4)$$

Donde ε_i es la emisividad infrarroja, A_i el área superficial, $E_{b,i}$ la potencia emisiva de cuerpo negro a la temperatura T_i y J_i la radiosidad de la superficie, h_i el coeficiente de transferencia de calor por convección, T_a , la temperatura del aire interior, U_i la transmitancia térmica global de la pared de la cavidad y T_{ext} la temperatura superficial exterior de la i -ésima superficie.

El primer sumando es el balance neto de energía intercambiada por radiación con el resto de las superficies de la cavidad, el segundo sumando es la tasa de transferencia de calor por convección hacia el aire interior y el último sumando corresponde a la tasa de transferencia de calor por conducción hacia el exterior a través de las paredes de la cavidad.

El flujo neto de energía intercambiada por radiación térmica con las restantes superficies de la cavidad puede escribirse como (Incropera y DeWitt, 1990):

$$\frac{\varepsilon_i A_i}{(1 - \varepsilon_i)} (E_{b,i} - J_i) = \sum_{j=1}^N A_i F_{i,j} (J_i - J_j) \quad (2.5)$$

Esto constituye un sistema de N ecuaciones lineales cuyas N incógnitas son las radiosidades de las superficies. Para resolverlo deben calcularse N^2 factores de vista F_{ij} pero, haciendo uso de sus relaciones de aditividad y reciprocidad, sólo es preciso calcular N factores de vista distintos. La potencia emisiva de cuerpo negro a temperatura T_i es σT_i^4 , con $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$ y T_i en K.

Particularizando el cálculo para la cavidad del absorbedor estudiado, $N = 6$, se debe resolver un sistema de 6 ecuaciones con 6 incógnitas y 30 factores de vista ya que $F_{ii} = 0 \quad \forall i = 1, 2, \dots, 6$ en esta geometría. El sistema queda expresado de la siguiente forma:

$$\begin{aligned}
\frac{1}{(1-\varepsilon_1)} J_1 - F_{12} J_2 - F_{13} J_3 - F_{14} J_4 - F_{15} J_5 - F_{16} J_6 &= \frac{\varepsilon_1 \sigma T_1^4}{(1-\varepsilon_1)} \\
-F_{21} J_1 + \frac{1}{(1-\varepsilon_2)} J_2 - F_{23} J_3 - F_{24} J_4 - F_{25} J_5 - F_{26} J_6 &= \frac{\varepsilon_2 \sigma T_2^4}{(1-\varepsilon_2)} \\
-F_{31} J_1 - F_{32} J_2 + \frac{1}{(1-\varepsilon_3)} J_3 - F_{34} J_4 - F_{35} J_5 - F_{36} J_6 &= \frac{\varepsilon_3 \sigma T_3^4}{(1-\varepsilon_3)} \\
-F_{41} J_1 - F_{42} J_2 - F_{43} J_3 + \frac{1}{(1-\varepsilon_4)} J_4 - F_{45} J_5 - F_{46} J_6 &= \frac{\varepsilon_4 \sigma T_4^4}{(1-\varepsilon_4)} \\
-F_{51} J_1 - F_{52} J_2 - F_{53} J_3 - F_{54} J_4 + \frac{1}{(1-\varepsilon_5)} J_5 - F_{56} J_6 &= \frac{\varepsilon_5 \sigma T_5^4}{(1-\varepsilon_5)} \\
-F_{61} J_1 - F_{62} J_2 - F_{63} J_3 - F_{64} J_4 - F_{65} J_5 + \frac{1}{(1-\varepsilon_6)} J_6 &= \frac{\varepsilon_6 \sigma T_6^4}{(1-\varepsilon_6)}
\end{aligned} \tag{2.6}$$

En este sistema T_1 corresponde a la temperatura promedio de los 5 caños, T_2 y T_3 a las superficies laterales inclinadas, T_4 y T_5 a las dos tapas y T_6 a la cubierta de Mylar. Los factores de vista fueron calculados mediante expresiones que figuran en Incropera y DeWitt (1990). Como se indicara anteriormente, durante los ensayos se midieron solamente las temperaturas de una cara inclinada lateral y de una tapa del extremo del prototipo. En virtud de la simetría geométrica del aparato, esos valores fueron asignados también a la otra cara inclinada (T_3) y a la otra tapa (T_5), respectivamente. El valor de T_2 fue obtenido promediando los valores medidos por las dos termocuplas instaladas sobre la cara inclinada aluminizada. En la Tabla 2.3 se presentan los valores de radiosidad obtenidos mediante la resolución del sistema de ecuaciones (2.6).

Potencia (W)	J_1 (W/m ²)	J_2 (W/m ²)	J_3 (W/m ²)	J_4 (W/m ²)	J_5 (W/m ²)	J_6 (W/m ²)
180	1.196,37	673,32	673,32	830,45	830,45	662,98
360	1.858,36	862,10	862,10	1.161,76	1.161,76	839,80
430	2.153,09	960,23	960,23	1.319,65	1.319,65	934,08
580	2.704,87	1.132,44	1.132,44	1.605,89	1.605,89	1.099,18
825	3.710,67	1.445,48	1.445,48	2.127,36	2.127,36	1.398,53
1130	5.230,20	1.059,51	1.059,51	2.312,41	2.312,41	977,12

Tabla 2.3: Valores de radiosidad para las paredes interiores del absorbedor según la potencia eléctrica disipada.

Reemplazando los valores de radiosidad en las ecuaciones (2.6), se pueden obtener los coeficientes convectivos interiores que permiten cerrar los balances energéticos en cada superficie teniendo en cuenta que $q_1 = Q_e$ (potencia entregada para cada ensayo), q_2 a $q_6 = 0$ ya que en estas superficies no existen fuentes de calor; $U_1 = U_2 = U_3 = 0,386 \text{ W/m}^2\text{°C}$ y $U_4 = U_5 = 1,1 \text{ W/m}^2\text{°C}$. El coeficiente U_6 es el complejo entre

convección y radiación térmica desde la cubierta de Mylar hacia el aire y el piso del laboratorio respectivamente, referido a la diferencia de temperaturas entre la cubierta y el aire del laboratorio. Se calcula mediante:

$$U_6 = h_{ext} + \frac{\varepsilon_6 \sigma (T_6^4 - T_p^4)}{(T_6 - T_{lab})} \quad (2.7)$$

Donde h_{ext} es el coeficiente convectivo sobre el lado exterior de la cubierta, T_p la temperatura del piso y T_{lab} la temperatura del aire del laboratorio. En esta expresión, cuya forma y naturaleza son similares a la de la ecuación (2.4), se consideró que para el intercambio radiativo, el piso constituye una superficie muy extensa comparada con las dimensiones de la cubierta. La temperatura del aire interior, T_a , se obtuvo promediando los valores medidos a diferentes alturas dentro de la cavidad (Figura 3-b). La temperatura exterior de la carcasa en el lateral inclinado se obtuvo promediando los valores medidos por las dos termocuplas instaladas para detectar gradientes térmicos sobre ella. Los coeficientes convectivos internos de la cavidad y externos de la cubierta transparente figuran en la Tabla 2.4.

Potencia (W)	h_1	h_2	h_3	h_4	h_5	h_6	h_{ext}	U_6
180	0,10	3,3	3,3	1,75	1,75	1,65	0,9	7,10
360	0,12	3,6	3,6	1,82	1,82	1,80	0,10	7,39
430	0,12	3,20	3,20	2,49	2,49	1,91	0,10	8,12
580	0,30	3,20	3,20	2,81	2,81	3,66	0,34	8,22
825	0,35	3,02	3,02	2,43	2,43	4,13	0,31	9,17
1130	0,40	3,00	3,00	2,50	2,50	4,45	0,33	9,25

Tabla 2.4: Valores de los coeficientes convectivos internos de la cavidad y externos de la cubierta transparente en (W/m^2C).

Según se observa en la tabla, el coeficiente convectivo sobre los caños, h_1 , es inferior a la unidad lo que avala la evidencia experimental de que el mecanismo de transferencia de energía en la región cercana a los caños es la conducción de calor en un medio gaseoso estratificado. Una situación similar ocurre por debajo de la cubierta ya que todos los valores de h_{ext} resultaron muy bajos. Sin embargo, no debe perderse de vista el hecho de que estos ensayos fueron realizados en un laboratorio cerrado sin circulación forzada del aire interior y, por lo tanto, en la realidad el valor de h_{ext} estará fuertemente influenciado por el viento del lugar, resultando muy poco probable la estratificación del aire por el lado exterior de la cubierta. Los valores de los restantes coeficientes convectivos coinciden con los correspondientes al movimiento del aire a baja velocidad. Como era de esperar, el coeficiente U_6 aumenta al aumentar la temperatura de la cubierta

debido al incremento en la energía térmica irradiada al piso. Sin embargo, los coeficientes convectivos interiores no presentan un patrón de variación definido y por lo tanto no deben considerarse como coeficientes fenomenológicos de origen físico sino más bien como coeficientes de ajuste de origen algebraico que engloban posibles errores cometidos en la evaluación de las propiedades térmicas y ópticas de los materiales, de las áreas de transferencia, de los factores de forma, la no consideración de los puentes térmicos existentes en la estructura de la carcasa, etc.

La tasa de pérdida de calor a través de cada superficie de la envolvente del absorbedor se determina mediante una expresión del tipo $q_{p,i} = U_i A_i (T_i - T_{ext,i})$, debiéndose cumplir bajo condición de estado estacionario que:

$$Q_e = \sum_{i=1}^6 U_i A_i (T_i - T_{ext,i}) \quad (2.8)$$

En la Tabla 2.5 se presentan los valores de las tasas de pérdida de calor a través de la carcasa aislada térmicamente (Q_c) y de la cubierta de Maylar (Q_m) (obtenidos a partir de la ecuación (2.8) en función de la potencia disipada por las resistencias en cada ensayo. En ella se incluyen los porcentajes de estas pérdidas respecto de la tasa total de transferencia.

Q_e (W)	Q_c carcasa (W)	% de Q_c	Q_m cubierta (W)	% de Q_m
180	42,4	23	138	77
360	50	14	310	86
430	59,5	14	370,5	86
580	74	13	506	87
825	98,2	12	726,8	88
1130	116,5	8	1034,6	92

Tabla 2.5: Tasas de pérdida de calor a través de la envolvente del absorbedor. Valores absolutos y porcentuales.

Según se observa en la tabla 2.5, dentro del rango de temperatura de caños estudiado (110 a 280 C) y bajo condiciones de operación en estado estacionario con aire exterior en calma, aproximadamente el 87 % de la pérdida de calor desde el absorbedor al ambiente se produce a través de la cubierta transparente. Bajo condiciones reales de funcionamiento, con el viento enfriando la cubierta, el coeficiente U_6 será significativamente más grande en su componente convectiva y la tasa de transferencia de calor a través de la cubierta aumentará de acuerdo al balance térmico global del absorbedor con su entorno.

2.4. Simulación térmica de un absorbedor lineal mediante SIMUSOL

A continuación se realizó una simulación numérica computacional cuyo objetivo fue describir el comportamiento térmico del absorbedor, para la misma se utilizó el programa SIMUSOL (Alias y Saravia, 2003)

El SIMUSOL es un programa que calcula numéricamente el funcionamiento transitorio de distintos sistemas físicos, ya sea térmico, eléctrico, mecánico, con aire húmedo o combinaciones de los mismos. El programa ha sido preparado por sus autores usando diversos programas ya existentes y creando las interfaces necesarias en el lenguaje PERL. Toda la programación se realiza bajo la licencia GPL que permite el uso libre del *SIMUSOL* en el entorno de sistema operativo *LINUX*.

El SIMUSOL utiliza como base para realizar los cálculos un programa llamado *Sceptre*, que evalúa circuitos eléctricos y los otros sistemas, como los térmicos, se estudian utilizando la equivalencia entre los dos tipos de sistemas. El *Sceptre* fue creado en los años 70 para su uso en computadoras grandes de tipo “mainframe”, pero en los 90 el Prof. Novender (Novender, 1998) lo adaptó para su uso con el sistema operativo *Linux* en las minicomputadoras de uso generalizado en la actualidad. El *Sceptre* ha sido preparado en lenguaje *Fortran*. Es un programa potente que permite su aplicación a casos complicados que tienen en cuenta diversos aspectos como ser los circuitos no lineales, el uso de modelos, etc.

Para la entrada de datos se utiliza una interfaz gráfica que permite una interacción con el programa, pudiendo entrar los datos necesarios para su funcionamiento en forma sencilla y realizar cambios con facilidad. A estos efectos se utiliza el programa *Dia* que permite el trazado de elementos geométricos y segmentos que los unen formando diagramas. También es capaz de permitir la incorporación de los íconos que sean necesarios para representar los sistemas térmicos.

A continuación, en la figura 2.18, se muestran algunos de los iconos más usados a la hora de construir analogías térmicas-eléctricas

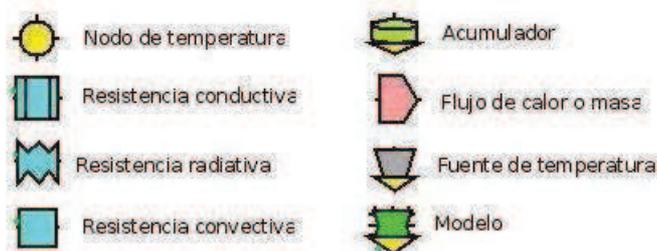


Figura 2.18: Símbolos análogos Térmicos-Eléctricos usados por SIMUSOL.

Nodos de temperatura: Representan las temperaturas de los distintos cuerpos que intervienen en la simulación, estas temperaturas pueden ser fijas o variar. En el caso que se quiera considerar un cuerpo con temperaturas fijas se debe acoplar este nodo a una

fuentes de temperatura, de lo contrario el nodo debe asociarse a una masa térmica que varíe su temperatura en función de la energía que reciba.

Resistencias térmicas: los intercambios de calor entre los nodos de temperatura se simulan mediante el uso de resistencias térmicas que dependiendo de la naturaleza del intercambio podrán ser conductivas, radiativas o convectivas

Resistencia conductiva: $q = k \times A / L(T_2 - T_1)$

Donde K es la conductividad térmica del material, A es el área transversal y L el espesor del material.

Resistencia radiativa: $q = 6,87 \times 10^{-7} e \times f \times A(T_2 + 273,15)^4 - (T_1 + 273,15)^4$

Con e la emitancia de la superficie y f el factor de forma

Resistencia convectiva: $q = h \times A(T_2 - T_1)$

Donde h es el coeficiente de intercambio convectivo

Flujo de Calor o Masa: Se puede simular flujos de calor o masas mediante flujos másicos o de energía, los cuales ingresan al balance directamente como una energía transferida al nodo donde sea aplicado.

Modelo: *Sceptre* permite utilizar modelos que pueden haber sido definidos con anterioridad. Cada instancia de un modelo se identifica con una T seguida de un identificador propio.

SIMUSOL ha copiado de *Sceptre* la idea de utilizar modelos pero no utiliza esa capacidad de *Sceptre*; simplemente sustituye cada instancia de un modelo según su definición.

Gráficos: Por último se utiliza el programa *Gnuplot* para presentar los resultados en forma gráfica. Los tres programas trabajan en forma conjunta mediante un conjunto de interfaces preparadas en *Perl* y se han diseñado un conjunto de herramientas que permiten el control de los datos que se ingresan y la ejecución de distintas opciones que facilitan el uso del programa.

El modelo del absorbedor se realizó tomando como punto de partida las medidas experimentales realizadas, descritas anteriormente. Tanto los datos experimentales como los simulados corresponden al estado estacionario. Las variables de entrada son la potencia entregada y la temperatura ambiente, mientras que las variables de ajuste son los coeficientes convectivos internos y externos. Se obtuvieron resultados de la simulación con SIMUSOL para distintas potencias de entrada y se los compara con los resultados experimentales.

En la Figura 2.19 se muestra un esquema del absorbedor simulado, con sus correspondientes dimensiones, y los puntos ingresados como “nodos” en *SIMUSOL*. Estos nodos coinciden en su gran mayoría con la ubicación de los sensores que se utilizaron en el monitoreo experimental. En el esquema de la Figura 2.19 se reemplazaron los caños por una placa plana, tal como se ingresó dicha superficie en *SIMUSOL*. El prototipo, de 1,4 metros de longitud, cuenta con aislación térmica en toda su envolvente, excepto en la ventana de Mylar por donde ingresa la radiación solar. Tanto los extremos como los laterales y techo, están compuestos por una chapa de aluminio de alta reflectancia (en su interior) y una chapa galvanizada (en el exterior), entre las que se encuentra la aislación térmica (6 cm de lana cerámica y 6cm de fibra de vidrio). El prototipo cuenta con sendas tapas en los extremos para evitar pérdidas térmicas adicionales, con 6cm de aislación de lana cerámica.

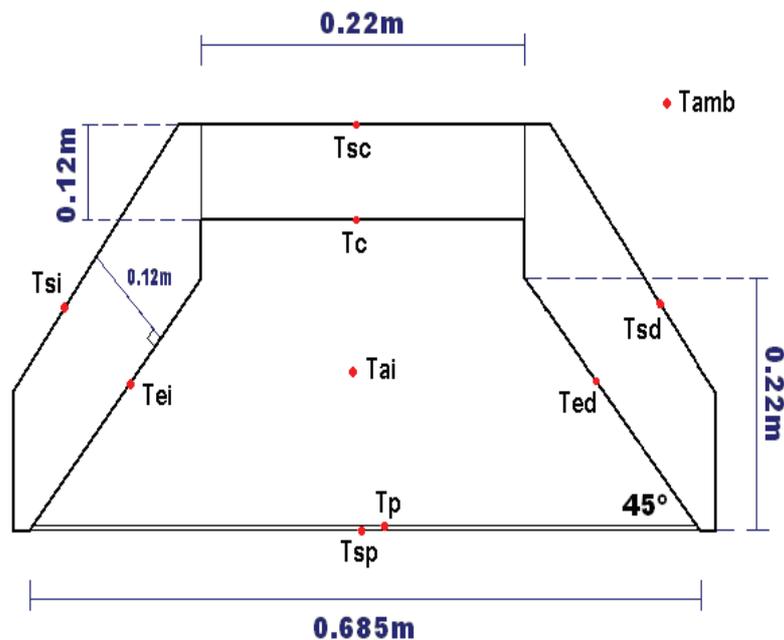


Figura 2.19: Esquema del prototipo del absorbedor. Los puntos rojos indican los nodos de temperatura incluidos en el modelo térmico de *SIMUSOL*.

2.4.1. Modelo térmico con *SIMUSOL*

El prototipo fue monitoreado para distintos valores de potencia de entrada (180W, 356W, 438W, 583W, 825W, 1130W). A fin de validar este modelo se utilizaron los datos experimentales. Para realizar el ajuste de los datos medidos y simulados se seleccionó el conjunto de medidas correspondiente a una potencia de entrada de 356W. Las variables de entrada del modelo fueron la potencia de entrada y la temperatura ambiente exterior (T_{amb}).

Las variables ajustadas fueron las temperaturas superficiales externas e internas (laterales: T_{sd} , T_{si} , T_{ed} , T_{ei} ; techo: T_{sc} ; Mylar: T_p , T_{sp}), la temperatura de los caños (T_c) y la temperatura del aire en el interior de la cavidad (T_{ai}). Las variables de ajuste fueron los coeficientes convectivos internos y externos.

Una vez ajustados los datos medidos y simulados para una potencia de 356W, se corrió el modelo térmico obtenido para las restantes potencias de entrada con que se trabajó experimentalmente, a fin de verificar si el conjunto de coeficientes obtenidos permite describir el comportamiento térmico del prototipo en el rango de potencias monitoreado.

La analogía eléctrico-térmica del prototipo realizada para SIMUSOL se muestra en la Figura 2.20. La potencia entregada al sistema (flujo de calor) se simula mediante una fuente de corriente (J_{el}) de intensidad 356W. La temperatura ambiente exterior es un nodo a temperatura fija. Las superficies exteriores del absorbedor intercambian calor con el nodo aire por convección y por radiación. Para simplificar el modelo se incluyó un único nodo representativo de la temperatura del aire en la cavidad, el cual se conectó a los caños a través de una resistencia conductiva y a los laterales y las tapas a través de resistencias convectivas, cuyos coeficientes de k y h se detallan en los apartados siguientes. El intercambio radiante entre los caños y las superficies interiores de la cavidad se modelizó a través de resistencias radiativas. En el modelo se incluyeron capacitores para tener en cuenta la acumulación térmica en los distintos materiales (si bien cuando se analiza exclusivamente el estado estacionario estos capacitores no influyen en el resultado, se los incluyó para futuros análisis del estado transitorio del absorbedor). Los resultados presentados en este trabajo corresponden a un periodo de simulación de 4.5 h a fin de asegurar que el absorbedor alcanzó el estado estacionario (experimentalmente se encuentra que el absorbedor alcanza este estado en aproximadamente 3.5 h).

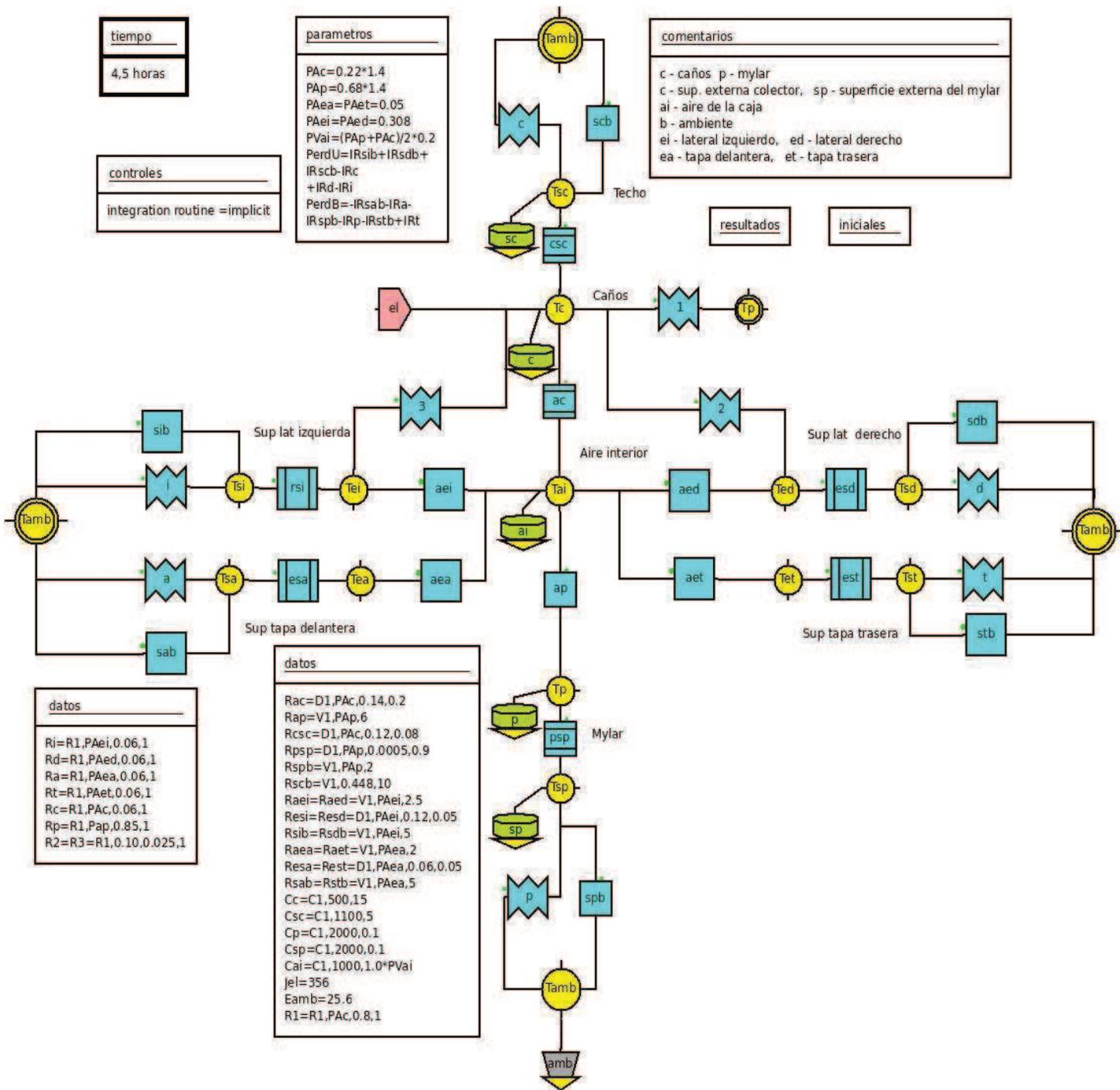


Figura 2.20: Analogía eléctrico-térmica para el prototipo de absorbedor.

2.4.2. Hipótesis

Las hipótesis con que se trabajó para realizar la analogía eléctrico-térmica son las siguientes:

1. Las propiedades térmicas del aire y de los materiales involucrados (conductividad térmica, densidad y calor específico) son constantes.
2. El flujo de calor a través de los laterales y techo es unidimensional.
3. Los gradientes de temperatura a lo largo de los caños de recirculación son despreciables.
4. Los caños se comportan como una placa plana negra de temperatura uniforme (isoterma).
5. El aire en el interior de la cavidad tiene una temperatura uniforme. Se modeliza mediante un único nodo, el cual intercambia calor con los caños (por conducción) y con las superficies laterales y el Mylar (por convección).
6. No existen puentes térmicos en la tapa superior del absorbedor.
7. No existe contacto térmico entre las superficies laterales y la placa absorbedora.
8. El aire ubicado debajo de la superficie del Mylar está estratificado.

2.4.3. Desarrollo del programa

En SIMUSOL, las transferencias de calor por conducción, convección y radiación se representan a través de las resistencias conductivas, convectivas y radiativas, cuyas características más importantes se resumen a continuación:

Resistencias conductivas: la resistencia conductiva de la tapa superior y los laterales del absorbedor se simularon considerando la resistencia equivalente de 6 cm de aislación de fibra cerámica (conductividad térmica de 0.055 W/mC) y 6 cm de aislación de lana de vidrio (conductividad térmica de 0.06W/mC). Las tapas de los extremos tienen 6 cm de aislación de fibra cerámica ($k=0.055$). Para el Mylar se consideró una conductividad térmica de 0.9 W/mC.

Resistencias radiativas: las absortancias α y emitancias ε utilizadas fueron 0.95 para los caños (pintados de negro) y 0.85 para el Mylar. Debido a que los laterales son brillantes, se considera que el intercambio radiativo más importante se produce entre la superficie de los caños y el Mylar, despreciando el intercambio con los laterales (que además de tener una muy baja emitancia, $\varepsilon=0.04$, tienen un factor de forma también muy bajo, del orden de 0.086). En cuanto al intercambio radiante entre la superficie negra y el Mylar, se considera un factor de forma $F_{1-2}=0.83$ (Incropera y DeWitt, 1999). Debido a que SIMUSOL realiza cálculos sólo para factores de forma iguales a la unidad, para superar este inconveniente se calculó una emitancia ficticia ε'_1 , igualando la energía radiante intercambiada por la superficie absorbedora negra ($\varepsilon_1=0.95$, $A_1=0.22\text{m}^2$) y la superficie

inferior del Mylar ($\varepsilon_2=0.85$, $A_2=0.712\text{m}^2$, $F_{1-2}=0.83$) a la energía radiante intercambiada por la superficie absorbidora negra ($A_1=0.22\text{ m}^2$) y la superficie inferior pero con factor de forma igual a la unidad y emitancia ε'_1 a determinar a partir de la ecuación:

$$Q_{12} = \frac{\sigma(T_2^4 - T_1^4)}{\frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1 A_1} + \frac{1}{A_1 F_{12}} + \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2 A_2}} = \varepsilon'_1 A_1 \sigma(T_2^4 - T_1^4) \quad (2.9)$$

Despejando ε'_1 se encuentra:

$$\varepsilon'_1 = \frac{1}{\frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{12}} + \frac{(1-\varepsilon_2)A_1}{\varepsilon_2 A_2}} \quad (2.10)$$

Para los valores considerados, la emitancia ficticia resulta ser $\varepsilon'_1=0.761$.

Resistencias convectivas: En el interior de la cavidad, mediciones del perfil de temperatura del aire realizadas previamente y presentadas en el apartado anterior (Altamirano et al., 2009), permiten concluir que existe una fracción de aire que se estratifica (aquella en contacto con los caños calientes) y una fracción que formaría loops convectivos (en la parte inferior, en contacto con el Mylar). Este resultado es similar al encontrado por Reynolds et al. (2009).

Debido a esta estratificación en la parte superior y a las celdas convectivas en la parte inferior, los coeficientes convectivos internos se supusieron mayores para la superficie interior del Mylar. De la misma manera, debido a que existe una estratificación térmica del aire del local en contacto con el Mylar, se tomó un coeficiente convectivo bajo para la superficie exterior del plástico. Para superficies horizontales con estratificación ASHRAE (1985) y LBNL (2008) proponen un coeficiente convectivo de $0.948\text{W/m}^2\text{C}$, mientras que para superficies horizontales con convección intensificada se propone un valor de $4.04\text{W/m}^2\text{C}$. Se tomaron estos valores como punto de partida y se los varió hasta encontrar el conjunto de coeficientes que mejor ajusta los datos experimentales. Este conjunto de coeficientes se muestran en la Tabla 2.6.

	Superficie negra (conductos) (W/m ² K)	Laterales y tapas (W/m ² K)	Superficie inferior (Mylar) (W/m ² K)
Interior	conductiva	2,5	6
Exterior	10	5	2

Tabla 2.6: Coeficientes convectivos interiores y exteriores utilizados en la simulación con SIMUSOL.

2.4.4. Resultados de la simulación con SIMUSOL

Los resultados de la simulación con SIMUSOL se muestran en las Figuras 2.21 y 2.22 para las distintas potencias de entrada con que se monitoreó el prototipo. La Figura 2.21 muestra los resultados experimentales y simulados para la temperatura de los conductos, el plástico Mylar, el aire interior de la cavidad, los laterales interiores y exteriores y el lado exterior del techo. Se observa que SIMUSOL reproduce adecuadamente la relación lineal existente entre las temperaturas y la potencia entregada (con pendientes diferentes según si las superficies son internas o externas). La diferencia entre valores medidos y simulados se incrementa ligeramente al aumentar la potencia, siendo los valores máximos del orden de los 7.7 C para el Mylar, 7.5 C para los conductos, 4.4 C para el aire interior y 5.7 C para las temperaturas superficiales interiores. Las series con mayor error corresponden a las temperaturas superficiales exteriores, obteniéndose en cambio con muy buena aproximación la temperatura del aire en la cavidad, las temperaturas de las superficies interiores (incluido el Mylar) y la temperatura de los conductos.

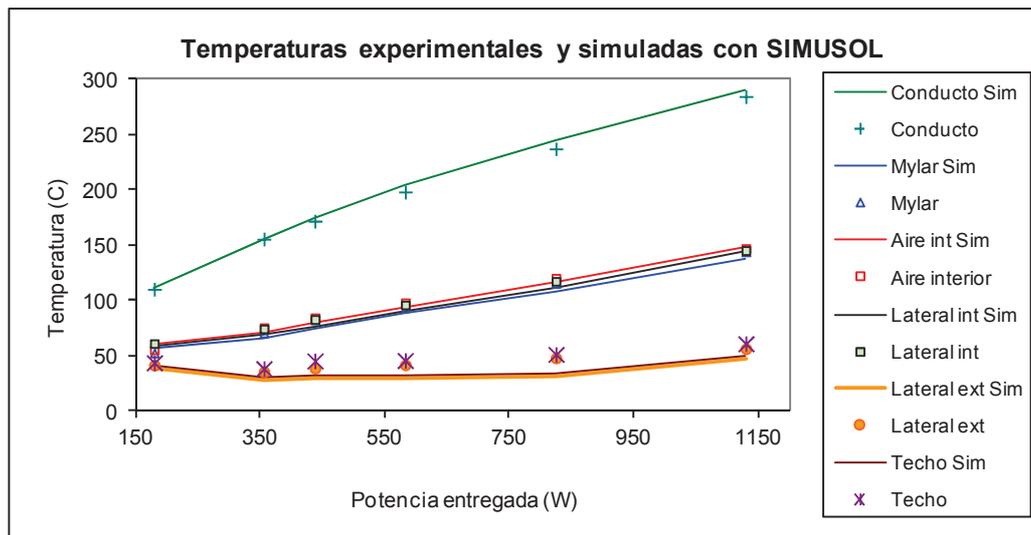


Figura 2.21: Temperatura experimentales (marcadores) y simuladas (líneas) mediante SIMUSOL, para el conducto, el plástico Mylar, el aire interior de la cavidad, los laterales interiores y exteriores y el lado exterior del techo.

El error relativo porcentual puede calcularse a partir de la temperatura simulada con SIMUSOL ($T_{simulada}$) y la correspondiente temperatura medida (T_{medida}) mediante la siguiente ecuación:

$$\text{Error relativo (\%)} = (T_{simulada} - T_{medida}) \times 100\% / T_{medida} \quad (2.11)$$

La Figura 2.22 muestra el error relativo porcentual de los datos simulados con SIMUSOL en función de la potencia de entrada. Se observa que las series con mayor error corresponden a las temperaturas superficiales exteriores (laterales y techo), con errores que llegan al 35%, mientras que el resto de las series se mantienen con errores

porcentuales menores al 10% en todo el rango de potencias evaluado. La serie con menor error porcentual corresponde a la temperatura del aire interior.

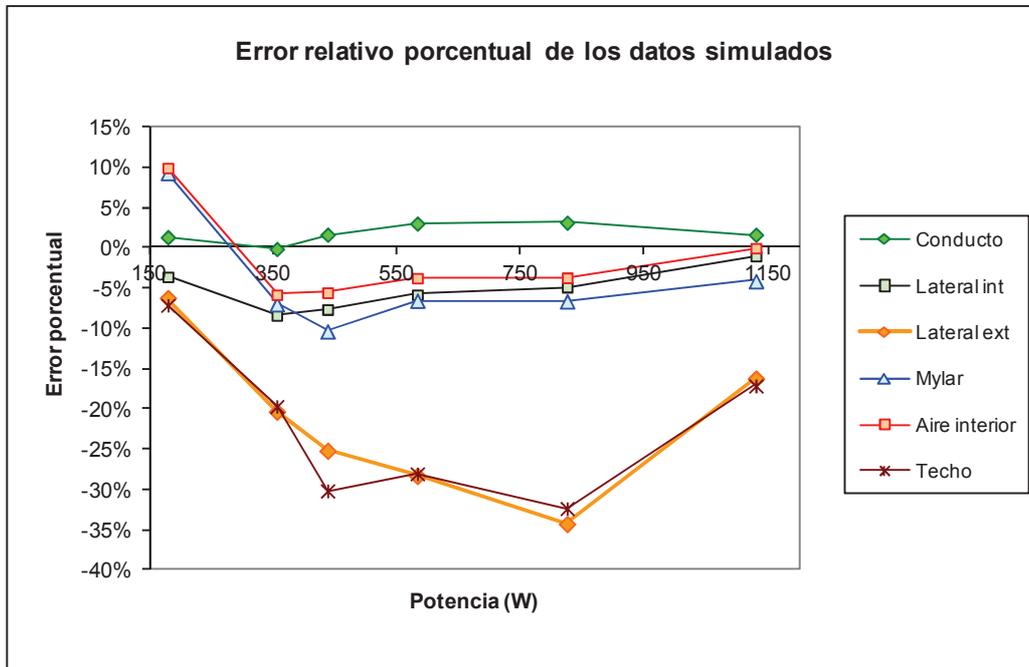


Figura 2.22: Error relativo porcentual de la simulación con SIMUSOL para el conducto, el plástico Mylar, el aire interior de la cavidad, los laterales interiores y exteriores y el lado exterior del techo.

2.5. Conclusiones del capítulo

Se estudiaron 4 configuraciones geométricas posibles para el absorbedor, estudiando su capacidad de absorción directa e indirecta de la radiación provenientes de los espejos con diferentes ángulos de incidencia. De este estudio se decidió a trabajar con el modelo de 5 caños de 1 pulgada debido a que es la configuración con mayor porcentaje de captación directa. Además esta configuración presenta la ventaja de evitar puntos calientes al trabajar con fluidos con cambio de fase, esto se debe a que los caños no se iluminan en su parte superior evitando sobrecalentamiento.

En este capítulo se realizó la evaluación experimental del comportamiento térmico en estado estacionario de un prototipo de absorbedor solar lineal cuyo modelo a escala real funciona acoplado a un CFL. Variando la potencia disipada por resistencias eléctricas instaladas en el interior de los caños del absorbedor se obtuvieron 6 valores de temperatura superficial en el rango $108\text{ C} < T_c < 281\text{ C}$ que simulan 6 posibles temperaturas de funcionamiento del absorbedor real. Los ensayos fueron realizados en un laboratorio sin climatización artificial ni movimiento forzado del aire en su interior.

Mediante los resultados obtenidos durante el monitoreo térmico del prototipo se determinó, en primer lugar, su coeficiente global de transferencia de calor al entorno, U_g

en función de la diferencia de temperaturas entre los caños y el ambiente exterior. Este coeficiente es de suma importancia para la determinación de la eficiencia de colección del absorbedor y vale $U_g''(\text{W/m}^2\text{C}) = 2,559 - 183,724 / (T_c - T_a)$ dentro del intervalo $108 \text{ C} < (T_c - T_a) < 281 \text{ C}$.

Las mediciones realizadas a distintas alturas entre la cubierta de Mylar y la posición de los caños revelaron la existencia de un gradiente térmico estable en el aire interior de la cavidad que se intensifica con el aumento de la temperatura superficial de los caños. En la zona cercana a la cubierta este gradiente es muy débil indicando que, posiblemente, existe una zona convectiva inferior cuya determinación fehaciente requiere de nuevas y más detalladas mediciones realizadas a tal fin.

Mediante el planteo del balance energético en estado estacionario dentro de la cavidad del absorbedor se determinaron las radiosidades de cada una de las superficies integrantes de la cavidad y los coeficientes de transferencia de calor interiores y exteriores con los cuales se puede estimar las pérdidas de calor a través de la envolvente del absorbedor. Los resultados de este análisis indican que el coeficiente de transferencia de calor en la región cercana a los caños es de tipo conductivo según corresponde al aire estratificado mientras que los coeficientes convectivos sobre las caras aluminizadas y el lado interior de la cubierta de Mylar corresponden al movimiento del aire a muy baja velocidad (convección natural). Sin embargo, debe tenerse en cuenta que los valores de estos coeficientes provienen de un ajuste algebraico y no de una medición convenientemente realizada. Por lo tanto, pueden englobar los errores cometidos en la evaluación de algunos parámetros.

El coeficiente global de transferencia de calor desde la cubierta al ambiente exterior se calculó como el complejo entre convección y radiación térmica y con él se pudo determinar que, bajo condiciones de estado estacionario con aire quieto rodeando al absorbedor y en el rango de temperaturas estudiado, aproximadamente el 87 % de la pérdida de calor a través de la envolvente del absorbedor se produce por la cubierta transparente. Este porcentaje puede aumentar durante la operación del modelo a escala real en función de las velocidades de viento que se registren en la zona donde sea instalado.

Por otra parte se describe el modelo térmico del absorbedor lineal, para lo cual se utiliza el programa SIMUSOL. Se utilizaron medidas experimentales para ajustar los coeficientes de transferencia de calor en estado estacionario. Los resultados de la simulación para distintas potencias de entrada muestran que SIMUSOL reproduce adecuadamente la relación lineal existente entre las temperaturas y la potencia entregada, con errores relativos porcentuales de alrededor del 10%, excepto para las temperaturas superficiales exteriores (laterales y techo), con errores que llegan al 35%.

Los errores en las temperaturas superficiales exteriores los atribuimos a que en el modelo no se tuvieron en cuenta los puentes térmicos entre las superficies interiores y exteriores que se forman a través de la estructura de soporte y los puentes térmicos a través de la cubierta de chapa.

CAPITULO 3

En este capítulo se estudia en detalle las pérdidas térmicas en un absorbedor horizontal invertido para un Concentrador Lineal tipo Fresnel mediante una simulación computacional de elementos finitos. Este estudio es complejo, es por ello que se lo realiza en partes, partiendo de una geometría más sencilla para un primer entendimiento y después se modificó la misma para trabajar con configuraciones más reales, pero a su vez más complejas de resolver. Para realizar la simulación numérica que se muestra en este capítulo se utilizó el programa *COMSOL Multiphysics*. De los resultados obtenidos se observó una buena concordancia con los valores de temperatura medidos experimentalmente tanto para la cubierta como para el aire interior. Este estudio muestra la existencia de celdas convectivas en el tercio inferior de la cavidad trapezoidal. Se realizan comparaciones entre las pérdidas térmicas a través de la envolvente obtenida mediante simulación numérica y experimentalmente. Este estudio permite optimizar el absorbedor y realizar mejoras en el modelo que ya se encuentra en construcción en la localidad de San Carlos, Salta.

3.1. COMSOL Multiphysics.

El programa que se eligió para estudiar el comportamiento dinámico térmico del aire en la cavidad trapezoidal del absorbedor fue *COMSOL Multiphysics*. Este programa, antes conocido como *FEMLAB*, es un paquete de software de análisis y resolución por elementos finitos para varias aplicaciones físicas y de ingeniería, especialmente fenómenos acoplados, o multifísicos. COMSOL no solo posee las interfaces de usuario convencionales basadas en físicas, sino que también permite entrar sistemas acoplados de ecuaciones en derivadas parciales. Las ecuaciones en derivadas parciales se pueden entrar directamente. *COMSOL* fue iniciado con base en los códigos desarrollados por varios estudiantes licenciados del Germund Dahlquist para un curso de la licenciatura en el Universidad Tecnológica Real en Estocolmo, Suecia. (Comsol, 2014)

El entorno de simulación *COMSOL Multiphysics* permite realizar todos los pasos en el proceso de modelado: la definición de la geometría, el mallado, las especificaciones físicas, la solución, y luego visualizar los resultados. También sirve como una plataforma para los módulos de aplicación específicos.

El modelo de puesta en marcha posee una serie de interfaces físicas predefinidas para aplicaciones que van desde el flujo de fluidos y transferencia de calor a la mecánica estructural y electrostática. Las propiedades del material, condiciones de la fuente, y las condiciones límite pueden ser todos espacialmente variables, en función del tiempo, o funciones de las variables dependientes. Es posible mezclar interfaces físicas en combinaciones multifísicas nuevas, así como cualquier módulo de aplicación específico.

Como alternativa a escribir su propio código de simulación, la interfaz de usuario de *COMSOL Multiphysics* da la opción de especificar sus propias ecuaciones en derivadas parciales (EDPs u ordinario o EDO) y vincularlos con otras interfaces físicas. Cuando se combina con el módulo de importación desde un programa de diseño asistido por computadora, CAD, esto le permite ejecutar simulaciones personalizadas en los modelos CAD de los formatos estándar de la industria.

3.2.1. Modulo de transferencia de calor

El módulo de transferencia de calor proporciona una combinación de capacidades de transferencia de calor a través de modelos de conducción, convección y radiación, así como la capacidad de acoplarse con la física de otros modelos.

3.2.1.1. La ecuación de la energía

La ley fundamental que rige toda la transferencia de calor es la primera ley de la termodinámica, comúnmente conocido como el principio de conservación de la energía. Sin embargo, la energía interna, U , es una cantidad bastante difícil para medir y utilizar en simulaciones. Por lo tanto, la ley básica suele ser reescrita en términos de temperatura, T . Para un fluido, la ecuación del calor resultante es:

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) T \right) = -(\nabla \cdot \mathbf{q}) + \boldsymbol{\tau} : \mathbf{S} - \frac{T}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} \bigg|_P \left(\frac{\partial P}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) P \right) + Q \quad (3.1)$$

Donde

- ρ es la densidad (kg/m^3)
- C_p es el coeficiente de calor específico a presión constante ($\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$)
- T es la temperatura específica (K)
- \mathbf{u} es el vector de velocidad (m/s)
- \mathbf{q} es el coeficiente de flujo convectivo (W/m^2)
- p es la presión (Pa)
- $\boldsymbol{\tau}$ es el vector de esfuerzos viscosos (Pa)
- \mathbf{S} es el tensor de velocidad de deformación (1/s)

$$\mathbf{S} = (\nabla \mathbf{u} + (\mathbf{u} \nabla)^T)$$

- \mathbf{Q} contiene otras fuentes de calor además del calentamiento viscoso (W/m^3)

Al derivar la ecuación 3.1 se han utilizado una serie de relaciones termodinámicas. En la ecuación también se supone que la masa se conserva siempre, lo que significa que la densidad y la velocidad deben estar relacionadas a través de la ecuación de continuidad:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = 0 \quad (3.2)$$

La ecuación de transferencia general de calor utiliza la ley de Fourier de la conducción en la que se establece que el flujo de calor por conducción, \mathbf{q} , es proporcional al gradiente de temperatura:

$$q_i = -k \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (3.3)$$

Donde k es la conductividad térmica ($\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$). En un sólido, la conductividad térmica puede ser diferente en diferentes direcciones. Entonces k se convierte en un tensor:

$$k = \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} & k_{xz} \\ k_{yx} & k_{yy} & k_{yz} \\ k_{zx} & k_{zy} & k_{zz} \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

Y el flujo de calor conductivo está dada por:

$$q_i = -\sum_j k_{ij} \frac{\partial T}{\partial x_j} \quad (3.5)$$

El segundo término de la derecha de la ecuación 3.1 representa el calentamiento de un fluido viscoso. Un término análogo surge de la amortiguación viscosa interna de un sólido. La operación ":" es una contracción y en este caso puede ser escrito en la forma siguiente:

$$a:b = \sum_n \sum_m a_{nm} b_{nm} \quad (3.6)$$

El tercer término representa el trabajo de presión y es responsable del calentamiento de un fluido bajo compresión adiabática y para algunos efectos termo-acústicos. Es generalmente pequeño para bajas corrientes de número de Mach. Un término similar se puede incluir para dar cuenta de efectos termo-elásticos en los sólidos.

Insertando la ecuación 3.3 en la ecuación 3.1, reordenando los términos y despreciando el calentamiento viscoso y la presión de trabajo, pone a la ecuación del calor en una forma tal vez más familiar:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + \nabla \cdot (-k \nabla T) = Q - \rho C_p u \cdot \nabla T \quad (3.7)$$

La aplicación del módulo de transferencia de calor resuelve esta ecuación para la temperatura, T . Cuando la transferencia de calor por convección es activa, se puede proporcionar la velocidad u como una expresión matemática de variables independientes o calcular mediante un módulo de *COMSOL Multiphysics* por un acoplamiento con otros modelos de aplicación, tales como el modelo de Navier-Stokes para flujos incompresibles.

3.2.1.2. Condiciones borde

La ecuación del calor acepta dos tipos básicos de condiciones de contorno: temperatura especificada y flujo de calor específico. El primero es de tipo Dirichlet y prescribe la temperatura en un límite:

$$T = T_0 \quad \text{en } \partial\Omega \quad (3.8)$$

Mientras que el segundo especifica el flujo de calor hacia el interior:

$$-\mathbf{n} \cdot \mathbf{q} = q_0 \quad \text{en } \partial\Omega \quad (3.9)$$

Donde:

- \mathbf{q} es el vector de flujo de calor total (W/m²),

$$\mathbf{q} = -k \nabla T + \rho C_p u T \quad (3.10)$$

- \mathbf{n} es el vector normal de la frontera
- q_0 es el flujo de calor hacia el interior (W/m²), normal a la frontera.

- Ω es el volumen de estudio

Teniendo en cuenta que cuando la transferencia de calor por convección es activa, el flujo de calor es una condición de contorno de tipo mixto, o Robin, condición límite en lugar de una condición límite puro Neumann.

Un caso especial puede ser el aislamiento térmico $q_0 = 0$.

Otro caso especial es:

$q_0 = -\rho C_p u T q_0$, o equivalente $-n \cdot (-k \nabla T) = 0$, que se conoce como flujo convectivo. Esta suele ser la condición apropiada en un límite de flujo de salida en un modelo con convección. Si las velocidades son cero, aislante térmico y flujo convectivo son condiciones equivalentes.

El flujo de calor hacia el interior q_0 es normalmente una suma de las contribuciones de los diferentes procesos de transferencia de calor. A menudo es conveniente dividir el flujo de calor como condición límite

$$-n \cdot q = q_0 + q_r + q_s + h(T_{inf} + T) \quad \text{en } \partial\Omega \quad (3.11)$$

Donde q_r representa la radiación entrante y q_s es una contribución de una cáscara fina pero realizando en contacto con la frontera. El último término es un producto de un coeficiente de transferencia de calor, h , y la diferencia entre la temperatura T y una superficie T_{inf} de temperatura de referencia. Puede ser utilizado para modelar una cáscara delgada con baja conductividad térmica o, más comúnmente, la refrigeración por convección de una superficie expuesta a un fluido que fluye con T_{inf} temperatura de la masa.

Las dos secciones siguientes analizan más de cerca a las contribuciones de la radiación y de la transferencia de calor por convección a través de una capa límite

3.2.1.3. Transferencia de calor radiante

La radiación térmica denota la corriente de las ondas electromagnéticas emitidas por un cuerpo a una cierta temperatura. En esta sección se estudia la teoría que subyace al proceso de transferencia de calor radiativo que se produce en la superficie de un cuerpo.

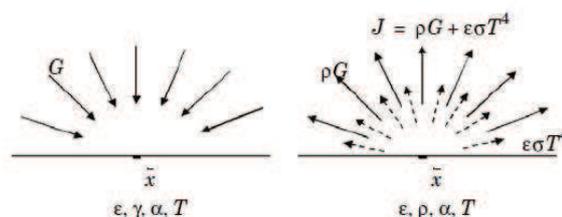


Figura 3.1: Destino irradiación (izquierda), dejando radiosidad (derecha).

Consideramos un punto x situado sobre una superficie opaca que tiene una emisividad ε , reflectividad ρ , absorptividad α , y la temperatura T y suponemos que el cuerpo es opaco, que significa que no se transmite radiación a través del cuerpo.

El total de flujo de radiación que llega a x se denomina irradiación, G . El total de flujo de radiación saliente de x se denomina la radiosidad, J . La radiosidad es la suma de la radiación reflejada y la emitida.

$$J = \rho G + \varepsilon \sigma T^4 \quad (3.12)$$

El flujo de calor neto hacia adentro por radiación, q , se consigue haciendo la diferencia entre la irradiación y la radiosidad:

$$q = G - J \quad (3.13)$$

Utilizando la Ecuación 3.12 y 3.13 Se puede eliminar J y obtener una expresión general para el flujo de calor hacia el interior del cuerpo opaco sobre la base de G y T .

$$q = (1 - \rho)G - \varepsilon \sigma T^4 \quad (3.14)$$

La mayoría de cuerpos opacos también se comportan como cuerpos grises ideales, que significa que la capacidad de absorción y la emisividad son iguales, la reflectividad se calcula a partir de la siguiente relación:

$$\alpha = \varepsilon = 1 - \rho \quad (3.15)$$

Para cuerpo grises ideales nos queda

$$q = \varepsilon(G - \sigma T^4) \quad (3.16)$$

Esta es la ecuación utilizada en COMSOL Multiphysics en la aplicación de Transferencia de Calor General como condición de radiación.

3.2.1.4. Tipos de radiación

El Módulo de Transferencia de Calor distingue entre dos tipos de transferencia de calor por radiación: la radiación de la superficie al ambiente y la radiación entre dos superficies. La ecuación 3.16 es válida para ambos tipos de radiación, pero el término irradiación, G , es diferente para ellas. En las secciones siguientes se derivan las ecuaciones de irradiación y flujo de calor por radiación resultante para ambas situaciones.

3.2.1.5. Radiación de la superficie al ambiente

La radiación de la superficie al ambiente presupone lo siguiente:

- Las cercanías ambientales que ve la superficie tienen una temperatura constante, T_{amb} .
- El entorno de temperaturas se comporta como un cuerpo negro. Esto significa que la emisividad y absorptividad son iguales a 1, y la reflectividad cero.

Estas premisas permiten expresar de forma explícita la irradiación como

$$G = \sigma T_{amb}^4 \quad (3.17)$$

Insertando la ecuación 3.17 en la ecuación 3.16 se obtiene el flujo neto de calor hacia el interior de la superficie-ambiente

$$q = \varepsilon \sigma (T_{amb}^4 - T^4) \quad (3.18)$$

Para las superficies que miran al ambiente, se añade este término al lado derecho de la ecuación 3.11.

3.2.1.6. Radiación de superficie a superficie

El análisis de la radiación entre superficies es más complejo. Incluye radiación tanto desde el entorno como de otras superficies. Una ecuación generalizada para el flujo irradiativo es:

$$G = G_m + f_{amb} \sigma T^4 \quad (3.19)$$

Donde G_m es la irradiación mutua que llegan de otras superficies en la geometría modelada y F_{amb} es el factor de vista ambiental. Este último describe la parte de la vista desde cada punto que está cubierto por las condiciones ambientales. G_m por otra parte se determina a partir de la geometría y de las temperaturas locales de los límites circundantes. En las secciones siguientes se derivan las ecuaciones para G_m y F_{amb} en 3D para un caso general:

Considere un punto x en una superficie como en la Figura 3.2. El punto x puede ver puntos en otras superficies, así como el ambiente circundante. Supongamos que los puntos sobre las otras superficies tienen un radiosidad local, J' , mientras que el ambiente que rodea tiene una temperatura constante, T_{amb} .

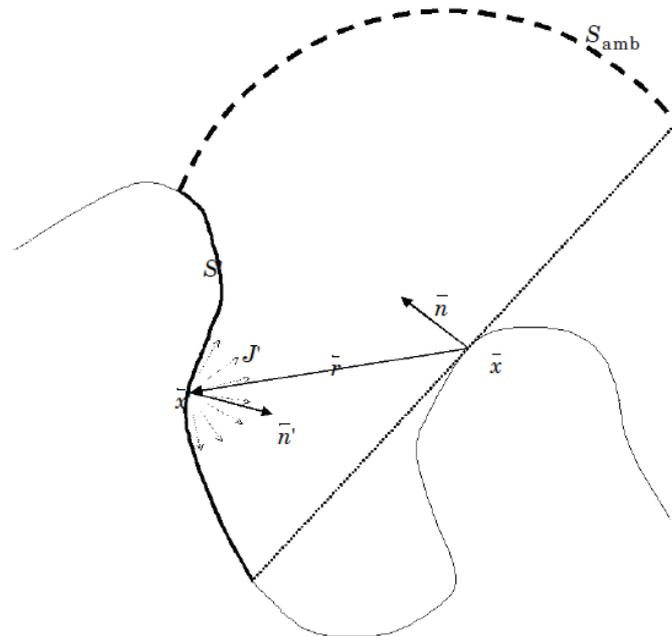


Figura 3.2: Ejemplo de geometría para la radiación de superficie a superficie.

La irradiación mutua en el punto x viene dada por la integral de superficie que se muestra a continuación

$$G_m = \int_S \frac{(-n(r) \cdot n(r'))}{\pi |r|^4} J' dS \quad (3.20)$$

El flujo de calor que llega de x depende de la radiosidad local J que se proyecta en x . La proyección se calcula utilizando la normal n y n' junto con el vector r , que apunta desde x a x' .

El factor de vista ambiental, F_{amb} , se determina a partir de la integral de las superficies circundantes S' , denotado aquí como F' , determinado a partir de la integral por debajo

$$F_{amb} = 1 - F' = 1 - \int_S \frac{(-n(r) \cdot n(r'))}{\pi |r|^4} J' dS \quad (3.21)$$

Las dos últimas ecuaciones junto con la ecuación 3.13 sirven para encontrar la ecuación final para el flujo irradiativo.

Las ecuaciones utilizadas hasta ahora se aplican al caso 3D general. Los resultados para geometrías 2D son integrales más simples. Para 2D las ecuaciones resultantes para la irradiación mutua y factor de vista ambiental son:

$$G_m = \int_{S \perp} \frac{(-n(r \perp) \cdot n(r' \perp))}{\pi |r \perp|^3} J' dS \perp \quad (3.22)$$

$$F_{amb} = 1 - \int_{S^{\perp}} \frac{(-n \cdot r^{\perp})(n \cdot r^{\perp})}{\pi |r^{\perp}|^3} J' dS^{\perp} \quad (3.23)$$

Donde la integral sobre S^{\perp} denota la integral de línea a lo largo de los límites de la geometría 2D.

En geometrías de simetría axial, la irradiación y el factor de vista ambiental no se pueden calcular directamente a partir de una expresión de forma cerrada. En su lugar, se debe construir una geometría 3D, y los factores de vista se evalúan de acuerdo con la Ecuación 3.21.

3.2.1.7. Solución para la radiosidad

En la sección anterior se derivó ecuaciones para la irradiación G en un punto de la superficie arbitraria. La expresión de la radiosidad dejando x es.

$$J = \rho G + \varepsilon \sigma T^4 \quad (3.24)$$

Reemplazando la expresión de G (3.19) en la ecuación anterior nos queda lo siguiente para la radiosidad.

$$J = \rho \{G_m + F_{amb} \sigma T_{amb}^4\} + \varepsilon \sigma T^4 \quad (3.25)$$

Si asumimos que trabajamos con un cuerpo negro ideal

$$J = (1 + \varepsilon) \{G_m + F_{amb} \sigma T_{amb}^4\} + \varepsilon \sigma T^4 \quad (3.26)$$

Esta es la ecuación utilizada en el modo de aplicación general de transferencia de calor para resolver la radiosidad, J . Se aplica en la región donde participa la radiación entre superficies. La ecuación 3.26 es una ecuación lineal en J que se resuelve en paralelo con la ecuación para la temperatura, T .

3.2.1.8. Coeficientes de transferencia de calor por convección

Una de las condiciones de contorno más usadas al modelar la transferencia de calor es la de intercambio convectivo. Esta se produce por un fluido que enfría o calienta una superficie por convección natural o forzada. En principio, es posible modelar este proceso de dos maneras:

- Utilizando un coeficiente de transferencia de calor convectivo en las superficies de análisis.

- Extendiendo el modelo para describir el flujo y la transferencia de calor en el fluido que lame la superficie.

El primer método es muy potente y eficaz. Además, la transferencia de calor con el modo general de aplicación ofrece funciones integradas para el uso de los coeficientes de transferencia de calor. Para la mayoría de los propósitos de ingeniería, el uso de estos

coeficientes es un enfoque de modelado preciso y eficiente. Para el modelo de convección se especifica el flujo de calor en los límites que hacen contacto con el fluido como proporcional a la diferencia de temperatura a través de una capa límite térmica ficticia. El flujo se describe en términos de un coeficiente de transferencia de calor, h , de acuerdo con la ecuación.

$$-n \cdot (-k\nabla T) = h(T_{amb} - T) \quad (3.27)$$

El segundo enfoque implica el flujo de un fluido y transferencia de calor en el modelo y puede ser útil en ciertos casos. Se puede utilizar este método si, por ejemplo, la geometría hace que el coeficiente de transferencia de calor varíe sustancialmente con la posición, o si la temperatura en el fluido es de interés particular. En tales casos, la condición límite en la interfaz es la continuidad y no requiere atención.

Sin embargo, la complejidad del modelo aumenta significativamente debido a la necesidad de resolver el campo de flujo, así como el campo de temperatura. Además, los requisitos de memoria y tiempo de cálculo suelen crecer de manera significativa.

La principal dificultad en el uso de coeficientes de transferencia de calor es encontrar el valor apropiado para el coeficiente h . Este coeficiente depende del fluido, las propiedades del fluido y de los materiales, de las superficies en contacto, la temperatura de la superficie y, para la refrigeración de convección forzada, también la velocidad de flujo del fluido. Además, la configuración geométrica afecta al coeficiente.

3.2.2. Modulo de Mecánica de Fluido

El Módulo de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) es la herramienta principal en el conjunto de modelos de operación para *COMSOL*. El uso de este módulo permite simulaciones sofisticadas de flujo compresible, así como flujos incompresibles. Además se puede combinar con modelos de turbulencia avanzados ya sean con circulación forzada, como con convección natural. Una característica importante del módulo de CFD es su capacidad de combinarse de manera precisa con diversas plataformas de simulaciones multifísicas tales como la transferencia de calor conjugada con flujo no isotérmico, interacciones fluido-estructura, el flujo no Newtoniano con calentamiento viscoso y fluidos con viscosidad dependiente de la concentración.

3.2.2.1. Modulo de Mecánica de Fluido (Navier-Stokes ligeramente compresible)

A continuación se muestran las ecuaciones que gobiernan un problema de mecánica fluidos

Ecuación de continuidad o de la conservación de la masa

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v) = 0 \quad (3.28)$$

Ecuación de la conservación del momento

$$\rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)\mathbf{u} = \nabla \cdot [-P\mathbf{I} + \boldsymbol{\tau}] + \mathbf{F} \quad (3.29)$$

Ecuación de la conservación de la energía

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla)T \right) = -(\nabla \cdot \mathbf{q}) + \boldsymbol{\tau} : \mathbf{S} - \frac{T}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} \Big|_P \left(\frac{\partial P}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla)P \right) + Q \quad (3.30)$$

Donde

- ρ es la densidad (kg/m^3)
- C_p es el coeficiente de calor específico a presión constante ($\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$)
- T es la temperatura específica (K)
- \mathbf{u} es el vector de velocidad (m/s)
- \mathbf{q} es el coeficiente de flujo convectivo (W/m^2)
- P es la presión (Pa)
- $\boldsymbol{\tau}$ es el vector de esfuerzos viscosos (Pa)
- \mathbf{S} es el tensor de velocidad de deformación (1/s)

$$\mathbf{S} = (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) \quad (3.31)$$

- Q contiene otras fuentes de calor además del calentamiento viscoso (W/m^3)

Para cerrar el sistema a través de la ecuación 3.29, son necesarias algunas relaciones constitutivas. Una relación común se deriva de suponer que el fluido es newtoniano. Junto con la asunción de Stokes, el tensor de tensión viscoso se convierte en:

$$\boldsymbol{\tau} = 2\eta \mathbf{S} - \frac{2}{3}\eta(\nabla \cdot \mathbf{u})\mathbf{I} \quad (3.32)$$

La viscosidad dinámica η ($\text{Pa} \cdot \text{s}$) depende del estado termodinámico, pero no del campo de velocidades. Todos los gases y muchos líquidos se pueden considerar newtonianos. Otras relaciones constitutivas de uso común son la ley de Fourier de la conducción y la ley del gas ideal.

Hay algunos autores (Batchelor, Paton) que muestran que las ecuaciones de Navier-Stokes se derivan de conceptos tales como fluidos newtonianos y la suposición Stokes.

3.2.2.2. Condiciones de borde

Las condiciones de contorno para el modo de aplicación de Navier-Stokes se agrupan en los siguientes tipos:

- Montaje en pared
 - No deslizante (por defecto)
 - Deslizante
 - Movil
- Entrada de Flujo
 - Velocidad (predeterminada)
 - De presión, sin esfuerzo viscoso
 - Afluencia laminar
- Salida de flujo
 - Velocidad
 - Presión
 - De presión, sin esfuerzo viscoso (por defecto)
 - Sin esfuerzo viscoso
 - Esfuerzo
 - Salida laminar
- Simetría límite
 - Simetría (por defecto)
 - Simetría Axial
- Abrir el límite
 - Tensión normal (por defecto)
 - Sin esfuerzos viscosos
- Esfuerzos
 - Esfuerzo general (por defecto)
 - Esfuerzo normal
 - Esfuerzo normal, el flujo normal

Para este estudio se usarán solamente condiciones de no deslizamiento $\mathbf{u} = \mathbf{0}$ y simetría axial $\mathbf{u} \cdot \mathbf{n} = 0$.

3.2.3. Método numérico (Elementos Finitos)

El MEF permite obtener una solución numérica aproximada sobre un cuerpo, estructura o dominio (medio continuo) sobre el que están definidas ciertas ecuaciones diferenciales en forma débil o integral, que caracterizan el comportamiento físico del problema, dividiéndolo en un número elevado de subdominios no-intersectantes entre sí denominados “elementos finitos”. El conjunto de elementos finitos forma una partición del dominio también denominada discretización. Dentro de cada elemento se distinguen una serie de puntos representativos llamados “nodos”. Dos nodos son adyacentes si pertenecen al mismo elemento finito; además, un nodo sobre la frontera de un elemento finito puede pertenecer a varios elementos. El conjunto de nodos considerando sus relaciones de adyacencia se llama “malla” (Cardona y Fachinotti, 2011).

Los cálculos se realizan sobre una malla de puntos, que sirven a su vez de base para discretización del dominio en elementos finitos. La generación de la malla se realiza con una aplicación de *COMSOL*, en una etapa previa a los cálculos que se denomina pre-proceso. De acuerdo con estas relaciones de adyacencia o conectividad se relaciona el valor de un conjunto de variables incógnitas definidas en cada nodo y denominadas grados de libertad. El conjunto de relaciones entre el valor de una determinada variable entre los nodos se puede escribir en forma de sistema de ecuaciones lineales (o linealizadas). La matriz de dicho sistema de ecuaciones se llama matriz de rigidez del sistema. El número de ecuaciones de dicho sistema es proporcional al número de nodos.

Típicamente el análisis de los elementos finitos se programa computacionalmente para calcular el campo de desplazamientos y, posteriormente, a través de relaciones cinemáticas y constitutivas las deformaciones y tensiones respectivamente, cuando se trata de un problema de mecánica de sólidos deformables o más generalmente un problema de mecánica de medios continuos. El método de los elementos finitos es muy usado debido a su generalidad y a la facilidad de introducir dominios de cálculo complejos (en dos o tres dimensiones). Además el método es fácilmente adaptable a problemas de transmisión de calor, de mecánica de fluidos para calcular campos de velocidades y presiones (mecánica de fluidos computacional, CFD) o de campo electromagnético. Dada la imposibilidad práctica de encontrar la solución analítica de estos problemas, con frecuencia en la práctica ingenieril los métodos numéricos y, en particular, los elementos finitos, se convierten en la única alternativa práctica de cálculo.

Una importante propiedad del método es la convergencia; si se consideran particiones de elementos finitos sucesivamente más finas, la solución numérica calculada converge rápidamente hacia la solución exacta del sistema de ecuaciones.

3.3. Descripción del absorbedor

En esta simulación, al igual que en el capítulo anterior, se toma una sección transversal del absorbedor alejada de los bordes externos para ser simulada. Para esta simulación se respetan los materiales reales de construcción con sus coeficientes correspondientes.

Dada la complejidad de la geometría a resolver se plantearon dos soluciones (ambas serán modeladas en dos dimensiones). La primera solución es una simplificación de la geometría real reemplazando los cinco caños absorbedores por un rectángulo que ocupe el espacio de los caños. Para la segunda aproximación se graficaron los cinco caños con espejos reflectores entre caños, respetando la forma y dimensiones reales. Se tomaron estos pasos al realizar la simulación para poder analizar el funcionamiento de geometrías simplificadas antes de proceder a calcular geometrías más complejas que llevan a una mayor dificultad para obtener un resultado convergente y un mayor tiempo de cálculo.

3.3.1. Primera aproximación

El equipo simulado está formado por una cavidad trapezoidal estanca aislada en la parte superior por lana de vidrio y en la parte inferior por un vidrio por donde ingresa la radiación. Dicha radiación es absorbida por 5 caños por los cuales circula el fluido caloportador. Para esta primera aproximación, por simplicidad, los caños absorbedores se simularon mediante un rectángulo, como se muestra en la figura 3.3. La radiación reflejada por los espejos es absorbida por los caños, aumentando su temperatura. Parte del calor será transferido al fluido caloportador y parte se perderá a través de la cubierta superior y la ventana inferior. Los procesos de transferencia de calor por los cuales se transmiten dichas pérdidas son complejos y su entendimiento nos permitirá realizar modificaciones, mejorando el rendimiento del absorbedor.

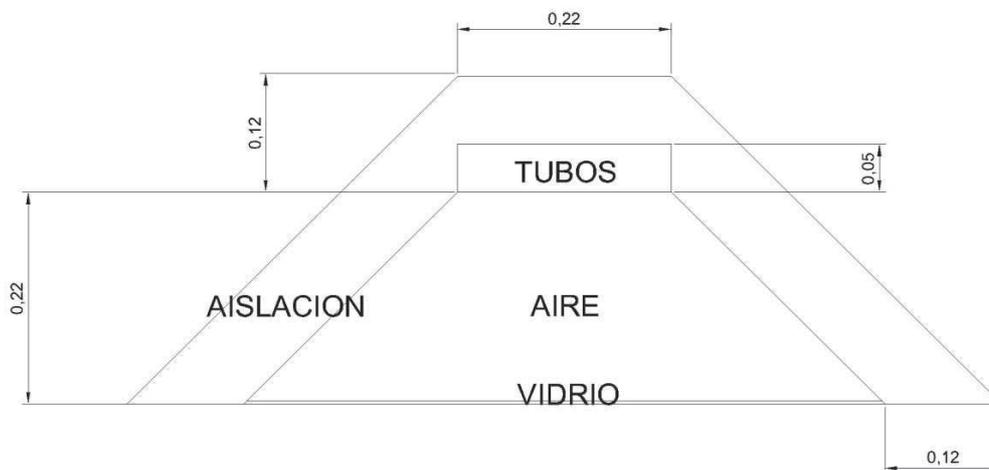


Figura 3.3: Modelo de absorbedor simplificado usado para la simulación mediante CFD

Dada la geometría simétrica del trapecio, se graficó solamente la mitad derecha del mismo, como se puede apreciar en la figura 3.4, ahorrando así la mitad del tiempo de cálculo. Además de las transferencias de calor por la cubierta y el vidrio, se supuso que el aire interior convecta, es por ello que se usaron dos modelos de *COMSOL Multiphysics* que se relacionan entre sí: Navier Stokes ligeramente compresible y Transferencia de Calor General.

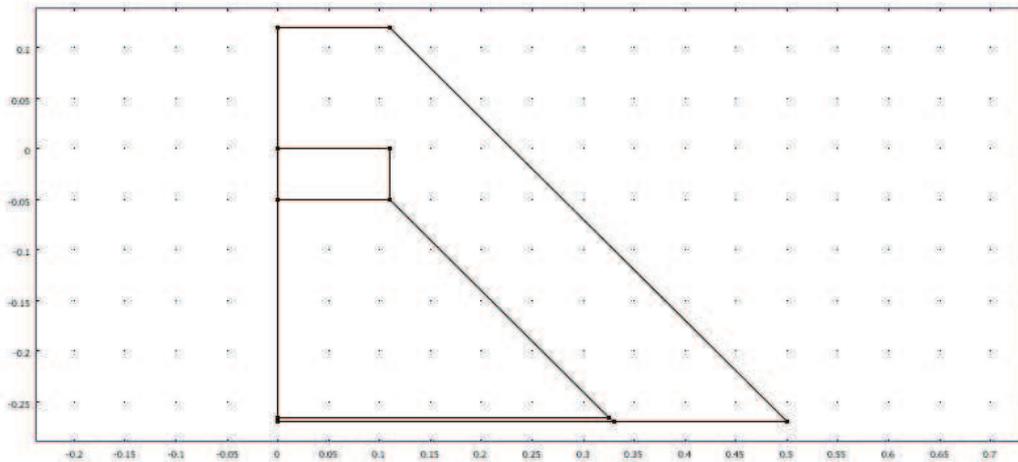


Figura 3.4: Representación de la mitad derecha del absorbedor simulado

El aire confinado dentro de una cavidad trapezoidal con su parte superior caliente sin radiación no debería convectar, ya que el número adimensional Nusselt es 1, pero al existir radiación en el interior de la cavidad, esta calienta el vidrio inferior y pasado cierto tiempo este estará a mayor temperatura que el aire que se encuentra a cierta distancia por encima del vidrio, por lo que se formarían las celdas convectivas (Reynolds et al, 2000).

El programa permite simular los intercambios radiativos entre las paredes internas teniendo en cuenta tanto sus factores de forma como sus emitancias y absorptancias.

3.3.2. Ecuaciones gobernantes

Para estudiar el movimiento del aire interior se usaron las ecuaciones de Navier-Stokes. Con condiciones de borde de no deslizamiento sobre las superficies. El fluido se lo simuló como un gas ideal ligeramente compresible y con la viscosidad (ν), la capacidad calorífica (C_p) y la conductividad térmica (k) dependiendo de la temperatura.

Para analizar la flotabilidad en términos de las ecuaciones de momento, no se usó la aproximación de Boussinesq. Las ecuaciones de movimiento en 2D para convección natural en estado estacionario teniendo en cuenta la conservación de masa, momento y energía son las siguientes.

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) = 0 \quad (3.33)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + 2 \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right) \quad (3.34)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right) + 2 \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) - \rho g \quad (3.35)$$

$$\rho C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (3.36)$$

Donde u y v son las velocidades correspondientes a las direcciones x e y , T es la temperatura, P es la presión, g es la aceleración de la gravedad y ρ es la densidad del gas (aire) dada por la ley de los gases ideales.

$$\rho = \frac{PM}{RT} \quad (3.37)$$

Donde M es el peso molecular ($0.029 \frac{Kg}{mol}$) y R es la constante de los gases ideales ($8.314 \frac{J}{Kmol}$).

Además tanto en las cubiertas de aislación superior y lateral, así como en el vidrio inferior, solo se tuvo en cuenta la conducción.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k_i \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k_i \frac{\partial T}{\partial y} \right) = 0 \quad (3.38)$$

3.3.3. Condiciones de borde

Las condiciones de borde para la velocidad son más sencillas en las regiones límites entre la cavidad y el techo, lateral o el vidrio son

$$u=0, \quad v=0$$

para el eje central de simetría

$$u=0, \quad \frac{\partial v}{\partial x} = 0$$

Las condiciones de borde térmica son más complejas ya que hay que tener en cuenta la radiación entre las distintas cavidades internas, y la radiación y convecciones entre las superficies exteriores y el ambiente.

Para los intercambios entre las superficies exteriores y el ambiente se tuvo en cuenta la siguiente ecuación.

$$-kVT \cdot n = h(T - T_{amb}) + \sigma \varepsilon (T^4 - T_{amb}^4) \quad (3.39)$$

Donde n es la normal unitaria a la superficie considerada, k es la conductividad térmica, ε es la emisibilidad superficial, h es el coeficiente de intercambio conectivo, T_{amb} es la temperatura ambiente, σ es la contante de Stefan- Boltzman ($5.6704 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$).

Para los intercambios en el interior de la cavidad trapezoidal tenemos en cuenta la continuidad de la Temperatura y el balance de calor expresado por

$$[T]^\pm = 0 \quad (3.40)$$

donde la notación $[\]^{\pm}$ denota la diferencia en el valor de T entre su valor por encima y por debajo de la superficie en cuestión, y el balance de calor se expresa por

$$[k\nabla T \cdot n]^{\pm} = \varepsilon(\sigma T^4 - G_m) \quad (3.41)$$

J es la radiosidad

$$J = \varrho G_m + \varepsilon\sigma T^4 \quad (3.42)$$

ϱ es la reflectividad asumiendo como superficies grises ideales $\varrho = (1-\varepsilon)$ se obtiene el sistema de ecuaciones lineales de J

$$J = (1 - \varepsilon) \left(\int_{S_{\perp}} \frac{(-n \cdot r)(n \cdot r)}{2|r_{\perp}|^3} J dS \right) + \varepsilon\sigma T^4 \quad (3.43)$$

La cual debe resolverse conjuntamente con la temperatura. Sin embargo para la superficie colector-aire interior en vez de las ecuaciones 3.39 y 3.40 tenemos $T = T_h$.

Donde T_h es la temperatura de los caños y

$$k_g \nabla T \cdot n = \varepsilon\sigma(T^4 - G_m) \quad (3.44)$$

Por último en el eje de simetría tenemos

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (3.45)$$

Los parámetros necesarios para las ecuaciones gobernantes y las condiciones de borde se muestran en la siguiente tabla

Parámetros	Valor	Unidades
h	10	$\frac{W}{m^2 K}$
k_g	1,4	$\frac{W}{m K}$
k_w	0,05	$\frac{W}{m K}$
T_{amb}	300,5	K
T_h	383-557	K
ϵ_g	0,8	-
ϵ_p	0,9	-
$\epsilon_{w,a}$	0,8	-
$\epsilon_{w,c}$	0,3	-

Tabla 3.1: Parámetros utilizados en las ecuaciones gobernantes y en las condiciones de borde

3.3.4. Mallado

Para el mallado se usó una malla triangular no uniforme (figura 3.5). La misma se afinó en la zona cercana a la ventana de vidrio para detectar capas límite en el caso de que existiesen. Una vez encontrada la solución, se probaron otros mallados más finos, pero al ver que no había cambios en los resultados se optó por continuar con este mallado que ocupaba menor tiempo de cálculo.

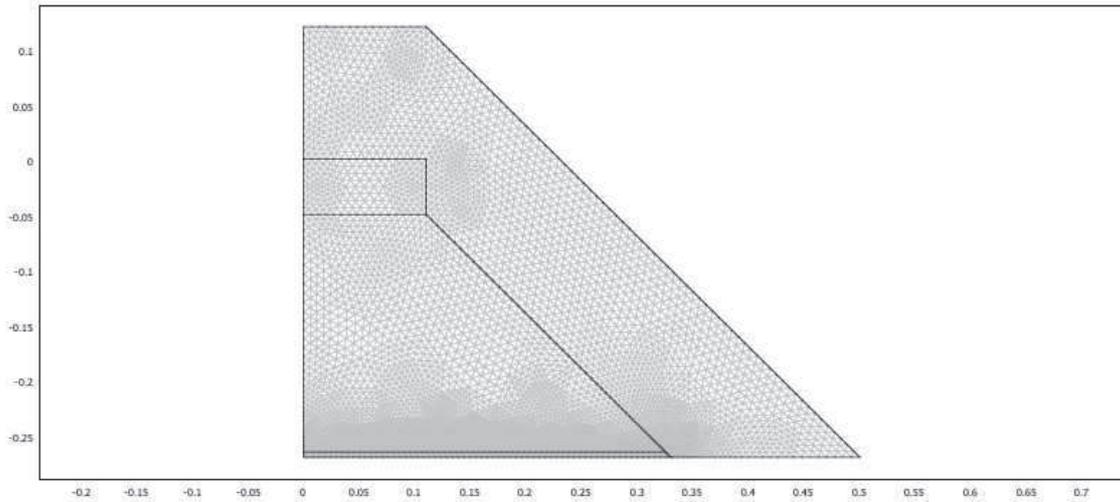


Figura 3.5: Mallado triangular afinado en la zona del vidrio para visualizar posibles capas límites

3.3.5. Método Numérico

Para el cálculo computacional usamos el software de método numérico de elementos finitos COMSOL Multiphysics (licencia).

El criterio de convergencia tomado fue

$$\left(\frac{1}{N_{\text{dof}}} \sum_{i=1}^{N_{\text{dof}}} |E_i|^2 \right)^{1/2} < \varepsilon \quad (3.46)$$

Donde N_{dof} es el número de grados de libertad, E_i es el error estimado en la aproximación actual a la i -ésima componente del vector y la solución $\varepsilon = 10^{-7}$. Se probaron valores menores de ε , pero los resultados obtenidos fueron los mismos. La simulación tiene 27.803 grados de libertad con una mallado de 1.598 puntos y 3.324 elementos.

3.3.6. Resultados

Se calcularon las distribuciones de temperatura y velocidades de flujos para distintas temperaturas de trabajo, es decir distintas temperaturas en los caños del absorbedor. Estas temperaturas se tomaron en concordancia con los valores del capítulo 2 Altamirano, et al (Altamirano et al, 2009) para así poder realizar las comparaciones con medidas de laboratorio. Las temperaturas de los caños del absorbedor fueron tomadas como condiciones de borde.

Para poder graficar las líneas de corriente definimos una función de corriente ψ .

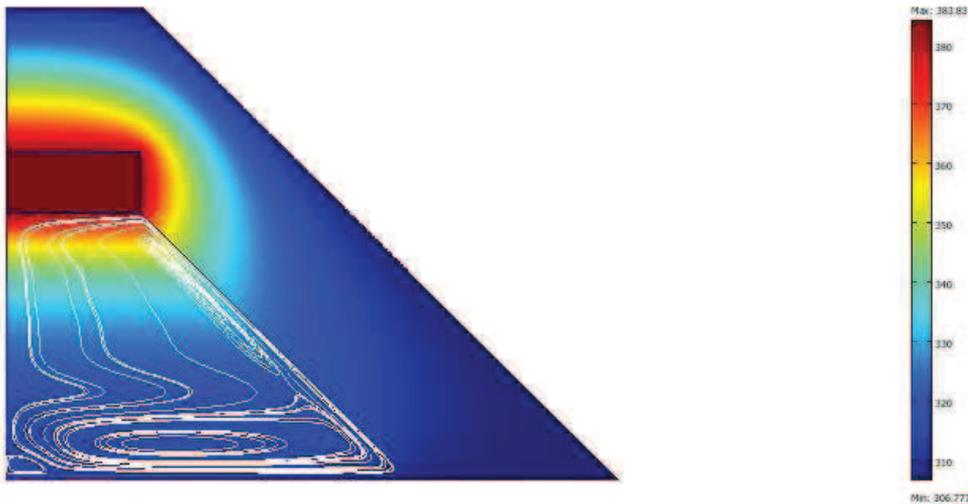
$$u = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \psi}{\partial y}, \quad v = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \psi}{\partial x} \quad (3.47)$$

De manera tal que ψ satisfices automáticamente la ecuación (3.33). Obtenemos ψ con la herramienta de post procesamiento una vez resuelto u y v , y resolvemos

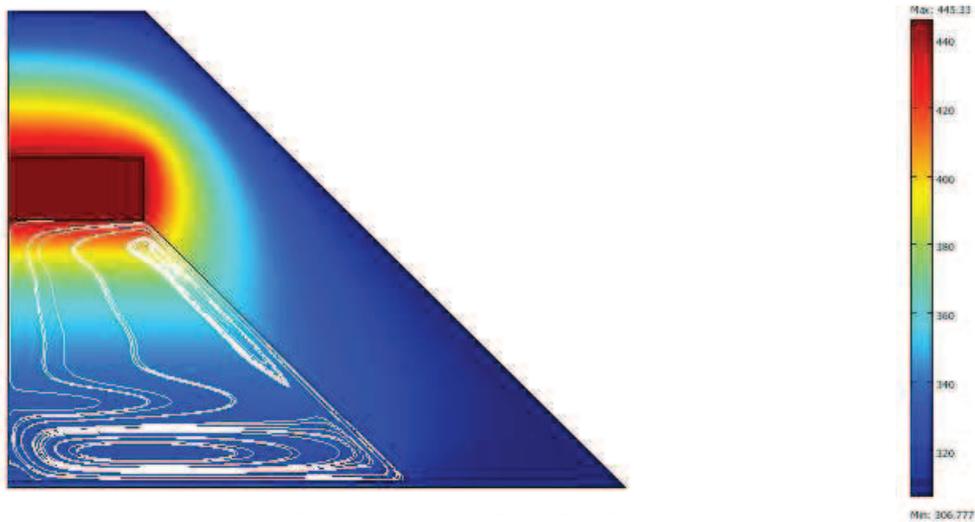
$$\nabla \cdot \left(\frac{1}{\rho} \nabla \psi \right) = \frac{\partial u}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial x} \quad (3.48)$$

Sujeto a $\psi = 0$ en los bordes de la cavidad trapezoidal y el eje de simetría.

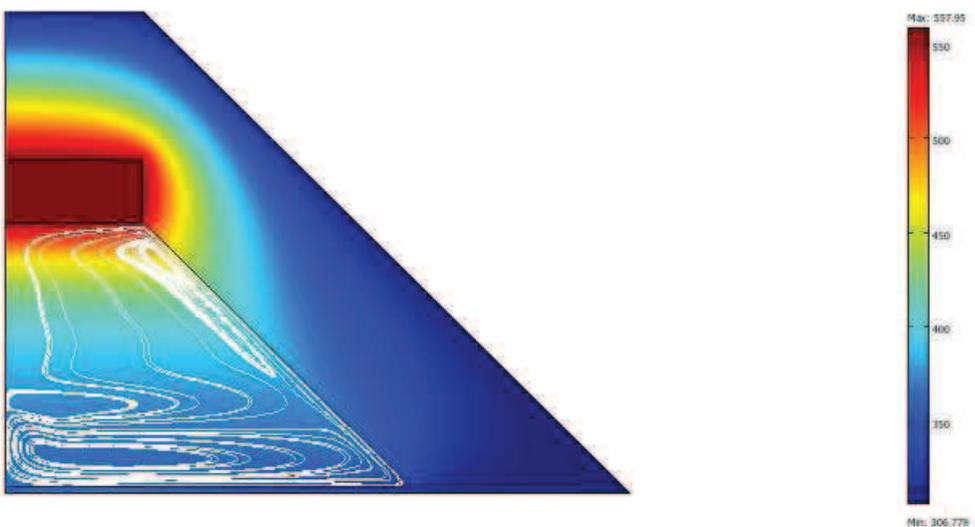
El cálculo se realizó para 6 temperaturas de caños diferentes (383K, 429K, 445K, 471K, 510K, 557K). A continuación se muestra la distribución de temperaturas en escala de colores con las líneas de corrientes calculadas con el método que se describió anteriormente. En la figura 3.6 se puede apreciar los resultados de las temperaturas y las líneas de corrientes para las siguientes temperaturas de los caños.



(a)



(b)



(c)

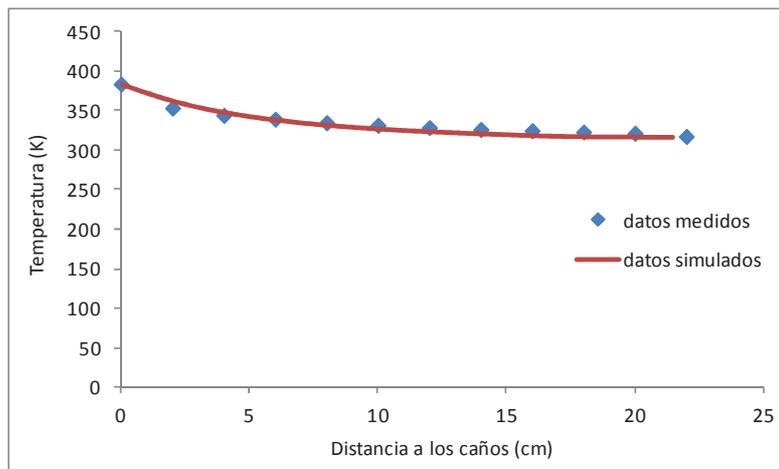
Figuras 3.6: Gráfico de distribución de temperatura (escala de colores) y líneas de corrientes (blanco): (a) Temperatura de caño 383 K. (b) Temperatura de caño 445 K. (c) Temperatura de caño 557 K.

Como se puede apreciar, la distribución de temperatura no varía de gran manera con el aumento de la temperatura de los caños. Se puede considerar que el espesor de aislación fue suficiente ya que la temperatura simulada para la superficie exterior es similar a la temperatura ambiente.

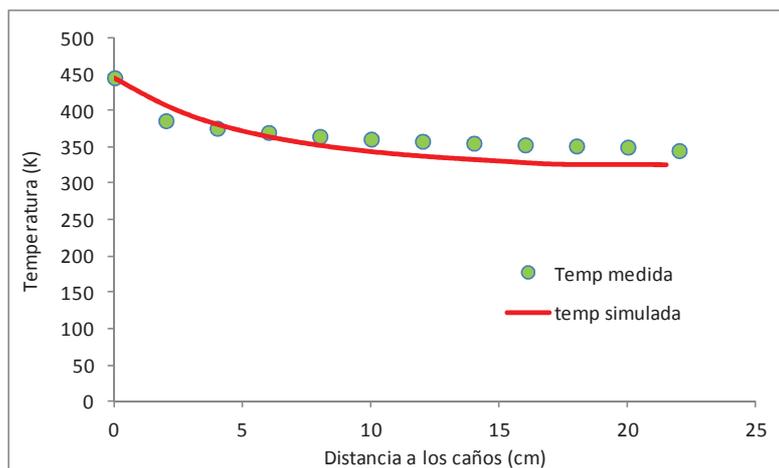
Con respecto a las líneas de corrientes en los dos primeros casos mostrados no se encuentran grandes diferencias, pero al aumentar la temperatura aparece una tercera celda convectiva por encima de la ya existente en la parte inferior sobre el vidrio.

Estos resultados están en concordancia con los mostrados por Pye et al (Pye et al, 2003).

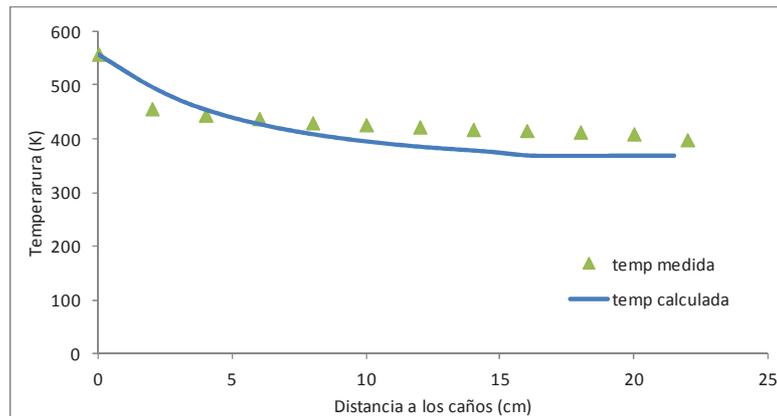
En la figura 3.7 se puede apreciar la distribución de temperaturas de aire en el eje central de simetría de la cavidad trapezoidal comparadas con los valores medidos que se muestran en el capítulo 2. (Altamirano, et al 2009).



(a)



(b)



(c)

Figura 3.7: Distribución de temperatura en el aire interior sobre el eje de simetría de la cavidad trapezoidal: (a) Temperatura de caño 383 K. (b) Temperatura de caño 445 K. (c) Temperatura de caño 557 K.

En los gráficos anteriores se puede ver una gran concordancia entre las temperaturas simuladas y medidas para la temperatura de caño 383 K, mientras que la concordancia va disminuyendo a medida que la temperatura de los caños aumenta. Esto puede deberse a que al aumentar la temperatura, el flujo se acerca a un régimen turbulento, ya que nos encontramos con un número de Reynolds alto cercano al límite para régimen laminares.

A continuación se muestran las pérdidas térmicas totales medidas, transversales a las superficies exteriores del absorbedor comparadas con las pérdidas térmicas simuladas en función de la diferencia entre las temperaturas de los caños y la temperatura ambiente. (Figuras 3.8)

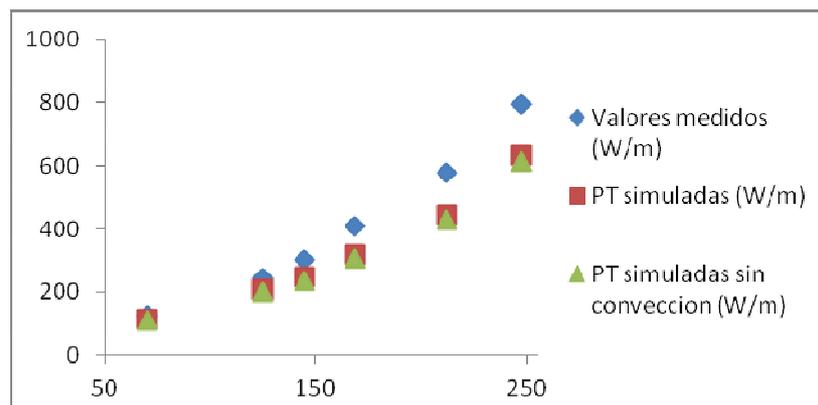


Figura 3.8: Gráficos comparativos entre los valores medidos y simulados de las pérdidas térmicas (W/m) totales en un absorbedor lineal tipo Fresnel en función de la temperatura de funcionamiento de los caños en (°C)

Como se puede apreciar en el gráfico anterior, la presencia de celdas convectivas solo afecta en un 3% las pérdidas de calor totales. En el gráfico 3.8 se puede ver que los valores medidos y simulados, si bien coinciden para temperaturas de caños bajas, a medida que estas crecen, también crece la diferencia entre estas. Esto se puede deber a que en la simulación no se tuvo en cuenta las pérdidas térmicas producidas, tanto, por las estructuras internas de soporte del equipo o las pérdidas por conducción a través de la superficie interna de aluminio como externa de chapa galvanizada.

3.4. Segunda aproximación

Para la segunda aproximación se tomaron las mismas medidas para la cubierta aislantes, vidrio y cavidad de aire que se usaron en la primera aproximación pero para los caños del absorbedor se respetaron las formas y medidas reales. En la figura 3.9 Se muestra la geometría graficada para la simulación, en el mismo se puede observar los cinco tubos Schedule 40 de 0,0312 m de diámetros separados 0,013 m entre sí. En el espacio entre caños se colocan triángulos de aluminio de alta reflectancia.

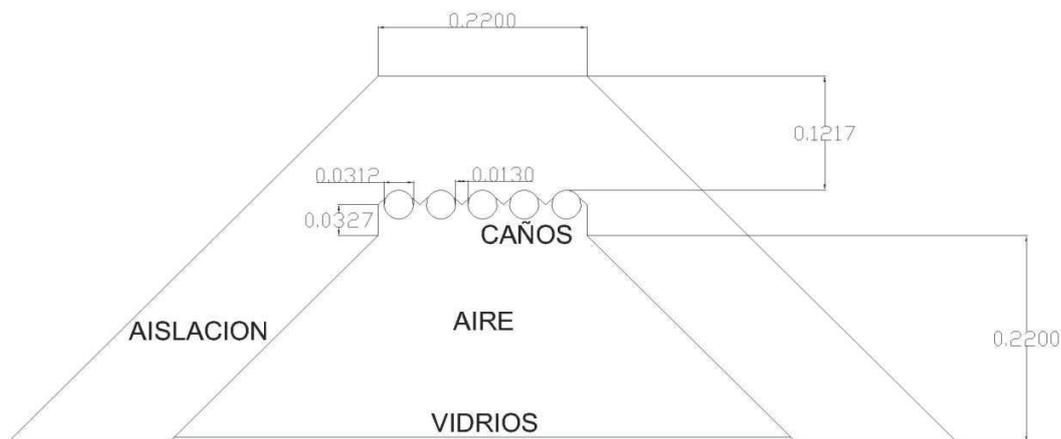


Figura 3.9: Modelo de absorbedor usado para la simulación mediante CFD

Al igual que en la primera aproximación debido a la simetría de la geometría se graficó solamente la mitad derecha ahorrando así la mitad del tiempo de cálculo. La geometría utilizada fue graficada en Autocad e importada a COMSOL.

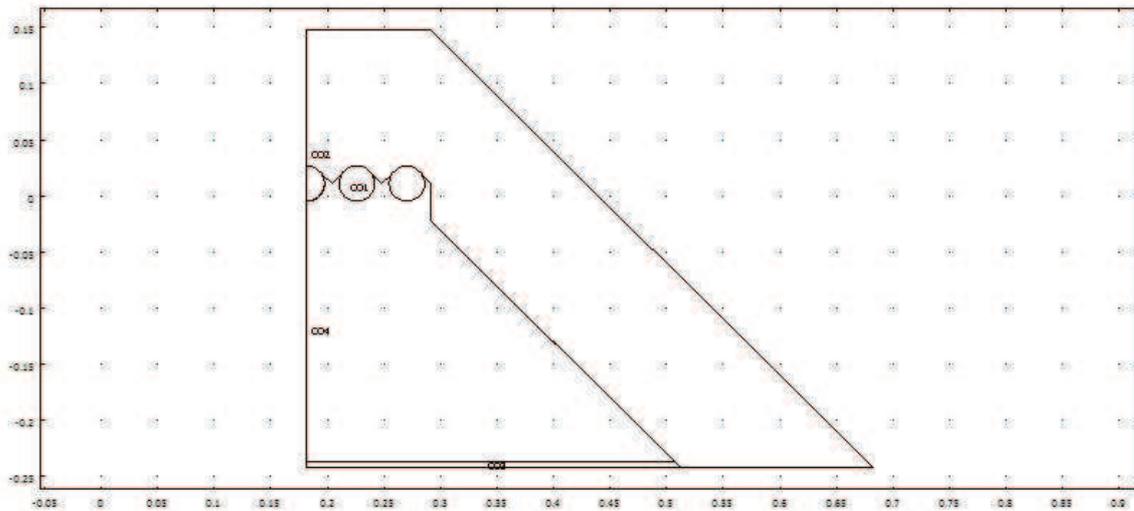


Figura 3.10: Representación de la mitad derecha del absorbedor simulado

Se usaron dos modelos de COMSOL Multiphysics que se relacionan entre sí: Navier Stokes ligeramente compresible y Transferencia de Calor General. Las ecuaciones gobernantes se tomaron igual que para el cálculo anterior con las mismas condiciones de bordes. Para esta simulación el cálculo de los factores de vista es más complejo debido a la geometría de los caños.

El criterio de convergencia se tomo del mismo modo que en el cálculo anterior

3.4.1. Mallado

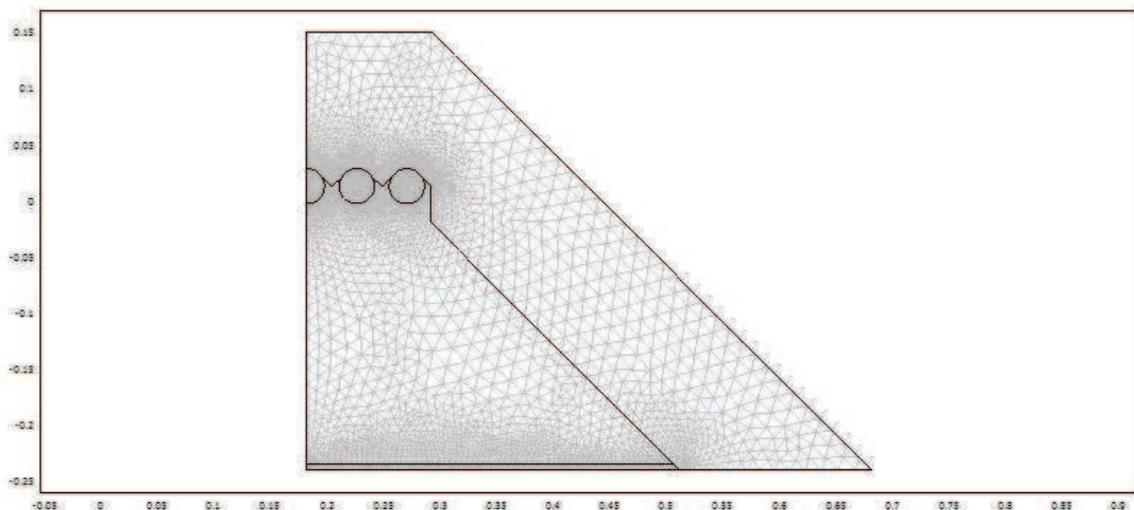


Figura 3.11: Malla triangular afinado en la zona del vidrio y de los caños para detectar posibles capas límites

Para esta configuración se trabajó con el mismo método de convergencia con una solución de $\varepsilon = 10^{-7}$.

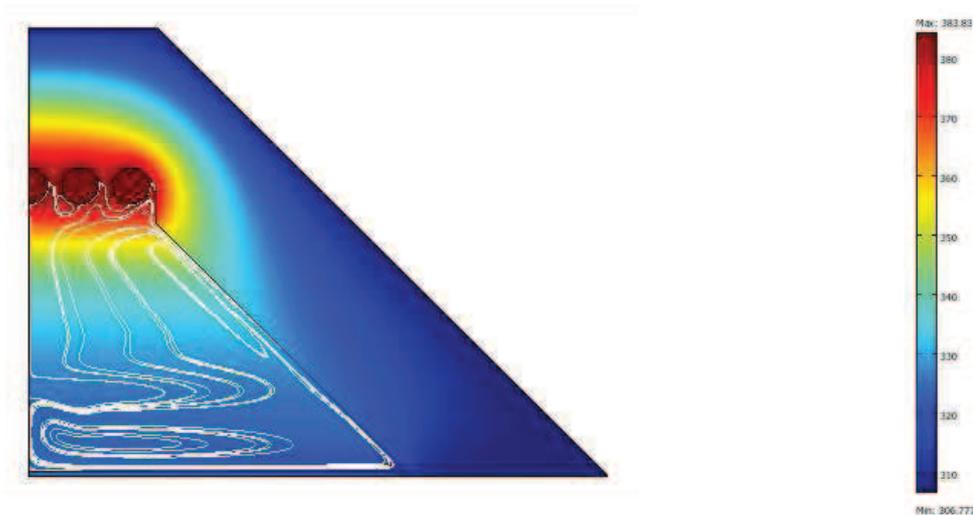
Esta simulación tiene 65.393 grados de libertad con una mallado de 4.130 puntos y 8232 elementos.

Las ecuaciones gobernantes, las condiciones de borde y el método numérico que se usó fue el mismo que el utilizado para la primera aproximación.

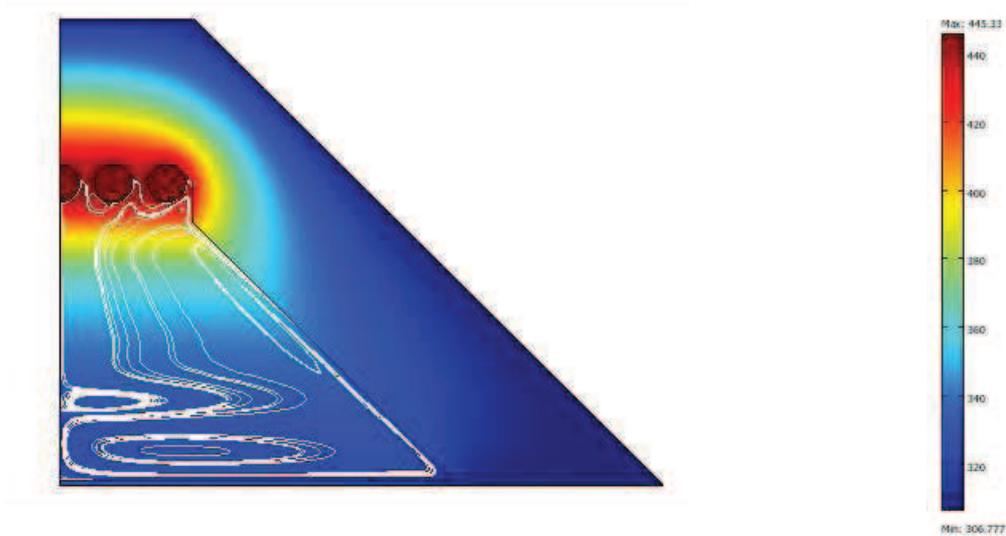
3.4.2. Resultados

Para poder graficar las líneas de corriente utilizó la misma función de ψ que en la sección anterior.

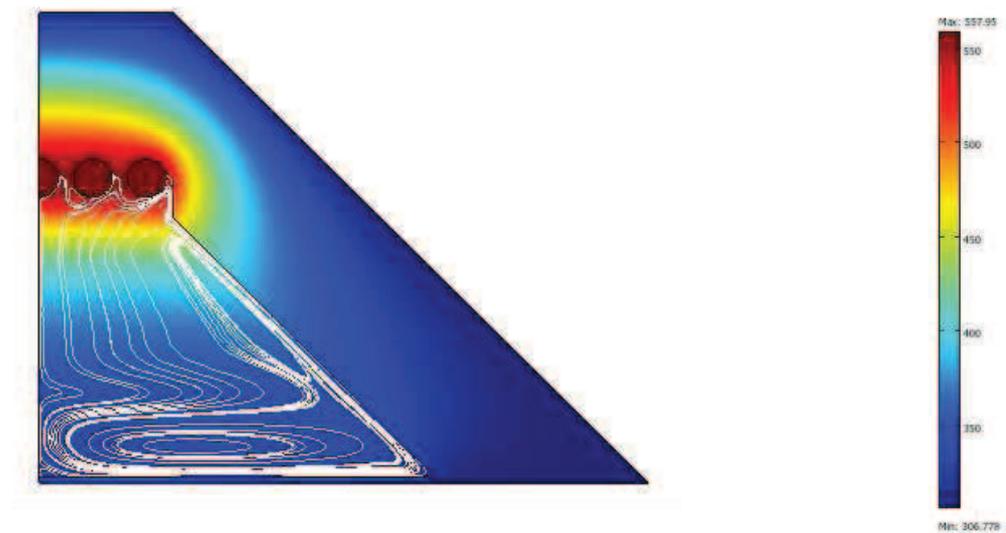
El cálculo se realizó para las mismas 6 temperaturas de funcionamiento de caños (383K, 429K, 445K, 471K, 510K, 557K). A continuación se muestra la distribución de temperaturas en escala de colores con las líneas de corrientes calculadas con el método que se describió anteriormente. En la figura 3.12 se puede apreciar los resultados de la distribución de temperaturas y las líneas de corrientes para las siguientes temperaturas de los caños.



(a)



(b)



(c)

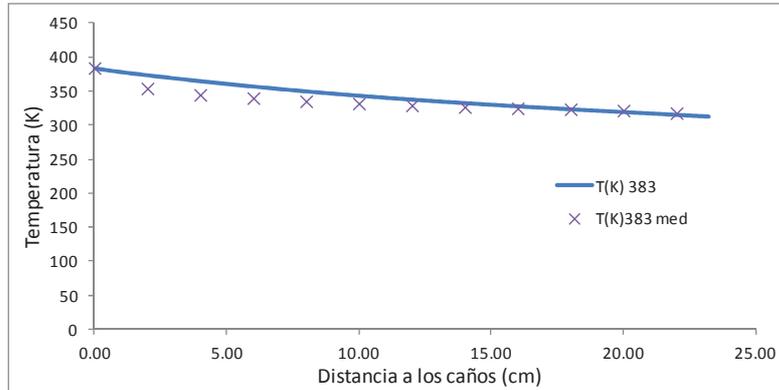
Figuras 3.12 Gráfico de distribución de temperatura (escala de colores) y líneas de corrientes (blanco): (a) Temperatura de caño 383.83 K. (b) Temperatura de caño 445.33 K. (c) Temperatura de caño 557.95 K.

Como se puede ver la distribución de temperatura no varía de gran manera con el aumento de la temperatura de los caños siendo similar a la obtenida para el caso de la geometría simplificada.

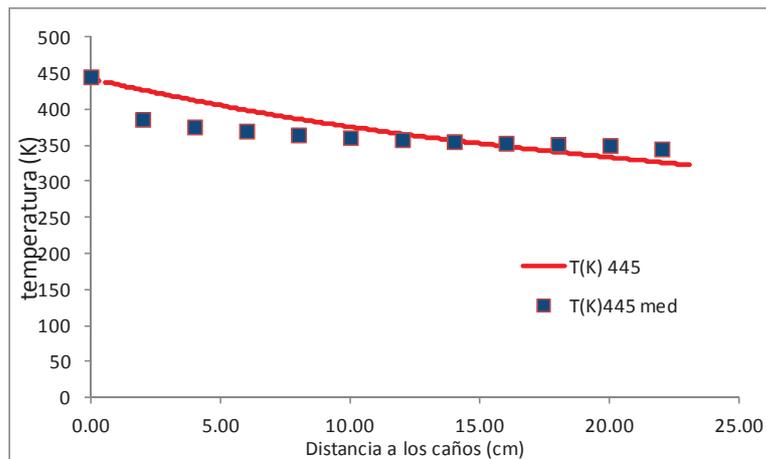
Con respecto a las líneas de corrientes se puede apreciar en las tres gráficas la aparición de unas celdas convectivas pequeñas en las zonas cercanas a los caños. Al igual que para el cálculo de la geometría simplificada para este caso el aire interior

aparece estratificado en los dos tercios superiores de la cavidad mientras que se pueden observar celdas convectivas en el tercio inferior de la cavidad.

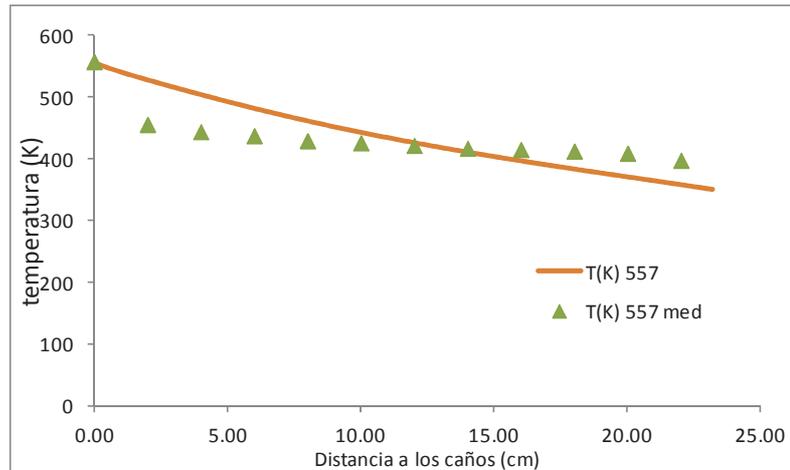
En la figura 3.13 se puede apreciar la distribución de temperaturas de aire en el eje central de simetría de la cavidad trapezoidal comparadas con los valores medidos



(a)



(b)



(c)

Figura 3.13: Distribución de temperatura en el aire interior sobre el eje de simetría de la cavidad trapezoidal: (a) Temperatura de caño 383 K. (b) Temperatura de caño 445 K. (c) Temperatura de caño 557 K.

En los gráficos anteriores se puede ver una gran concordancia entre las temperaturas simuladas y medidas para la temperatura de caño 383 K, mientras que disminuye a medida que la temperatura de los caños aumenta. Esto al igual que para el caso anterior puede deberse a que al aumentar la temperatura, el flujo se acerca a un régimen turbulento, ya que nos encontramos con un número de Reynolds alto cercano al límite para régimen laminares.

A continuación se muestran las pérdidas térmicas medidas totales transversales a las superficies exteriores del absorbedor comparadas con las pérdidas térmicas simuladas en función de la diferencia entre las temperaturas de los caños y la temperatura ambiente en °C. (Figura 3.14). Para ello se simularon tres situaciones, una respetando los coeficientes reales de los materiales y otras dos modificando la conductividad de la lana de vidrio a 0,26 y 0,36W/Km.

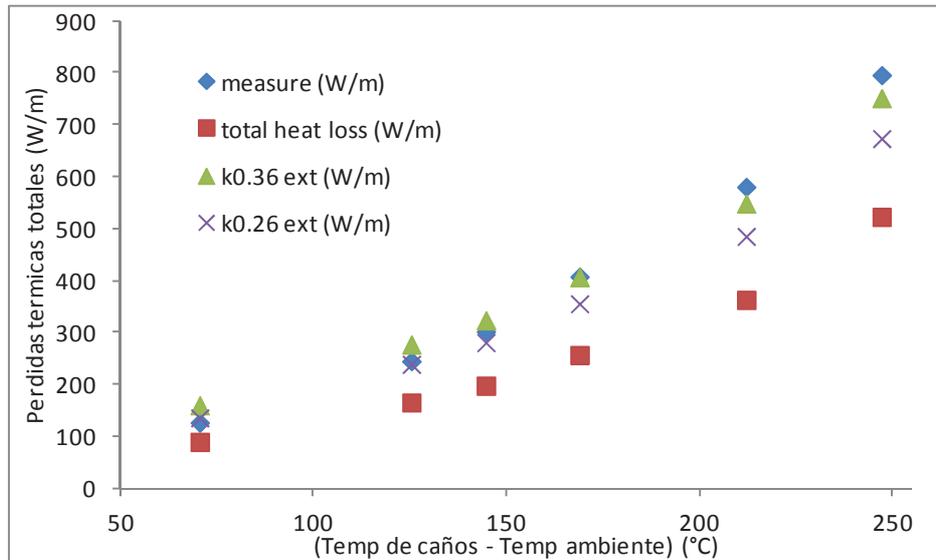


Figura 3.14: Gráficos comparativos entre los valores medidos y simulados de las pérdidas térmicas totales en un absorbedor lineal tipo Fresnel

Se aprecia que las pérdidas térmicas simuladas, al igual que en el caso de la geometría simplificada, solo presenta buena concordancia para los casos con temperaturas de caño baja. Una posible causa de esta discordancia entre los valores medidos y simulados puede deberse al hecho de no tenerse en cuenta los puentes térmicos existentes debido a la existencia de una estructura de soporte y a la conducción a través de la chapa galvanizada exterior, es por ello que se decidió modificar el coeficiente conductivo la lana de vidrio, para así, englobar este fenómeno en una variable complexiva. Se puede apreciar que si el valor de esta variable es de 0.36 W/m K los valores simulados ajustan bastante bien con los valores medidos, con discrepancias menores al 5%.

En la Tabla 3.2 se presentan los valores de las tasas de pérdida de calor a través de la carcasa aislada (Q_c) y de la ventana inferior (Q_m) (obtenidos a partir de la simulación con conductividad térmica 0.36 W/mK) comparados con los valores obtenidos experimentalmente (capítulo anterior) en función de la temperatura de caños en K.

Temperatura de los caños (K)	% pérdidas por ventana inferior		% pérdidas por carcasa	
	experimental	simulación	experimental	simulación
383	77	82	23	18
429	86	84	14	16
445	86	85	14	15
471	87	86	13	14
510	88	87	12	13
557	92	89	8	11

Tabla 3.2: Tasas de pérdida de calor a través de la envolvente del absorbedor. Valores simulados y experimentales.

Como se puede observar en la tabla los valores porcentuales de las pérdidas térmicas obtenidos por la simulación están en concordancia con los obtenidos experimentalmente, lo que muestra un correcto comportamiento de la simulación.

3.5. Conclusiones del capítulo

En esta tesis se estudia en detalle las pérdidas térmicas en un absorbedor lineal para un CFL. Esto permitió definir parámetros característicos, como ser la profundidad de la cámara trapezoidal o el espesor de la aislación lateral y superior, y así mejorar rendimientos y disminuir costos innecesarios. Dichos parámetros fueron optimizados para el CFL que se encuentra en construcción en la localidad de San Carlos.

Mediante el estudio realizado en este capítulo se confirmó la presencia de celdas convectivas en el tercio inferior de la cavidad trapezoidal del absorbedor, esto explica los perfiles de temperaturas encontradas en el capítulo anterior.

Si bien el espesor de 0.12m para las aislaciones laterales y superiores parece ser el correcto, queda todavía estudiar las pérdidas a través de los puentes térmicos que forman la estructura de soporte y las chapas galvanizadas que recubren el sistema. Para mejorar la simulación con respecto a los valores medidos, haría falta incorporar en la simulación las pérdidas térmicas a través de la estructura interna del absorbedor.

Una vez optimizada esta simulación queda como trabajo a futuro una simulación 3D para estudiar la distribución de temperaturas a lo largo del absorbedor.

CAPITULO 4

En este capítulo se evalúa el comportamiento térmico global del Concentrador Lineal tipo Fresnel instalado en el campo experimental del INENCO en la Universidad Nacional de Salta. En dicha evaluación se midieron temperaturas, presiones, caudal y radiación para calcular su eficiencia instantánea. La evaluación fue realizada para 4 días bajo distintas condiciones de funcionamiento. Se estudió la importancia de un sistema de posicionamiento automático para los espejos y su implicancia en la eficiencia y en las temperaturas de trabajo.

4.1. Descripción del equipo ensayado (CFL del INENCO 43m²)

Para este estudio se trabajó con el Concentrador Lineal tipo Fresnel instalado en el campo experimental del INENCO en la Universidad Nacional de Salta en el año 2009. Este equipo cuenta con una superficie espejada de 43.2 m². Esta superficie se encuentra dividida en 9 espejos individuales de 0,8 m de ancho por 6 m de largo cada uno. Los espejos están acoplados a un sistema de varillaje conectado a un motor paso a paso, de manera tal, que pueden moverse coordinadamente y reflejen la radiación en su conjunto hacia la zona donde se encuentra el absorbedor. Los espejos giran sobre su eje longitudinal ubicado en el centro de gravedad para disminuir la carga sobre los motores, este eje se encuentra a 0,5 m del suelo. El absorbedor se encuentra a 6 m sobre el eje de rotación de los espejos y sus caños se encuentran recubiertos por una pintura negra para alta temperatura con una absorptancia medida de 0,97. El absorbedor está formado por 5 caños Schedule 40 y sus dimensiones y materiales son los mismos que las del absorbedor estudiado en el capítulo 2. En este equipo el agua (fluido caloportador) ingresa a temperatura ambiente por un caño de 1 pulgada nominal por el extremo norte del absorbedor, se distribuye en los 5 caños del absorbedor para calentarse al atravesar los mismo y el vapor se extrae por el extremo sur también mediante un caño de una pulgada nominal con aislación. La presión de trabajo del sistema es regulada mediante una válvula en la salida de vapor.

Las figuras 4.1 muestran fotografías del equipo ensayado. En ellas puede apreciarse la forma del absorbedor y las diferentes orientaciones de los espejos para un determinado momento del día. También puede observarse el vapor generado por el prototipo.



Figura 4.1: Fotografías del equipo instalado en el campo experimental del INENCO

Los espejos están acoplados, de forma tal que se mueven en conjunto, pero formando diferentes ángulos entre la normal al espejo con respecto a una dirección vertical. Este “ángulo de inclinación”, que cambia en el transcurso del día es tal que siempre la radiación reflejada incide en el absorbedor. Para el ensayo realizado se utilizó un motor paso a paso para mover todos los espejos en su conjunto y mantener un seguimiento del sol constante. La velocidad del motor estaba programada en relación al desplazamiento del sol durante el día. La velocidad con que se mueven los espejos no es constante debido a que los ejes de rotación no son paralelos al eje ecuatorial terrestre. Es por ello que esta velocidad depende del día del año y varía minuto a minuto para cada día. Durante los ensayos se tuvieron que realizar pequeñas correcciones en la inclinación de cada espejo en forma independiente ya que no se contaba con un sistema de seguimiento terminado. La inclinación del área espejada es una variable fundamental en el funcionamiento del equipo, porque de ella depende la energía que recibe el absorbedor y por lo tanto influye directamente en la cantidad de vapor producido por el prototipo.

4.1.1. Esquema de medidas

Los objetivos de este ensayo son estudiar la eficiencia instantánea del equipo y determinar las temperaturas y presiones de trabajo.

Las medidas se realizaron de acuerdo al esquema que se muestra en la figura 4.2, en la cual se puede apreciar la disposición de los equipos utilizados para obtener los valores de las variables involucradas en el cálculo. (Salvo et al, 2009)

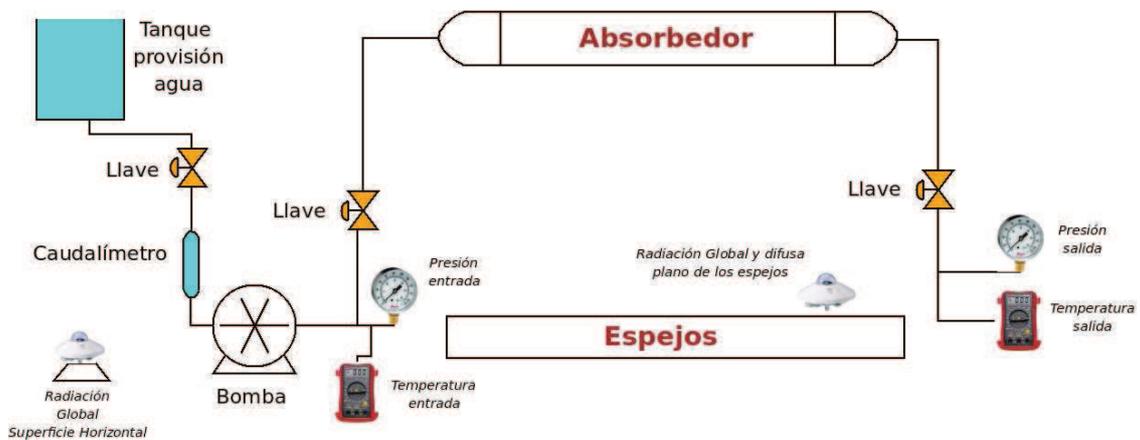


Figura 4.2: Esquema de la circulación del fluido de trabajo – Variables de media – Lugares de toma de datos

La determinación de la eficiencia del sistema se realizó relacionando la potencia de entrada y de salida del sistema.

$$\eta = \frac{Q_{salida}}{Q_{insidente}} \quad (4.1)$$

Donde η es la eficiencia, Q_{salida} es la potencia térmica generada y $Q_{insidente}$ es la radiación que llega a la superficie de los espejos.

La potencia de entrada se determina a partir de la radiación solar directa incidente sobre cada espejo, sumando luego para todos los espejos. Para determinar la potencia de entrada se midió radiación global y difusa sobre los planos de cada uno de los 9 espejos, con un radiómetro fotovoltaico (Licor 800) previamente calibrado con un error de 3%, con la diferencia de ambas se obtiene la radiación directa incidente sobre el espejo, esta es la que se refleja en el absorbedor. Como cada espejo se encuentra con una inclinación diferente estos valores varían de espejo a espejo.

$$Q_{entrada} = \sum_{1}^{9} (I_g - I_d) A_{espejo} \quad (4.2)$$

Donde I_g es la radiación global recibida sobre cada espejo, I_d es la radiación difusa recibida sobre cada espejo y A_{espejo} es el área de cada espejo (4.8m^2)

El cálculo de la potencia de salida se obtiene tomando la diferencia de temperaturas de entrada y salida del fluido caloportador (agua) y el caudal másico. En este cálculo hay que tener en cuenta las presiones de trabajo en el absorbedor, para poder estimar valores del calor específico, entalpia de cambio de fase y temperaturas de cambio de fase.

$$Q_{salida} = \dot{m} C_{p_{agua}} (T_{cambio\ de\ fase\ presión} - T_{entrada}) + \dot{m} h + \dot{m} C_{p_{vapor}} (T_{salida} - T_{cambio\ de\ fase\ presión}) \quad (4.3)$$

Donde \dot{m} es el caudal masico, C_p son los calores específicos del agua y del vapor a las temperaturas de trabajo, h es la entalpia de cambio de fase, y T son las temperatura de entrada, salida y de cambio de fase.

La determinación de las temperaturas se realizó usando termocuplas tipo K conectadas a un dataloger DIGI-SENCE con un error de 0.1 C. En las medidas de presión se uso un manómetro digital Cole Parmer en la entrada y un manómetro analógico TPM en la salida, ambos calibrado bajo condiciones de laboratorio y con un error de 0.01 atm. Para el caudal se usó un caudalímetro Sellin con un error de 5×10^{-5} l/s.

El inicio de las medidas se realiza cuando el equipo produce vapor constante durante un periodo superior a 10 minutos, de forma tal que se pueda considerar en estado semiestacionario, (Zarza et al, 2006). Para este propósito, enfocando todos los espejos hacia el absorbedor, se ajustaba el caudal con el variador de velocidades de la bomba. Cuando el vapor generado, para un determinado caudal, era constante por más de 15 minutos se iniciaba la toma de datos variando solamente la inclinación de los espejos durante el intervalo de toma de datos. Los caudales involucrados son muy bajos porque se pretendía que todo el líquido que ingrese a la zona del absorbedor se evaporase y sobrecalentase. Para un equipo de dimensiones mayores, donde el vapor generado se

utilice en una turbina para producir energía eléctrica, se necesita vapor sobrecalentado (sin contenido de agua líquida), por lo tanto hay que asegurar que se evapore todo el líquido que ingresa al absorbedor.

A continuación se representan los valores obtenidos para la eficiencia del prototipo. Si bien fueron varios los días ensayados, se muestran solo 4 días, los que se consideran más representativos en el sentido que dan una visión completa de la influencia de las diferentes variables involucradas y del gran potencial que posee este tipo de equipo para la producción de vapor.

4.1.2. Resultados

Se calcularon valores de eficiencia para cuatro días típicos de medida. Las tres primeras gráficas corresponden a valores tomados cuatro horas antes del mediodía solar y la cuarta gráfica corresponde a valores tomados cuatro horas después del mediodía solar. En una primera comparación muy general de los valores representados se puede apreciar que el comportamiento del equipo varía de un día a otro, en los dos primeros días mostrados se supera el 60% de eficiencia mientras que para los días restantes se obtuvieron valores entre el 40 al 50%.

Otro factor que también debe tenerse en cuenta es que el absorbedor se encuentre totalmente iluminado. Lo que sucede si la orientación de los espejos es la adecuada, pero debido a la época del año en que se realizaron las medidas la declinación estacional del sol puede afectar. Si bien el equipo permite desplazar el absorbedor a lo largo del eje de los espejos, por las razones de disponibilidad de espacio el equipo estaba al máximo de su variación a lo largo del eje norte-sur (6m de desplazamiento), sin embargo un sector del absorbedor no se encontraba completamente iluminada, aproximadamente 1m. Para el cálculo de eficiencia se tuvo en cuenta este aspecto reduciendo el área de colección en 16%.

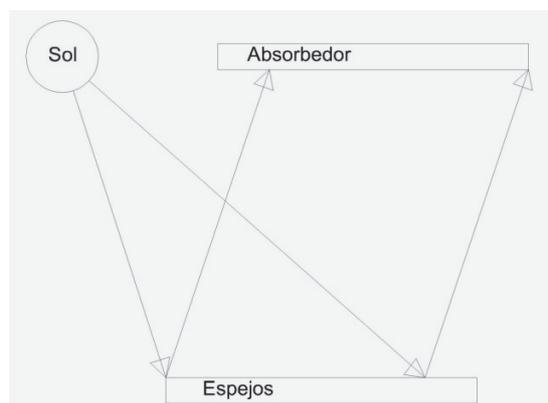


Figura 4.3: Pérdidas debido a la declinación estacional

A continuación se muestran en tablas los valores medidos con sus gráficos de eficiencias correspondientes para los 4 días medidos. Los valores de eficiencia se calcularon teniendo en cuenta la radiación directa que llega a la superficie de los espejos se presentan en función de la temperatura media entre entrada y salida, temperatura ambiente e irradiancia global sobre plano horizontal, de acuerdo a como se indica en cada una de las gráficas.

4 de Junio (primer día de ensayos)

Hora	Espejo con calibración (radiación directa) [w/m ²]								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
10:35:00	357	405	403	434	465	501	505	505	511
10:55:00	397	402	429	444	528	506	506	525	518
11:10:00	407	417	447	472	503	506	507	509	507
11:30:00	421	443	460	484	501	511	509	513	515
11:50:00	403	450	438	466	474	533	535	526	521
12:15:00	430	455	476	493	506	489	482	509	507
12:30:00	425	449	476	498	506	499	479	481	520
12:45:00	437	470	477	495	497	492	513	498	500
01:00:00	461	466	478	494	522	496	499	502	492

Tabla 4.1: Valores de radiación directa recibida sobre superficie de los espejos

Hora	presión (atm)		caudal másico (kg/s)	Temperatura (°C)	
	Entrada	Salida		Entrada	Salida
10:35:00	1,00	1,00	0,00467	15,8	29,7
10:55:00	1,00	1,00	0,00467	17,6	108,3
11:10:00	1,00	1,00	0,00467	18,8	144,0
11:30:00	3,63	3,29	0,00400	20,5	182,2
11:50:00	3,83	2,81	0,00400	21,1	129,3
12:15:00	3,90	3,57	0,00400	22,1	204,6
12:30:00	4,10	3,77	0,00400	22,1	199,9
12:45:00	3,96	3,57	0,00400	22,9	217,5
01:00:00	3,99	3,38	0,00400	23,1	194,7

Tabla 4.2: Valores de presión, caudal y temperaturas medidas

Con estos valores se calculan las potencias de entrada y salida necesarias para el cálculo de la eficiencia instantánea

Hora	Qsal (W)	Qentrada (W)	Eficiencia
10:55:00	12242	16355	0,74
11:10:00	12564	16432	0,76
11:30:00	11359	16748	0,67
12:15:00	11530	16715	0,68
12:30:00	11596	16655	0,69
12:45:00	11743	16835	0,69
13:00:00	11532	16952	0,68

Tabla 4.3: Cálculo de potencia de entrada, de salida y eficiencia instantánea

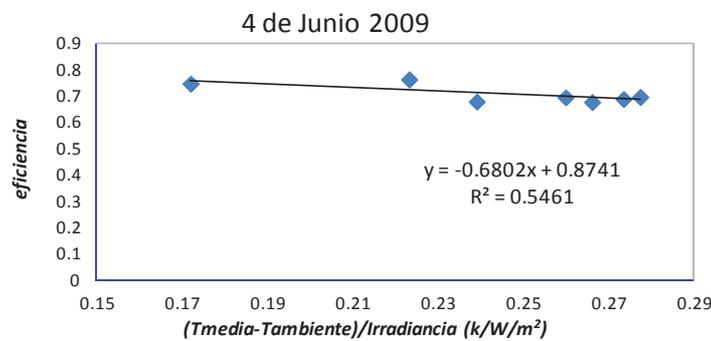


Figura 4.4: Eficiencia instantánea Vs. $(T_{media-Tambiente})/Irradiancia$

En el gráfico anterior de eficiencia Vs $(T_{media-Tambiente})/Irradiancia$ no se aprecia la clásica recta que presenta Duffie (Duffie Beckman, 2005) ya que no se varió la temperatura de entrada, pero nos da una idea de un valor de eficiencia global cercano a 0,7.

30 de Junio (segundo día de ensayos)

Hora	Espejo con calibración (radiación directa) [w/m2]								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
10:15:00	505	484	495	468	445	423	384	328	303
10:30:00	496	494	479	449	499	428	395	357	398
10:50:00	475	469	453	457	467	457	487	390	355
11:00:00	508	496	477	485	495	471	428	408	366
11:20:00	488	474	467	472	467	435	418	386	372
11:50:00	504	506	493	474	487	474	448	408	382
12:05:00	493	466	482	483	479	468	468	423	373
12:20:00	492	498	491	472	478	484	455	450	387
12:40:00	482	489	485	491	487	479	477	436	420
13:00:00	465	470	477	483	477	469	454	439	405

Tabla 4.4: Valores de radiación directa recibida sobre superficie de los espejos

Hora	presión (atm)		caudal másico (kg/s)	Temperatura (°C)	
	Entrada	Salida		Entrada	Salida
10:15:00	2,84	1,00	0,0033	14,7	72,6
10:30:00	2,55	2,33	0,0037	22,1	131,6
10:50:00	4,57	3,77	0,0037	22,3	151,3
11:00:00	2,56	1,85	0,0037	23,1	135,0
11:20:00	3,69	2,81	0,0037	24,6	187,4
11:50:00	2,65	1,85	0,0037	24,5	169,1
12:05:00	3,03	2,33	0,0037	24,3	176,6
12:20:00	3,23	2,61	0,0037	24,9	197,6
12:40:00	3,00	2,23	0,0037	25,1	187,0
13:00:00	3,07	2,23	0,0037	23,3	184,0

Tabla 4.5: Valores de presión, caudal y temperaturas medidas

Hora	Qsal (W)	Q (W)	Eficiencia
10:15:00	808	14744	0,54
10:30:00	9980	15357	0,64
10:50:00	10281	15417	0,66
11:00:00	9816	15892	0,61
11:20:00	10809	15297	0,70
11:50:00	10527	16050	0,65
12:05:00	10320	15897	0,64
12:20:00	10481	16170	0,64
12:40:00	10239	16320	0,62
13:00:00	10244	15908	0,64

Tabla 4.6: Cálculo de potencia de entrada, de salida y eficiencia instantánea

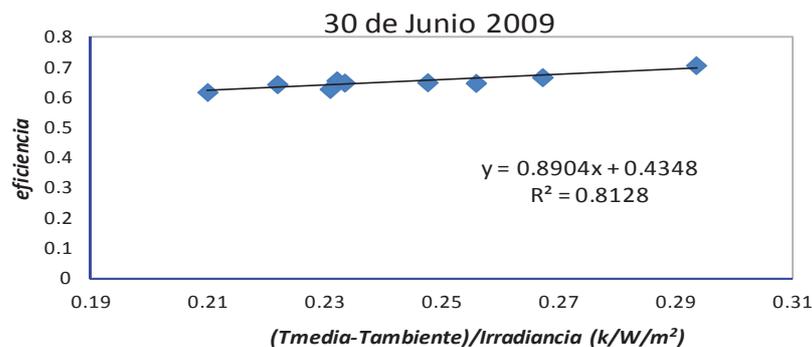


Figura 4.5: Eficiencia instantánea Vs. $(T_{media}-T_{ambiente})/Irradiancia$

En este gráfico se puede apreciar que la eficiencia es un poco menor, esto se puede deber a que los espejos no estaban bien enfocados individualmente a la hora de comenzar con las medidas.

6 de Julio (tercer día de ensayos)

Hora	Espejo con calibración (radiación directa) [w/m ²]								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
10:53:00	504	495	506	472	477	462	402	389	352
11:07:00	523	529	512	494	473	459	421	398	375
11:30:00	439	506	508	502	485	456	445	391	376
11:45:00	498	501	497	495	484	457	428	418	395
12:10:00	499	518	523	495	494	460	449	400	396
12:20:00	474	487	494	499	484	476	448	438	463
12:30:00	488	492	495	495	490	472	448	453	408
12:40:00	484	495	489	511	492	483	455	447	437
12:50:00	470	457	474	490	477	468	470	464	436
13:00:00	462	456	476	463	474	477	477	460	435,

Tabla 4.7: Valores de radiación directa recibida sobre superficie de los espejos

Hora	presión (atm)		caudal másico (kg/s)	Temperatura[C]	
	Entrada	Salida		Entrada	Salida
10:53:00	2,16	1,85	0,0020	27,2	134,0
11:07:00	3,25	2,42	0,0020	29,4	174,6
11:30:00	2,11	1,46	0,0020	31,3	180,3
11:45:00	2,56	1,85	0,0027	32,0	179,7
12:10:00	2,73	1,85	0,0027	32,3	177,8
12:20:00	2,78	1,94	0,0027	31,6	187,0
12:30:00	2,48	1,85	0,0027	31,2	173,2
12:40:00	2,64	1,65	0,0027	31,6	179,2
12:50:00	2,33	1,56	0,0027	34,6	185,0
13:00:00	2,46	1,56	0,0028	37,7	177,0

Tabla 4.8: Valores de presión, caudal y temperaturas medidas

Hora	Qsal (W)	Qentrada (W)	Eficiencia
10:53:00	5356	15605	0,34
11:07:00	5499	16085	0,34
11:30:00	5338	16268	0,32
11:45:00	7438	16036	0,46
12:10:00	7424	16268	0,45
12:20:00	7481	16388	0,45
12:30:00	7412	16303	0,45
12:40:00	7439	16500	0,45
12:50:00	7437	16167	0,46
13:00:00	7819	16066	0,48

Tabla 4.9: Calculo de potencia de entrada, de salida y eficiencia instantánea

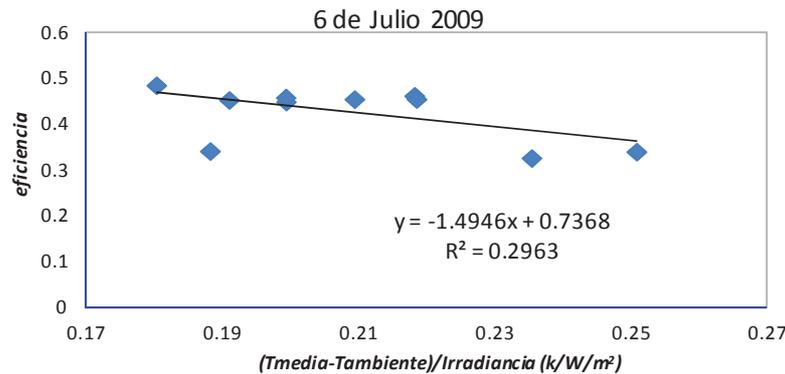


Figura 4.6: Eficiencia instantánea Vs. $(T_{media}-T_{ambiente})/Irradiancia$

Como era de esperarse, la eficiencia de un CLF con control manual de los espejos disminuye notablemente. Para este ensayo, como se mencionó anteriormente los espejos se enfocaron manualmente cada 10 minutos dado que era un tiempo prudente que nos permitía tomar los datos y volver a enfocar los espejos.

7 de Julio (cuarto día de ensayos)

Espejo con calibración (radiación directa) [w/m ²]									
Hora	1	2	3	4	5	6	7	8	9
13:10:00	460	475	478	491	470	479	492	447	433
13:25:00	441	505	463	479	478	478	466	470	438
13:38:00	459	467	475	482	480	472	465	463	435
13:50:00	437	451	470	479	480	484	472	470	447
14:08:00	416	418	457	472	479	463	471	464	452
14:20:00	466	411	433	465	465	479	474	474	461
14:35:00	417	432	451	470	487	474	485	467	470
14:50:00	391	411	437	466	480	485	500	489	478
15:05:00	359	379	445	457	467	492	502	482	485
15:15:00	385	399	432	456	474	488	525	488	489

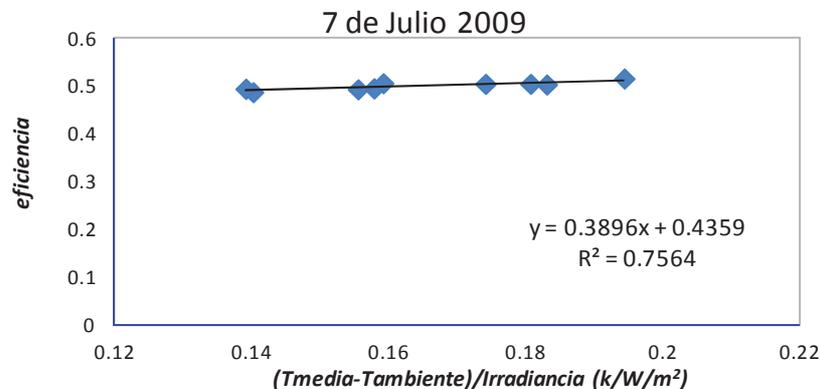
Tabla 4.10: Valores de radiación directa recibida sobre superficie de los espejos

Hora	presión (atm)		caudal másico (kg/s)	Temperatura [C]	
	Entrada	Salida		Entrada	Salida
13:10:00	1,77	1,00	0,0033	31,1	37,2
13:25:00	2,31	1,46	0,0030	36,6	153,4
13:38:00	2,47	1,65	0,0030	34,5	163,7
13:50:00	2,42	1,65	0,0030	38,8	165,1
14:08:00	2,52	1,65	0,0030	37,4	165,7
14:20:00	2,22	1,46	0,0030	35,2	168,6
14:35:00	2,24	1,37	0,0030	37,1	176,6
14:50:00	2,14	1,27	0,0030	35,8	172,1
15:05:00	2,16	1,27	0,0030	34,7	176,5
15:15:00	2,93	2,04	0,0030	32,6	138,3

Tabla 4.11: Valores de presión, caudal y temperaturas medidas

Hora	Qsal (W)	Qentrada (W)	Eficiencia
13:25:00	7897	16213	0,48
13:38:00	7985	16134	0,49
13:50:00	7940	16107	0,49
14:08:00	7961	15739	0,50
14:20:00	8006	15873	0,50
14:35:00	8030	15965	0,50
14:50:00	8019	15903	0,50
15:05:00	8060	15635	0,51
15:15:00	7856	15903	0,49

Tabla 4.12: Calculo de potencia de entrada, de salida y eficiencia instantánea

Figura 4.7: Eficiencia instantánea Vs. $(T_{media}-T_{ambiente})/Irradiancia$

En este último gráfico la eficiencia aumenta un poco respecto a la anterior esto se debe a que reducimos los intervalos de enfoques manuales de los espejos a 5 minutos.

Con respecto a los valores de caudal este fue del orden 4×10^{-3} kg/s. Como se mencionó este valor se determinó observando que todo el líquido que ingresa al equipo se evapora. Una bomba conectada al circuito hidráulico, en la entrada, del sistema permitía regular el flujo directamente.

La presión de funcionamiento del equipo se controló con un manómetro analógico en la salida del mismo. La regulación se realizó con una llave de paso, de esta forma se pudieron lograr saltos de presión entre entrada y salida de hasta 4 atm.

Un factor que influye significativamente en la cantidad de vapor generado y por lo tanto en la eficiencia, es la correcta orientación de los diferentes espejos. En los primeros dos días de medida se utilizó un seguimiento continuo con un motor paso a paso que movía todos los espejos simultáneamente. Para el tercer y el cuarto ensayo los espejos se orientaron manualmente. Aunque en todos los casos se obtiene un buen valor para la eficiencia, es superior en término medio lo conseguido en el caso de orientar los espejos de manera automática.

Esta diferencia pone de manifiesto que la orientación de los espejos es una variable crucial en la generación de vapor y para el caso de considerar una instalación de mayor envergadura deberá ser una variable de control importante.

4.1.3. Análisis de las temperaturas de salida

Otro aspecto importante de estudiar en detalle es la temperatura y características del vapor de salida ya que con esta información se tiene que contar a la hora de elegir la maquina o turbina de vapor para la generación de electricidad.

A continuación se muestran los los gráficos de temperatura y potencia total reflejada por los 43,2m² de superficie espejada sobre superficie de los espejos para los días ensayados.

4 de Junio (primer día de ensayos)

Hora	Temperatura de Salida (C)	Potencia captada (W)
10:35:00	29,7	15709
10:55:00	108,3	16355
11:10:00	144	16432
11:30:00	182,2	16748
11:50:00	189,3	16707
12:15:00	204,6	16715
12:30:00	199,9	16655
12:45:00	217,5	16835
13:00:00	194,7	16952

Tabla 4.13: Temperatura del vapor en la salida del equipo

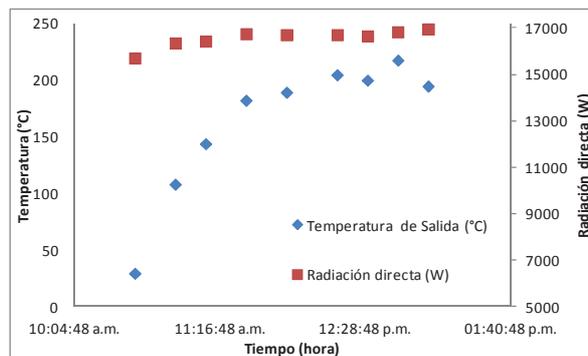


Figura 4.8: Temperatura de salida (C) en función de la hora del día

En la figura anterior se puede apreciar que el equipo demora aproximadamente 1 hora en llegar a la temperatura de trabajo la cual es cercana a los 200 C, para este ensayo se fijó la presión de trabajo cercana a 4 atm y el caudal en 0,004 Kg/s por lo tanto a 200 C se obtuvo vapor sobrecalentado.

30 de Junio (segundo día de ensayos)

Hora	Temperatura de Salida (C)	Potencia captada (W)
10:15:00	72,6	14744
10:30:00	131,6	15357
10:50:00	151,3	15417
11:00:00	135,0	15892
11:20:00	187,4	15897
11:50:00	169,1	16050
12:05:00	176,6	15897
12:20:00	197,6	16170
12:40:00	187,0	16320
13:00:00	184,0	15908

Tabla 4.14: Temperatura del vapor en la salida del equipo

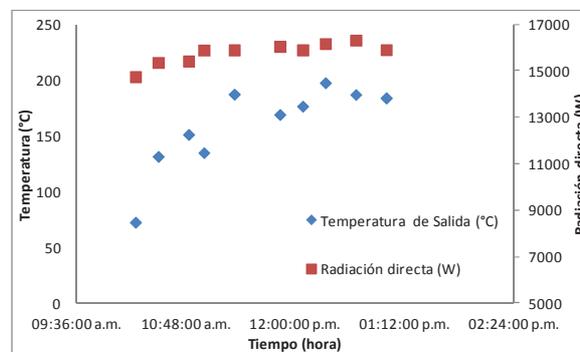


Figura 4.9: Temperatura de salida (C) en función de la hora del día

Para este caso se contaba con radiación menor por lo que se fijo el caudal en 0,0037 Kg/s. La temperatura fue menor (no supero los 200 C) ya que la presión de trabajo fue fijada a 3atm, media atmosfera más baja que para el caso anterior.

6 de Julio (tercer día de ensayos)

Hora	Temperatura de Salida (C)	Potencia captada (W)
10:53:00	134	15605
11:07:00	174,6	16085
11:30:00	180,3	15791
11:45:00	179,7	16036
12:10:00	177,8	16268
12:20:00	187	16388
12:30:00	173,2	16303
12:40:00	179,2	16500
12:50:00	185	16167
13:00:00	177	16066

Tabla 4.15: Temperatura del vapor en la salida del equipo

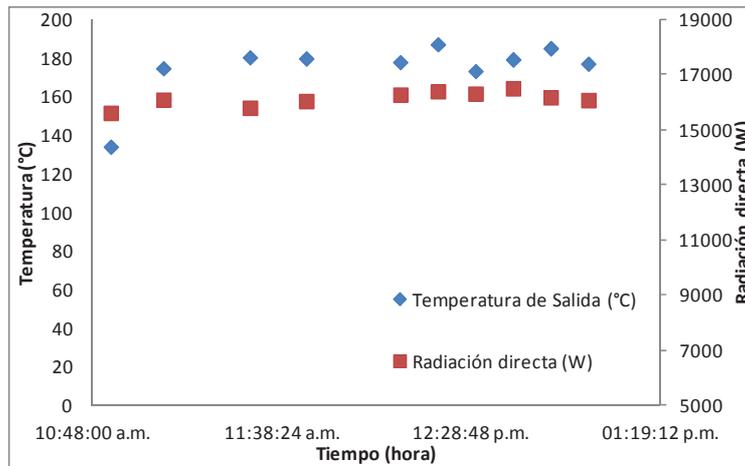


Figura 4.10: Temperatura de salida (C) en función de la hora del día

Para este día de ensayo se posicionó los espejos manualmente, lo que hace que la radiación reflejada hacia el absorbedor llega en forma intermitente ya que el espejo era reenfocado cada 10 minutos. Este ensayo fue de gran utilidad para conocer cada cuanto tiempo tiene que reposicionarse los espejos de manera automática. Para este día la presión de salida elegida fue 2atm ya que con presiones menores no conseguíamos mantener la temperatura de funcionamiento constante debido a las pérdidas por desenfoque

7 de Julio (cuarto día de ensayos)

Hora	Temperatura de Salida (C)	Potencia captada (W)
13:10:00	37,2	14744
13:25:00	153,4	15357
13:38:00	163,7	15417
13:50:00	165,1	15892
14:08:00	165,7	15297
14:20:00	168,6	16050
14:35:00	176,6	15897
14:50:00	172,1	16170
15:05:00	176,5	16320

Tabla 4.16: Temperatura del vapor en la salida del equipo

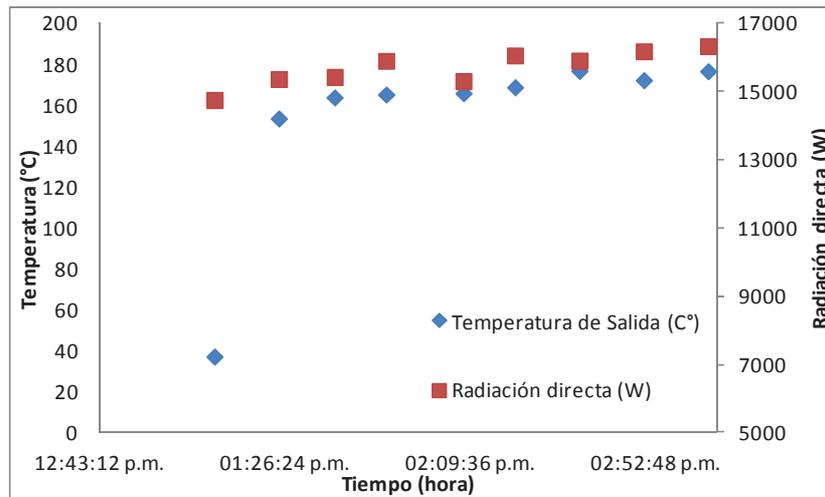


Figura 4.11: Temperatura de salida (C) en función de la hora del día

Para este último ensayo se realizó el enfoque manual de los espejos cada 5 minutos, lo que mejoró el funcionamiento del equipo, pero debido a que se contaba con niveles de radiación menor que para el ensayo anterior, las temperaturas de salida que se obtuvieron con algunos grados por debajo que las alcanzadas en el ensayo anterior.

4.2. Conclusiones del capítulo

De acuerdo a las medidas realizadas, el equipo ensayado funcionó muy bien en lo que se refiere a la producción de vapor. Los valores de eficiencias están en el orden de magnitud de lo que se esperaba de acuerdo a la bibliografía consultada (Mills y Morrison, 2000) y a ensayos previos a los días de medida. Como se deduce de las gráficas mostradas, son porcentajes altos, por lo tanto, es de esperar que este tipo de equipos sean una alternativa en aplicaciones donde el vapor sea el fluido de trabajo, como por ejemplo turbinas para la generación de electricidad.

Las experiencias realizadas no solo permitieron calcular valores de eficiencia, además sirvieron para determinar otros factores relevantes que influyen sustancialmente en la producción de vapor. Por ejemplo la orientación de cada uno de los espejos, el seguimiento continuo, etc. son variables importantes en el control y automatización para lograr una generación continua de vapor. Estos aspectos deben tenerse en cuenta en el caso de considerar una construcción de mayor envergadura.

Para tener una estimación global del sistema se debe ensayar al prototipo durante períodos de tiempo mayores de forma tal de abarcar diferentes épocas del año. Esto es importante porque se obtendría una descripción global del comportamiento del prototipo, pero para esto habrá que lograr automatizar la forma de mover los espejos de forma continua. Además mejorando el tipo de pintura en el absorbedor, por ejemplo incorporando superficies selectivas, los valores de eficiencia podrían ser aún superiores.

CAPITULO 5

En este capítulo se desarrolló una simulación del sistema completo aprovechando la ya realizada en el capítulo 2 del absorbedor programada con SIMUSOL. La radiación fue simulada en FORTRAN tomando el modelo de Hottel (Hottel y Sarofim, 1967) e incorporada al programa. Como punto de partida se tomó la configuración de circulación de agua que se encontraba instalada en el campo experimental del INENCO en la Universidad Nacional de Salta. Con ello se mejoró el modelo y se ajustaron algunos parámetros como ser el coeficiente convectivo interno de los caños del absorbedor. Una vez que se corroboró el buen funcionamiento de la simulación se ensayaron dos configuraciones diferentes del sistema con recirculación de agua.

Se eligió una configuración con recirculación y para ella se evaluó su funcionamiento en relación con distintos aspectos constructivos tales como: superficie selectiva, reflectancia de los espejos, etc. Estos estudios permitieron conocer parámetros característicos de trabajo como ser la eficiencia térmica global, temperaturas de trabajo, caudales y radiación recibida por el absorbedor a cada hora y día del año para distintas configuraciones posibles.

5.1. Simulación numérica con SIMUSOL

Se estudia la simulación numérica del comportamiento térmico del CLF instalado en el campo experimental del INENCO. El objetivo de esta simulación es evaluar posibles esquemas de conexión, materiales y modos de funcionamiento para así evaluar posibilidades de cambios, tanto en los materiales como en las configuraciones de los equipos, en futuras instalaciones. Para ello, en primer lugar, se simula el sistema ya instalado respetando dimensiones, materiales y configuraciones existentes, para encontrar las variables de ajuste y poner a punto la simulación. A continuación se ensayaron dos modelos de conexión y se evaluó el funcionamiento del segundo en relación a distintos aspectos constructivos.

Para la primera simulación, con cambio de fase en el absorbedor, se tomaron como variables de ajuste los valores de los coeficientes convectivos internos de los caños del absorbedor del equipo original. Para ajustar la simulación se tomaron las medidas experimentales mostradas en el capítulo anterior y las conclusiones obtenidas del monitoreo del equipo, siendo las variables de entrada la radiación solar y la temperatura ambiente. Los valores de los coeficientes convectivos internos de los caños encontrados en esta primera etapa se utilizaron para las simulaciones con las dos configuraciones ensayadas: con recirculación de agua con tanque de acumulación y con recirculación de agua con tanque y retorno por el absorbedor.

En estas se utilizaron modelos de SIMUSOL para simular el comportamiento térmico del absorbedor. SIMUSOL permite utilizar modelos que se definen con anterioridad en un archivo de extensión .dia los cuales se llaman al programa cuando estos son necesarios y se conectan a este mediante nodos antes definidos.

A continuación se muestra el símbolo que utiliza SIMUSOL para llamar a un modelo.



Figura 5.1: Símbolo utilizado por SIMUSOL para llamar un modelo

Para este caso se utilizó el modelo para representar un tramo del absorbedor de dos metros de largo que se conecta a la simulación mediante tres nodos de temperatura: Temperatura ambiente, temperatura de los caños y temperatura del agua dentro de los caños. Este modelo simula todos los intercambios de calor entre las distintas partes que forman el absorbedor y además simula las pérdidas térmicas al ambiente. Se tomó como base para este modelo la simulación térmica del absorbedor realizada en el capítulo 2.

5.2.1. Primera configuración: Funcionamiento con cambio de fase en el absorbedor

Para este equipo se utilizó una bomba de pistones con variador de velocidad para ingresar el agua al absorbedor a temperatura ambiente, como se puede observar en la figura 5.2. Esta bomba tiene como característica fundamental que mantiene el caudal constante, independientemente de la presión que haya en el sistema y puede trabajar con presiones superiores a los 4000 kPa. La presión de trabajo es fijada con una válvula que se encuentra a la salida del sistema. Una vez que el agua ingresa en el absorbedor, ésta aumentará su temperatura produciendo un cambio de fase. La temperatura de dicho cambio de fase dependerá de la presión prefijada del sistema. Por la salida se obtiene vapor sobrecalentado que será enfriado en un tanque de gran masa de agua para luego ingresarla al sistema nuevamente a temperatura ambiente. Este tanque tiene la función de actuar como intercambiador de calor devolviendo el agua al sistema a temperatura ambiente.



Figura 5.2: Esquema de funcionamiento del equipo con producción de vapor en el absorbedor.

Esta configuración, en la cual se trabaja con cambio de fase en el absorbedor, tiene la ventaja de reducir costos ya que se ahorra el uso de una bomba de recirculación así también como un tanque de presión y varias válvulas. Además la eficiencia térmica del equipo mejora ya que al tener la presencia de mezcla agua-vapor en el absorbedor el coeficiente de transferencia de calor aumenta.

La desventaja es que al no tener un tanque de acumulación de agua caliente a presión no tiene inercia térmica, que podría contrarrestar el efecto de la disminución de radiación por el paso de nubes ocasionales. Además al tener un cambio de fase en el absorbedor existe la posibilidad que al aumentar la escala del equipo y trabajar con longitudes más grandes puedan aparecer puntos calientes en los tubos, debido al vaciamiento de los caños por evaporaciones súbitas.

5.2.2. Modelo térmico con SIMUSOL equipo con cambio de fase

Para realizar el ajuste del modelo se contrastaron los resultados de la simulación con los valores medidos en un día soleado del mes de junio en el concentrador lineal Fresnel que se encuentra en las instalaciones del INENCO. Las variables de entrada del modelo fueron los datos medidos de la temperatura de ingreso del agua y la temperatura ambiente exterior. Se utilizaron los valores de los coeficientes de transferencia de calor usados para simular las pérdidas térmicas en el modelo de absorbedor (Altamirano et ál., 2009). Las variables calculadas fueron la temperatura de los caños, la temperatura del agua que circula por el absorbedor, la temperatura de salida del agua del absorbedor. Las variables de ajuste fueron los coeficientes convectivos internos en los caños del absorbedor.

En la simulación, el absorbedor fue dividido en tres secciones de dos metros cada una para así completar los seis metros de largo que tiene el mismo. De esta forma se tuvo en cuenta la distribución de temperatura a lo largo de los caños. Cada una de las partes fue simulada mediante un modelo, las cuales reciben la energía reflejada por los espejos y simulan las pérdidas térmicas desde el absorbedor al ambiente. El modelo se conecta con nuestro programa mediante tres nodos de temperatura:

- Tag: es la temperatura del agua acumulada en la sección de absorbedor de 2 m de largo.
- Tbi: es la temperatura ambiente
- Tci: es la superficie de los caños del absorbedor donde incide la radiación.

Para simular la radiación directa proveniente de los espejos se usó el método de día claro propuesto por Hottel (Duffie y Beckman, 2005), teniendo en cuenta las atenuaciones producidas por los distintos ángulos de incidencia sobre los espejos. Este modelo fue programado en Fortran y alimenta al programa cuando se simula la radiación incidente sobre la superficie de los tubos del absorbedor como un flujo de energía (Gea et ál., 2010).

Las hipótesis de trabajo para realizar la analogía eléctrico-térmica son las siguientes:

- Las propiedades térmicas de los materiales involucrados (conductividad térmica, densidad y calor específico) son constantes a excepción de la capacidad calorífica del agua a presión constante (C_p) que fue ingresada por tabla.
- La temperatura ambiente se mantuvo constante.
- No hay gradiente de temperatura a lo largo de las secciones de dos metros de absorbedor.
- Los cinco caños que posee el absorbedor se modelizaron con un nodo de temperatura y área equivalente.
- Los coeficientes convectivos no varían con la temperatura.
- No se tienen en cuenta las pérdidas térmicas a lo largo de las cañerías de recirculación.
- Las presiones en los circuitos se mantienen constantes.

El circuito de recirculación de agua en los caños del absorbedor se simula uniendo los tres nodos Tag mediante flujos másicos que, dependiendo del tipo de conexión, acumularán energía en un tanque a sobrepresión o la entregarán al condensador. Para el caso de trabajar con cambio de fase en el absorbedor la conexión se cierra con un nodo de gran masa que simula un condensador que absorbe el vapor proveniente del equipo y le entrega agua a temperatura ambiente a la entrada del absorbedor, como se observa en la figura 5.2.

5.2.2.1. Estimación de los coeficientes convectivos internos de los caños

La variable de ajuste del sistema fue el coeficiente convectivo interno de los caños. Para realizar esta estimación se partió de valores calculados analíticamente, suponiendo un flujo no turbulento en la entrada ya que el número de Reynolds no superaba los 2300 (Incropera y DeWitt., 1999), una zona turbulenta de mezcla (agua-vapor) para la zona media y una zona de turbulencia de vapor para el último tramo (Gurgon y Winterton, 1986).

Para la entrada se calculo un Reynolds asociado a un caudal de 1.5 l/min por lo tanto se supuso un caudal no turbulento y se calculo el coeficiente convectivo interno de los caños para la entrada del absorbedor, h_a , de la siguiente manera (Incropera et al., 1999)

$$h_a = 4,36K / D \quad (5.1)$$

donde K es la conductividad térmica del líquido y D es el diámetro interno del tubo.

Para la zona intermedia se supuso un coeficiente de mezcla h_{TP} agua-vapor, el cual se determina con el método de Chen (Collier y Thome, 1996). Dicho método consiste en dividir la transferencia de calor en dos partes: la contribución microconvectiva, h_{NGB} (ebullición nucleada), basadas en las ecuaciones de ebullición de Foster y Zumber (Foster y Zumber, 1955); y la contribución macro convectiva, h_c (convección forzada) basada en un fluido de una sola fase, ecuación de Dittus-Boelter. Estas dos se combinan para dar un coeficiente global de transferencia

$$h_{TP} = h_{NGB} + h_c \quad (5.2)$$

Donde se asume que el coeficiente convectivo h_c puede ser representado con una ecuación del tipo Dittus-Boelter.

$$h_c = 0,023 Re_{TP}^{0,8} Pr_{TP}^{0,4} \frac{K_{TP}}{D} \quad (5.3)$$

La conductividad K_{TP} y los números adimensionales Re_{TP} (Reynolds) y Pr_{TP} (Prandtl) están asociados a los valores efectivos de la mezcla agua vapor.

Sin embargo ya que el calor se transfiere a un anillo circular interno del caño, Chen argumenta que es razonable tomar la conductividad térmica del líquido en la ecuación (3) y define un parámetro F

$$F = \left[\frac{Re_{TP}}{Re_f} \right]^{0,8} = \left[\frac{Re_{TP}}{G(1-x)D/\mu_f} \right]^{0,8} \quad (5.4)$$

Donde G es el flujo másico y μ_f la viscosidad de la fase líquida.

La ecuación (3) se puede reescribir como

$$h_c = 0.023 \left[\frac{G(1-x)D}{\mu_f} \right]^{0.8} \left[\frac{\mu C_p}{k} \right]^{0.4} \left(\frac{k_f}{D} \right) (F) \quad (5.5)$$

El único valor desconocido en la ecuación anterior es el valor de F pero ya que esta relación depende de un solo parámetro de flujo, este se lo puede expresar en función del parámetro de Martinelli X_{tt}

$$X_{tt} \approx \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_f}{\mu_g} \right)^{0.1} \quad (5.6)$$

Donde ρ_g, ρ_f, μ_g y μ_f son las densidades y viscosidades de las fases líquidas (f) y gaseosas (g) respectivamente.

En la figura siguiente se puede ver la relación entre F y X_{tt} , la cual se obtiene en base a datos experimentales.

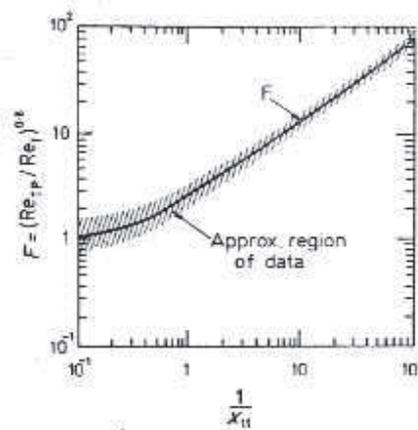


Figura 5.3: F experimental de Chen

Escribiendo la ecuación para h_{NCB} usando el análisis de Forter y Zumber con valores efectivos de sobrecalentamiento y diferencias de presiones en el vapor (Forter y Zumber, 1955)

$$h_{NCB} = 0,00122 \left[\frac{k_f^{0.75} C_{pf}^{0.45} \rho_f^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_f^{0.22} i_{fg}^{0.24} \rho_g^{0.24}} \right] \quad (5.7)$$

Donde i_{fg} es el calor latente de vaporización

Chen define un factor de supresión S

$$S = [\Delta T_c / \Delta T_{SAT}]^{0.89} \quad (5.8)$$

Usando la ecuación de Clausius-Clapeyron podemos reescribir la ecuación (7) de la siguiente forma

$$h_{NCB} = 0,00122 \left[\frac{k_f^{0.75} C_{pf}^{0.45} \rho_f^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_f^{0.22} i_{fg}^{0.24} \rho_g^{0.24}} \right] \Delta T_{SAT}^{0.24} \Delta P_{SAT}^{0.75} (S) \quad (5.9)$$

Chen sugiere que S es función del número de Reynolds de la mezcla agua-vapor Re_{TP} .

Las funciones F y S se estiman empíricamente usando datos experimentales, que fueron corroborados por Gungor y Winterton.

A continuación se muestra la dependencia de S con Re_{TP} .

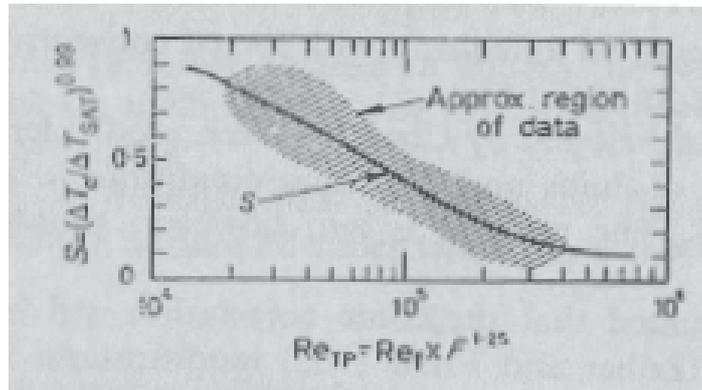


Figura 5.4: Factor de supresión en función del número de Reynolds de la mezcla (Gungor y Winterton, 1986)

Para la salida se supuso que todo el líquido se había vaporizado y se calculó el coeficiente convectivo para el vapor con el número de Nusselt (Incropera, 1999).

$$Nu_C = 0,023 Re_D^{4/5} Pr^{0.4} \quad (5.10)$$

Una vez obtenidos estos valores para las temperaturas normales de trabajo, se procedió a ajustar la simulación variando los coeficientes dentro de los órdenes de magnitud obtenidos.

5.2.2.2. Circuito térmico para SIMUSOL

A continuación se muestra el circuito térmico para simulación con cambio de fase dibujado en DIA, el cual es usado para la simulación con SIMUSOL.

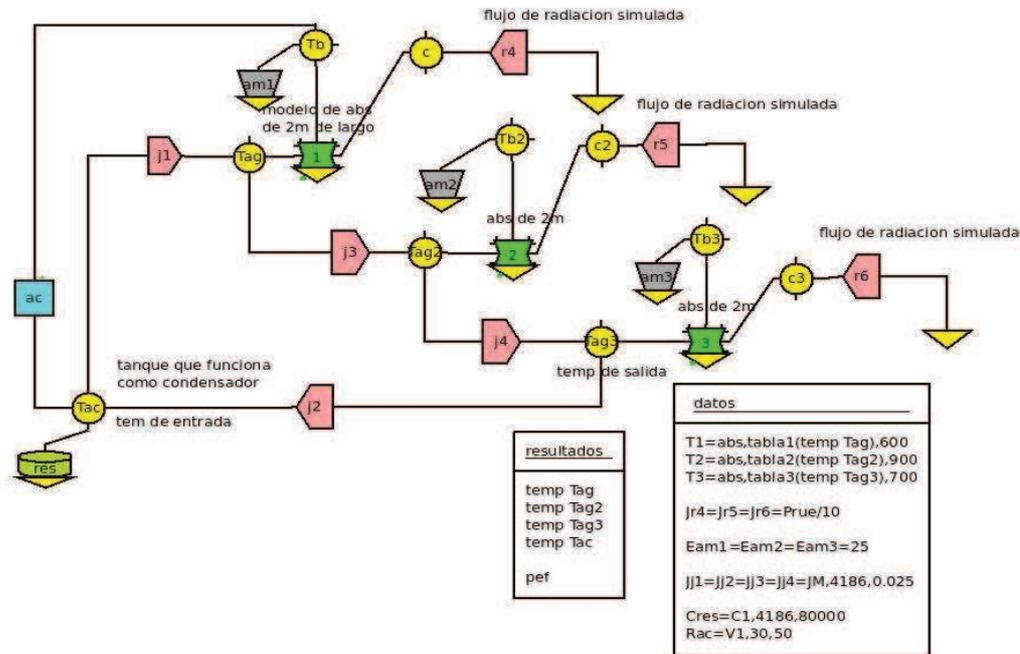


Figura 5.5: Circuito térmico simulado mediante SIMUSOL para el modo con producción de vapor en el absorbedor.

5.2.3. Ajuste de la simulación

Para este ajuste se compararon las medidas de la temperatura de salida del absorbedor (temp) tomadas hasta el mediodía solar para el 4 de junio con los valores simulados de la temperatura de salida (Tag3) para el mismo día para así encontrar los valores que mejor ajustan a los coeficientes convectivos.

Las medidas se realizaron hasta el mediodía solar debido a problemas con el sistema de seguimiento de los espejos. El cual contaba con un solo motor paso a paso y los espejos presentaban problemas de balanceo. Dicho problema nos obligaba a parar los ensayos a mediodía para recalibrar los espejos.

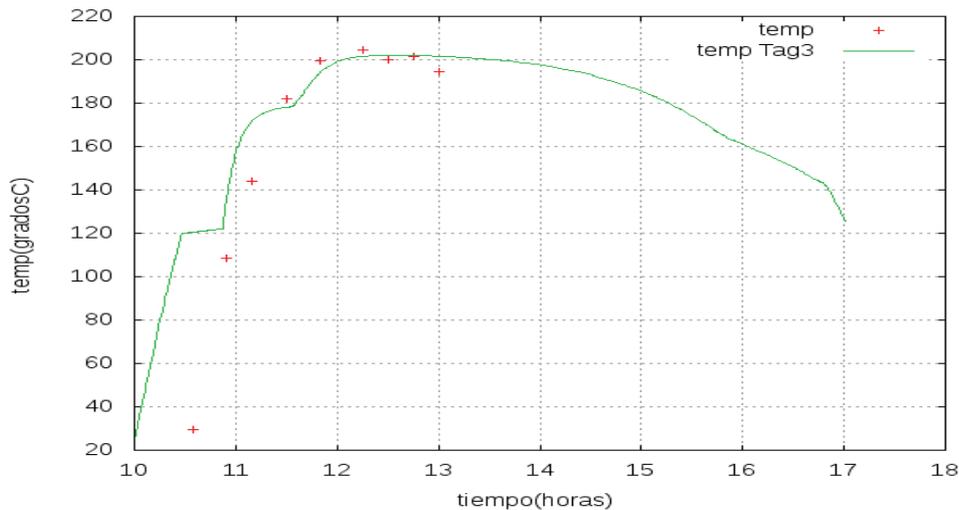


Figura 5.6: Comparación entre datos medidos y simulados de la temperatura de salida del agua en el absorbedor

Los valores de los coeficientes convectivos internos de los caños del absorbedor encontrados fueron:

Para la entrada (liquido) $h_f = 600$ KJ/kg

Para la parte media (mezcla liquido-vapor) $h_{fg} = 900$ KJ/kg

Para la salida (vapor) $h_g = 700$ KJ/kg

5.2.4. Resultados simulación del equipo sin recirculación

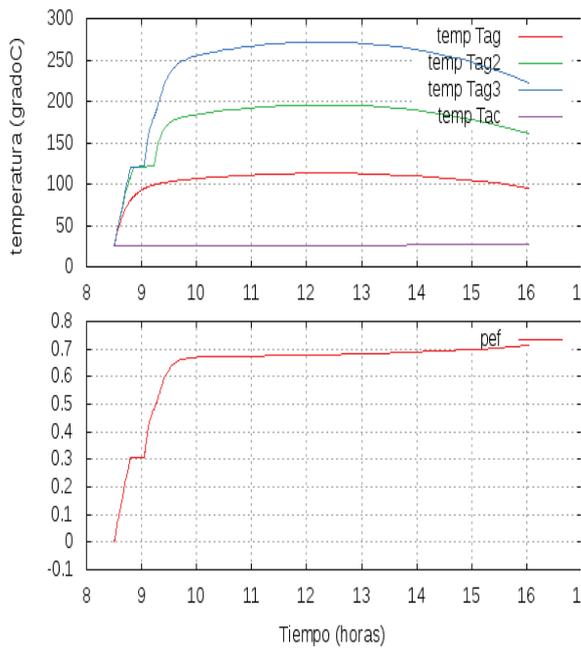
Para cada día se simuló siete horas y media de funcionamiento, empezando a las 8:30 hs. de la mañana que es el horario en el que comienza a recibir radiación directa. La simulación se extiende hasta las 16:00 hs. Todas las temperaturas iniciales fueron fijadas a 25 grados.

La eficiencia térmica instantánea del equipo se calculo mediante (Rabl, 1985)

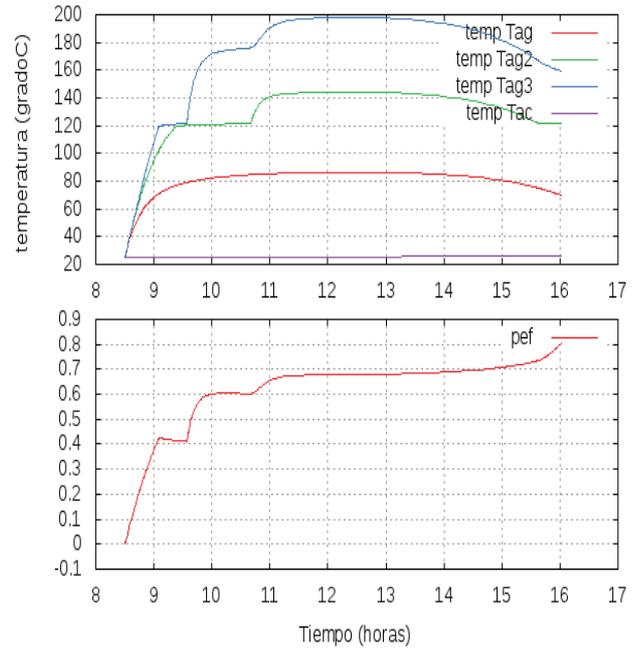
$$E_e = (\sum \dot{m} C_{p_i} (T_{sal} - T_{ent})) / AI \quad (5.11)$$

Donde: \dot{m} es el caudal másico (kg/s), C_{p_i} es la capacidad calorífica (J/CKg)(ya sea agua, mezcla o vapor), T_{sal} y T_{ent} son las temperaturas de salida y entrada respectivamente($^{\circ}T$), A es el área de la superficie de captación(m^2) y I es la irradiancia directa incidente(W/m^2).

En la figura 5.7 se muestra el comportamiento térmico del equipo con cambio de fase en el absorbedor para los solsticios de verano e invierno. También para los equinoccios de primavera y otoño, figura 5.8. Esto permite tener una idea general del funcionamiento a lo largo de un año. En la figura 5.7 se puede observar la gran diferencia de las temperaturas máximas que alcanza cada sección del absorbedor para los solsticios. También se puede observar en la figura 5.8 que no existen grandes diferencias en las temperaturas ni en las eficiencias para los equinoccios.

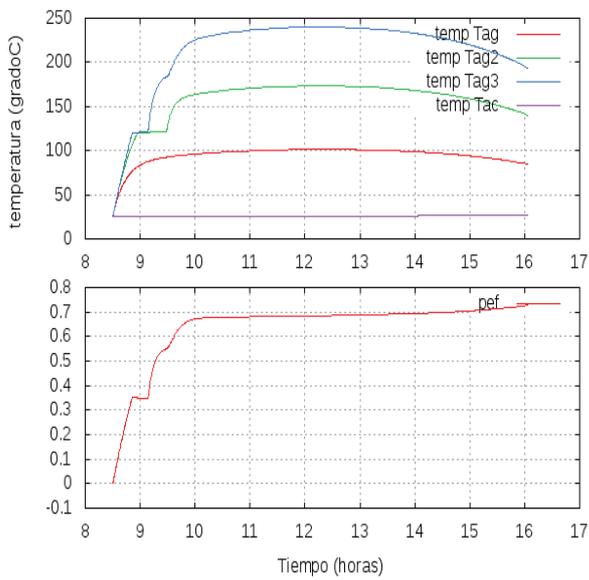


(a)

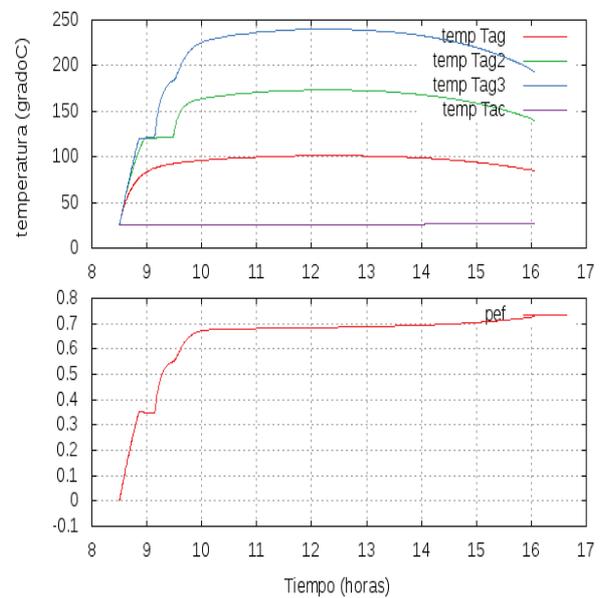


(b)

Figura 5.7: Comparación de temperaturas y eficiencias en funcionamiento con cambio de fase (a) 21 de diciembre (b) 21 de julio



(a)



(b)

Figura 5.8: Comparación de temperaturas y eficiencias de funcionamiento con cambio de fase (a) 21 de marzo (b) 21 de septiembre.

5.3. Segunda configuración: Funcionamiento en recirculación con un tanque de acumulación

Para este modo de funcionamiento el circuito absorbedor-bomba se cierra con un tanque de presión, como se observa en la figura 5.9. El circuito se carga y se lleva a la presión de trabajo con una segunda bomba; dicha bomba es la encargada de mantener la presión del sistema ingresando agua en el caso de que la presión baje. En estas condiciones se establece un circuito de recirculación entre el absorbedor y el tanque a presión donde el agua es impulsada por la bomba de recirculación hasta alcanzar la temperatura de trabajo. Una vez alcanzada esta temperatura se puede abrir la válvula produciéndose una evaporación por flash. En el caso de que se requiera vapor sobrecalentado se deberá usar un segundo tanque que fijara la presión.

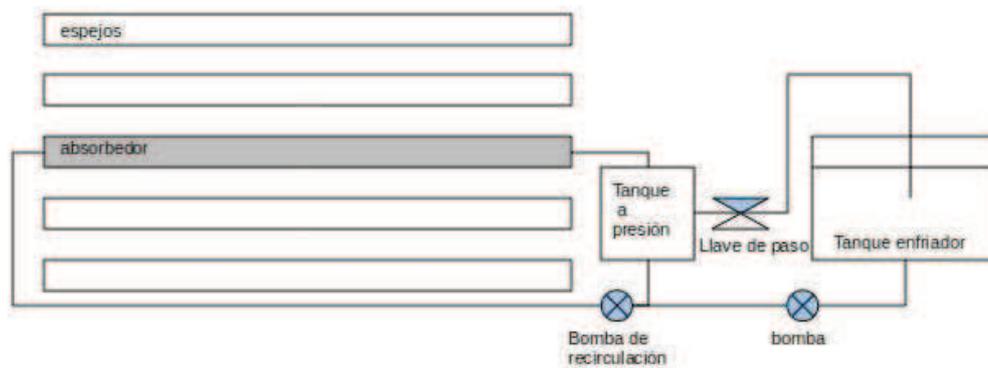


Figura 5.9: Esquema de funcionamiento del equipo con tanque de recirculación.

Este modelo de funcionamiento tiene la ventaja que al trabajar con un tanque de presión permite contar con una inercia térmica que puede absorber las fluctuaciones en la radiación directa. Además, al no haber cambio de fase en el absorbedor, se evitan los problemas de puntos calientes.

Las desventajas de este modo de conexión son que al no tener vapor en el absorbedor disminuyen los valores de los coeficientes convectivos en los tubos y con ello el rendimiento. Otra desventaja es que aumentan los costos debido a la utilización de una segunda bomba y un tanque así como también las complicaciones en el sistema de control. Además para este modo de funcionamiento, el sistema de recirculación debe soportar mayores exigencias ya que trabaja con temperatura y presión más elevadas.

5.3.1. Modelo térmico con SIMUSOL del equipo con recirculación de agua

Para el caso de trabajar con un tanque a sobrepresión el circuito se cierra con un nodo de temperatura que simula un tanque de 110 litros del cual se puede extraer vapor mediante una válvula. El agua sale produciendo una evaporación por flash simulada por una fuente de calor. Al sistema ingresa el agua mediante una bomba que mantiene la presión elevada para mantener la fase líquida. Para fijar los valores de los flujos máxicos se tuvieron en cuenta los valores de trabajo reales de las bombas de recirculación de

agua caliente. Dicha válvula se abre recién cuando la temperatura del tanque alcanza la temperatura de trabajo fijada en el programa. El vapor extraído representado por una fuente de flujo másico, se conecta con un nodo de temperatura asociado a un acumulador de gran masa que actúa como condensador y absorbe el calor entregado para devolver agua a temperatura ambiente a la bomba que se simula con una fuente másica (Figura 5.10).

Las hipótesis con que se trabajó para realizar la analogía eléctrico-térmica son las siguientes:

- Las propiedades térmicas de los materiales involucrados (conductividad térmica, densidad y calor específico) son constantes a excepción de la capacidad calorífica del agua a presión constante (C_p) que fue ingresada por tabla.
- La temperatura ambiente se mantuvo constante.
- No hay gradiente de temperatura a lo largo de las secciones de dos metros de absorbedor.
- Los cinco caños que posee el absorbedor se modelizaron con un nodo de temperatura y área equivalente.
- Los coeficientes convectivos no varían con la temperatura.
- No se tienen en cuenta las pérdidas térmicas a lo largo de las cañerías de recirculación.
- Las presiones en los circuitos se mantienen constantes.

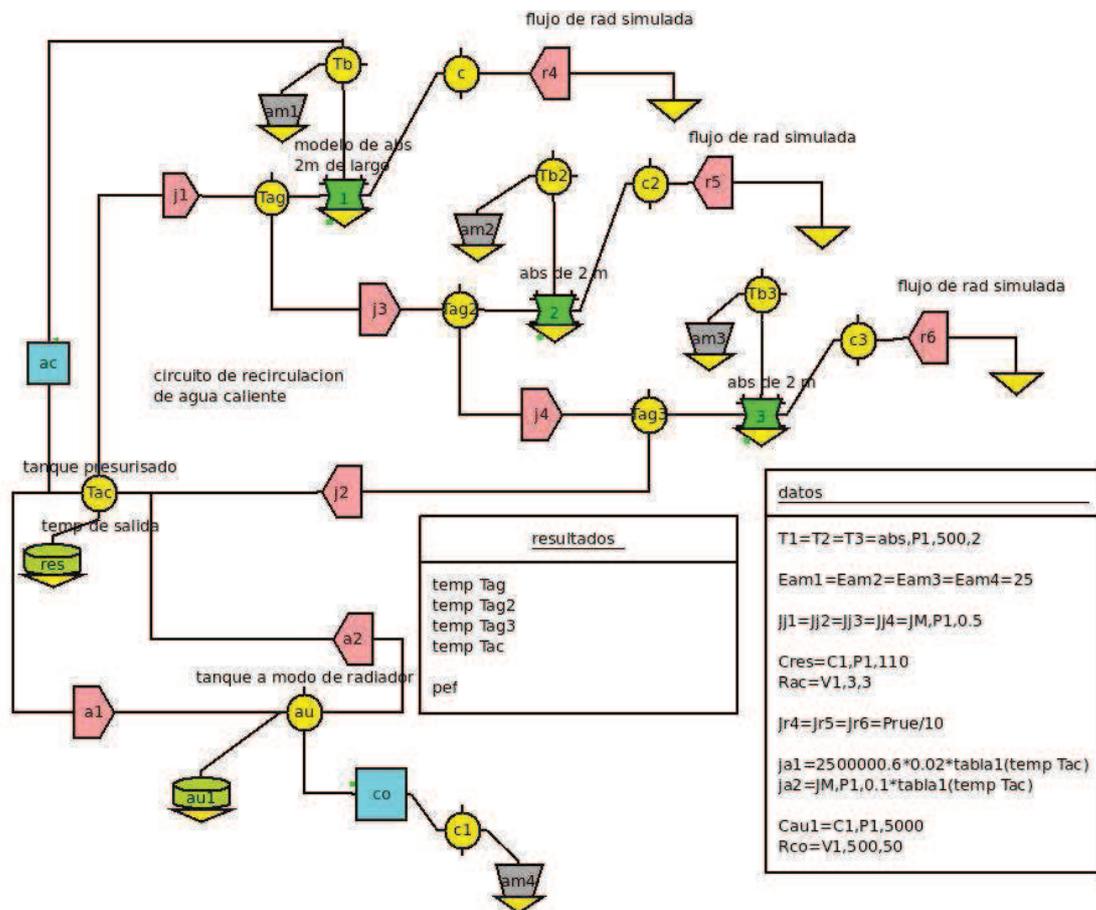
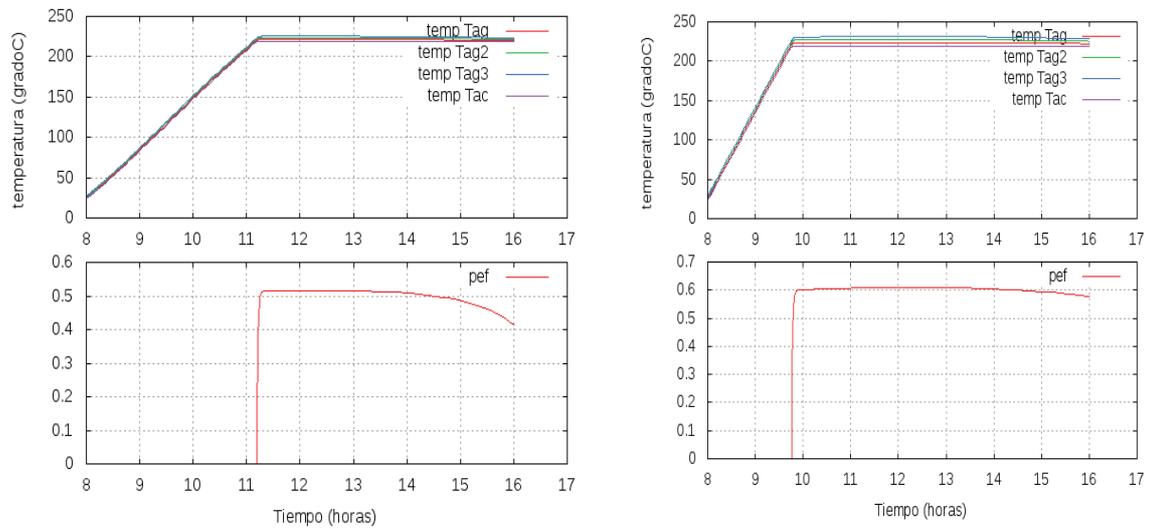


Figura 5.10: Circuito térmico simulado mediante SIMUSOL para el modo de funcionamiento con recirculación.

5.3.2. Resultados de simulación del sistema con tanque de acumulación

Se pueden observar en la figura 5.11, las curvas de funcionamiento del equipo con recirculación para los solsticios de diciembre y junio. En ellas se pueden apreciar que la diferencia no es tan grande en cuanto a las temperaturas alcanzadas ya que estas se fijan con la apertura de la válvula del tanque. Donde sí se pueden apreciar diferencias es en el tiempo que tarda el equipo en llegar a las condiciones de funcionamiento.



(a)

(b)

Figura 5.11: Comparación de temperaturas y eficiencias de funcionamiento con recirculación (a) 21 de junio (b) 21 de diciembre

En la figura 5.12 se pueden ver las temperaturas y las eficiencias del equipo con recirculación para los equinoccios. Al igual que en los casos antes mostrados no se encuentran grandes diferencias en su funcionamiento.

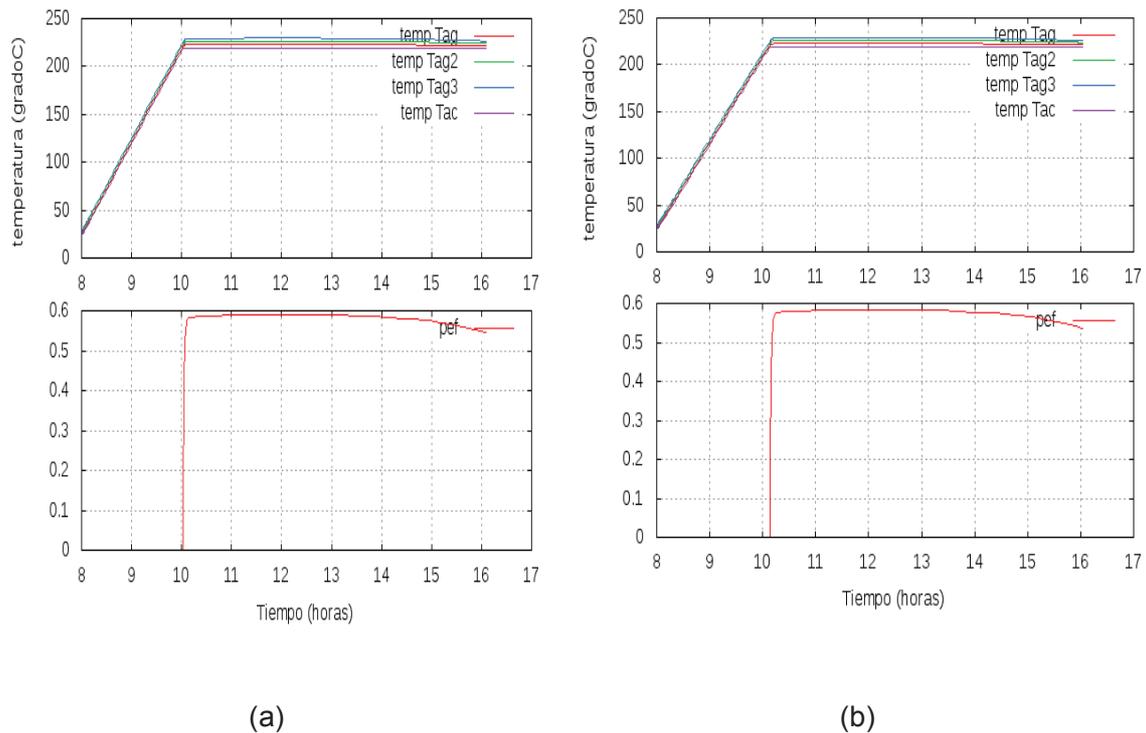


Figura 5.12: Comparación de temperaturas y eficiencias de funcionamiento con recirculación (a) 21 de marzo (b) 21 de septiembre.

Al igual que en el caso sin recirculación se puede ver que el equipo se comporta de manera similar para los equinoccios como era de esperarse.

5.4. Tercera configuración: Funcionamiento en recirculación con un tanque de acumulación y retorno en el absorbedor

Esta configuración, al igual que la anterior, funciona con recirculación de agua a sobrepresión pero además posee doble circulación de agua en el absorbedor para evitar pérdidas térmicas en los tubos caloportadores al regresar al tanque y aumentando el trayecto que se encuentra el fluido caloportador en el absorbedor haciendo la etapa de calentamiento más gradual evitando también la formación de puntos calientes debido a la evaporación por flash en el absorbedor.

En la figura 5.13 se puede apreciar el esquema de funcionamiento

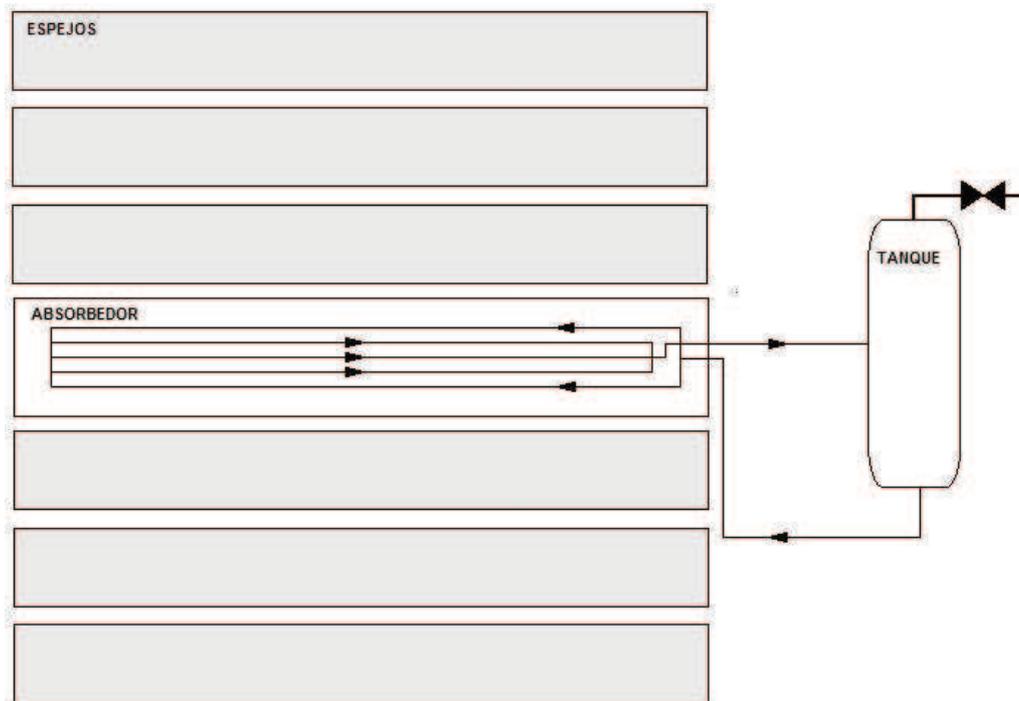


Figura 5.13: Esquema de circuito de recirculación de agua en un CFL

El calentamiento con esta configuración es gradual no habiendo grandes diferencias de temperaturas en los distintos tubos del absorbedor lo que facilita los asentos de los tubos en la cavidad trapezoidal ya que los mismos tienen que ser móviles para asimilar las deformaciones de los tubos por expansión y contracción térmica. Por otra parte con esta configuración se busca disminuir las pérdidas térmicas.

Para la tercer simulación, con recirculación en el absorbedor, se dividió el absorbedor en 3 partes, cada una representa una sección del absorbedor de dos metros de largo, a su vez cada una de estas secciones fue dividida en dos partes una representa la parte central del absorbedor con tres tubos caloportadores y la otra la parte lateral con los dos tubos restantes. Las pérdidas térmicas en el absorbedor se simularon teniendo en cuenta los intercambios conductivos, convectivos y radiativos entre los tubos caloportados, la cavidad trapezoidal aislante y el ambiente.

En la última configuración se realizaron modificaciones en el absorbedor dividiendo los caños en dos grupos: uno formado por los dos caños del centro del absorbedor y otro por los 2 caños de los extremos.

El ajuste del modelo se realizó tomando los valores de los coeficientes convectivos internos de los caños del trabajo calculados anteriormente (Altamirano et al., 2010). Las variables de entrada fueron las temperaturas ambiente e iniciales del sistema así también como la radiación directa proveniente de los espejos. Las variables calculadas fueron las temperaturas del agua en tres partes del absorbedor (ingreso, parte media y salida) y la temperatura en el tanque de recirculación.

Las hipótesis de trabajo que se usaron para esta simulación son:

- Las propiedades térmicas de los materiales involucrados (conductividad térmica, densidad y calor específico) son constantes a excepción de la capacidad calorífica del agua a presión constante (C_p) que fue ingresada por tabla.
- La temperatura ambiente se mantuvo constante.
- No hay gradiente de temperatura a lo largo de las secciones de dos metros de absorbedor.
- Los coeficientes convectivos no varían con la temperatura.
- No se tienen en cuenta las pérdidas térmicas a lo largo de las cañerías de recirculación.
- Las presiones en los circuitos se mantienen constantes.

Los modelos 1, 2 y 3 (figura 5.14) simbolizan los intercambios de calor en las tres secciones del absorbedor, los mismos se relacionan con el programa mediante 5 nodos de temperatura. Dos nodos que representan las superficies de los tubos (uno de los 2 tubos exteriores y el otro la de los 3 tubos interiores), dos que representan la superficie de los tubos donde incide la radiación y un último que representa la temperatura ambiente. La recirculación de agua se hace por medio de fuentes másicas y el tanque de sobre presión mediante un nodo Tag, el otro tanque se usa como radiador para enfriar el vapor antes de ser reingresado al tanque. El vapor extraído representado por una fuente de flujo másico, se conecta con un nodo de temperatura asociado a un acumulador de gran masa que actúa como condensador y absorbe el calor entregado para devolver agua a temperatura ambiente a la bomba que se simula con una fuente másica.

La válvula que regula la extracción de vapor del tanque se calculó mediante una función que acciona recién cuando la temperatura alcanza los 140 grados (temperatura de trabajo propuesta), el caudal de vapor se maximiza ya que el mismo se fija con otra función que tiene en cuenta el calor máximo que se puede extraer del sistema teniendo en cuenta las temperaturas de entrada y salida del absorbedor.

$$Q = \dot{m} C_{p_{\text{agua}}} (T_{\text{salida}} - T_{\text{entrada}}) / l \quad (5.12)$$

Donde l es el calor latente de vaporización.

En la figura 5.14 se muestra el esquema térmico-eléctrico ingresado para la simulación.

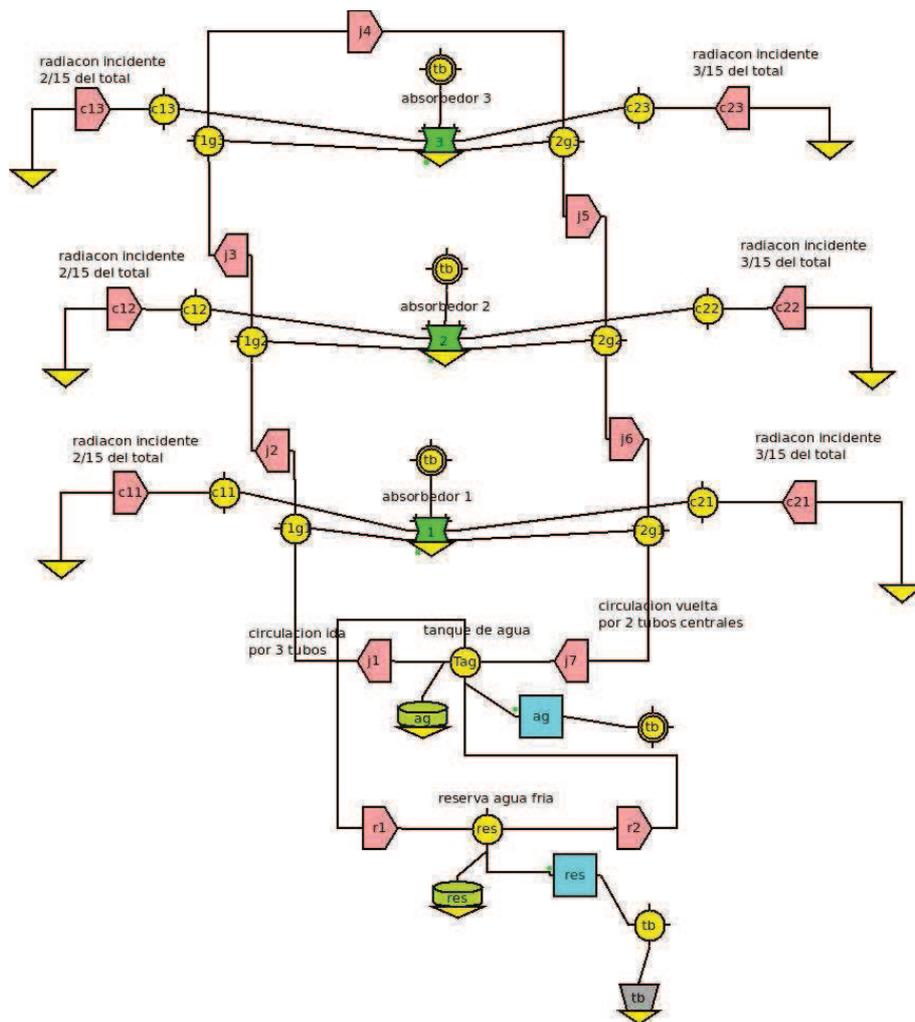


Figura 5.14: Circuito térmico simulado mediante SIMUSOL para el modo de funcionamiento con tanque de acumulación y recirculación en el absorbedor.

5.4.1. Resultados de simulación del sistema con tanque de acumulación y recirculación en el absorbedor

En primer lugar se muestran los valores simulados de las temperaturas de entrada salida, temperatura media de tanque de acumulación y eficiencia global del equipo instalado en el campo experimental del INENCO en la Universidad Nacional de Salta, para un día típico de primavera (figura 5.15). El equipo simulado cuenta con espejos convencionales con alto contenido de hierro (reflectancia 0,78) y sin pintura selectiva (emitancia de los tubos absorbedores 0,9).

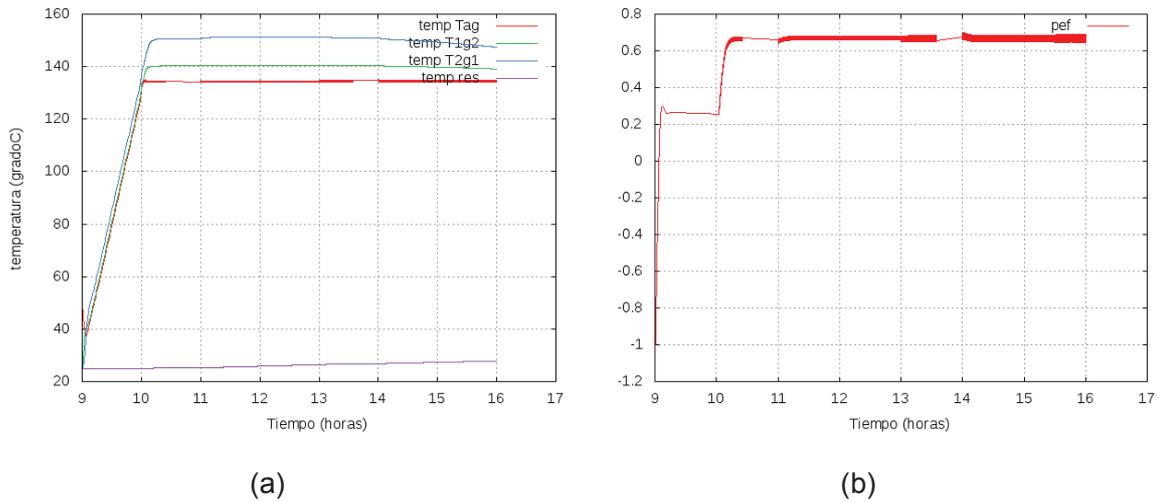


Figura 5.15: Simulación del equipo sin modificaciones.

En la figura 5.15(a) se puede apreciar que las temperaturas de entrada y salida del absorbedor suben de manera conjunta con la temperatura del tanque hasta que esta alcanza los 134 grados, momento en el cual se abre la válvula y comienza la extracción de vapor, en este momento la temperatura del tanque se mantiene constante ya que la válvula se regula para extraer el máximo vapor del equipo a esta temperatura. En la figura 5.15 (b) se puede ver que una vez que el equipo alcanza la temperatura de trabajo la eficiencia térmica promedio del equipo es 66%.

En la figura 5.16 se muestran las curvas de las temperaturas de funcionamiento y la eficiencia para el mismo equipo pero funcionando con pintura selectiva en los caños del absorbedor (emitanza 0,3 y absorción 0,95).

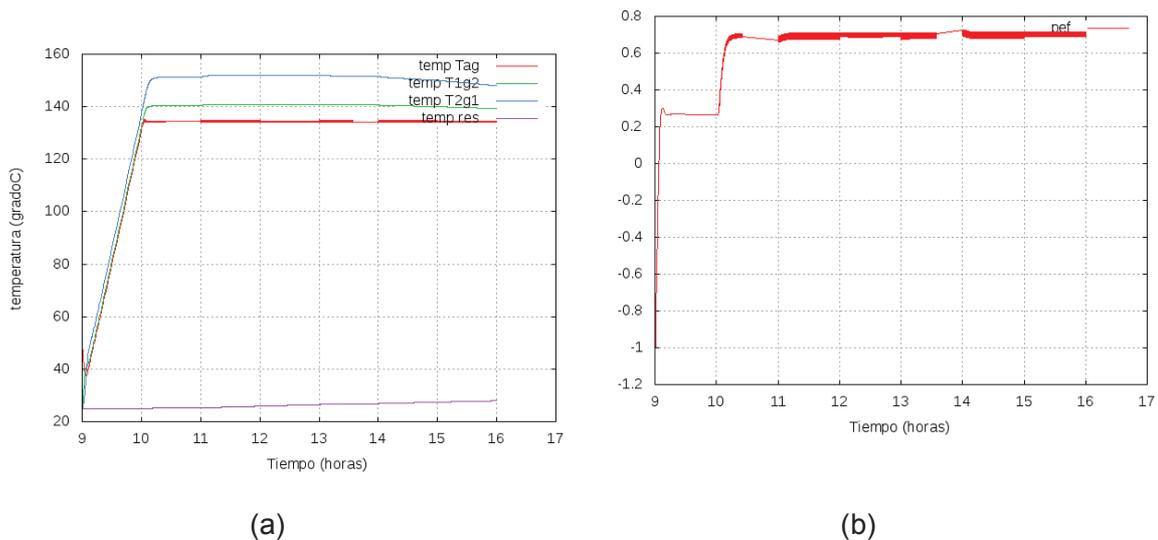


Figura 5.16: Simulación del equipo funcionando con pintura selectiva

Como se puede apreciar en la figura 5.16 la temperatura no varía de gran manera con respecto a las curva sin pinturas selectivas, para este caso la eficiencia térmica promedio es 69%, solo un 3% mejor.

A continuación se muestran las curvas de temperaturas y eficiencia del equipo con espejos de bajo contenido en hierro (reflectancia 95%).

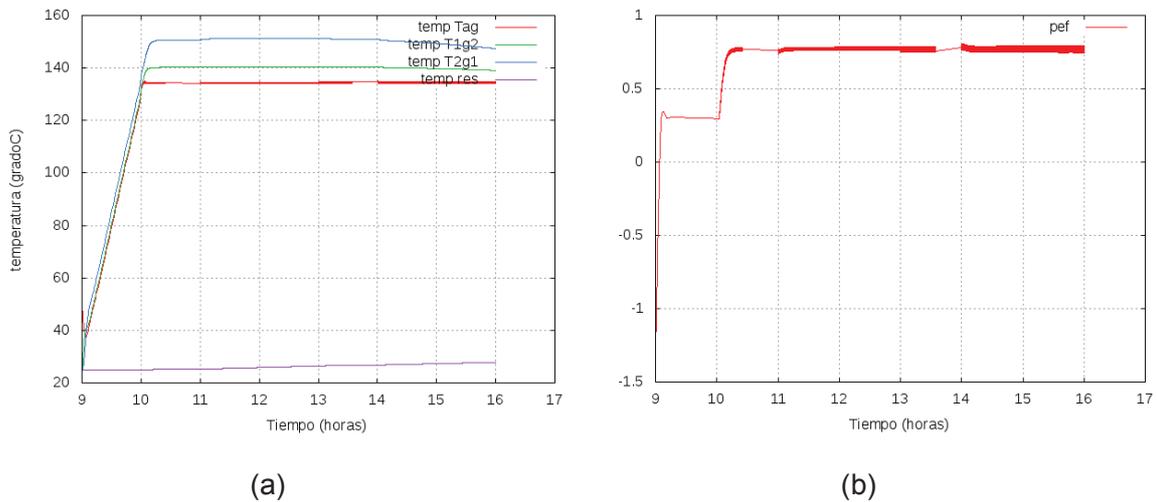


Figura 5.17: Simulación del equipo funcionando con vidrio blanco

La eficiencia térmica promedio para este caso es mucho mayor, 77%, lo que nos dice que un aumento de un 17% en la reflectancia incide casi directamente en la eficiencia global del equipo.

El último caso que se analizó fue el equipo funcionando sin pintura selectiva ni espejos de vidrio blanco pero se le agregó una fila de espejos, aumentando el área de colección de 43.2 m² a 48m². El propósito de este estudio es analizar si es conveniente invertir en mejoras de materiales o en ampliar el área de colección usando los mismos materiales.

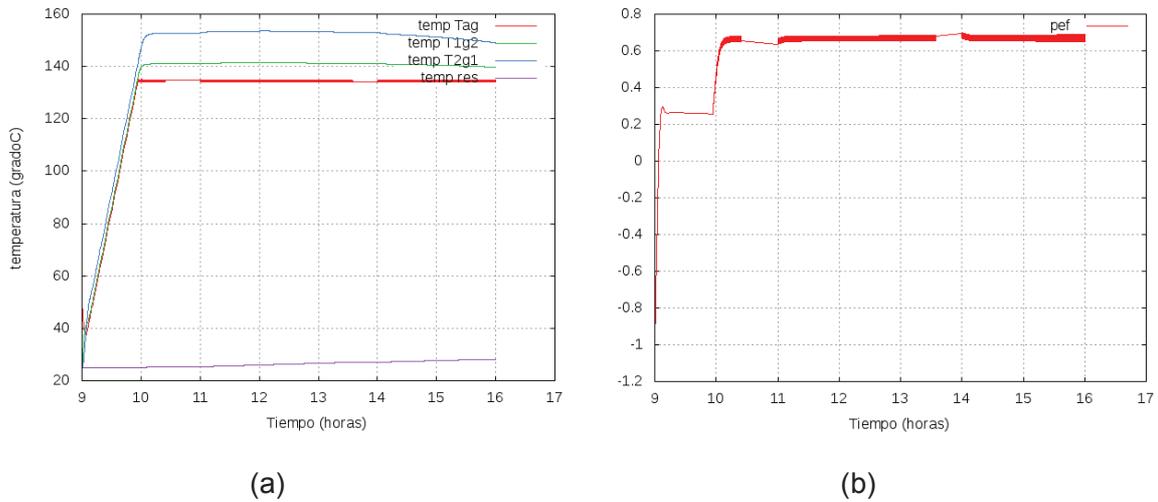


Figura 5.18: Simulación del equipo funcionando área extendida

Como se ve en el gráfico la eficiencia global no cambia ya que si bien el área de colección es mayor los caudales extraídos son mayores manteniéndose la eficiencia térmica en 66%. Pero si comparamos los caudales de producción (figura 5.19) se puede ver un aumento en el caudal promedio, esto nos permitirá decidir si nos conviene más invertir en pintura selectiva que mejora la eficiencia y con ello el caudal o aumentar el área de espejos.

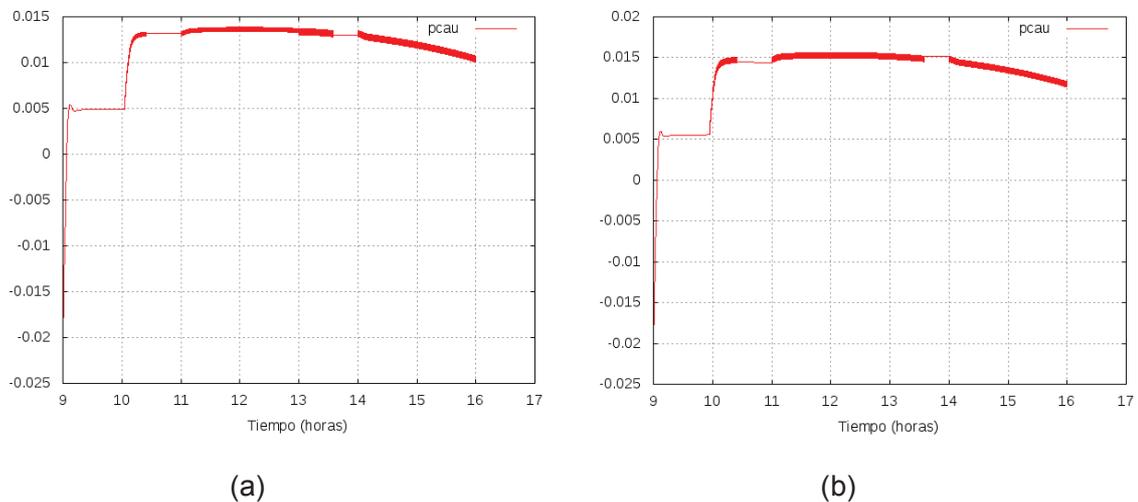


Figura 5.19: Simulación del caudal producido con un equipo de (a) área 43.2 m^2 y (b) 48 m^2

Se puede apreciar en las figura 5.19 como aumenta el caudal de $46,1 \text{ kg/h}$ a $52,2 \text{ kg/h}$ en promedio para las horas de funcionamiento del equipo (Altamirano et al, 2011).

En la Tabla 5.1 se muestran datos comparativos entre eficiencia y caudal másico para los diferentes equipos estudiados.

Equipo	Eficiencia (%)	Caudal (Kg/hs)
sin modificaciones	66,8	46,3
con pintura selectiva	69,6	48,3
con espejo blanco	77,1	53,5
con área extendida	66,9	52,2

Tabla 5.1: Comparación entre eficiencia y caudales de los equipos estudiados.

5.5. Conclusiones del capítulo

En este capítulo se mostró una simulación del comportamiento térmico de un CFL con el fin de estudiar distintos parámetros de funcionamiento y evaluar posibles modificaciones de materiales y constructivas para mejorar su rendimiento.

Analizando los gráficos de funcionamiento del equipo se observó que usando la ecuación (5.12) se puede regular el caudal de extracción de manera de garantizar el máximo rendimiento. Esto a su vez permite controlar la temperatura en el tanque de acumulación, ya que al maximizar la extracción uno se asegura que no se eleven las presiones del tanque al extraerse todo el calor excedente.

Por otro lado la regulación del caudal planteada puede ser fácilmente llevada a la práctica controlando los 4 variables, tres temperaturas (tanque, entrada y salida del absorbedor) y el caudal másico de vapor medido en la salida.

Comparando los datos de la figura 5.13 y 5.14 se puede ver que el uso de la pintura selectiva no afecta de gran manera a la eficiencia global del equipo, solo un 3%. Esto se debe a que las pérdidas térmicas en el absorbedor sólo representan un 10% en la eficiencia global del equipo (Flores Larsen, et al, 2011)(Singh et al, 2010). Estos resultados no justifican el uso de pinturas selectivas debido a que su implementación es muy costosa y sus beneficios no son grandes.

En la tabla 5.1 se puede apreciar por un lado que el uso de vidrio blanco aumenta de gran manera la eficiencia y esto se ve reflejado en el caudal másico de vapor que se puede extraer del equipo y por otro lado al aumentar el área de colección, si bien la eficiencia no aumenta, el caudal lo hace de gran manera. Estos resultados muestran la importancia de un análisis económico teniendo en cuenta el caudal de producción de vapor y no tanto la eficiencia a la hora de diseñar un equipo de gran área.

CAPITULO 6

En este capítulo se presentan los avances y modificaciones implementados en el prototipo de un concentrador Fresnel pensado para ser instalado en el marco del proyecto PFIP 2009 para la Ciudad de San Carlos provincia de Salta. El proyecto PFIP fue presentado con el objetivo de construir dos prototipos, uno de 86 m² situado sobre los 4000 m.s.n.m. en las instalaciones de la empresa Minera del Altiplano y otro de 200 m² situado en el predio de un productor de pimiento para pimentón. Estos prototipos son de escala real y están formados por módulos de de 54 m² de área de colección con un factor de concentración cercano a 40. Los equipos están desarrollados para ser acoplados en serie o en paralelos según sus requerimientos y pueden usarse para producción de vapor para usos industriales o para generación de electricidad. En este capítulo se muestran detalles de la construcción y mejoras que surgieron del estudio anterior.

6.1. Descripción del proyecto

El objetivo del proyecto es el desarrollo, construcción y transferencia de módulos de generadores de vapor y energía eléctrica basados en el uso de concentradores solares de tipo Fresnel lineal que al ser replicados por las empresas interesadas puedan satisfacer las necesidades de vapor a alta temperatura para procesos físico-químicos industriales o para producción energía eléctrica.

El módulo de producción de energía eléctrica también podrá servir de base para construir centrales Solares térmicas de mayor potencia. Esta etapa será un paso intermedio conveniente para obtener la experiencia necesaria.

Los concentradores Fresnel estarán formados por 10 líneas de espejos planos en paralelo de 90 cm de ancho y 6 m de largo cada uno, unidos para llegar a una longitud total de 50 m. Los espejos se colocan a 1 m del suelo, y se mueven siguiendo la trayectoria aparente del sol. Ellos concentran los rayos solares sobre un absorbedor formado por 5 caños colocados paralelamente a los espejos a una altura de 8 m, con la misma longitud de los espejos. El agua a presión entra por un extremo de los caños y los recorre siendo calentada por los rayos solares que llegan de los espejos.

Se plantea el desarrollo de dos módulos. Uno producirá vapor a alta temperatura y será financiado y construido por la empresa Minera del Altiplano quien lo colocará para su ensayo en sus instalaciones existentes en la Puna de manera que pueda ser puesto a punto en condiciones meteorológicas extremas. El INENCO proveerá la asistencia técnica necesaria para la construcción del equipo. Su área será del orden de los 86 m² generando vapor a 10 kg/cm² y 180 C.

El segundo tendrá 260 m² de espejos y producirá vapor a 40 kg/cm² y 270 C, lo que exige especificaciones más estrictas que el primer módulo. Se colocará en un lugar elegido por su alto nivel de radiación y por la posibilidad de conexión a una línea eléctrica de 33 KV interconectada a la red nacional entre otras variables.

A través de los fondos solicitados en este proyecto se construirán los módulos necesarios para completar el prototipo y un acumulador para permitir la generación nocturna de electricidad.

6.1.1. Justificación del proyecto

La producción de energía mediante el uso de la radiación solar tiene una importancia grande en dos aspectos:

- 1) Puede substituir el uso de combustibles convencionales a medida que sus reservas no abastezcan la demanda nacional. Es sabido que las reservas han disminuido y se debe encarar una solución a través de fuentes alternativas de energía. La energía solar se caracteriza por su alto potencial pudiendo abastecer las demandas futuras a largo plazo.

2) El uso de la energía solar implica una disminución sustancial de la contaminación energética ya que no se producen gases contaminantes. Su uso provee una solución a los problemas del cambio climático que comienza a apreciarse a nivel mundial.

El desarrollo que aquí se propone, en combinación con otras formas de energía alternativa, brinda una solución a largo plazo para los problemas ocasionados por el consumo de las energías convencionales, lo que tendrá consecuencias muy fuertes en la forma que se organizará la sociedad

3) También se insiste a nivel internacional que el uso de estas nuevas fuentes es un fuerte dinamizador de la economía debido a que son una fuente de trabajo importante por a la necesidad de cubrir grandes superficies de colectores para su uso masivo. Cabe destacar que el desarrollo propuesto permitirá la construcción nacional de estos equipos por lo que las oportunidades de trabajo podrán ser aprovechadas en su totalidad

A los efectos de llevar a cabo este desarrollo se seleccionaron empresas mineras por los problemas energéticos que estas presentan al tener que trabajar en zonas aisladas y están buscando alternativas factibles. Se espera que cuando estos equipos sean conocidos se abrirán oportunidades de uso en muchas industrias de diferente tamaño. Por otro lado, el uso en cogeneración por parte de los productores locales para el secado de pimienta o eventualmente la extracción de esencias permite darle un uso directo al módulo a construir.

6.2. Instalación en Minera del Altiplano

Planos de planta

Se realizaron los planos de planta para los ensayos en el campamento Fénix. El objetivo de instalar un equipo de 86 m² en el campamento de la Minera del Altiplano es realizar ensayos de eficiencia y evaluar el comportamiento de distintos materiales frente a condiciones climatológicas severas que presenta la puna. El campamento se encuentra sobre el límite entre las Provincias de Catamarca y Salta a 4200 m.s.n.m. por lo que recibe una de las radiaciones solares más altas del planeta lo que lo hace un desafío muy interesante, pero el hecho de estar situado a esa altura genera amplitudes térmicas que pueden superar los 30 grados y fuertes ráfagas de vientos.

La idea de realizar ensayos de esta tecnología es reemplazar el gran consumo de gas que tiene el campamento ya sea para calefacción del mismo como para procesos de extracción de litio. En la actualidad se encuentran instaladas calderas convencionales de gas natural del tipo humo tubular de dos pasos que producen 26500 kg/h de vapor por día a 180 C y 10 bar. Se piensa que en un futuro cercano se puede reemplazar de manera total o parcial el consumo de gas durante las horas diurnas y algunas horas de la noche mediante sistemas de acumulación en hormigón.

Para esta etapa de prueba se trabajará con agua tratada como fluido caloportador, se tomara el recaudo de vaciar las cañerías cuando el equipo no esté

funcionando, se piensa para un futuro poner resistencias disipadoras de calor para evitar el congelamiento en horas nocturnas.

Se tiene pensado trabajar en una primera instancia con 8 filas de espejos de 0,9 m de ancho por 6 de largo con un factor de concentración de 30. El absorbedor se sitúa a 7 metros sobre la línea de los espejos. Este equipo tiene un factor de concentración menor que el que se instalará en San Carlos puesto que los requerimientos de calor de la minera son menores a los necesarios para producir electricidad con eficiencias aceptables. En caso de ser necesario la altura del absorbedor permite acoplar dos filas de espejos en los laterales de manera de aumentar el factor de concentración y con ello las presiones y temperaturas de trabajo.

A continuación se muestran la localización dentro del campamento Fénix de Minera del Altiplano donde se está construyendo la planta.



Figura 6.1: Emplazamiento del equipo en el Campamento Fénix en la Minera del Altiplano (google maps, 2014).

Para este ensayo se piensa trabajar con un sistema a circuito cerrado para poder recuperar el agua tratada. Para ello se ensayará un sistema pequeño de acumulación de hormigón que servirá como primer intercambiador para enfriar el agua que proviene del absorbedor. Se conectará un intercambiador aire agua para bajar la temperatura del agua a temperaturas menores a 75° que puedan ser almacenadas en un tanque para luego ser recirculada. A continuación en la figura 6.2 se muestra el plano de planta.

6.2.1. Planos de planta

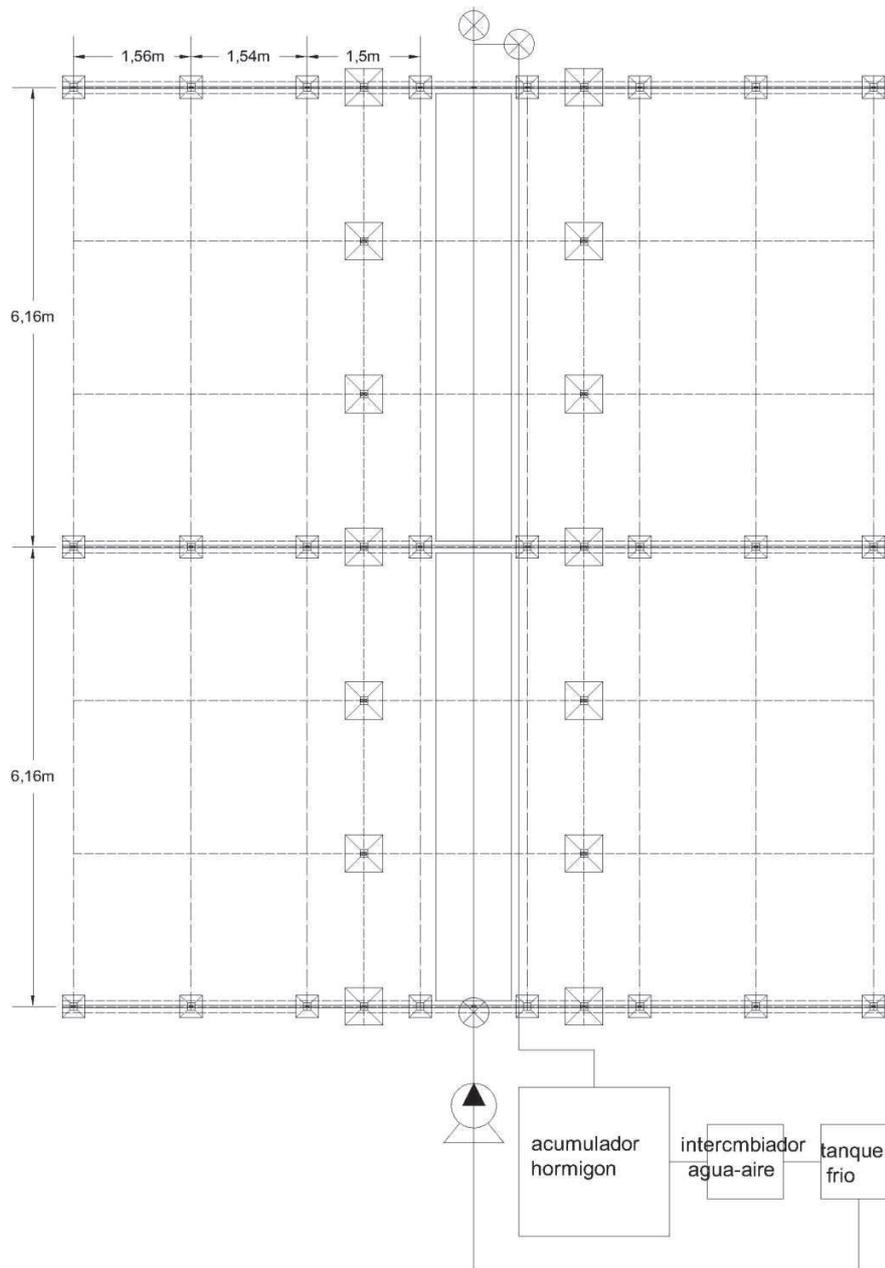


Figura 6.2 Plano de planta de equipo de 86 metros cuadrados.

6.3. Instalación en San Carlos

Se realizaron los planos de planta para los ensayos en San Carlos. El objetivo de instalar un equipo de 270 m² en la localidad de San Carlos es realizar ensayos de eficiencia y evaluar el comportamiento de distintas partes y materiales de equipo.



Figura 6.3: Emplazamiento del equipo en la localidad de San Carlos (google maps, 2014).

6.3.1. Plano de planta

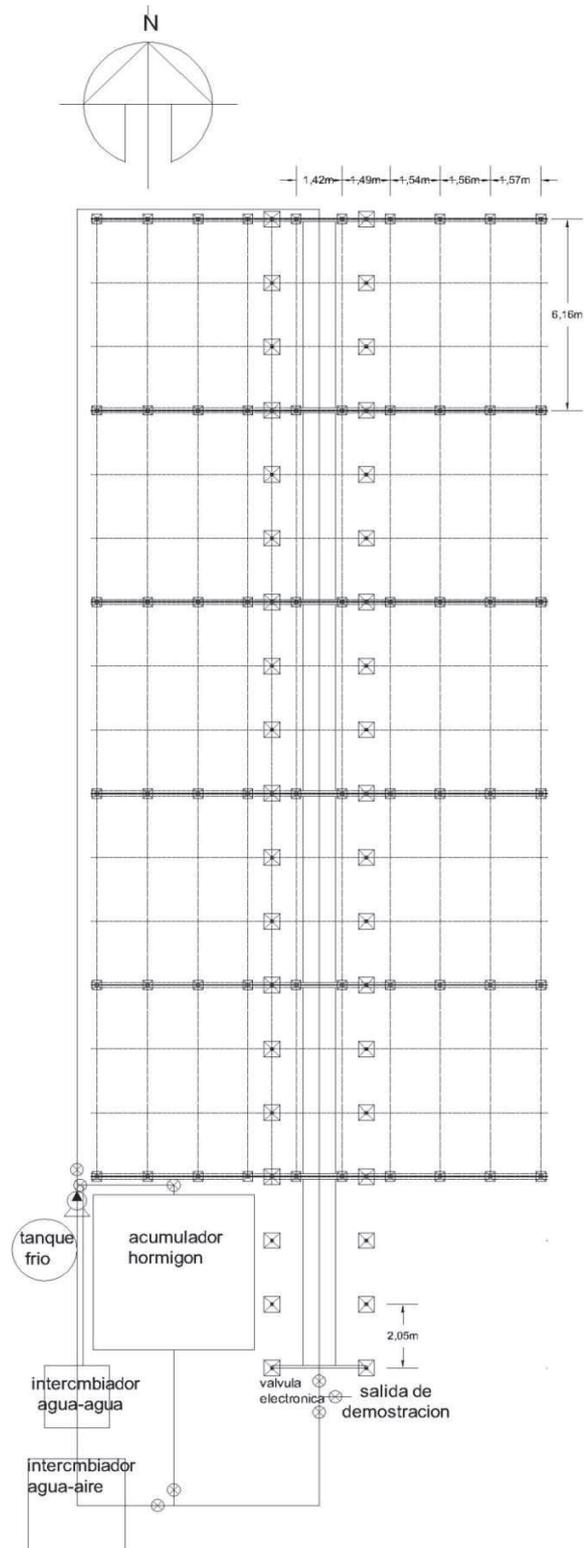


Figura 6.4: Plano de planta del la instalación del equipo en San Carlos.

6.4. Equipo simulado

Se simuló un equipo de 86m^2 situado en la localidad de San Carlos para tener una idea del comportamiento del equipo instalado en la primera etapa de proyecto. Para evaluar el funcionamiento del concentrador solar en condiciones normales de trabajo se utilizó el programa estudiado en el capítulo 5 con las modificaciones en las dimensiones.

El absorbedor está formado por cinco tubos de 12 m de longitud ubicados en paralelo entre sí, pero por simplicidad se considera que el fluido circula por un solo caño de área equivalente. El absorbedor fue dividido en 6 segmentos (cada uno representado por un nodo de temperatura).

Las pérdidas térmicas en el absorbedor se simularon teniendo en cuentas los intercambios conductivos, convectivos y radiativos entre los tubos caloportadores, la cavidad trapezoidal aislante y el ambiente con los coeficientes ajustados en el capítulo anterior (Altamirano et al., 2009).

Se fijó una presión de trabajo de 12 kg/cm^2 lo que implica una temperatura de cambio de fase para el fluido de trabajo (agua) de 190 C . Se fijó el caudal mediante una tabla de temperatura vs caudal de manera tal que maximiza el caudal de vapor extraíble del equipo garantizando una producción de vapor sobre-calentado 40 C por encima de la temperatura de cambio de fase durante la mayor cantidad de horas posibles.

Para las fuentes másicas que simulan el caudal de recirculación en el absorbedor se tuvo en cuenta la variación del C_p con la temperatura y la fase del fluido que corresponda (líquido o vapor), para el caso que la temperatura fuese la de cambio de fase se tuvo en cuenta un C_p ponderado de la mezcla agua-vapor considerando la fracción de vapor.

Las hipótesis consideradas para el desarrollo del circuito térmico de SIMUSOL son:

- Las propiedades térmicas de los materiales involucrados (conductividad térmica, densidad y viscosidad) son constantes a excepción de la capacidad calorífica del agua a presión constante (C_p) que fue ingresada por tabla.
- La temperatura ambiente se mantiene constante a lo largo del día. Se calcula como promedio mensual entre temperaturas máxima y mínima de los meses simulados.
- No hay gradiente de temperatura a lo largo de las secciones de dos metros de absorbedor.
- Los cinco caños que posee el absorbedor se modelizaron con un nodo de temperatura y área equivalente.
- Cada nodo de absorbedor representa una sección de dos metros de largo.

- Los coeficientes convectivos no varían con la temperatura, a excepción del coeficiente convectivo entre el fluido caloportador y los tubos del absorbedor que fue calculada en función de la fase en la que se encuentra el fluido.
- No se tienen en cuenta las pérdidas térmicas a lo largo de las cañerías de entrada y salida.
- La presión en el circuito se mantiene constante.

6.4.1. Modelo térmico con SIMUSOL

Para simular el equipo con SIMUSOL, el absorbedor fue dividido en seis secciones de dos metros cada una. De esta forma se tuvo en cuenta la distribución de temperatura a lo largo del mismo. Cada una de las partes fue simulada mediante un modelo, los cuales reciben la energía reflejada por los espejos y simulan las pérdidas térmicas desde el absorbedor al ambiente. Cada modelo se conecta con el programa principal mediante tres nodos de temperatura:

- Tag: es la temperatura del agua acumulada en la sección de absorbedor de 3 metros de largo.
- Tamb: es la temperatura ambiente
- Tci: es la superficie de los caños del absorbedor donde incide la radiación.

Para simular la radiación directa proveniente de los espejos se usó el método de día claro propuesto por Hottel (Duffie and Beckman, 2005), teniendo en cuenta las atenuaciones producidas por los distintos ángulos de incidencia sobre los espejos. Este modelo fue programado en Fortran y alimenta al programa cuando se simula la radiación incidente sobre la superficie de los caños del absorbedor como un flujo de energía (Gea et al., 2010). Para incluir el porcentaje de radiación reflejada por los espejos se consideraron valores medios de reflectancia para espejos de 3mm de espesor con soporte de vidrio común, (Hongn et al., 2011).

La simulación se realizó durante 10 horas comenzando a las 8 de la mañana, terminando así a las 18 horas. La hora corresponde a la hora solar y no a la de uso horario. Se simularon los 4 días que representan los cambios de estación, para los días 21 de Diciembre, Marzo, Junio y Septiembre.

6.4.2. Resultados de las simulaciones

Se muestran los resultados de la simulación de las temperaturas de agua (C) en función de la hora y también la eficiencia del sistema para el 21 de Diciembre y 21 de Junio.

21 de Diciembre

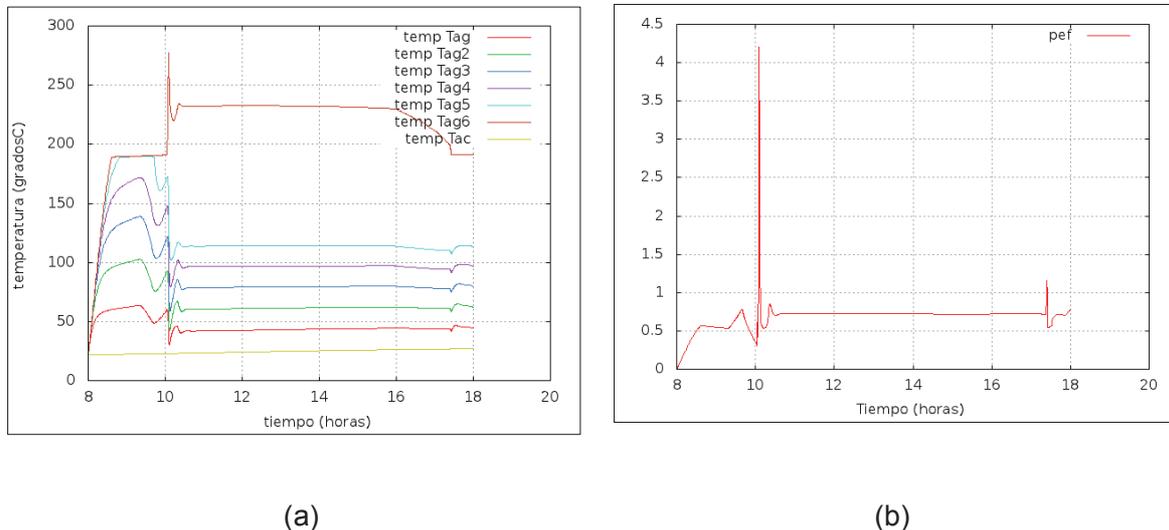


Figura 6.6: a) Gráfico de temperaturas de agua en el absorbedor (C) vs hora solar. En b) se observa la eficiencia del sistema vs hora solar. Día simulado, el 21 de Diciembre.

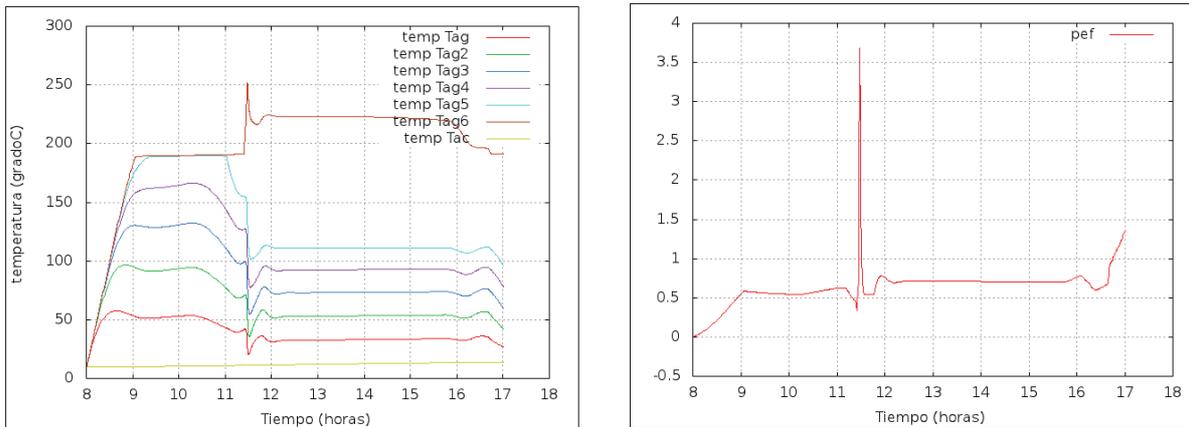
Como se puede observar de la figura 6a el cambio de fase comienza cuando la temperatura de salida alcanza los 190 C aproximadamente media hora después de encendido. Entre las 8:30 hs y las 10 hs se observa una meseta debido a que no se llega a evaporar todo el fluido y tenemos una mezcla líquido-vapor a temperatura de cambio de fase. Alrededor de las 10 hs de la mañana la potencia es suficiente para transformar todo el líquido en vapor y se observa un pico de temperatura debido al efecto de la inercia térmica con la fuerte disminución de c_p del vapor respecto a la entalpía de cambio de fase. Una vez que la fracción de vapor es 1 el caudal de circulación de fluido es aumentado a 0.07 l/s y la temperatura de salida se estabiliza a 230 C.

En la figura 6b se observa la eficiencia del sistema cuando entra en régimen de funcionamiento (a partir de las 10 horas) se estabiliza en 0,7. Los picos en los cuales la eficiencia supera la unidad se debe al efecto de la inercia térmica que está relacionado con los picos de temperatura explicados anteriormente.

21 de Junio

Para este caso el cambio de fase ocurre recién entre las 9 y las 11.5 hs del inicio. Cuando el equipo alcanza la temperatura de funcionamiento el caudal toma un valor de 0.04 kg/s. La diferencia más notoria entre las figuras 6.6a y 6.7a es el desplazamiento horario en el que ocurre la evaporación total del fluido caloportador.

Para este caso el cálculo se realizó hasta las horas 17 debido a que el día solar es menos extenso con respecto a los demás días y la eficiencia en régimen de funcionamiento tiene un comportamiento similar a la simulada para diciembre, figura 6.7b.



(a)

(b)

Figura 6.7: a) Gráfico de temperaturas de agua en el absorbedor (C) vs hora solar y b) muestra la variación de la eficiencia con la hora solar. Ambos gráficos para el 21 de Junio.

6.5. Instalación en San Carlos

Por problemas de tiempo en el desembolso de las cuotas del proyecto PFIP 2009, y hasta la fecha de redacción de esta tesis solo se ha desembolsado la primera cuota del proyecto. Es por eso que se decidió la construcción de dos módulos con 8 filas de espejos, lo que completa un área de 86m². A continuación se detallan algunos aspectos técnicos de la instalación.

Los bastidores para los espejos, absorbedor, y soportes fueron construidos por la empresa INTI-AR en la ciudad de Salta y transportados al lugar de instalación. La construcción del sistema, acorde a la primera etapa, se llevo a cabo en cinco sub-etapas. La misma empresa brindó apoyo técnico durante la instalación.

Bases: las bases para las columnas del absorbedor se construyeron con zapatas de hormigón: de 0,5 x 0,5 x 0,5 m que, para su correcta alineación, se emplazaron con una plantilla que encuadra 8 bases a la vez (figura 6.8), lo que asegura que los soportes

queden correctamente emplazados. (Gea et al., 2012). Para su alineación inicial se buscó el norte solar midiendo la sombra al medio día solar en un día de otoño.



(a)

(b)

Figura 6.8: Emplazamiento de las bases para el absorbedor

Las bases de los soportes de los bastidores de espejos se hicieron más pequeñas (0,3x 0,3 x 0,3 m)

En total se instalaron 20 bases para el absorbedor y 24 para los espejos.

Montaje del absorbedor: los arcos de 8.5 m de alto se montaron sobre las bases ya hormigonadas y fueron estabilizados con vientos hacia los costados y una barra que los une entre sí por encima en la parte superior, asegurando así el paralelismo entre los mismos. Una vez estabilizados los arcos se colocaron las poleas, una por arco, sobre las cuales se montó el absorbedor sin los caños y se lo elevó a 1,5 m del suelo. Los caños se montaron sobre caballetes para ser soldados en el lugar. Cuando los caños se encontraban soldados y pintados con pintura de alta temperatura se procedió a bajar el absorbedor sobre los mismos para ser abulonados y, finalmente, se eleva el absorbedor completo hasta su posición final a 7,8 m del piso.



(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 6.9: Etapa del montaje del absorbedor. (a) montaje de los arcos (b) colocación de las poleas (c) montaje del absorbedor (d) montaje final de los caños del absorbedor.

Montaje de los espejos: Los bastidores de los espejos se montaron sobre rulemanes a 0.8 m sobre el suelo, donde los espejos son adheridos en su parte media mediante silicona a la estructura y asegurados con ángulos metálicos en los extremos. Luego de fijarlos son levemente curvados de manera mecánica. Finalmente se logra una correcta alineación controlando la imagen que proyecta cada uno sobre el absorbedor.



(a)



(b)

Figura 6.10: Montaje de los bastidores y espejos (a) pegado de espejos (b)alineación de las imágenes.

Sistema de agua: Para el sistema de circulación se usaron caños Schedule 40 de una pulgada, los mismos que se usan en el absorbedor. El sistema de agua emplea una bomba de pistones con un variador de velocidad programable. El caudalímetro se montó antes de la bomba y se instalaron sensores de temperatura (termocuplas tipo K) a la entra y salida del absorbedor. Los caños de recirculación se aislaron con 5 cm de lana de vidrio.

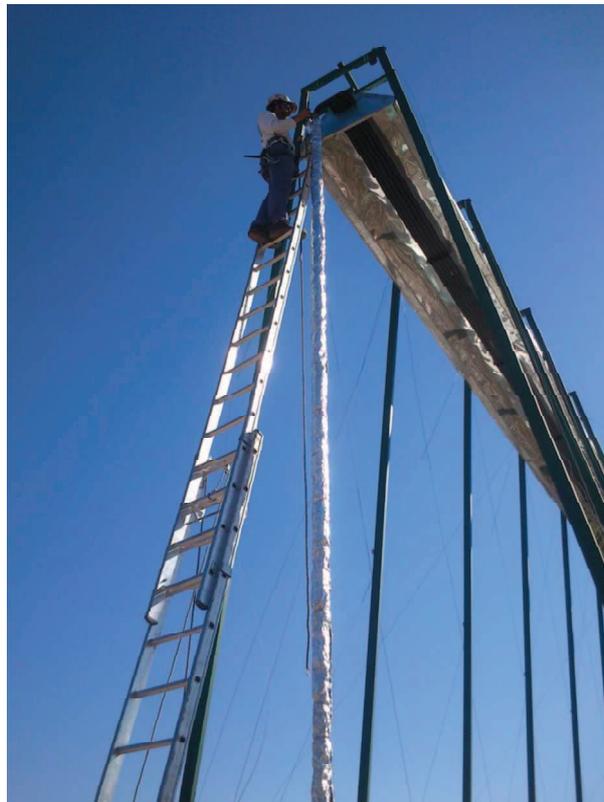


Figura 6.11: Montaje del sistema de alimentación del absorbedor.

En esta etapa se trabajó a circuito abierto, se espera en una próxima etapa cerrar el sistema con una máquina de vapor y un condensador.

Sistema de movimiento: Para el sistema de movimiento de los espejos se utilizan motores paso a paso con una reducción de 1/100 (Hoyos et al, 2010), donde cada fila de espejos tiene acoplado un motor y un sistema de control comandados por un microcontrolador. El mismo proporciona al motor una frecuencia de giro variable cada intervalo de un minuto. Esto se logra con la implementación de tablas que contienen: la frecuencia de giro variable para las 10 hs de funcionamiento del sistema, y las posiciones a las que debe llegar el espejo al amanecer del día para comenzar el seguimiento y al finalizar el mismo para alcanzar la posición de reposo (“mirando al suelo”). Cada espejo tiene asignada una tabla de datos por día, de manera tal que el movimiento es automático durante el paso de los mismos. La figura 6.12 corresponde a una imagen fotográfica tomada en dirección suroeste hacia noreste, donde pueden observarse las filas de espejos con su correspondiente motor y un sistema de control independiente entre ellos contenido en gabinetes IP-64 (para evitar entrada de polvo e infiltraciones de agua).



Figura 6.12: Vista de los espejos con su correspondiente motor y sistema de control

6.6. Sistema de circulación de agua

Para esta primera etapa, el concentrador solar funciona bajo un sistema abierto sin recirculación de agua. Se repitió el sistema de evaluación que fue usado en el capítulo 4 para evaluar el equipo instalado en el campo experimental del INENCO. Ver figura 4.

6.7.1. Primer ensayo

El primer ensayo del sistema completo se realizó el día 13 de agosto de 2013. La válvula de salida se mantuvo abierta de manera de trabajar a presión atmosférica para asegurar que el sistema no alcance valores elevados de presión durante el tiempo de trabajo. Los espejos fueron calibrados y ensayados el día anterior. Entre 8:00 y 8:15 hs las 8 filas de espejos realizaron un posicionamiento automático hasta la posición de trabajo (inclinación que debe tener cada reflector a las 8:30 hs), a partir de ese momento los motores hacen girar los espejos a una frecuencia variable cada minuto hasta la hora de puesta del sol, donde cambian su régimen de movimiento (aumenta su frecuencia de giro) hasta llegar a la posición de reposo, esto puede durar un lapso de 15 minutos aproximadamente.

El caudal de circulación de agua fue fijado en 0.02 kg/s y, para este primer ensayo, se trabajó a circuito abierto. Se monitorearon las temperaturas de interés (temperatura a la salida del absorbedor, a la entrada y ambiente). La radiación global medida correspondiente a un día claro de agosto para San Carlos, con un pico de 750 W/m² al mediodía.

La temperatura de salida, registrada continuamente, indicó que el sistema no alcanzó el régimen de trabajo, esto debido a problemas con el variador de caudal de la bomba que luego fueron solucionados, aún así esta temperatura fue de 120 C aproximadamente, por lo que a la salida se obtuvo vapor sobrecalentado a presión atmosférica.

Es necesario tomar como medida de seguridad que mientras el absorbedor se encuentra iluminado el fluido debe encontrarse en movimiento dentro de los caños para evitar presiones muy elevadas, y de manera rigurosa evitar la concentración de radiación sobre el absorbedor cuando el sistema se encuentra sin fluido. Cuando el equipo está fuera de funcionamiento es recomendable vaciar el sistema de cañerías para evitar algún problema de congelamiento, sobre todo en invierno.

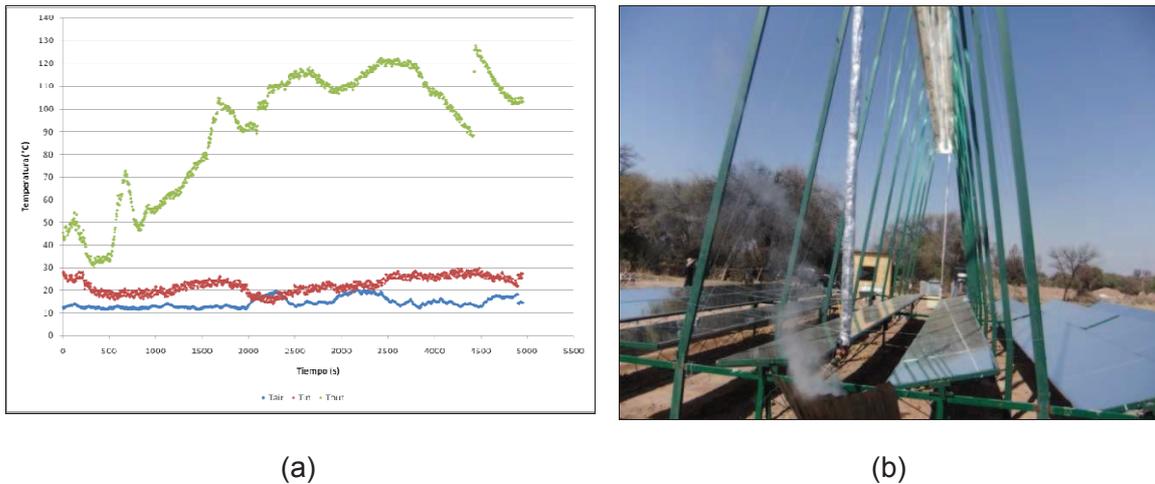


Figura 6.13: a) Temperaturas registradas durante el ensayo desde horas 14 hasta 15:30 aproximadamente. b) Se observa el equipo en condiciones de funcionamiento, donde a la salida se obtiene vapor sobrecalentado.

De la figura 6.13a puede observarse la evolución temporal de las temperaturas del agua a la salida (verde), entrada (roja) y ambiente (azul), donde el instante cero representa la hora 14. El ascenso pronunciado de T_{out} en $t = 500s$ se debe a la circulación de agua con un caudal aproximado de 0.02 kg/s , luego por problemas técnicos el fluido dejó de circular por el sistema y la temperatura medida a la salida disminuye, la pendiente positiva siguiente se debe al reencendido de la bomba aunque con un caudal algo mayor que en el caso anterior (por eso una pendiente positiva pero menor que la anterior), cerca de $t = 1500s$ se retoma el caudal de 0.02 kg/s y desde este instante hay un periodo de intermitencia en el funcionamiento de la bomba. Finalmente a $t \sim 4500s$ se libera por completo la válvula de salida permitiendo el escape del vapor contenido en el sistema, de aquí el aumento súbito de temperatura que registra la termocupla. Los inconvenientes de funcionamiento de la bomba fueron solucionados sobre las horas de la tarde, el problema surgía por la incorrecta configuración del variador digital de velocidades propio de la bomba, que se confundía de cierta forma con la regulación de caudal que se realiza mediante una PC a partir del software LabView.

Dentro del ensayo también se han registrado imágenes del tipo termográficas mediante una cámara termográfica Fluke Ti55. La cámara puede configurarse para medir en tres rangos de temperatura: entre -20 y 100 C , -20 a 350 C y 250 a 600 C , con una precisión de 2% . Las imágenes termográficas son analizadas mediante el software SmartView provisto por el fabricante. Debido a que la termografía infrarroja es un método no destructivo que permite determinar la distribución superficial de la temperatura del área a analizar resulta de gran interés la implementación de la misma para registrar perfiles de temperatura sobre los caños del absorbedor. Un análisis cualitativo de estas imágenes puede mostrar puntos calientes, comportamiento del flujo y distribución del mismo al ser ramificado en los cinco caños, permite determinar la región de cambio de fase, etc. Un estudio cuantitativo puede brindar información de la cantidad de calor que absorbe el

agua en su recorrido conociendo la temperatura superficial de los caños, determinar los perfiles de temperatura a lo largo y lo ancho del absorbedor. En la figura 6.14 se muestran las primeras imágenes tomadas con la cámara termográfica. La ausencia temporal del vidrio, en la parte inferior del absorbedor, permite el registro de los termogramas sobre los caños. En caso de estar presente el vidrio el análisis del comportamiento térmico del absorbedor mediante termografía no sería posible ya que el mismo es opaco a la radiación infrarroja.

Para entender la figura 6.14 se debe considerar que el absorbedor está dividido en 9 segmentos de 2 metros de largo. El 1^{er} segmento corresponde al tramo donde el fluido se distribuye en los tubos paralelos que componen el absorbedor, es decir el fluido circula del segmento 1^o al 9^{no}. Las temperaturas marcadas en cada figura corresponden a los puntos de mayor temperatura de la imagen.

Los termogramas de la figura 6.14 permiten develar la llegada de mayor radiación sobre uno de los caños del absorbedor en la 2^{da} sección del mismo. No parece corresponder a un flujo estancado o un flujo menor que en el resto de los caños, ya que en el último tramo (figura 6.14c) el perfil de temperaturas en la dirección transversal de los caños es aproximadamente constante.

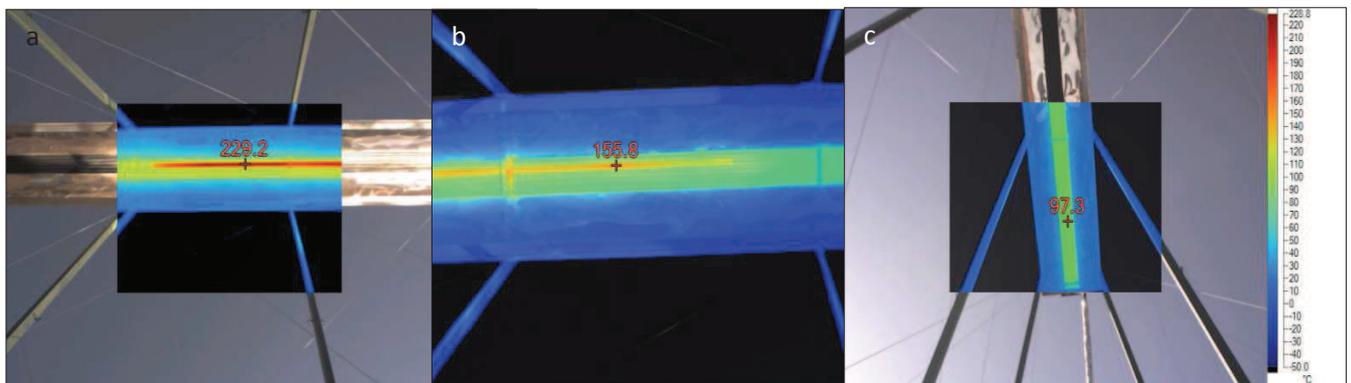


Figura 6.14: En a) se observa la imagen termográfica de la 2^{da} sección del absorbedor, b) corresponde a la 7^{ma} sección y c) a la 9^{na}, donde el agua finaliza su recorrido por el absorbedor.

6.7.2. Segundo ensayo

El segundo ensayo se llevó a cabo el día 6 de septiembre del 2013, para este ensayo los espejos fueron calibrados el día anterior pasando la noche en su posición de reposo (con la protección de chapa hacia arriba). A las 8:00 de la mañana comienzan a ubicarse, demorando 30 minutos en posicionarse. El registro de las temperaturas se inició a las 09:00 hs pero el equipo empezó a funcionar con la presión de 12 kPa y 0,03 kg/s recién a las 12:00 hs ya que hasta esa hora se estuvieron haciendo calibraciones en el sistema de medida de caudal y ajustes finos a los espejos, manteniendo la presión libre

con la válvula abierta. Una vez que se cerró la válvula de salida la presión aumentó hasta alcanzar los 12 kPa y la temperatura se acomodó alrededor de los 190 C.

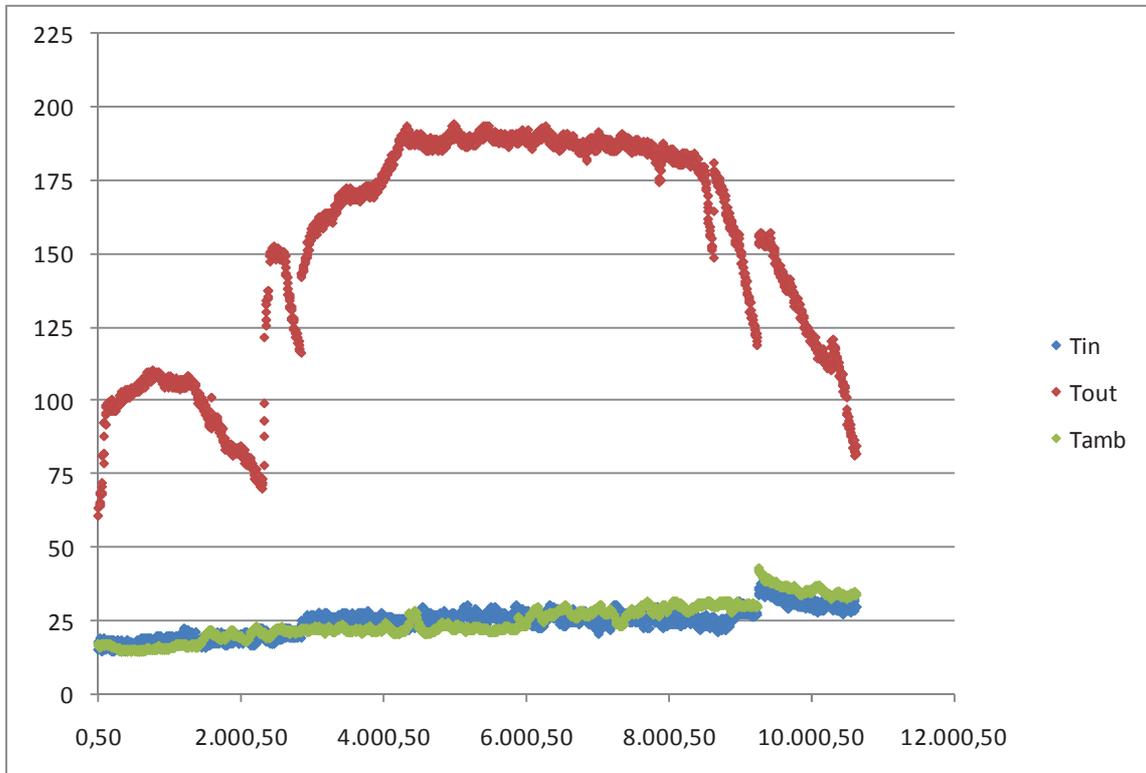
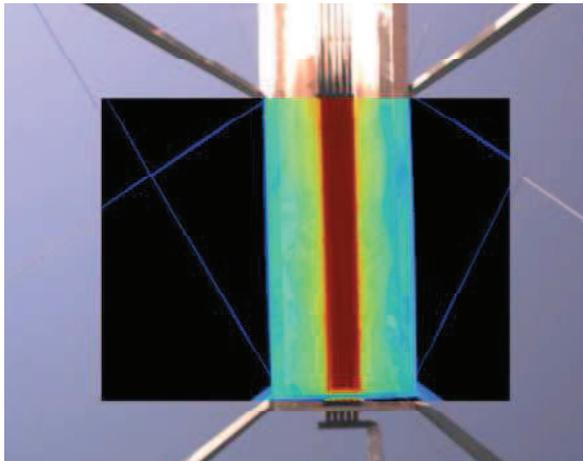


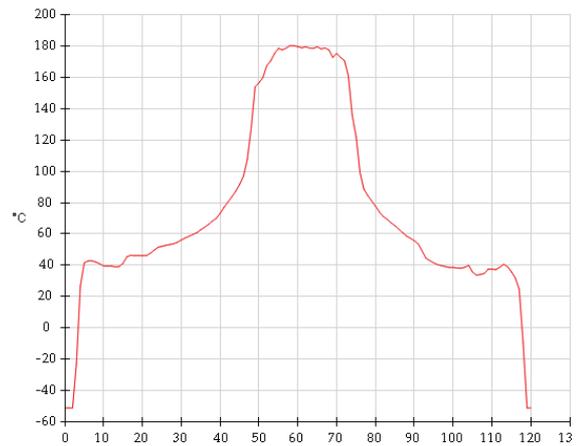
Figura 6.15: Temperaturas registradas durante el segundo ensayo.

En el figura 6.15 se observan leves picos durante el tiempo de ensayo cuando la presión de trabajo alcanza los 12 kPa, estos se deben a que el motor de uno de los espejos de los extremos no se encontraba funcionando correctamente por lo que se desenfoaba continuamente. Al final se ve que la temperatura cae abruptamente y sube antes de seguir descendiendo, esto se debió a ensayos de extracción de vapor que se realizaron antes de apagar el equipo.

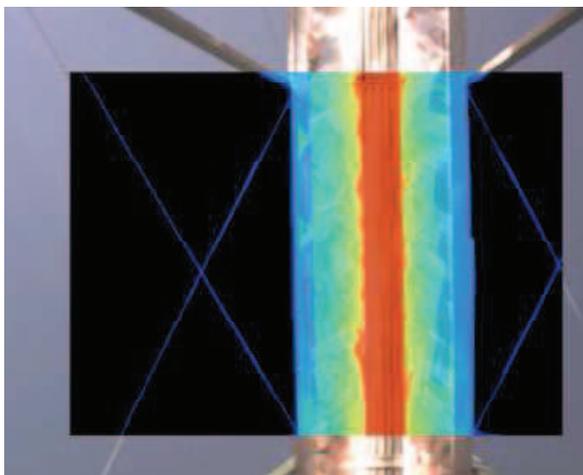
Al igual que en el ensayo anterior se corroboró la correcta distribución de las temperatura en los caños con una cámara termográfica descartando así la presencia de puntos calientes, figura 6.15.



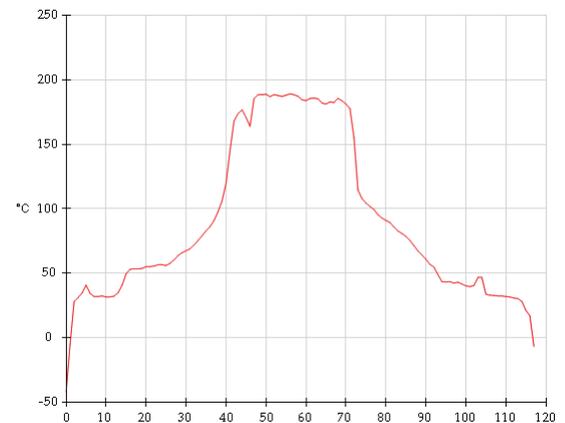
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 6.16: evaluación de la distribución de temperatura sobre los caños del absorbedor mediante el uso de cámara termográfica.

6.8. Conclusiones del capítulo

En este capítulo se usó el programa SIMUSOL para simular un sistema complejo como es un Concentrador Lineal tipo Fresnel. Se puede observar que SIMUSOL es una herramienta útil para representar de manera sencilla el comportamiento del equipo para ciertas condiciones de funcionamiento. Ya fueron simulados prototipos del Concentrador Fresnel Lineal, de menor escala, mediante este software y los datos medidos y simulados han ajustado correctamente. Es por ello que una de las grandes ventajas de la simulación, es la posibilidad de extrapolar el funcionamiento a otras condiciones de trabajo, otra escala de tamaño, y para condiciones geográficas diferentes.

La simulación térmica del sistema completo otorga una representación del funcionamiento esperado, actualmente el equipo se encuentra en condiciones de ser ensayado bajo condiciones normales de trabajo. Muy recientemente, se ha terminado la instalación de la 1ra etapa y se ha comprobado un correcto funcionamiento de las partes del sistema. En breve se realizarán los monitoreos correspondientes a fin de realizar una evaluación cuantitativa del funcionamiento del Concentrador Fresnel Lineal para la etapa de generación de vapor.

Dentro de los resultados más destacados que se obtienen con el soft, se puede mencionar que si bien los valores de irradiancia invernales son menores que las de verano, la temperatura del fluido requerida para el funcionamiento se alcanza para cualquier día del año. Aunque si se observa una disminución en las horas de funcionamiento del equipo.

Para los días 21 de Marzo y 21 de Septiembre los resultados de la simulación son análogos a los presentados en el apartado precedente, donde también se observa un desplazamiento temporal en la hora donde se alcanza la temperatura necesaria de funcionamiento.

En cuanto a los ensayos in situ, se comprobó que el sistema puede alcanzar las condiciones de trabajo para las cuales fue diseñado (temperatura, presión y caudal). Se comprobó que bajo estas condiciones no aparecieron puntos calientes, pero queda pendiente un estudio más detallado del tema así como ensayos de eficiencia.

CONCLUSIONES FINALES

El CFL es una novedosa herramienta para la producción de energía mediante el aprovechamiento de la energía solar y se muestra como una herramienta sólida a la hora de generar energía de potencia a gran escala. A nivel mundial vienen creciendo los proyectos que optan por esta tecnología y Argentina cuenta con un grupo de trabajo sólido y con experiencia para afrontar este desafío siendo capaces de construir un equipo con elementos de producción nacional en un 90%.

En esta tesis se estudió en detalle los diferentes procesos de intercambios térmicos que ocurren en el absorbedor y energéticos en general en CFL, con ello se elaboró una simulación completa en estado no estacionario que permitió tomar decisiones constructivas y aumentar la escala de trabajo.

Del análisis de las diferentes configuraciones geométricas estudiadas del absorbedor para un CFL se optó por la cavidad trapezoidal invertida con cinco caños debido a dos razones fundamentales: La primera es que al no poseer espejos secundarios tiene un mayor porcentaje de capitación directa de la radiación incidente desde los reflectores, evitando así pérdidas por reflexiones secundarias, y aumentando la eficiencia del equipo. La segunda ventaja es que los caños se encuentran iluminados solo por su parte inferior, esto es una gran ventaja a la hora de trabajar con generación directa de vapor, ya que se reduce los riesgos de que se produzcan puntos calientes por sobrecalentamientos de los caños.

Mediante del estudio de las pérdidas térmicas en el absorbedor de 1,4m construido en el laboratorio se pudo determinar el coeficiente global de transferencia de calor desde la cubierta al ambiente exterior. Se pudo observar también que aproximadamente el 87 % de la pérdida de calor a través de la envolvente del absorbedor se produce por la cubierta transparente. Este porcentaje puede aumentar durante la operación del modelo a escala real en función de las velocidades de viento que se registren en la zona donde sea instalado.

Por otra parte se describe el modelo térmico del absorbedor lineal desarrollado en el INENCO, para lo cual se utiliza el programa SIMUSOL. Se utilizaron medidas experimentales para ajustar los coeficientes de transferencia de calor en estado estacionario. Los resultados de la simulación para distintas potencias de entrada muestran que SIMUSOL reproduce adecuadamente la relación lineal existente entre las temperaturas y la potencia entregada, con errores relativos porcentuales de alrededor del 10%, excepto para las temperaturas superficiales exteriores (laterales y techo), con errores que llegan al 35%.

Debido a que las pérdidas térmicas en el absorbedor se producen en su mayoría a través de la parte interior se estudió en detalle el movimiento del aire y los fenómenos de intercambios de calor que se producen en la cavidad trapezoidal. Este estudio permitió definir parámetros característicos, como ser la profundidad de la cámara trapezoidal o el

espesor de la aislación lateral y superior, y así mejorar rendimientos y disminuir costos innecesarios. Dichos parámetros fueron optimizados para el CFL que se encuentra en construcción en la localidad de San Carlos.

De los ensayos realizados al CFL de 43m² instalado en el campo experimental del INENCO se pudo observar que el equipo funcionó de acuerdo a lo esperado produciendo vapor con eficiencias térmicas altas, acordes con valores publicados en la bibliografía consultada (Mills y Morrison, 2000).

Las experiencias realizadas no solo permitieron calcular valores de eficiencia, además sirvieron para ensayar y poner a punto otros factores importantes que influyen sustancialmente en la producción de vapor. Por ejemplo la orientación y sistema de movimiento de los espejos, bombas de agua, sistema de limpieza y válvulas de seguridad entre otras partes ensayadas. Este estudio permitió corregir detalles tanto en el diseño como en la construcción y funcionamiento y sirvió de base de conocimientos para la construcción a una escala mayor.

Se usó el programa SIMUSOL para simular un sistema complejo como es un CFL. Se puede observar que SIMUSOL es una herramienta útil para representar de manera sencilla el comportamiento del equipo en estado no estacionarios con determinadas condiciones de funcionamiento. Ya fueron simulados prototipos del Concentrador Fresnel Lineal, de menor escala, mediante este software y los datos medidos y simulados han ajustado correctamente. Es por ello que una de las grandes ventajas de la simulación es la posibilidad de extrapolar el funcionamiento a otras condiciones de trabajo, otra escala de tamaño, y para condiciones geográficas diferentes.

La simulación térmica del sistema completo otorga una representación del funcionamiento esperado, actualmente el equipo se encuentra en condiciones de ser ensayado bajo condiciones normales de trabajo

Queda pendiente seguir mejorando el modelo propuesto, con la finalidad de obtener una simulación cada vez más cercana a la realidad. Las mejoras para el futuro serán, por ejemplo, fragmentar el absorbedor en más segmentos para tener una mejor visión de la etapa de cambio de fase, y utilizar coeficientes convectivos h entrados por tablas previamente habiéndolos calculado para distintos valores de temperatura y según la fase del fluido.

En cuanto a los ensayos in situ, queda pendiente realizar un monitoreo completo del sistema mediante el registro de temperaturas y presiones a más de dos puntos del absorbedor, para contar con la evolución real de estos parámetros. Como primer ensayo de la etapa de generación de vapor del concentrador Fresnel Lineal de 86 m² completo se resalta el correcto desempeño de las distintas partes del sistema. Lo que habilita, para los viajes posteriores al predio donde se encuentra el equipo, realizar las medidas necesarias y de manera continua durante varios días para obtener un registro de la evolución de los parámetros del fluido y de la eficiencia global del sistema. Resulta de interés realizar análisis cualitativos y cuantitativos mediante el uso de la termografía que permite obtener

registros de temperaturas en distintas fracciones del absorbedor de manera no destructiva.

Las distintas partes del sistema se siguen estudiando y desarrollando a fin de optimizar el funcionamiento del equipo en líneas generales.

Por otro lado, el CONICET ha entregado nuevos fondos que permitirán agregar otros dos módulos de espejos y absorbedores, así como un acumulador de hormigón y un motor de vapor para generación eléctrica. Así se completará la experiencia necesaria para la construcción de equipos que puedan transferirse a los posibles usuarios y empresas.

BIBLIOGRAFIA

- Aliakbar Akbarzadeh, John Andrews, and Peter Golding. Solar Pond Technologies: A Review and Future Directions. In *Advances in Solar Energy*, volume 16. Plenum, 2005.
- Altamirano M, Flores Larsen S, Hernández A, Saravia L. Simulación térmica de un absorbedor lineal mediante SIMUSOL. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente* 2009;13:03.25e30.
- Altamirano M, Gea M, Placco C, Saravia L, Alía D. Simulación térmica de un concentrador lineal tipo Fresnel, dos opciones de funcionamiento. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente* 2010;14:03.139e46.
- Altamirano M, Hernández A, Flores Larsen S, Saravia L. Evaluación experimental de las pérdidas térmicas en el absorbedor de un concentrador lineal tipo Fresnel. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente* 2009;13:03.17e24.
- Altamirano M., Saravia L, Gea M., Alía D. Evaluación de la eficiencia global de un reflector lineal tipo Fresnel en relación con distintos aspectos constructivos. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente* 2011;15:08.15-22.
- Andreas Haberle, Christian Zahler, Hansjorg Lerchenmuller, Max Mertins, Christof Wittwer, Franz Trieb, and Jurgen Dersch. The Solarmundo line focusing Fresnel collector. Optical and thermal performance and cost calculations. In *solarpaces.org*, 2002.
- Andreas Haberle, Christian Zahler, Jacques de Lalaing, Juha Ven, Miguel Sureda, Wolfgang Graf, Hansjoerg Lerchenmuller, and Volker Wittwer. The Solarmundo Project. Advanced Technology for Solar Thermal Power Generation. In *ISES 2001 Solar World Congress*, Adelaide, Australia, 2001. ISES.
- AUSRA, 2010. <http://www.ausra.com> [accessed 02.11].
- Avera,2014 <http://www.avera.com>
- Cabri II Plus PC, version 1.2.5. Copyright Cabrilog, 2002, 2003.
- Cadena C, Echazú R. Sistema de enfoque y seguimiento para espejos planos de gran longitud. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente* 2009;13:08.169e74.
- Cardona A y Fachinotti V. Introducción al método de elementos finitos. CIMET-INTEC (UNL-CONICE) 2001
- Choudhury C, Sehgal HK. A Fresnel strip reflectoreconcentrator for tubular solar-energy collectors. *Applied Energy* 1986;23(2):143e54.

Comsol Multiphysics 2014 <http://www.comsol.com>

Dagan, M Muler, and F Lippke. Direct Steam Generation in the Parabolic Trough Collector. Technical report, Plataforma Solar de Almeria-Madrid., 1992.

Dey C. Heat transfer aspects of an elevated linear absorber. Solar Energy 2004; 76:243e9.

Di Canio, G., Treytl, W.J., Jur, F.A., Watson, C.D., 1979. Line focus solar thermal central receiver research studyeefinal report. Prepared for the US Department of Energy by FMC Corporation, Santa Clara, CA, DOE/ET/20426e1, April 1979.

Dolores Alía de Saravia y Luis R. Saravia. (2003). Simulación de distintos sistemas físicos con SIMUSOL. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente. Vol 7, Nº 2,08.85-08.90.

Duffie J., Beckman W. (2005). Solar Engineering of Thermal Processes, Third Edition, cap a-5, John Wiley and Sons.

Eck M, Bahl C, Bartling KH, Biezma A, Eickhoff M, Ezquierro E, et al. Direct steam generation in parabolic trough at 500 _C e A GermaneSpanish project targeted on component development and system design. In: Proc. Of 14th international solar PACES symposium on solar thermal concentrating technologies; 2008. Las Vegas, USA.

Estrada Gasca C. et al., (2005). Visión a Largo Plazo Sobre la Utilización de las Energías Renovables en México.

Facão J, Oliveira A. Numerical simulation of a trapezoidal cavity receiver for a linear Fresnel solar collector concentrator. Renewable Energy 2011;36(1): 90e6.

Feuermann D, Gordon JM. Analysis of a two-stage linear Fresnel reflector solar concentrator. Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME November 1991;113:272e9.

Feuermann, D., Experimental evaluation of the PAZ. Solar thermal collector at the Ben-Gurion centre for solar thermal electricity generating technologies. Final report, Prepared for the Ministry of Energy and Infrastructure, State of Israel. 1993.

Flores, M. Altamirano, A. Hernández "Heat loss of a trapezoidal cavity absorber for a linear Fresnel reflecting solar concentrator" Renewable Energy 2011 (RENE-D-11-00216)

Foster H k and Zumber N. 1955. Dynamics of vapour bubbles and boiling heat transfer. AIChE Journal, 1 (4), 531-535.

Francia G. Italian patent no. 6788664, Nov. 23, 1962; extended to France and the United States (Francia Archive, Musil, Brescia).

Francia G. Pilot plants of solar steam generating stations. Solar Energy 1968; 12:51e64.

- G. Francia, Solar City Project – Hypothesis for an Urban Structure, Proceedings COMPLES meeting, Marseilles, Bulletin 19, April 1971.
- Gea M, Saravia L, Altamirano M, Placco C, Bárcena H, Hongn M. Aspectos ópticos geométricos de un concentrador solar Fresnel lineal para aplicaciones térmicas. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente* 2010;14:03. 215e22.
- Gea M, Saravia L, Fernández C, Caso R, Echazú R. Concentrador lineal Fresnel para la generación directa de vapor de agua. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente* 2007;11:03.83e9.
- Google maps, 2014. <http://maps.google.com.ar>
- Gurgon K E and Winterton R H. 1986. A general correlation for flow boiling in tubes and annuli. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 29, 351-358.
- Hongn M., Flores Larsen S., Altamirano M., Gea M., Saravia L., (2011). Estudio de reflectancia de espejos para un Concentrador Solar Fresnel Lineal. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*. Vol. 15. ISSN 0329-5184.
- Hongn M. Tesis de grado “Estudio del movimiento de los espejos para seguimiento solar en un reflector lineal tipo Fresnel” Facultad de Ciencias Exactas, Universidad Nacional de Salta, 2011.
- Hottel HC, Sarofim AF. *Radiative transfer*. New York: McGrawHill; 1967.
- Hoyos D, Serrano V, Villena M, Moya T, Gogolino J. Sistema de control para generadores de vapor utilizando concentradores solares tipo Fresnel. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente* 2010;14:08.143e50.
- Imenes A G and Mills D R. Electricity replacement benefits of various receiver combinations in a multiple tower solar array distributed CHP plant. In *Proceedings of the International Solar Energy Society 2003 conference*, 2003.
- Incropera F., DeWitt D., 1999, *Fundamentos de transferencia de calor*, 4 Ed., Prentice Hall.
- INENCO, Instituto de Investigación en Energías No Convencionales, 2014. <http://www.inenco.net/>
- Jance MJ, Morrison GL, Behnia M. Natural convection and radiation within an enclosed inverted absorber cavity: preliminary experimental results. In: *Renewable energy transforming business: proceedings of solar*. Brisbane: ANZSES; 2000. 29 November-1 December 2000.
- Keck T and Schiel W. Envirodish and Eurodish - System and Status. In *Proceedings of ISES 2003*, 2003.

- Khan Md KA. Copper oxide coating for use in a linear solar Fresnel reflecting concentrating collector. *Renewable Energy* 1999;7:603e8.
- Letter by G. Francia to M. Touchais, January 1962, (Francia Archive, Musil, Brescia).
- Letter by M. Touchais to G. Francia, December 1961, (Francia Archive, Musil, Brescia).
- Lippke F. Direct Steam Generation in Parabolic Trough Solar Power Plants: Numerical Investigation of the Transients and the Control of a Once-Through System. *Journal of Solar Energy Engineering*, 118:9-13, February 1996.
- Lovegrove K, Tui Taumoefolau, Sawat Paitoonsurikarn, Piya Siangsukone, Greg Burgess, Andreas Luzzi, Glen Johnston, Olav Becker, Wie Joe, and Geoff Major. Paraboloidal Dish Solar Concentrators for Multi-Megawatt Power Generation. In *Proceeding of ISES 2003*, 2003.
- Mancini T, Heller P, Butler B, Osborn B, Schiel W, Goldberg V, Buck R, Diver R, Andraka C, and Moreno J. Dish-Stirling Systems: An Overview of Development and Status. *Journal of Solar Energy Engineering*, 125(2):135-151, 2003.
- Mills D R and Morrison G L. Modelling of Compact Linear Fresnel Reflector Powerplant Technology: Performance and Cost Estimates. In *Proceedings of the International Solar Energy Society Conference 1997*, 1997.
- Mills DR, Morrison GL. Compact linear Fresnel solar thermal power plants. *Solar Energy* 2000;68(3):263e83.
- Mousseau V A. Implicitly balanced solution of the two-phase flow equations coupled to nonlinear heat conduction. *Journal of Computational Physics*, 200:104-132, 2004.
- Muller M. Test Loop for Research on Direct Steam Generation in Parabolic Trough Power Plants. *Sol. Energy Mater.*, 24:222-230, 1991.
- Mylar, 2011. <http://usa.dupontteijinfilms.com> [accessed 02.02.11].
- Negi BS, Mathur SS, Kandpal TC. Optical and thermal performance evaluation of a linear Fresnel reflector solar concentrator. *Solar Wind Technology* 1989; 6(5):589e93.
- Novender W. R. (1998) Revision and Edition of the Extended Sceptre, User Manual, Giessen-Friedberg University, Germany
- NREL, National Renewable Energy Laboratory. 2014. <http://www.nrel.gov/csp/>
- Private note "Solar Power Plant Francia's Type," February 14, 1963, (Francia Archive, Musil, Brescia).

- Pye John, Graham D Morrison L, and Masud Behnia. Modelling of Cavity Receiver Heat Transfer for the Compact Linear Fresnel Reflector. In *Solar World Congress 2003, Goteborg, Sweden, September 2003. International Solar Energy Society*.
- Rabl A., Center for Energy and Environmental Studies. Princeton University. 1985
- Reynolds D, Jance MJ, Behnia M, Morrison GL. An experimental and computational study of the heat loss characteristics of a trapezoidal cavity absorber. *Solar Energy* 2009;76:229e34.
- Reynolds DJ, Behnia M, Morrison GL. Heat transfer in a trapezoidal cavity for a solar thermal collector. In: *Renewable energy transforming business proceedings of solar 2000*. Brisbane: ANZSES; 2000. 29 November-1 December 2000.
- S. D. Odeh, M. Behnia, and G. L. Morrison. Hydrodynamic Analysis of Direct Steam Generation Solar Collectors. *Journal of Solar Energy Engineering*, 122(1):14-22, February 2000.
- Salvo N, Altamirano M, Bárcena H, Saravia L. Ensayo de un concentrador Fresnel. Cálculo de eficiencia. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente* 2009;13:03.99e03.104.
- Saravia L, Gea M, Fernández C, Caso R, Hoyos D, Salvo N, et al. Diseño y construcción de un concentrador lineal de Fresnel de 24m² de área. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente* 2008;12:03.119e24.
- Secretaria de Energía de la Nación, 2009. http://www.energia.gov.ar/contenidos/archivos/Reorganizacion/contenidos_didacticos/publicaciones/EnergiasRenovables.pdf
- Sharma MS, Mathur SS, Singh RN. Performance analysis of a linear solar concentrator under different flow regimes. *Applied Energy* 1983;13(1):77e81.
- Silvi C. THE PIONEERING WORK ON LINEAR FRESNEL REFLECTOR CONCENTRATORS (LFCs) IN ITALY Cesare Silvi Italian Group for the History of Solar Energy (GSES), Via Nemorense, 18, 1999
- Singh PL, Sarviya RM, Bhagoria JL. Heat loss study of trapezoidal cavity absorbers for linear solar concentrating collector. *Energy Conversion and Management* 2010;51:329e37.
- Singh PL, Sarviya RM, Bhagoria JL. Thermal performance of linear Fresnel reflecting solar concentrator with trapezoidal cavity absorbers. *Applied Energy* 2010;87:541e50.
- Ulf Herrmann and David W Kearney. Survey of Thermal Energy Storage for Parabolic Trough Power Plants. *Journal of Solar Energy Engineering*, 124(2):145-152, 2002.

Zarza E, Rojas ME, González L, Caballero JM, Rueda F. INDITEP: the first precommercial DSG solar power plant. *Solar Energy* 2006;80(10):1270e6.

Zarza E, Valenzuela L, Leon J, H.-DieterWeyes, Martin Eickhoff, Markus Eck, and Klaus Hennecke. The DISS Project: Direct Steam Generation in Parabolic Troughs Operation and Maintenance Experience Update on Project Status. In *Proceedings of Solar Forum 2001: Solar Energy: The Power to Choose*, Washington, D.C., 2001. ASME.

ANEXO A

Lista de publicaciones asociadas al trabajo de esta tesis

PUBLICACIONES

1. HEAT LOSS OF A TRAPEZOIDAL CAVITY ABSORBER FOR A LINEAR FRESNEL REFLECTING SOLAR CONCENTRATOR. S. Flores, M. Altamirano, A. Hernández Renewable Energy 2011 (Aceptado 7/05/2011 RENE-D-11-00216)
2. PUESTA A PUNTO Y SIMULACION DEL CONCENTRADOR FRESNEL LINEAL DE 86 M2 INSTALADO EN SAN CARLOS, SALTA. M. Altamirano, M. Hongn, C. Fernández, H. Bárcena, D. Hoyos, L. Saravia, S. Flores Larsen, M. Gea, C. Placco, H. Suligoy. AVERMA 2013. 17., 03.30-03.47.
3. ESTUDIO DE LAS PERDIDAS TERMICAS EN UN ABSORBEDOR LINEAL PARA UN CONCENTRADOR LINEAL TIPO FRESNEL. M. Altamirano, M. Vynnycky, L. Saravia. AVERMA 2012. 16., 08.33-08.40.
4. EVALUACIÓN DE LA EFICIENCIA GLOBAL DE UN REFLECTOR LINEAL TIPO FRESNEL EN RELACION CON DISTINTOS ASPECTOS CONSTRUCTIVOS. M. Altamirano, L. Saravia, M. Gea, D. Alía AVERMA 2011. 15., 08.115- 08.122.
5. SIMULACIÓN TÉRMICA DE UN CONCENTRADOR LINEAL TIPO FRESNEL, DOS OPCIONES DE FUNCIONAMIENTO. M. Altamirano, M. Gea, C. Placco, L. Saravia, D. Alía AVERMA 2010. Ambiente 2010. 14, 03.139-03.146.
6. SIMULACIÓN TÉRMICA DE UN ABSORBEDOR LINEAL MEDIANTE SIMUSOL. M. Altamirano, S. Flores Larsen, A. Hernández. L. Saravia. AVERMA 2009. 13, 03.25-03.30.
7. EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DE LAS PERDIDAS TÉRMICAS EN EL ABSORBEDOR DE UN CONCENTRADOR LINEAL TIPO FRESNEL. M. Altamirano, A. Hernández, S. Flores Larsen, L. Saravia. AVERMA 2009. ; 13, 03.17-03.24.
8. DISEÑO Y ANÁLISIS ECONÓMICO DE UN CONCENTRADOR SOLAR FRESNEL LINEAL PARA APLICACIONES TÉRMICAS. M. Gea, L. Saravia, M. Altamirano, C. Placo, F. Tilca, M. Hongn. IV Congresso Brasileiro de Energia Solar e V Conferencia Latino-Americana da ISES – São Paulo, 18 a 21 de setembro de 2012
9. DISEÑO Y ESTADO DE AVANCE DE LA CONSTRUCCIÓN. M. Gea, L. Saravia, C. Placco, M. Altamirano, M. Hongn AVERMA 2012. 16., 03.79-03.86.
10. ESTUDIO DE REFLECTANCIA DE ESPEJOS PARA UN CONCENTRADOR SOLAR FRESNEL LINEAL. M. Hongn, S. Flores Larsen, M. Altamirano, M. Gea, L. Saravia AVERMA 2011. 15, 08.191- 08.197.

11. MODELO TERMODINÁMICO DE UN ACUMULADOR TÉRMICO DE AGUA PRESURIZADA PARA AMORTIGUACIÓN DE TRANSITORIOS EN UN CONCENTRADOR SOLAR FRESNEL LINEAL. M. Gea, L. Saravia, M. Altamirano, C. Placco, H. Bárcena y C. Fernández AVERMA 2011. 15, 08.107-08.114
12. ASPECTOS ÓPTICO GEOMÉTRICOS DE UN CONCENTRADOR SOLAR FRESNEL LINEAL PARA APLICACIONES TÉRMICAS. M. Gea, L. Saravia, M. Altamirano, C. Placco, H. Bárcena, M. Hongn AVERMA 2010. 14. 03.215-03.222.
13. DESINFECCIÓN DE SUSTRATO CON VAPOR UTILIZANDO UN CONCENTRADOR FRESNEL LINEAL. C. Placco, L. Saravia, M. Gea, M. Altamirano, C. Fernández, C. Herrando AVERMA 2010. 14, 03.207-03.213.
14. ENSAYOS DE UN CONCENTRADOR FRESNEL. CÁLCULO DE EFICIENCIA. N. Salvo, M. Altamirano, H. Barcena, L. Saravia. AVERMA 2009. 13, 03.99-03.104.