



EDUCACIÓN

SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO

Tecnológico Nacional de México

Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico

Tesis de Doctorado

Desarrollo de un código numérico para el modelado
termohidráulico considerando la deformación del tubo
receptor de un captador cilindroparabólico para
generación directa de vapor

presentada por
MC. José Guillermo Farfán Caballero

como requisito para la obtención del grado de
**Doctor en Ciencias en Ingeniería
Mecánica**

Director de tesis
Dra. Sara Lilia Moya Acosta

Codirector de tesis
Dr. Roger Alejandro Cundapí Arroyo

Cuernavaca, Morelos, México. Abril de 2026.



Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico
Subdirección Académica

Cuernavaca Mor, 30/abril/2026

Oficio No. SAC/114/2026

Asunto: Autorización de impresión de tesis

JOSÉ GUILLERMO FARFÁN CABALLERO
CANDIDATO AL GRADO DE DOCTOR EN CIENCIAS
EN INGENIERÍA MECÁNICA
P R E S E N T E

Por este conducto, tengo el agrado de comunicarle que el Comité Tutorial asignado a su trabajo de tesis titulado **"Desarrollo de un código numérico para el modelado termohidráulico considerando la deformación del tubo receptor de un captador cilindroparabólico para generación directa de vapor"**, ha informado a esta Subdirección Académica, que están de acuerdo con el trabajo presentado. Por lo anterior, se le autoriza a que proceda con la impresión definitiva de su trabajo de tesis.

Esperando que el logro del mismo sea acorde con sus aspiraciones profesionales, reciba un cordial saludo.

A T E N T A M E N T E

Excelencia en Educación Tecnológica®

"Conocimiento y Tecnología al servicio de México"

CARLOS MANUEL ASTORGA ZARAGOZA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO



c.c.p. Departamento de Ingeniería Mecánica
Departamento de Servicios Escolares

CMAZ/lmz



2026
año de
Margarita Maza

cenidet
Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico



Interior Internado Palmira S/N, Col. Palmira,
C.P. 62490, Cuernavaca, Morelos Tel. 01 (777) 3627770, ext. 4104,
e-mail: acad_cenidet@tecnm.mx | cenidet.tecnm.mx



Educación
Secretaría de Educación Pública



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO



Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico
Departamento de Ingeniería Mecánica

Cuernavaca, Mor. 27/abril/2026

DR. CARLOS MANUEL ASTORGA ZARAGOZA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO
P R E S E N T E

AT'n: DR. ENRIQUE ALCUDIA ZACARIAS
PRESIDENTE DEL CLAUSTRO DOCTORAL
DEL DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA

Los abajo firmantes, miembros del Comité Tutorial del estudiante José Guillermo Farfán Caballero manifiestan que después de haber revisado el documento de tesis titulado "**Desarrollo de un código numérico para el modelado termohidráulico considerando la deformación del tubo receptor de un captador cilíndroparabólico para generación directa de vapor**" realizado bajo la dirección de la Dra. Sara Lilia Moya Acosta y la codirección del Dr. Roger Alejandro Cundapí Arroyo, el trabajo se ACEPTA para proceder a su impresión.

ATENTAMENTE

DR. ANDRÉS BLANCO ORTEGA
CENIDET

DR. EFRAÍN SIMÁ MOO
CENIDET

DR. RAFAEL CAMPOS AMEZCUA
CENIDET

DR. ALFONSO ARAGÓN AGUILAR
INEEL

DRA. SARA LILIA MOYA ACOSTA
CENIDET

DR. ROGER ALEJANDRO CUNDAPÍ ARROYO
POSDOCTORANTE-CENIDET

c.c.p: Mtra. Verónica Sotelo Boyas, Jefa del Departamento de Servicios Escolares
c.c.p: Dr. Carlos Manuel Astorga Zaragoza, Subdirector Académico
c.c.p: Expediente



2026
año de
Margarita
Maza

cenidet
Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico



Interior Internado Palmira S/N, Col. Palmira,
C.P. 62490, Cuernavaca, Morelos Tel. 01 (777) 3627770, ext.1408.
e-mail: dim_cenidet@tecnm.mx | cenidet.tecnm.mx

Dedicatorias

A mis padres Guillermo Farfán y Ana Luz Caballero porque siempre me enseñaron que a pesar de las situaciones difíciles siempre se debe dar el mejor esfuerzo, siempre me motivaron a seguir adelante, gracias a sus consejos me forjaron como la persona que soy en la actualidad, muchos de mis logros se los debo a ustedes.

A mi esposa por sus oraciones y por su apoyo incondicional en todo momento, a pesar de los momentos en que se miraba un proceso muy largo siempre estuvo dispuesta a apoyarme para poder alcanzar este logro.

Agradecimientos

Primeramente, agradezco a Dios mi creador, por permitirme la vida y la oportunidad de lograr una meta más.

A mis padres Guillermo y Ana Luz, a mi hermana Ana Mercedes, porque siempre me dieron su apoyo constante y estuvieron siempre brindándome palabras de motivación, no me queda más que agradecerles.

A mi esposa Zuri porque siempre en cada etapa estuvo brindándome su apoyo y siempre estuvo dispuesta a realizar sacrificios para poder ayudarme y poder alcanzar este logro.

A la Dra. Sara Lilia Moya Acosta y el Dr. Roger Alejandro Cundapí Arroyo, por confiar en mí y mis capacidades. Gracias por brindarme su amistad y por cada palabra y consejo que me brindaron.

A mi comité revisor, Dr. Andrés Blanco Ortega, Dr. Efraín Simá Moo, Dr. Rafael Campos Amezcua y Dr. Alfonso Aragón Aguilar, gracias por cada uno de sus comentarios y observaciones para mejorar la calidad de mi trabajo.

A la Secretaria de Ciencia, Humanidades, Tecnología e Innovación (SECIHTI), anteriormente CONCACYT, por la beca que se me fue conferida durante los cuatros años que durara el doctorado.

Al Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET) por haberme permitido estudiar un posgrado en Ciencias de la ingeniería Mecánica.

A doña María del Rocío Salazar Ruiz, porque siempre me brindó su apoyo y amistad, gracias por todos los consejos brindados.

A mis compañeros del área de mecánica, por todos los buenos momentos. A todos mis compañeros: Oscar, Ariel, Eleazar, Erick por cada consejo, cada reunión, por cada convivio que hicieron una estancia muy agradable.

A mis amigos: Josué, Pablo y Julio gracias por cada anécdota e incontables momentos de apoyo, por cada palabra de aliento cuando todo se miraba difícil.

Contenido

Lista de Figuras	I
Lista de Tablas	III
Nomenclatura	IV
Resumen	VIII
Abstract	X
Capítulo 1 Introducción	1
1.1. Generalidades de la GDV en CCPs.	2
1.2. Planteamiento del problema.....	6
1.3. Discusión del estado del arte	7
1.3.1. Modelado óptico	7
1.3.2. Modelado termohidráulico	10
1.3.3. Modelado térmico	12
1.3.4. Modelado termoelástico	15
1.3.5. Conclusiones del estado del arte	17
1.4. Objetivos y alcances	19
1.4.1. Objetivo general.....	19
1.4.2. Objetivos específicos	19
1.4.3. Alcance y limitaciones del modelo	20
1.5. Metodología general.....	20
1.6. Descripción del contenido de la tesis	22
Capítulo 2 Formulación del modelo físico - matemático	23
2.1. Modelo físico	24
2.1.1. Caso de estudio	24
2.2. Modelo matemático Óptico	26
2.3. Modelo matemático Termohidráulico	27
2.3.1. Ecuaciones de conservación	28
2.3.2. Condiciones de frontera.....	29
2.3.3. Modelos constitutivos	29
2.3.4. Mapa de patrones de flujo	29
2.3.5. Ecuaciones constitutivas mecánicas.....	30
2.3.6. Relaciones constitutivas de estado	32
2.3.7. Ecuaciones constitutivas de transferencia de masa	33

2.4.	Modelo matemático Térmico.....	33
2.5.	Modelo matemático Termoelástico.....	37
2.5.1.	Expansión térmica axial	38
2.5.2.	Deformaciones termoelásticas	38
Capítulo 3 Solución numérica.....		42
3.1.	Modelo óptico	43
3.2.	Modelo termohidráulico	44
3.3.	Modelo térmico.....	47
3.4.	Modelo termoelástico	49
Capítulo 4 Validación y verificación		52
4.1.	Verificación del modelo óptico.....	53
4.2.	Validación y verificación del modelo numérico termohidráulico	54
4.3.	Verificación y validación del modelo numérico térmico.....	58
4.4.	Verificación del modelo termoelástico.....	60
Capítulo 5 Resultados		64
5.1.	Comportamiento térmico y termohidráulico del circuito de prueba DISS	65
5.2.	Identificación del captador crítico (CCP 9)	67
5.3.	Análisis de esfuerzos en el CCP 9.....	69
5.4.	Análisis de deformación	70
5.5.	Análisis de deflexión	71
5.6.	Análisis paramétrico.....	73
Capítulo 6 Conclusiones y recomendaciones.....		82
Referencias		85

Lista de Figuras

Figura 1.1. Fuentes de energías renovables, modificado de Ellabban et al. (2014) [6].	2
Figura 1.2. Planta CSP con CCP con: a) generación indirecta de vapor, b) generación directa de vapor, traducido al español de [23].	3
Figura 1.3 Componentes de un CCP, traducido de [18].	4
Figura 1.4 Componentes del elemento de colección de calor (HCE) [8].	4
Figura 1.5 PF con evaporación en un tubo horizontal [34].	5
Figura 1.6 Distribución de flujo de calor en el tubo absorbedor de un CCP [37].	6
Figura 1.7 Distribución de temperatura en el tubo absorbedor [28].	6
Figura 1.8. Deformación del tubo absorbedor [27]	7
Figura 1.9. Metodología usada para el desarrollo del presente trabajo.	21
 Figura 2.1 Modelo Físico del lazo DISS.	24
Figura 2.2. Parámetros involucrados en las pérdidas ópticas del CCP.	26
Figura 2.3. Variables involucradas en el modelo a dos fluidos.	27
Figura 2.4. Balance de energía del HCE.	34
Figura 2.5. Balance de energía simplificado del HCE.	35
Figura 2.6. Representación del sistema de coordenadas para el modelo termoelástico	38
 Figura 3.1. Metodología de solución del modelo óptico.	43
Figura 3.2. Mallas numéricas centradas y desplazadas para el modelo termohidráulico dentro del tubo absorbedor [31].	45
Figura 3.3. Diagrama de flujo de la solución numérica del modelo termohidráulico.	47
Figura 3. 4. Metodología de solución propuesta para el modelo térmico.	48
Figura 3.5. Metodología de solución para el modelo termoelástico.	51
 Figura 4.1. Verificación del flujo de calor en la superficie exterior del tubo absorbedor del CCP LS-3 [88,106–108]	53
Figura 4.2. Validación de este trabajo con datos experimentales de presión [88].	55
Figura 4.3. Validación de este trabajo para la prueba de bucle DISS [88].	56
Figura 4.4. Verificación de este trabajo con el simulador nuclear RELAP5-SCDAPSIM Mod. 3.4.	57
Figura 4.5. Verificación de los perfiles de fracción de vacío y calidad de vapor en el presente trabajo y RELAP5-SCDAPSIM Mod. 3.4	58
Figura 4.6. Perfiles de temperatura azimutales para la validación y verificación del modelo numérico térmico desarrollado.	59
Figura 4.7. Verificación de la deflexión debida a diferencias de temperatura longitudinales , a)Acero, b)cobre, por Triphaty et al. [109] y el presente trabajo.	62
Figura 4.8. Verificación de la deflexión debida a diferencias de temperatura radial en comparación con Pal et al. [110].	62
 Figura 5.1. Mapa de patrones de flujo obtenido utilizando el modelo de Elsafi [57]	65
Figura 5.2. Comparación de las predicciones del patrón de flujo con el código implementado y RELAP5-SCDAPSIM Mod. 3.4	66

Figura 5.3 Diferencias de temperatura circunferencial a lo largo de la tubería, considerando 1 CTC y CTC	67
Figura 5.4. Diferencias de temperatura azimutal en la superficie exterior considerando: a) 1 CTC y b) 2 CTC.	68
Figura 5.5. Distribución de temperatura 2D en el tubo absorbedor a L=421.35 m: (a) 1 CTC y (B) 2 CTC.	68
Figura 5.6. Esfuerzos en el tubo absorbedor debido a la presión y la temperatura desde el radio interior al exterior en la zona crítica (L=421.35 m y 257.67°).	70
Figura 5.7. Deformación radial, axial y tangencial en el tubo absorbedor.	71
Figura 5.8. Deflexión del tubo absorbedor del CCP 9 considerando 2 HTC	72
Figura 5.9. Análisis paramétrico variando el DNI recibido por el PTC.....	74
Figura 5.10. Deformación en el tubo absorbedor a partir del análisis paramétrico de DNI para el caso de 2 CTC.....	76
Figura 5.11. Análisis paramétrico variando el material del tubo absorbedor que recibe el CCP 9. .	78
Figura 5.12. Deformación en el tubo absorbedor considerando diferentes materiales para el caso de 2 CTC.....	81

Lista de Tablas

Tabla 1.1. Resumen de las principales características termohidráulicas de la GDV en herramientas de M&S.....	18
Tabla 1.2 Resumen de las características de los estudios termoelásticos	19
Tabla 2.1. Parámetros geométricos, ópticos y de operación para el laso de pruebas DISS de PSA. 25	
Tabla 2.2. Condiciones de entrada y salida en el CCP 9 (caso de estudio).....	25
Tabla 2. 3. Ecuaciones para el coeficiente de masa virtual.....	32
Tabla 2.4. criterios de selección de modos de transferencia de calor.....	36
Tabla 4.1. Comparación del modelo óptico actual con los modelos anteriores.	54
Tabla 4.2. Condiciones de operación para el caso de referencia para la validación del modelo térmico.....	59
Tabla 4.3. Comparación de resultados experimentales y numéricos para la validación del modelo térmico en la sección transversal del tubo absorbedor.....	60
Tabla 4.4. Parámetros considerados para verificar la deflexión	61
Tabla 5.1. Parámetros geométricos para el cálculo de la deflexión del CCP 9, considerando únicamente el peso propio del tubo absorbedor.	71
Tabla 5.2. Análisis de deflexión y expansión lineal del tubo absorbedor bajo variación de DNI	75
Tabla 5.3. Análisis de deflexión y expansión lineal del tubo absorbedor bajo diferentes condiciones del material	79

Nomenclatura

A	Área del flujo, m^2
C_p	Calor específico a presión constante, $J/kg\ K$
C_v	Calor específico a volumen constante, $J/kg\ K$
CF	Factor de concentración
CR	Razón de concentración
C_{Tol}	Criterio de tolerancia
D	Diámetro, m
E	Potencia emisiva, W/m^2
E'	Modulo elástico, GPa
F_c	Factor de ensuciamiento
FI	Fuerza de fricción interfacial, $m^3/kg\ s$
f_0	Distancia focal, m
FW	Fuerza de fricción en la pared, s^{-1}
G	Velocidad de masa, $kg/m^2\ s$
g	Gravedad, m/s^2
H	Coeficiente de transferencia de calor interfacial $W/m^3\ K$
h	Coeficiente de transferencia de calor convectivo, $W/m^2\ K$
I	Segundo momento de área, m^4
K_θ	Angulo modificador de incidencia
k	Conductividad térmica, $W/m\ K$
L_0	Longitud no deformada, m
LCR	Razón de concentración local
$\dot{m}$	Flujo másico, kg/s
M_T	Momento flector
P	Presión, Pa
Q'	Flujo de calor lineal, W/m
Q''	Flux de calor, W/m^2
Q'''	Flujo de calor volumétrico, W/m^3
r	Radio, m
T	Temperatura, K
t	Tiempo, s
U	Energía interna específica, J/kg
VM	Coeficiente de masa virtual
v	Velocidad, m/s
W	Apertura del colector, m
W_e	Peso de la tubería, kg
X	Calidad de vapor
Símbolos griegos	

α	Fracción de vacío
α_{α}	Absortividad del absorbedor
α_{ge}	Absortividad de la cubierta de vidrio
α_L	Coeficiente de expansión térmica, 1/K
Γ	Tasa de intercambio volumétrico, kg/m ³ s
γ	Factor de intersección
δ	Deflexión
Δ	Diferencia
ε	Deformación
η	Eficiencia, %
θ	Angulo del patrón de flujo °
κ	Coeficiente de compresibilidad isotérmica, 1/Pa
λ	Conductividad térmica, W/m K
μ	Razón de Poisson
ρ	Densidad, kg/m ³
ρ_{ref}	Reflectividad
σ	Esfuerzo, Pa
τ	Esfuerzo cortante, Pa
τ'	Transmisividad
v	Volumen específico, m ³ /kg
Φ	Disipación de energía, W/m ³
θ_{inc}	Angulo de incidencia °
Sub-indices	
0	Inicial
<i>a</i>	Tubo absorbedor
<i>abs</i>	Absorbedor
<i>a, i</i>	Superficie interior del tubo absorbedor
<i>air</i>	Aire
<i>a, o</i>	Superficie exterior del tubo absorbedor
<i>ANM</i>	Anular niebla
<i>ave</i>	Promedio
<i>c</i>	Cubierta
<i>col</i>	Colector
<i>cond</i>	Conducción
<i>conv</i>	Convección
<i>DRY</i>	Dryout
<i>env</i>	Ambiente
<i>f</i>	Fluido
<i>g</i>	Vapor
<i>ge</i>	Cubierta de vidrio

<i>g, i</i>	Superficie interior de la cubierta de vidrio
<i>g, o</i>	Superficie exterior de la cubierta de vidrio
<i>I</i>	Interface
<i>Ig</i>	Interface vapor
<i>inc</i>	Incidencia
<i>in</i>	Entrada
<i>k</i>	Fase k
<i>loss</i>	Pérdidas
<i>m</i>	Mezcla
<i>min</i>	Mínimo
<i>max</i>	Máximo
<i>n + 1</i>	Nuevo tiempo o iteración
<i>out</i>	Salida
<i>p</i>	Presión
<i>r</i>	Radial
<i>rad</i>	Radiación
<i>ref</i>	Reflectividad
<i>refe</i>	Referencia
<i>s</i>	Saturación
<i>sky</i>	Cielo
<i>solar</i>	Solar
<i>Srad</i>	Radiación solar
<i>T</i>	Temperatura
<i>total</i>	Total
<i>wf</i>	Interface liquido pared
<i>wg</i>	Interface vapor pared
<i>wk</i>	Interface pared-fase k
<i>z</i>	Axial
Super-indices	
<i>a</i>	Tubo absorbedor
<i>a, i</i>	Interior del tubo absorbedor
<i>a, o</i>	Superficie exterior del tubo absorbedor
<i>env</i>	Ambiente
<i>f</i>	Fluido
<i>ge</i>	Cubierta de vidrio
<i>g, i</i>	Superficie interior de la cubierta de vidrio
<i>g, o</i>	Superficie exterior de la cubierta de vidrio
<i>supp</i>	Soportes
<i>sur</i>	Entorno
Otros	

· Valores donados

~ Valores propuestos

Acrónimos

<i>ANM</i>	Patrón de flujo anular
<i>CHF</i>	Flujo de calor critico
<i>CCP</i>	Captador cilindro parabólico
<i>CTC</i>	Coeficiente de transferencia de calor
<i>DISS</i>	Direct solar steam
<i>DNI</i>	Direct normal irradiance
<i>DRY</i>	Patrón de flujo Dryout
<i>FP</i>	Patrón de flujo
<i>FVM</i>	Método de volumen finito
<i>GDV</i>	Generación directa de vapor
<i>HCE</i>	Elemento de colección de calor
<i>HST</i>	Patrón de flujo estratificado
<i>HTF</i>	Fluido de transferencia de calor
<i>IR</i>	Infrared thermography
<i>LCR</i>	Razón de concentración local
<i>MCRT</i>	Trazado de rayos de Monte Carlo
<i>DNUFC</i>	Distribución no uniforme de flujo de calor
<i>DNUT</i>	Distribución no uniforme de temperatura
<i>PSA</i>	Plataforma solar de Almería, España
<i>SEGS</i>	Solar electricity generating systems
<i>SL</i>	Patrón de flujo Slug
<i>SNL</i>	Sandia National Laboratories
<i>SW</i>	Patrón de flujo estratificado ondulado

Resumen

La generación directa de vapor (GDV) en captadores solares cilindroparábolicos (CCP) constituye una alternativa tecnológica viable para plantas termosolares de concentración. Esto se debe a que permite la simplificación del sistema, la reducción de costos y la operación a temperaturas que los sistemas de generación indirecta de vapor los cuales operan con aceite térmico como fluido de trabajo en el campo solar. Sin embargo, su implementación introduce fenómenos complejos asociados al flujo bifásico agua-vapor, la distribución no uniforme del flujo de calor (DNUFC) y los efectos inducidos en el tubo absorbedor.

Durante la operación en modo de un solo paso, el fluido experimenta precalentamiento, evaporación y sobrecalentamiento a lo largo del campo solar, generando distintos patrones de flujo bifásico que influyen directamente en la transferencia de calor pared-fluido y en la distribución de temperatura en la pared del tubo absorbedor. De manera simultánea, la concentración solar en los CCP produce gradientes térmicos circunferenciales significativos, capaces de inducir esfuerzos térmicos, deformaciones y deflexiones. En condiciones severas, estos fenómenos pueden provocar desalineación óptica, incremento de pérdidas energéticas y riesgos estructurales.

La presente tesis comprende el desarrollo de un modelo numérico integral para el análisis en cascada del modelo óptico, termohidráulico, térmico y termoelástico del tubo absorbedor del lazo DISS de la Plataforma Solar de Almería (PSA), España con el objeto de cuantificar el riesgo termoelástico de una planta en operación con flujo en dos fases.

El modelo óptico se fundamentó en el Método de Monte Carlo Ray Tracing (MCRT) aplicado a un CCP tipo LS-3, lo que permitió determinar la distribución circunferencial del flujo de calor absorbido. El modelo numérico termohidráulico, desarrollado en Diferencias Finitas, se basa en el modelo a dos fluidos que involucra tres ecuaciones de conservación para cada fase, además de modelos en la interfase líquido-vapor y condiciones de cerradura. El modelo térmico resolvió la conducción de calor bidimensional en el tubo, considerando la no uniformidad del flujo solar y las pérdidas térmicas, aplicando el método de Diferencias Finitas. Finalmente, el modelo termoelástico se basó en el modelo de elasticidad lineal con acoplamiento térmico, evaluando los efectos de la presión interna del tubo y de los gradientes de temperatura circunferenciales sobre los esfuerzos, deformaciones y deflexiones del tubo.

La comparación con datos experimentales del lazo DISS mostró buena concordancia en perfiles axiales de temperatura y comportamiento termohidráulico, confirmando la capacidad del simulador desarrollado para reproducir adecuadamente la física del sistema. En conjunto, esta tesis aporta una herramienta integral que permite comprender la interacción entre fenómenos ópticos, termohidráulicos y estructurales en sistemas de GDV con CCP, y establece bases sólidas para estudios futuros de optimización orientados a mejorar su eficiencia y confiabilidad.

En síntesis, los resultados muestran que la consideración de 2 coeficientes de transferencia de calor (CTC) para el flujo bifásico permite representar con mayor precisión la interacción térmica entre el fluido y la pared del tubo absorbedor, generando diferencias de temperatura de hasta 15.6 K respecto al modelo con un solo CTC. Asimismo, el incremento de la irradiancia directa normal de 800 a 1000 W/m² puede aumentar la diferencia de temperatura circunferencial hasta en 57.6%, alcanzando valores cercanos a 31.6 K y provocando incrementos en los esfuerzos equivalente de Von Mises y en la deflexión del tubo absorbedor, con valores máximos del orden de -1.88 cm. Estos resultados evidencian que, aunque el material opera dentro del régimen elástico, los gradientes térmicos inducidos por la concentración solar pueden generar deformaciones significativas, lo que confirma la importancia de utilizar un modelo acoplado óptico-termohidráulico-térmico-termoelástico para evaluar la integridad estructural y mejorar el diseño y la operación de sistemas de GDV en CCP.

Abstract

Direct steam generation (DSG) in parabolic trough collectors (PTCs) constitutes a viable technological alternative for concentrating solar power plants. This is due to its ability to simplify the system, reduce costs, and operate at higher temperatures than indirect steam generation systems, which use thermal oil as the working fluid in the solar field. However, its implementation introduces complex phenomena associated with two-phase water–steam flow, the non-uniform distribution of solar heat flux, and the effects induced in the absorber tube.

During once-through operation, the fluid undergoes preheating, evaporation, and superheating along the solar field, generating different two-phase flow patterns that directly influence the wall-to-fluid heat transfer and the temperature distribution in the absorber tube wall. Simultaneously, solar concentration in PTCs produces significant circumferential thermal gradients, capable of inducing thermal stresses, deformations, and deflections. Under severe conditions, these phenomena may lead to optical misalignment, increased energy losses, and structural risks.

This thesis presents the development of an integral numerical model for the cascading analysis of the optical, thermohydraulic, thermal, and thermoelastic behavior of the absorber tube in the DISS loop at the Plataforma Solar de Almería (PSA), Spain. This study provides a tool to quantify the thermoelastic risk of a plant operating under two-phase flow conditions.

The optical model is based on the Monte Carlo Ray Tracing (MCRT) method applied to an LS-3 type PTC, allowing the determination of the circumferential distribution of the absorbed heat flux. The thermohydraulic numerical model, developed using the Finite Difference Method, is based on a two-fluid model that involves three conservation equations for each phase, along with interfacial models and closure conditions. The thermal model solves two-dimensional heat conduction in the tube, considering the non-uniform solar flux and thermal losses, also using the Finite Difference Method. Finally, the thermoelastic model is based on linear elasticity with thermal coupling, evaluating the effects of internal tube pressure and circumferential temperature gradients on stresses, strains, and deflections of the tube.

Comparison with experimental data from the DISS loop shows good agreement in axial temperature profiles and thermohydraulic behavior, confirming the capability of the developed simulator to accurately reproduce the system physics. Overall, this thesis provides a comprehensive tool to understand the interaction between optical, thermohydraulic, and structural phenomena in DSG systems with PTCs, and establishes a solid foundation for future optimization studies aimed at improving efficiency and reliability.

In summary, the results show that considering two heat transfer coefficients (HTCs) for two-phase flow allows a more accurate representation of the thermal interaction between the fluid and the absorber tube wall, leading to temperature differences of up to 15.6 K compared to a single-HTC model. Additionally, increasing the direct normal irradiance from 800 to 1000 W/m² can raise the circumferential temperature difference by up to 57.6%, reaching values close to 31.6 K and causing increases in the equivalent Von Mises stress and tube deflection, with maximum values on the order of -1.88 cm. These results indicate that, although the material operates within the elastic regime, the thermal gradients induced by solar concentration can generate significant deformations, highlighting the importance of using a coupled optical–thermohydraulic–thermal–thermoelastic model to assess structural integrity and improve the design and operation of DSG systems in PTCs.

Capítulo 1

Introducción

En este capítulo se presenta un panorama general del problema de investigación, así como una revisión bibliográfica de los trabajos más relevantes relacionados con esta tesis, con énfasis en los estudios del modelado óptico, termohidráulico, térmico y termoelástico aplicados a sistemas de GDV en CCP. Asimismo, se establecen de manera explícita los objetivos, los alcances del proyecto y una descripción de la estructura y organización de la tesis.

1.1. Generalidades de la GDV en CCPs.

La energía es un bien esencial y estratégico para el desarrollo de las actividades productivas y para la transformación social, lo que ha generado una demanda creciente a nivel global [1–3]. En este contexto, las fuentes primarias de energía se reconocen universalmente como pilares de la sociedad industrial, dentro de las cuales las fuentes de energía convencionales constituyen aproximadamente el 80% del consumo mundial de energía [4].

El uso de fuentes convencionales de energía, como los combustibles fósiles, ha provocado impactos ambientales significativos, tales como la emisión de CO₂, el cambio climático y la lluvia ácida [5]. Con el propósito de mitigar estos efectos, se han investigado diversas alternativas, destacando el uso de las fuentes de energías renovables, como se muestra en la Figura 1.1. Entre estas sobresale la energía solar, la cual puede emplearse para generación de energía eléctrica, la producción de calor de proceso y el ahorro energético [6–8].

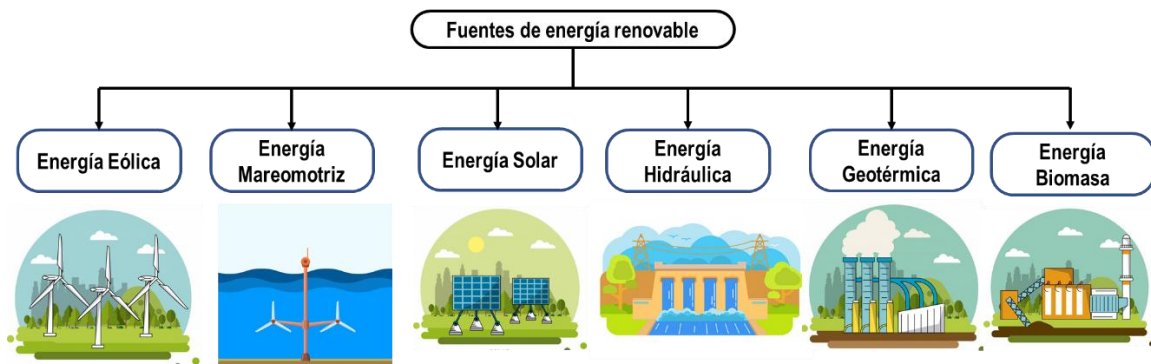


Figura 1.1. Fuentes de energías renovables, modificado de Ellabban et al. (2014) [6].

El aprovechamiento de la energía solar se realiza mediante sistemas de captación solar, los cuales se clasifican, según su geometría de enfoque, en concentradores de punto, entre los que se encuentran las torres centrales y los discos parabólicos, y en concentradores de foco lineal. En estos últimos se tienen a los CCP y los sistemas lineales Fresnel. Dentro de las tecnologías de concentración, los CCP han sobresalido debido a su capacidad para operar en aplicación de media y alta temperatura [5,9,10].

Las plantas termosolares de generación de energía eléctrica y de calor de proceso que emplean la tecnología de CCP han experimentado una rápida expansión a nivel mundial [11]. Por ejemplo, en Estados Unidos y España estas tecnologías representan aproximadamente el 2.3% y 2.0% de la producción total de energía eléctrica, respectivamente [12].

Las plantas de energía solar concentrada (CSP, por sus siglas en inglés), que emplean aceite térmico como fluido de trabajo (HTF, por sus siglas en inglés), representan actualmente la mayor cuota de mercado en comparación con otras tecnologías [13]. El principio de funcionamiento de estas plantas consiste en elevar la temperatura del aceite térmico y posteriormente evaporar agua en un circuito adicional mediante un intercambiador de calor,

proceso conocido como generación indirecta de vapor [14,15]. Sin embargo, este HTF presenta desventajas importantes, tales como [16]: ser un fluido no respetuoso con el medio ambiente, y límites operativos de temperatura de hasta 400 °C, lo que dificulta alcanzar mayores eficiencias en el bloque de potencia (ciclo Rankine).

Una alternativa atractiva es el proceso denominado generación directa de vapor (GDV), el cual se lleva a cabo directamente dentro de los CCP. En este proceso, el precalentamiento, la evaporación y el sobrecalentamiento del agua ocurre en el interior de los tubos absorbedores [17,18]. Las principales ventajas de esta tecnología incluyen la eliminación de intercambiadores de calor (ya que el generador de vapor es directamente el campo solar), la reducción de costos operativos, el incremento de la eficiencia global de la planta y el uso de fluido de trabajo no tóxico, permitiendo además operar a temperaturas más altas y, por ende, mejorar la eficiencia del ciclo de potencia [9,19–22], como se ilustra en la Figura 1.2.

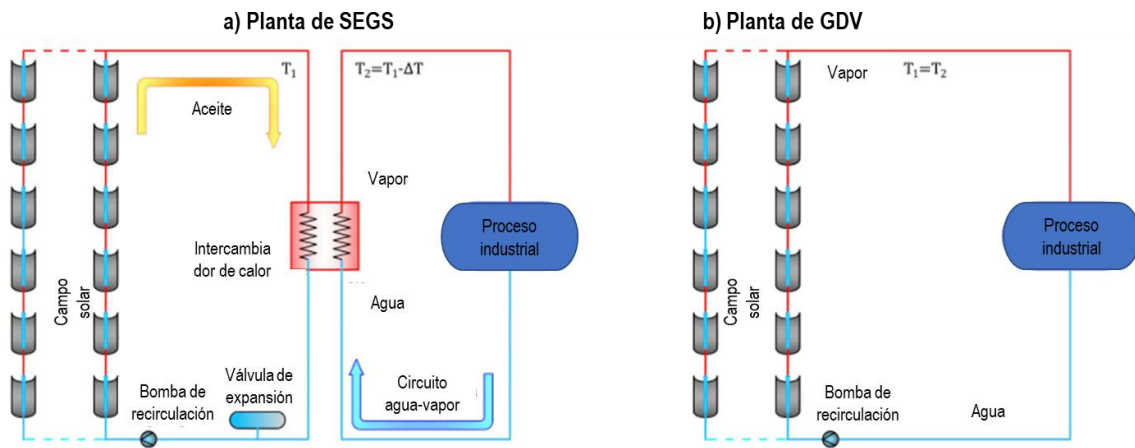


Figura 1.2. Planta CSP con CCP con: a) generación indirecta de vapor, b) generación directa de vapor, traducido al español de [23].

La tecnología de CCP se encuentra compuesta por el tubo absorbedor, la cubierta de vidrio, el espejo reflector, en algunos casos por un sistema de seguimiento solar y una base anclada, tal como se muestra en la Figura 1.3. El funcionamiento de los CCP consiste en concentrar la radiación solar directa captada por el reflector parabólico en el tubo absorbedor, ubicado en el eje focal de la parábola [24].

El receptor lineal, también conocido como HCE (Elemento colector de calor, por sus siglas en inglés), constituye el elemento clave del proceso de transferencia de calor en las plantas con tecnología CCP, ya que convierte la irradiancia normal directa (DNI, por sus siglas en inglés) en energía térmica útil. Por lo tanto, el rendimiento depende en gran medida de sus propiedades ópticas y térmicas del HCE [25,26]. El HCE está conformado por un tubo absorbedor metálico, recubierto por una superficie selectiva, y una cubierta de vidrio que lo encapsula con el objetivo de minimizar las pérdidas térmicas. Entre ambos tubos se mantiene generalmente vacío [13], como se observa en la Figura 1.4.

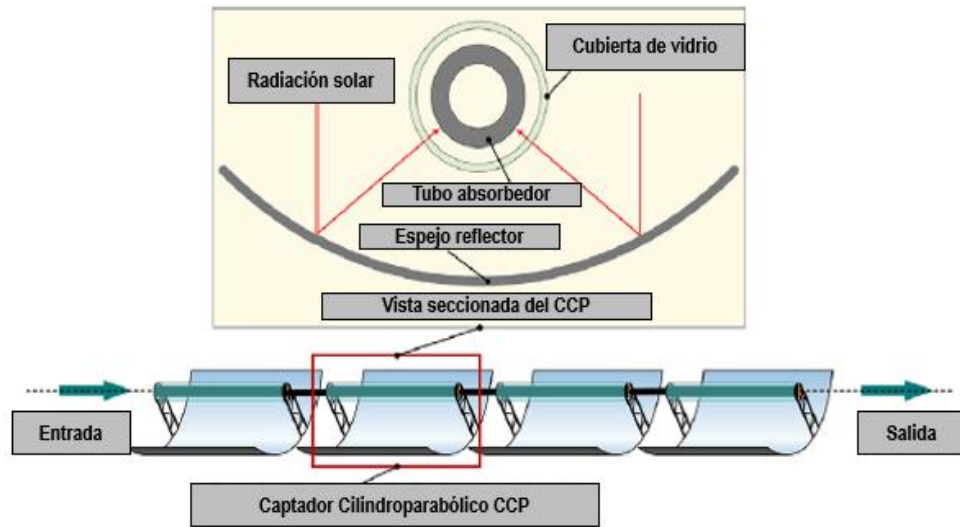


Figura 1.3 Componentes de un CCP, traducido de [18].

Aun cuando las plantas termosolares de CCP para GDV constituyen una tecnología prometedora, presentan desafíos técnicos relevantes, tales como esfuerzos térmicos y deformaciones en la pared del tubo absorbedor [27–30]. Estos efectos son inducidos por fuertes gradientes circunferenciales de temperatura, los cuales se originan debido a la concentración solar no uniforme, bajo determinadas condiciones de operación, tales como DNUFC, altos DNI, variaciones en el ángulo del seguidor solar y la presencia de flujo bifásico [31].

Lo anterior puede provocar problemas de seguridad y reducir la eficiencia del receptor, debido a que las deformaciones provocan la desalineación del tubo respecto al eje focal, incrementando las pérdidas ópticas. En casos extremos, el tubo absorbedor puede entrar en contacto con la cubierta de vidrio y romperla, causando, además de pérdida de vacío, el paro de la planta [32]. Esta problemática también se presenta en plantas convencionales que emplean aceite térmico como HTF.

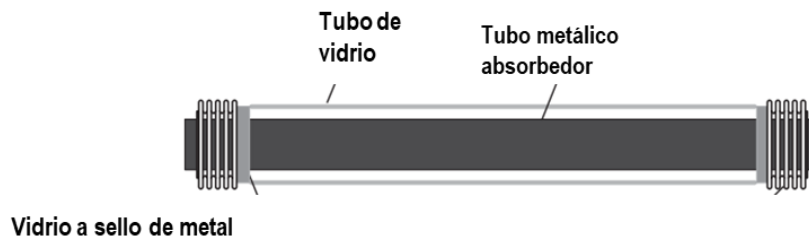


Figura 1.4 Componentes del elemento de colección de calor (HCE) [8].

En un sistema de GDV, al producirse la evaporación del agua dentro de los tubos absorbedores, dos fases de flujo coexisten entre sí (líquido-vapor), presentándose en forma de diferentes configuraciones denominadas patrones de flujo (PF). Estos PF abarcan desde

líquido subenfriado hasta vapor sobrecalentado, condicionando la transferencia de calor pared-fluido. Cada PF se caracteriza por una distribución relativa de ambas fases y de sus interfases. La coexistencia de flujo monofásico y bifásico en los tubos absorbedores constituye un desafío importante para el desarrollo de herramientas de simulación y estrategias de control adecuadas para esta tecnología.

Los PF o también llamados regímenes de flujo, se utilizan para describir la geometría interfacial de un flujo bifásico [33]. Estos PF dependen de múltiples factores, entre ellos las condiciones de operación de las plantas termosolares y la inclinación de la tubería, por mencionar algunos. En la Figura 1.5 se presentan algunos PF típicos que ocurren durante la GDV, considerando una tubería horizontal o ligeramente inclinada.

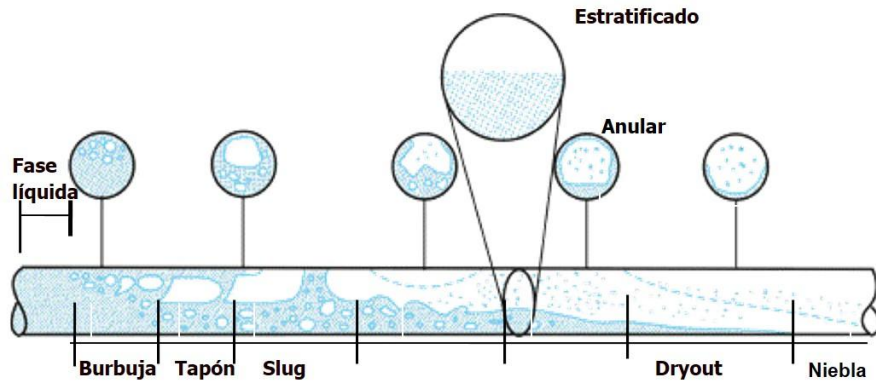


Figura 1.5 PF con evaporación en un tubo horizontal [34].

Los PF bifásicos más comunes incluyen: burbuja, tapón, *slug*, estratificado, anular, *dryout* y niebla. Una descripción sencilla del comportamiento hidrodinámico de cada PF se presenta a continuación [34,35]. En el flujo burbuja, la fase gaseosa se dispersa en forma de pequeñas burbujas casi esféricas, con un diámetro mucho menor que el de la tubería; en el flujo tapón, se presentan secciones de líquido separadas por burbujas elongadas de la fase gaseosa, siendo el diámetro de estas burbujas menor que el de la tubería, por lo que la fase líquida es continua en la parte inferior de la tubería (por debajo de las burbujas elongadas). Al incrementarse la velocidad del vapor (mayor fracción de vacío), el diámetro de las burbujas se aproxima al diámetro de la tubería, dando origen al flujo *slug*.

En el PF estratificado, la fase líquida y la fase gaseosa se separan debido a la diferencia de densidades, circulando la fase gaseosa por la parte superior de la tubería y la líquida por la parte inferior, separadas por una interfase aproximadamente horizontal [36]. Cuando el flujo de vapor aumenta, la fase líquida forma una película anular continua alrededor del perímetro de la tubería, circulando la fase de vapor por el centro de la sección transversal, dando origen al flujo anular. Posteriormente, cuando la película líquida comienza a secarse en ciertas regiones de la pared, se presenta el PF *dryout* y, finalmente, cuando la fase gaseosa entra en contacto con las paredes de la tubería y la fase líquida viaja en forma de gotas a través del núcleo de vapor, se presenta el PF de niebla, previo al régimen de vapor sobrecalentado.

Los desafíos más relevantes en los sistemas de GDV con CCP pueden clasificarse en dos categorías principales:

- Desafíos operativos, asociados a la variabilidad de la radiación solar generando inestabilidades del flujo y posibles deformaciones del HCE.
- Desafíos de modelado matemático, relacionados con la falta de condiciones de cierre y correlaciones confiables para el flujo bifásico.
- La complejidad del comportamiento termohidráulico del flujo bifásico agua-vapor y la necesidad de su modelación rigurosa.

1.2. Planteamiento del problema

Las plantas termosolares para el aprovechamiento de la energía solar representan una alternativa tecnológica prometedora, la cual ha experimentado un desarrollo significativo en el mercado energético durante las últimas décadas. No obstante, la DNUFC (Figura 1.6) que se presenta sobre la superficie exterior del tubo absorbedor, así como la aparición de diversos patrones de flujo bifásico en el interior de la tubería, dan lugar a distribuciones de temperatura altamente no uniformes, como se muestra en la Figura 1.7.

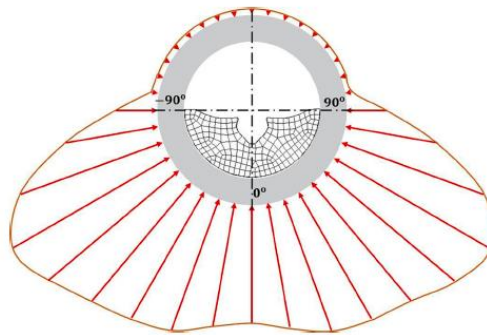


Figura 1.6 Distribución de flujo de calor en el tubo absorbedor de un CCP [37].

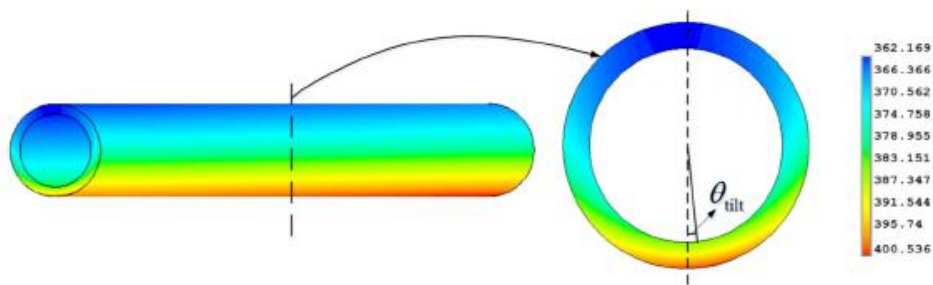


Figura 1.7 Distribución de temperatura en el tubo absorbedor [28].

Esta distribución no uniforme de temperatura propicia la aparición de problemas termoelásticos, como la deformación del tubo absorbedor, la cual puede provocar, en condiciones críticas, el contacto del tubo con la cubierta de vidrio, ocasionado su ruptura, como se ilustra en la Figura 1.8. Estas fallas generan incrementos en las pérdidas ópticas, así como afectaciones económicas significativas, debido a paros no programados de la planta [32].



Figura 1.8. Deformación del tubo absorbedor [27]

1.3. Discusión del estado del arte

Con el objetivo de contextualizar el problema abordado en esta tesis y fundamentar el enfoque metodológico adoptado, en esta sección se presenta una revisión crítica del estado del arte relacionada con la GDV en CCP. La revisión se estructura en función de los principales procesos físicos involucrados, abordando de manera progresiva los alcances y limitaciones reportados en la literatura. En primer lugar, se analizan los estudios relacionados con el modelado óptico de los CCP, haciendo énfasis en la caracterización de la radiación solar concentrada y su distribución no uniforme sobre el tubo absorbedor (Sección 1.3.1). Posteriormente, se revisan los enfoques empleados en el modelado termohidráulico, centrados en la descripción del flujo bifásico agua-vapor, los patrones de flujo y los coeficientes de transferencia de calor asociados (Sección 1.3.2). A continuación, se presentan los principales trabajos relacionados con el modelado térmico, considerando la transferencia de calor conjugada y la distribución espacial de temperatura en el HCE (Sección 1.3.3). Finalmente, se examinan los estudios de modelado termoelástico, orientados al análisis de esfuerzos térmicos y deformaciones inducidas por gradientes de temperatura no uniformes en el tubo absorbedor (Sección 1.3.4).

1.3.1. Modelado óptico

En el modelado óptico de plantas termosolares se plantean principalmente dos enfoques para el cálculo de la radiación solar incidente y concentrada en los receptores: (i) el trazado de rayos de Monte Carlo (MCRT) y (ii) el método de convolución óptica de cono, también conocido como el método de óptica de cono. El primer enfoque se caracteriza por su alta precisión, ya que permite representar de manera detallada los fenómenos ópticos asociados a la

reflexión, refracción y dispersión de la radiación solar; sin embargo, presenta un alto costo computacional. Por el contrario, el segundo enfoque ofrece un menor tiempo de cálculo y un mayor rendimiento computacional, aunque a expensas de una menor precisión [38,39].

En relación con estos enfoques, Wang *et al.* [38] realizaron una comparación exhaustiva de los resultados obtenidos en el modelado óptico de campos de heliostatos mediante seis herramientas: Las herramientas para el estudio fueron, Tonatiuh, Tracer, Solstice, Heliosim, SolTrace y SolarPILOT. Los autores mostraron que el método de óptica de cono implementado en SolarPILOT presentó la menor precisión, recomendando la realización de simulaciones adicionales que consideren efectos como el sombreado.

Posteriormente, Osório *et al.* [40] compararon siete herramientas de simulación óptica (Tonatiuh, OptiCAD, OTSun, Raytrace3D, STRAL, SPRAY y SolTrace), identificando que uno de los principales desafíos en la modelación se presenta en el fenómeno de la refracción en la cubierta de vidrio. De manera complementaria, Jafrancesco *et al.* [41] compararon SolTrace, Tonatiuh, Trace-Pro, y CRS4-2, tomando como caso de estudio el receptor central SSPS-CRS de la plataforma Solar de Almería, España, compuesto por 93 heliostatos y una torre de 43 m. Los autores concluyeron que no es útil hacer un ranking de las herramientas examinadas, ya que su desempeño depende del tipo de aplicación; por ejemplo, SolTrace resulta adecuado para plantas de pequeña escala, mientras que para plantas de mayor tamaño son preferibles herramientas como Tonatiuh o CRS4-2, debido a una mejor representación de la transmitancia atmosférica.

Diversos estudios han empleado el método de MCRT con el objetivo de calcular la distribución espacial del flujo de radiación sobre la superficie del tubo absorbedor y establecer condiciones límite más detalladas para los modelos térmicos y termoelásticos. Agagagna *et al.* [42] desarrollaron un modelo óptico tridimensional basado en el método de MCRT implementado en MATLAB, el cual fue utilizado para determinar la distribución circunferencial del flujo de calor alrededor del tubo absorbedor. Posteriormente, los resultados del modelo óptico fueron acoplados con el método de volumen finito (MVF) en ANSYS, permitiendo analizar con mayor detalle la distribución del flujo térmico. De forma similar, Leí *et al.* [13] investigaron la distribución detallada de la temperatura y de los esfuerzos en todo el receptor bajo condiciones de flujo solar no uniforme, combinando el método de MCRT con simulaciones tridimensionales de temperatura y tensión, y utilizando posteriormente los resultados térmicos para evaluar el estrés térmico en el tubo absorbedor.

En contraste con los enfoques numéricos, Bendt. [43] presentó un conjunto de ecuaciones analíticas para el cálculo de parámetros de diseño óptico de CCP sin recurrir a programas computacionales. Más recientemente, Houcine *et al.* [44] desarrollaron un modelo óptico basado en la razón de concentración local, validando sus resultados mediante comparaciones con datos reportados en la literatura.

Otros trabajos han avanzado hacia el acoplamiento de modelos ópticos y termohidráulicos. Hachicha *et al.* [45] propusieron un modelo integral óptico-termohidráulico para analizar la temperatura y la caída de presión en procesos de GDV, incorporando explícitamente la distribución no uniforme del flujo solar. Los autores encontraron que el gradiente térmico sigue una tendencia similar a la distribución del flujo solar, alcanzando valores máximos en las regiones de mayor concentración, lo cual está directamente relacionado con el nivel de estrés térmico. En un trabajo previo, Hachicha *et al.* [46] desarrollaron un modelo óptico innovador que combina el MVF y el método de MCRT para proyectar la forma solar sobre la superficie del absorbedor, utilizando una discretización numérico-geométrica del dominio del CCP y del cono óptico.

Jeter [47] presentó uno de los primeros modelos analíticos para evaluar el flujo radiante concentrado y las características ópticas de un CCP, considerando imperfecciones ópticas como errores geométricos y de alineación. Este tipo de modelos, basados en enfoques de convolución, requieren derivaciones matemáticas complejas, pero ofrecen menores tiempos de cálculo. No obstante, los trabajos más recientes tienden a emplear métodos estadísticos como el método de MCRT, debido a su mayor flexibilidad en el modelado óptico.

En esta línea, Yang y Ordonez [48] analizaron un tubo absorbedor cilindroparábólico ondulado mediante un modelo acoplado óptico-estructural, combinando un modelo óptico semi-analítico con un análisis tridimensional por elementos finitos, validado experimentalmente. El modelo óptico se basó en la formulación propuesta por Jeter [47], y permitió obtener la distribución del flujo de calor concentrado alrededor del receptor.

Por su parte, Zou *et al.* [49] estudiaron el efecto del acoplamiento de múltiples factores ópticos sobre el rendimiento del CCP mediante MCRT, considerando la forma irregular del sol y diversos errores ópticos, tales como error de especularidad, de seguimiento, de pendiente y de alineación del absorbedor. Los autores concluyeron que una mayor radiación solar y un incremento en el error de especularidad conducen a una distribución de flujo más uniforme, y que la eficiencia óptica es más sensible al error de pendiente que al error de seguimiento. De manera complementaria, Yang *et al.* [50] analizaron el impacto del error de instalación del reflector sobre el rendimiento del CCP, validando su modelo con datos experimentales y demostrando que, si dicho error se mantiene por debajo de 7 *mrad*, es posible conservar eficiencias ópticas del orden del 82.6% y eficiencias del captador cercanas al 68.2%.

Finalmente, Mansour *et al.* [51] realizaron un análisis óptico-termodinámico detallado de un CCP, con el objetivo de predecir el rendimiento global, desarrollando primero modelos óptico y térmico bidimensionales y, posteriormente, acoplándolos a un análisis de exergía. Los resultados fueron comparados con mediciones experimentales del Laboratorio Nacional de Sandia, evidenciando una alta sensibilidad del rendimiento a parámetros como la radiación solar, el ángulo de incidencia, el ancho de apertura y la temperatura de entrada del fluido. Los autores concluyeron que las principales desviaciones en el rendimiento están asociadas

a las pérdidas de calor del fluido caloportador hacia el ambiente y a los gradientes térmicos en la dirección del flujo.

1.3.2. Modelado termohidráulico

Diversos autores han empleado diferentes simuladores para el estudio de la GDV en CCP, obteniendo buenos resultados bajo distintas condiciones de operación. Cundapí *et al.* [14] realizaron un análisis termohidráulico de la GDV en un tubo absorbedor de 76 m de longitud y 15 mm de diámetro interno, orientado a aplicaciones de calor de proceso. En su investigación utilizaron dos modelos de flujo bifásico: el modelo homogéneo con equilibrio térmico y el modelo a dos fluidos sin equilibrio térmico, implementados en el simulador nuclear RELAP5-SCDAPSIM Mod. 3.4. Encontraron que, para ciertas condiciones de operación, el uso de uno u otro modelo de flujo bifásico puede presentar grandes diferencias en los resultados, principalmente en la fracción de vacío y en el número y tipos de patrones de flujos. Para llevar a cabo sus estudios fue necesario establecer a priori las eficiencias térmicas del tubo absorbedor, ya que el simulador no integra explícitamente los distintos componentes del sistema solar, ni permite calcular directamente las ganancias y pérdidas térmicas en función de las propiedades ópticas y térmicas de los materiales, ni de su interacción con el entorno. Finalmente, los autores concluyeron que las diferencias entre ambos modelos no son significativamente relevantes cuando la calidad de mezcla es baja.

Posteriormente, Cundapí *et al.* [31] estudiaron el PF *dryout* en el lazo DISS, enfocándose en los CCP 9 y 10, donde se presenta dicho PF. Para ello, se desarrolló un código numérico propio, tomando como referencias las ecuaciones de RELAP5-SCDAPSIM Mod. 3.4 y aplicando una discretización mediante diferencias finitas bajo el enfoque de dos fluidos. El código incorporó un modelo óptico, térmico y termohidráulico, concluyendo que, al incrementar la conductividad térmica, se reducen los gradientes de temperatura. Asimismo, destacó que el código es capaz de considerar flujo de calor no uniforme y que, al predecir gradientes máximos, permite identificar condiciones críticas bajo las cuales podrían generarse deformaciones del tubo y el riesgo de rotura de la cubierta de vidrio, así como pérdidas por desenfoque que disminuyen la eficiencia.

De manera análoga, Pal *et al.* [52] estudiaron la GDV bajo el enfoque de dos fluidos, resolviendo las ecuaciones gobernantes en un tramo de 12 m del CCP, considerando dos configuraciones: con cubierta de vidrio y sin cubierta de vidrio. Para un DNI de 750 W/m^2 , observaron que alrededor del mediodía se presenta la máxima diferencia de temperatura circunferencial.

Por su parte, Li *et al.* [28] propusieron un modelo híbrido multidimensional 0-1-2-3, capaz de cuantificar las conversiones de energía eléctrica-solar-térmica-mecánica a bajo costo y alta precisión. Cada número del modelo multidimensional corresponde a un submodelo

acoplado que realiza el cálculo de manera específica, permitiendo finalmente identificar cualquier sección de riesgo. El estudio se realizó para un sistema de GDV en modo de recirculación, en el que el submodelo 0 se aplica al bloque de potencia, el submodelo 1 realiza el cálculo termohidráulico en el campo solar, el submodelo 2 se dirige al cálculo de la distribución de temperatura circunferencial y, finalmente, el submodelo 3 realiza el análisis de esfuerzos y deformaciones en el HCE. Los autores concluyeron que en la región de sobrecalentamiento se experimenta la mayor diferencia de temperatura circunferencial, la cual está relacionada con la deformación inducida por los esfuerzos térmicos.

Otros trabajos han desarrollado modelos dinámicos y acoplados con plataformas de simulación. Schmitz *et al.* [53] desarrollaron un modelo dinámico apoyándose en MODELICA, implementando un código adicional para representar la interacción entre los bucles del campo solar y el sistema de control. De forma similar, Silva *et al.* [54] construyeron un modelo dinámico no lineal tridimensional para estudiar la evolución de la temperatura del fluido en dirección longitudinal, implementado en MODELICA y acoplado a una planta a escala industrial mediante TRNSYS, considerando los submodelos óptico, térmico e hidráulico.

Debido a la complejidad del modelado termohidráulico transitorio, algunos autores han optado por formulaciones en estado estacionario. Ferchichi *et al.* [55] desarrollaron un modelo unidimensional estacionario para flujo monofásico, considerando velocidades de fase diferentes, y lo emplearon tanto para evaluación comparativa como para análisis de optimización. Maytorena e Hinojosa [20] desarrollaron un modelo basado en ecuaciones gobernantes de continuidad, momentum y energía, incorporando radiación solar concentrada y empleando un enfoque euleriano de dos fluidos acoplado a un modelo de flujo de calor crítico. Lobón *et al.* [56] propusieron un modelo de ebullición homogéneo bajo el supuesto de equilibrio termodinámico local y velocidades de fase iguales, resolviendo ecuaciones promediadas tipo Navier-Stokes con términos turbulentos.

Elsafi [57] resaltó la importancia de considerar explícitamente los patrones de flujo y las caídas de presión en la evaporación, debido a su influencia directa en las distribuciones de temperatura y presión del absorbedor. Bajo un enfoque fenomenológico que incorpora la estructura de los patrones de flujo, el autor concluyó que el modelo presentado permite describir la evolución de dichos patrones a lo largo del tubo absorbedor. En la misma línea, Kattan *et al.* [58] desarrollaron una correlación para predecir coeficientes locales de transferencia de calor en tubos horizontales, incluyendo efectos del patrón de flujo *dryout*, reportando una desviación media del 13.3% y una desviación estándar del 16.8%.

Finalmente, Cheng *et al.* [59] presentaron una revisión exhaustiva de estudios y mapas de patrones de flujo vapor-líquido en condiciones adiabáticas y diabáticas, incluyendo investigación en microcanales, así como trabajos recientes para amoníaco, nuevos refrigerantes y CO₂. La revisión sintetiza antecedentes, características de patrones de flujo,

metodologías de mapeo y tendencias de investigación, proporcionando un marco útil para el análisis y modelado de flujos bifásicos en diversos rangos de escala.

1.3.3. Modelado térmico

En el aprovechamiento de la energía solar en plantas termosolares, se presentan diversos desafíos asociados a la DNUFC sobre el tubo absorbedor, así como a la presencia de distintos patrones de flujo bifásico en el interior de la tubería. En particular, la no uniformidad del flujo de calor da lugar a distribuciones no uniformes de temperatura en la dirección circunferencial del tubo absorbedor. En este contexto, Dirker *et al.* [60] analizaron el efecto de dicha DNUFC del flujo de calor sobre los coeficientes de transferencia de calor, demostrando que, a medida que aumenta la calidad del vapor (x), los coeficientes de transferencia de calor se incrementan, siendo estos fuertemente influenciados por la variación circunferencial del flujo de calor. Como consecuencia, la temperatura circunferencial del tubo absorbedor también se ve directamente afectada a través de su dependencia con los coeficientes de transferencia de calor.

Por su parte, Najafi *et al.* [61] realizaron una comparación entre un modelo tridimensional (3D) y un modelo unidimensional (1D), considerando la transferencia de calor en la pared de la cubierta de vidrio y en la del tubo absorbedor, con el objetivo de obtener los perfiles axiales y circunferenciales de temperatura, así como las pérdidas de calor. El modelo 3D fue implementado en ANSYS-Fluent, mientras que el modelo 1D se desarrolló en MATLAB. Los resultados indicaron que, a lo largo del tubo absorbedor, ambos modelos predicen valores similares de presión, temperatura y entalpía; sin embargo, se observaron diferencias significativas en la fracción de vacío. Por ejemplo, para un flujo másico de 0.7 kg/s se reportó una diferencia del 82.71% entre ambos modelos, atribuida a la capacidad del modelo 3D de considerar explícitamente el efecto de la gravedad. Cabe destacar que el rendimiento térmico de las plantas CCP se ve particularmente afectado en la sección de vapor, debido a la disminución brusca del coeficiente de transferencia de calor.

Otro ejemplo representativo es el trabajo de Forristal [62], quien desarrolló modelos de transferencia de calor unidimensionales y bidimensionales para CCP, implementados en Engineering Equation Solver (EES), y comparó su desempeño. Los resultados indicaron que el modelo bidimensional proporciona una mayor precisión que el modelo unidimensional al evaluar receptores largos, particularmente para longitudes superiores a 100 m.

El análisis térmico del tubo receptor sometido a flujos de calor no uniformes resulta fundamental para identificar zonas de sobrecalentamiento y determinar las condiciones de operación que pueden conducir a fallas estructurales [37]. En este sentido, algunos estudios han incorporado explícitamente distribuciones no uniformes del flujo de calor. Roesle y Steinfeld [63] formularon un modelo de transferencia de calor tridimensional para CCP,

considerando tanto la distribución no uniforme de temperatura y flujo de calor como las propiedades ópticas espectrales de la superficie. El modelo óptico-térmico fue implementado en Fortran, apoyándose en el método de MCRT.

De manera similar, Marugán *et al.* [64] desarrollaron un análisis térmico para tuberías de pared delgada bajo condiciones de flujo de calor circunferencial no uniforme, considerando flujo turbulento en estado estacionario en el interior. La distribución de temperatura en el sólido y en el fluido se obtuvo mediante un método espectral, logrando predicciones de temperatura del fluido con errores inferiores al 5%. Asimismo, Kalogirou [65] desarrolló un modelo térmico detallado de un captador cilindroparabólico que considera todos los modos de transferencia de calor, implementado en EES y validado con datos experimentales de captadores existentes en la Universidad Tecnológica de Chipre.

Hachicha *et al.* [46] propusieron un modelo numérico detallado de transferencia de calor basado en el método de volumen finito (MVF) para el elemento absorbedor, complementado con un modelo óptico que permite calcular la DNUFC alrededor del receptor mediante MVF y el método de MCRT. El modelo óptico fue validado frente a soluciones analíticas conocidas y el modelo global se contrastó con mediciones experimentales del SNL, mostrando una buena concordancia.

El análisis térmico de los captadores solares es clave para la determinación de la eficiencia térmica y de la ganancia de calor útil, por lo que resulta indispensable contar con modelos térmicos detallados y consistentes que permitan predecir de manera confiable el comportamiento térmico real del sistema [7].

Aguilar *et al.* [66] simularon la GDV en un sistema de dos tuberías horizontales paralelas utilizando el simulador RELAP5-SCDAPSIM Mod. 3.4, sometiendo las tuberías a flujos de calor uniforme y concentrado. Los autores concluyeron que el flujo de calor no tiene un efecto significativo sobre la caída de presión, aunque sí puede influir en la transición de los PF. En estudios posteriores, Aguilar *et al.* [67] implementaron un modelo unidimensional de transferencia de calor para CCP, considerando distintos HTF, tales como aceite sintético, CO₂ subcrítico y CO₂. Las temperaturas de salida obtenidas mostraron desviaciones máximas de 0.9%, 2.9% y 2.7%, respectivamente, al compararse con datos experimentales y resultados reportados en la literatura.

You *et al.* [68] desarrollaron y resolvieron un modelo de flujo y transferencia de calor en el absorbedor mediante el método de diferencias finitas (MDF), validándolo con resultados experimentales correspondientes a procesos de calentamiento de agua líquida y aire seco. Adicionalmente, los autores evaluaron el desempeño del modelo bajo condiciones de pérdida de vacío, encontrando una buena concordancia entre los resultados numéricos y experimentales.

Marrakchi *et al.* [69] implementaron un modelo tridimensional de transferencia de calor del receptor mediante COMSOL Multiphysics®, basado en el método de elementos finitos (MEF), con el objetivo de determinar la distribución de temperatura en el CCP. De forma complementaria, Eck *et al.* [70] compararon modelos homogéneos y mecanísticos para el flujo agua–vapor, destacando que modelos analíticos simples pueden ser herramientas útiles para la predicción rápida de la distribución de temperatura. Asimismo, evaluaron modelos bidimensionales y tridimensionales para analizar las pérdidas de calor del HCE bajo distintas condiciones de operación, observando una buena concordancia con datos experimentales y eficiencias térmicas mayores a las inicialmente esperadas.

Cheng *et al.* [71] presentaron un modelo computacional tridimensional detallado de un sistema CCP completo, combinando MVF y MCRT para simular el proceso de conversión fototérmica en un sistema experimental LS-2. Los resultados numéricos mostraron una buena concordancia con datos experimentales, demostrando la viabilidad y confiabilidad del enfoque adoptado. En la misma línea, He *et al.* [72] desarrollaron un método de simulación acoplado MCRT–MVF para resolver la transferencia de calor acoplada por radiación, conducción y convección, validando el modelo con datos experimentales y obteniendo errores relativos promedio inferiores al 2%.

Padilla *et al.* [73] realizaron un análisis unidimensional detallado de transferencia de calor en CCP, discretizando el receptor y la cubierta de vidrio en múltiples segmentos y aplicando balances de masa y energía. El modelo incorporó mejoras en correlaciones de transferencia de calor y radiación, mostrando una mejor concordancia con datos experimentales del SNL en comparación con otros modelos unidimensionales.

Más recientemente, Sandá *et al.* [74] implementaron un modelo térmico tridimensional del HCE, acoplado a un modelo termohidráulico unidimensional formulado mediante ecuaciones diferenciales parciales y resuelto por MVF. El modelo fue validado con datos experimentales del SNL y del lazo DISS, obteniendo desviaciones medias inferiores al 2.4% y 7.0%, respectivamente. Los autores destacaron como principales ventajas la formulación transitoria de los modelos acoplados y la realización de un análisis de independencia de malla, que permitieron reducir el costo computacional entre 38.5% y 65.4%.

Serrano *et al.* [75] propusieron un modelo óptico tridimensional capaz de analizar el efecto de sombras y de la flexión del absorbedor sobre la distribución de la radiación concentrada. Dado que no se consideró la dependencia térmica de las propiedades ópticas, los modelos óptico y térmico se resolvieron de manera independiente, empleando el resultado óptico como condición de frontera del problema térmico. Los resultados mostraron una buena concordancia con mediciones experimentales, permitiendo además analizar distintas condiciones de operación en la sección de vapor sobrecalentado de campos GDV y evaluar la influencia de parámetros geométricos y materiales absorbentes.

Finalmente, Cundapí *et al.* [31] desarrollaron un modelo térmico bidimensional acoplado a un modelo termohidráulico unidimensional para analizar la distribución de temperatura en el tubo absorbedor bajo condiciones de generación directa de vapor. El modelo considera explícitamente la DNUFC en la dirección circunferencial y la presencia de flujo bifásico agua-vapor, resolviendo la conducción de calor mediante el método de diferencias finitas. Este enfoque permitió evaluar las diferencias de temperatura azimutales en la zona de *dryout* y su relación con parámetros operativos como la irradiancia solar y las propiedades térmicas del material del tubo.

1.3.4. Modelado termoelástico

La temperatura máxima de operación de los tubos absorbedores en CCP está fuertemente limitada por el gradiente térmico circunferencial inducido en la pared del tubo. Dicho gradiente depende, entre otros factores, de la variación del CTC en la superficie interna del tubo, el cual se ve influenciado por los diferentes regímenes de flujo bifásico presentes durante el proceso de GDV. Como consecuencia, en condiciones de flujo estratificado, el gradiente de temperatura en la pared del absorbedor puede alcanzar valores elevados, lo que da lugar a la aparición de deflexión en el tubo absorbedor del captador solar [76].

En relación con los efectos de los gradientes de temperatura sobre la deflexión del tubo absorbedor, Valdez *et al.* [27] realizaron pruebas experimentales en la planta IIUNAM con el objetivo de determinar la distribución de temperatura en la periferia del tubo absorbedor y analizar la deflexión inducida por gradientes térmicos circunferenciales. Los resultados mostraron que, bajo condiciones de flujo estratificado, pueden presentarse diferencias de temperatura circunferencial del orden de 30 °C a 35 °C, los cuales son suficientes para inducir deformaciones significativas en el tubo absorbedor. Los autores concluyeron que la deflexión depende principalmente del caudal másico, de la temperatura del fluido y de la temperatura de la pared del tubo. De manera complementaria, Khanna *et al.* [29] analizaron la deflexión inducida por gradientes de temperatura en el tubo absorbedor bajo diferentes condiciones de flujo másico, demostrando que un incremento en el flujo másico favorece una mayor remoción de calor, reduciendo el diferencial de temperatura circunferencial. En particular, reportaron diferencias de temperatura del orden de 9 °C a 23 °C, dependiendo de las condiciones de operación, lo que refleja el grado de no uniformidad térmica en la periferia del tubo. En contraste, una disminución del flujo másico incrementa dicho diferencial de temperatura, generando mayores gradientes térmicos, lo que da lugar a momentos de flexión más elevados y, en consecuencia, deflexiones más pronunciadas del tubo absorbedor.

En la misma línea, Wang *et al.* [77] implementaron un modelo tridimensional de acoplamiento termomecánico para investigar los efectos de la temperatura sobre la deformación del HCE bajo condiciones de DNUFC. El estudio se realizó de forma numérica, comenzando con la obtención de las características térmicas del HCE. El cálculo del flujo de calor solar se llevó a cabo mediante el software SolTrace, considerando una distribución solar

tipo *pillbox* y un ángulo de 4.65 mrad . Para el análisis de deformación térmica, los extremos de entrada del tubo se fijaron, mientras que los extremos de salida se permitieron expandirse únicamente en la dirección axial. La validación del modelo se realizó comparando los resultados con datos experimentales del Laboratorio Nacional de Sandia, obteniéndose un error máximo inferior al 1.8% y un error relativo promedio del 0.8%. Los autores concluyeron que los efectos térmicos generan deformaciones más significativas en el tubo absorbedor que en la cubierta de vidrio, manifestándose principalmente en la dirección axial.

Por otra parte, Laporte *et al.* [78] analizaron los esfuerzos térmicos y la deflexión de un tubo receptor en una planta de torre central, proponiendo un método analítico que recomienda considerar propiedades dependientes de la temperatura. En un contexto similar, Yaghoubi & Akbarimoosavi [79], estudiaron teóricamente la deformación y la expansión térmica de tubos absorbedores de CCP para dos configuraciones de captadores. Posteriormente, [80], desarrollaron un estudio numérico tridimensional empleando ANSYS, en el cual determinaron la distribución del flujo de calor, la distribución de temperatura y la expansión térmica que conduce a la deflexión del tubo absorbedor. Asimismo, analizaron el efecto de la velocidad y la temperatura del fluido de trabajo sobre la deformación, concluyendo que el uso de materiales con alta conductividad térmica y el precalentamiento del fluido permiten reducir la diferencia de temperatura circunferencial y, en consecuencia, mitigar la deflexión.

Ante esta problemática, algunos estudios se han enfocado en estrategias para minimizar el riesgo de flexión térmica, Khanna *et al.* [81] modelaron un tubo absorbedor de doble capa, soportado por pilares de una estructura móvil diseñada para permitir la expansión térmica durante el calentamiento. Mediante formulaciones analíticas validadas con datos experimentales, demostraron una reducción significativa de la flexión en absorbedores de doble capa en comparación con los de capa simple. De forma complementaria, Wang *et al.* [82] evaluaron los esfuerzos radiales, circunferenciales y axiales en tubos absorbedores fabricados con distintos materiales (acero inoxidable, carburo de silicio, aluminio y cobre) bajo irradiación solar concentrada. Los resultados indicaron que el carburo de silicio presenta las temperaturas más elevadas, mientras que el acero inoxidable exhibe las mayores tasas de esfuerzo, y el cobre la menor tasa de falla, por lo que este último resulta favorable desde el punto de vista de esfuerzos térmicos.

En el ámbito numérico, Wu *et al.* [83] realizaron un análisis de la influencia de errores operativos sobre la deformación y los esfuerzos térmicos en el tubo absorbedor, bajo el principio de acoplamiento óptico-térmico. El estudio consideró operación en estado estacionario, así como pérdidas de calor por conducción y convección a través del espacio anular. Para el cálculo del flujo de calor solar se empleó SolTrace, utilizando una distribución gaussiana del sol con un ángulo de 2.6 mrad . Los resultados mostraron que la deflexión máxima se presenta en la zona media del tubo absorbedor.

Khanna *et al.* [84] derivaron expresiones analíticas para calcular la deflexión del tubo absorbedor apoyado en múltiples puntos, incorporando la distribución circunferencial y axial del flujo solar, así como la forma gaussiana del sol y errores ópticos. Asimismo, obtuvieron expresiones para los esfuerzos y deformaciones radiales, circunferenciales y axiales, concluyendo que una mayor no uniformidad térmica circunferencial y un mayor incremento requerido de temperatura del fluido conducen a deflexiones y esfuerzos más elevados.

Desde el punto de vista físico, la porción del tubo absorbedor orientada hacia el reflector recibe radiación solar concentrada, mientras que la porción opuesta recibe radiación directa incidente, lo que da lugar a una distribución circunferencial no uniforme del flujo de calor. Esta condición induce una expansión térmica diferencial, generando regiones sometidas a tensión y compresión, que finalmente provocan la flexión del tubo absorbedor.

Khanna *et al.* [30] desarrollaron una configuración experimental para generar distribuciones no uniformes de temperatura circunferencial mediante calentamiento eléctrico y medir la deflexión resultante. Los resultados experimentales mostraron que las predicciones analíticas difieren de las mediciones en un rango de 0.26 mm a 0.50 mm (15.4% a 16.9%). Para una diferencia máxima de temperatura circunferencial de 30 °C, la deflexión máxima fue de 3.2 mm, reduciéndose a 2.6 mm cuando la diferencia de temperatura disminuyó a 22 °C.

Por último, Sanigy *et al.* [85] investigaron numéricamente los gradientes térmicos y las deformaciones bajo condiciones cuasi estacionarias, considerando la variación anual de la radiación solar. Los cálculos se realizaron para cuatro días representativos: equinoccio de primavera, solsticio de verano, equinoccio de otoño y solsticio de invierno. La metodología incluyó el cálculo del flujo de calor solar mediante SolTrace, la determinación de la distribución de temperatura en el tubo absorbedor y, finalmente, el cálculo de esfuerzos térmicos y deflexión empleando el criterio de Von Mises. La deflexión máxima se evaluó para distintos caudales máxicos y temperaturas de entrada del fluido, en condiciones representativas de plantas termosolares CCP atípicas en Shiraz, Irán.

Finalmente, Li *et al.* [28,86] propusieron un modelo acoplado 2D-FVM / 3D para analizar la flexión y la carga térmica en una planta de GDV-CCP, estudiando la curvatura del tubo absorbedor bajo patrones de flujo estratificado y bifásico, confirmando que estos regímenes juegan un papel determinante en la generación de gradientes térmicos y deformaciones estructurales.

1.3.5. Conclusiones del estado del arte

A partir de la revisión exhaustiva del estado del arte, se identificó una amplia cantidad de estudios sobre flujo bifásico agua-vapor en tuberías horizontales, los cuales han sido desarrollados principalmente bajo el enfoque del modelado termohidráulico homogéneo, empleando tanto códigos propios como herramientas comerciales. No obstante, se observa que son escasos los trabajos que abordan la GDV en CCP mediante un modelo a dos fluidos,

particularmente aquellos que incorporan de forma rigurosa la concentración solar y la eficiencia térmica real del captador.

Los estudios que emplean el modelo a dos fluidos han sido implementados mayoritariamente en simuladores nucleares, tales como RELAP5-SCDAPSIM Mod. 3.4 y ATHELET, pero limitados a simplificaciones para representar los fenómenos ópticos y térmicos característicos de los CCP. En este contexto, la Tabla 1.1 presenta un resumen comparativo de las principales características termohidráulicas modeladas en la literatura, así como los enfoques metodológicos empleados.

Del análisis comparativo presentado en la Tabla 1.1 se observa que el modelo homogéneo ha sido el enfoque predominante en el estudio de la GDV en CCP. Por su parte, los estudios basados en el modelo a dos fluidos son escasos y en su mayoría han sido desarrollados mediante herramientas originalmente diseñadas para aplicaciones nucleares. Asimismo, se identifica que la representación de los patrones de flujo bifásico y sus transiciones no siempre se integra con un cálculo detallado de los coeficientes convectivos asociados a cada fase, lo que limita la precisión en la predicción del comportamiento térmico del tubo absorbedor.

Tabla 1.1. Resumen de las principales características termohidráulicas de la GDV en herramientas de M&S.

Autores	Aplicación	Orientación del tubo	Tipo de Estudio	Patrón de flujo	Método de solución	Modelo matemático
Taitel y Dukler (1976) [87]	CCP	Horizontal	Numérico-experimental	BBY, I (PL, SLG), HSTL, HSTO y ANM		
Zarza (2003) [88]	CCP	Horizontal	Experimental	BBY, I, HST, AN	N/A	N/A
Elsafi 2015 [57]	CCP	Horizontal	Numérico-experimental	SLG, I, AN, SLG-HST, HST	BG	MH
RELAP5-SCDAPSIM Mod. 3.4 (2012) [89,90]	Reactores nucleares CCP	Horizontal y vertical	Numérico	BBY, SLG, SLG-ANM, ANM, HST, MPR	MDF	2F
TRACE (2014) [89]	Reactores nucleares	Horizontal y vertical	Numérico	BBY, SLG-BBY, ANM		
WCOBRA (2014) [89]	Reactores nucleares	Horizontal y vertical	Numérico	BBY, SLG-BBY, ANM		
ATHLET (2014) [89]	Reactores nucleares CCP	Horizontal y vertical	Numérico	SLG, HST (L, O), SLGD	MDF	2F
CATHARE (2014) [89]	Reactores nucleares	Horizontal y vertical	Numérico	BBY, ANM, HST		
Li <i>et al.</i> (2017a) [28]	CCP	Horizontal	Numérico	HST y VSC	BG	MH
Cundapí <i>et al.</i> (2025)[31]	CCP	Horizontal	Numérico	DRY	MDF	2F
Presente estudio	CCP	Horizontal	Numérico	BBY, PL, SLG, SLG-ANM, ANM, HST, MPR, DRY	MDF	2F

BBY=burbuja, I=intermitente, PL=plug, SLG=slug, HST=estratificado, HSTL=estratificado liso, HSTO=estratificado ondulado, ANM=anular niebla, AN=anular, MPR=Niebla-precrítico, DRY=dryout, VSC=vapor sobrecalentado, BG= balance global, 2F= Dos fluidos, MH=Modelo Termohidráulico, MDF=Método de diferencias finitas

Como se puede apreciar en la Tabla 1.2, no se han identificado estudios que integren de forma simultáneamente los modelos ópticos, térmico y termohidráulico dentro de un esquema

continuo de deformación termoelástica. Asimismo, se observa que la mayoría de los trabajos no consideran la deformación axial inducida por gradientes térmicos derivados de distribuciones tridimensionales de temperatura generadas por la concentración solar real. Estas limitaciones evidencian la necesidad de un enfoque acoplado que permita representar de manera más rigurosa la interacción entre los fenómenos físicos involucrados.

Tabla 1.2 Resumen de las características de los estudios termoelásticos

Autores	Sistema de aplicación	Consideraciones		Eje de deformación	Modelo térmico	Modelo termo-hidráulico
		Soportes	DNUFC			
Wu <i>et al.</i> (2020) [83]	Tubos simples		LCR	Axial	3D	
Yaghoubi & Akbarimoosavi (2014) [80]	SEGS	✓		Axial-radial	2D	
Khanna <i>et al.</i> (2014) [84]	Tubos simples	✓	Normal	Axial-circunferencial	2D	
Khanna <i>et al.</i> (2016) [30]	Tubos simples	✓	Escalón	Radial		
Khanna <i>et al.</i> (2018) [91]	Tubos simples	✓	Escalón	Axial-circunferencial	2D	
Li <i>et al.</i> (2017b) [86]	GDV		Normal	Axial-radial-circunferencial	2D	MH
Li <i>et al.</i> (2020) [92]	GDV		Normal	Axial-radial-circunferencial	2D	MH
Farfán <i>et al.</i> (2026)	GDV	✓	LCR	Axial	3D	2F

1.4. Objetivos y alcances

Con base en la literatura revisada, se planteó el objetivo general del proyecto, así como los objetivos específicos y alcance de este trabajo de tesis, los cuales se mencionan a continuación.

1.4.1. Objetivo general

Desarrollar un código numérico termohidráulico para el modelado de las deformaciones térmicas en el tubo absorbedor de un captador cilindroparabólico para generación directa de vapor.

1.4.2. Objetivos específicos

- Realizar estudios termohidráulicos en el tubo absorbedor en estado transitorio involucrando los diferentes patrones de flujo y concentración solar.
- Realizar estudios de deformación lineal y deflexión del tubo absorbedor y la deflexión en diferentes estados cuasi-estacionarios.
- Realizar un estudio del efecto de diferentes parámetros sobre la deformación del tubo.

1.4.3. Alcance y limitaciones del modelo

- Se aplicó el modelo a dos fluidos de forma unidimensional en estado transitorio, considerando los patrones de flujo y sus transiciones desde líquido subenfriado hasta vapor sobrecalentado.
- La fila de captadores cilindroparábolicos se modeló considerando el modo de un solo paso.
- Las ecuaciones se discretizaron utilizando la técnica de diferencias finitas.
- Las propiedades termofísicas y mecánicas del tubo se consideraron constantes.
- El modelo térmico en el tubo absorbedor se desarrolló en dos dimensiones (2D) en estado transitorio.
- La deformación del tubo se consideró de forma lineal y la deflexión fue analizada en estado cuasi-estacionario.
- El código se verificó conforme a cada modelo desarrollado, acorde con la literatura publicada y con datos experimentales del lazo DISS.

1.5. Metodología general

La metodología general empleada para el desarrollo de la presente tesis se muestra en la Figura 1.9. Comprende cuatro etapas (cada columna representa una etapa) que describen el proceso completo de modelado, resolución y análisis del sistema. En la primera columna, correspondiente al modelo físico, se define el sistema a analizar. En esta etapa, se define el caso de estudio, incluyendo la geometría del tubo absorbedor, las propiedades termofísicas del material, las condiciones de operación y los parámetros relevantes del sistema DISS. La identificación y configuración de estos parámetros permite representar con precisión las características físicas del sistema, proporcionando la base necesaria para el desarrollo de modelos matemáticos.

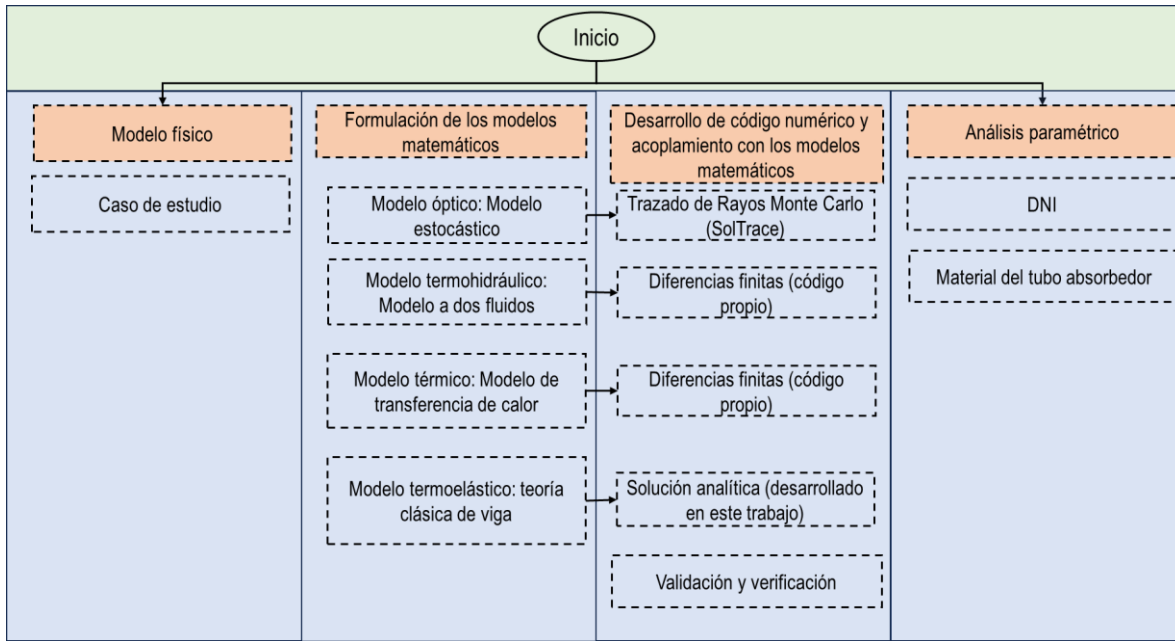


Figura 1.9. Metodología usada para el desarrollo del presente trabajo

En la segunda columna, correspondiente a la formulación de los modelos matemáticos, se establece la representación física del sistema mediante ecuaciones, relaciones constitutivas y parámetros fundamentales que permiten la descripción precisa de los fenómenos ópticos, termohidráulicos, térmicos y termoelásticos involucrados. Para el modelo óptico, se incorporan conceptos como la razón de concentración local (LCR) y el flujo de calor absorbido por el tubo, lo que permite cuantificar la distribución del flujo incidente. Para el modelo termohidráulico, se incluye la descripción del comportamiento del fluido bifásico, incorporando la velocidad del flujo, los cambios de fase, la fracción de vacío y la evolución de la temperatura del fluido a lo largo del tubo. El modelo térmico presenta las ecuaciones que permiten obtener la distribución de temperatura en la pared del tubo, considerando la transferencia de calor no uniforme asociada con el DNUFC. Finalmente, el modelo termoelástico define las expresiones para calcular deformaciones, esfuerzos y deflexiones en función de las diferencias de temperatura y las cargas mecánicas, integrando así la influencia del peso del tubo y la curvatura inducida por el flujo de calor. Esta sección, en conjunto, constituye el núcleo teórico y matemático de la metodología, determinando cómo cada fenómeno se representa mediante ecuaciones consistentes.

En la tercera columna, dedicada al desarrollo del código numérico, se implementan las soluciones matemáticas previamente formuladas y se establece el acoplamiento que permite la comunicación entre los diferentes submodelos. Este bloque representa la transición de la teoría a la simulación computacional y requiere definir la estrategia numérica más adecuada para cada modelo. El modelo óptico se resuelve utilizando SolTrace, una herramienta que permite obtener el flujo solar concentrado. Para los modelos termohidráulicos y térmicos, se utiliza el método de diferencias finitas, que permite la solución estable de las ecuaciones

diferenciales asociadas con el comportamiento bifásico del fluido y la transferencia de calor en diferentes condiciones de operación. Por el contrario, el modelo termoelástico se resuelve mediante una solución analítica basada en la teoría clásica de vigas, que permite obtener expresiones de forma cerrada para la curvatura y la deflexión inducidas por el momento térmico y el peso distribuido del tubo. Esta solución analítica se evalúa posteriormente en una malla discreta del dominio axial para obtener resultados con una resolución espacial comparable a la de los modelos anteriores. Esta sección también incluye procedimientos de verificación, que garantizan la correcta implementación del código, y validación, que garantiza la consistencia de los resultados con los datos y modelos existentes en la literatura. Este acoplamiento garantiza que la información fluya consistentemente del modelo óptico al modelo termohidráulico, térmico y, finalmente, al estructural, reproduciendo el comportamiento real del sistema.

Finalmente, la cuarta columna, correspondiente al análisis paramétrico, permite evaluar la sensibilidad del sistema a las variables operativas y de diseño que influyen directamente en su comportamiento térmico y mecánico. En este trabajo, se seleccionaron parámetros clave como la DNI y el tipo de material del tubo absorbedor, ambos con impactos significativos en la distribución térmica y los esfuerzos inducidos.

1.6. Descripción del contenido de la tesis

La presente tesis se estructura en siete capítulos. El Capítulo 1 presenta la introducción general, el planteamiento del problema, la revisión del estado del arte en los ámbitos óptico, termohidráulico, térmico y termoelástico, así como los objetivos, alcances y la metodología general del trabajo. El Capítulo 2 describe el modelo físico y el caso de estudio correspondiente al lazo DISS, incluyendo la geometría, las condiciones de operación y los parámetros considerados. De igual manera presenta la formulación matemática de los modelos óptico, termohidráulico, térmico y termoelástico que integran el estudio. El Capítulo 3 expone la solución numérica y la estrategia de discretización empleada para la implementación del código. El Capítulo 4 presenta la verificación y validación de los modelos mediante la comparación con datos experimentales y resultados reportados en la literatura. El Capítulo 5 muestra y analiza los resultados obtenidos, incluyendo el comportamiento termohidráulico, la distribución de temperatura, los esfuerzos, las deformaciones y la deflexión del tubo absorbedor, así como el análisis paramétrico. Finalmente, el Capítulo 6 contiene las conclusiones generales y las recomendaciones para trabajos futuros.

Capítulo 2

Formulación

del modelo

físico -

matemático

En este capítulo se presenta la formulación del modelo físico–matemático desarrollado para el análisis de la generación directa de vapor en CCP. Se describe la configuración física del sistema estudiado, basada en la instalación experimental DISS de la Plataforma Solar de Almería, así como sus principales características geométricas, ópticas y de operación.

Asimismo, se introduce la formulación matemática de los modelos numéricos empleados para describir el comportamiento óptico, termohidráulico, térmico y termoelástico del tubo absorbedor. Se presentan las ecuaciones gobernantes, condiciones de frontera y relaciones constitutivas necesarias para el acoplamiento de los distintos fenómenos físicos considerados en este trabajo.

2.1. Modelo físico

En esta sección se presenta el modelo físico considerado en la tesis, el cual constituye la base para el desarrollo y validación de los modelos numéricos acoplados. Para ello, la sección se divide en dos partes principales: en primer lugar, se describe la selección del criterio de operación de la generación directa de vapor, justificando la elección del modo de un solo paso; posteriormente, se introduce el caso de estudio, basado en la instalación experimental DISS de la Plataforma Solar de Almería, cuyas características geométricas, ópticas y operativas permiten analizar de manera representativa el comportamiento térmico y termoelástico del tubo absorbedor.

2.1.1. Caso de estudio

El circuito de la instalación DISS está compuesto por once CCP tipo LS-3 modificados, conectados en serie, con una longitud total de 500 m. De estos, nueve CCP se emplean para el precalentamiento y la evaporación del agua, mientras que los dos CCP restantes se utilizan para el sobrecalentamiento del vapor. La Figura 2.1 muestra el diseño esquemático de la instalación experimental DISS operando en modo de un solo paso.

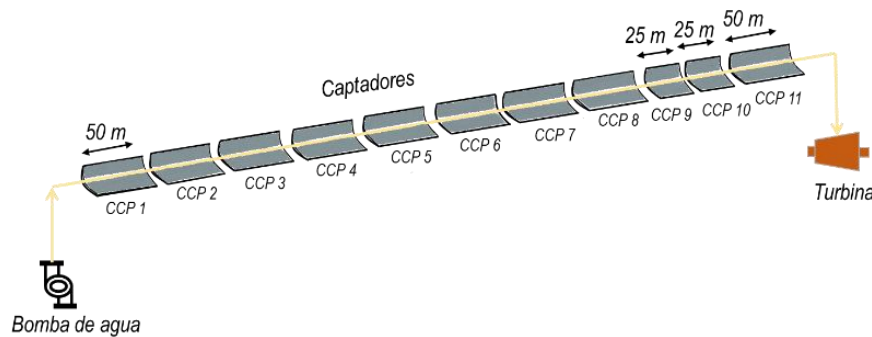


Figura 2.1 Modelo Físico del lazo DISS.

Los CCP numerados del 1 al 8, así como el número 11, tienen una longitud de 50 m, mientras que los CCP 9 y 10 presentan una longitud de 25 m, lo que permite una distribución adecuada de las etapas de calentamiento, evaporación y sobrecalentamiento a lo largo del lazo experimental.

Además de los parámetros geométricos, el desempeño del lazo DISS depende de manera significativa de las propiedades ópticas del captador, las cuales determinan la fracción de radiación solar que es efectivamente concentrada y absorbida por el tubo absorbedor. Entre estos parámetros destacan la reflectancia del reflector, la absorptividad del tubo absorbedor, la absorptividad de la cubierta de vidrio, la transmitancia, así como la eficiencia óptica global del captador, la cual integra los principales mecanismos de pérdida óptica asociados al sistema Tabla 2.1.

Tabla 2.1. Parámetros geométricos, ópticos y de operación para el lazo de pruebas DISS de PSA.

Parámetro	Símbolo	Valor
Longitud	L_0	500 m
Apertura del colector	W	5.76 m
Diámetro exterior del tubo absorbedor	$D_{a,o}$	0.070 m
Diámetro interior del tubo absorbedor	$D_{a,i}$	0.050 m
Diámetro interior de la cubierta de vidrio	$D_{g,i}$	0.108 m
Diámetro exterior de la cubierta de vidrio	$D_{g,o}$	0.115 m
Distancia focal	f_o	1.71 m
Reflectancia	ρ_{ref}	0.93
Absortividad del tubo	α_a	0.94
Absortividad de la cubierta de vidrio	$\alpha_{g,e}$	0.02
Radiación solar directa	DNI	$908 \frac{W}{m^2}$
Eficiencia óptica pico	$\eta_{opt,0^\circ}$	63%
Factor de ensuciamiento	F_c	91%
Flujo másico	$\dot{m}$	$0.62 \frac{kg}{s}$
Presión de salida	P_{out}	9.92 MPa

En cuanto al caso de estudio, el análisis térmico y termoelástico del tubo absorbedor se centra en el CCP 9, el cual forma parte de la sección de evaporación y sobrecalentamiento del lazo DISS. Esta sección resulta particularmente crítica debido a que el fluido de trabajo presenta altas calidades de vapor, lo que conlleva a coeficientes de transferencia de calor menores en comparación con las regiones de ebullición, incrementando la susceptibilidad a gradientes térmicos elevados en la pared del tubo absorbedor.

Las condiciones de entrada y salida del CCP 9, resumidas en la Tabla 2.2, corresponden a un régimen de operación representativo del modo de un solo paso, con presiones elevadas y temperaturas cercanas al sobrecalentamiento. Bajo estas condiciones, pequeñas variaciones en la distribución del flujo solar o en los patrones de flujo bifásico pueden dar lugar a distribuciones de temperatura altamente no uniformes, aumentando el riesgo de deformaciones termoelásticas y de pérdida de alineación óptica. Por esta razón, el CCP 9 constituye un escenario adecuado y exigente para evaluar el acoplamiento entre los modelos óptico, termohidráulico, térmico y termoelástico desarrollados en este trabajo.

Tabla 2.2. Condiciones de entrada y salida en el CCP 9 (caso de estudio)

Parámetro	Símbolo	Valor
Longitud	L_0	25 m
Presión de entrada	P_{in}	10.10 MPa
Temperatura ambiente	T_{env}	303.15 K
Temperatura de entrada	T_{in}	584.85 K
Temperatura de salida	T_{out}	584.78 K
Calidad de vapor de entrada	X_{in}	0.91
Calidad de vapor en la salida	X_{out}	0.98

2.2. Modelo matemático Óptico

La eficiencia óptica de un CCP se define como la relación entre la energía absorbida por el HCE y la energía solar incidente sobre la apertura del captador. Esta eficiencia puede descomponerse en diversos factores, entre los que se encuentran la reflectancia del reflector, la transmitancia de la cubierta de vidrio, la absortancia del tubo absorbedor, el factor de intersección, el factor de limpieza y el modificador del ángulo de incidencia [23].

De estos parámetros, cuatro están directamente asociados a las pérdidas ópticas del CCP: la reflectancia del reflector, el factor de intersección, la transmisividad de la cubierta de vidrio y la absortancia de la superficie selectiva del tubo absorbedor, como se muestra en la Figura 2.2.

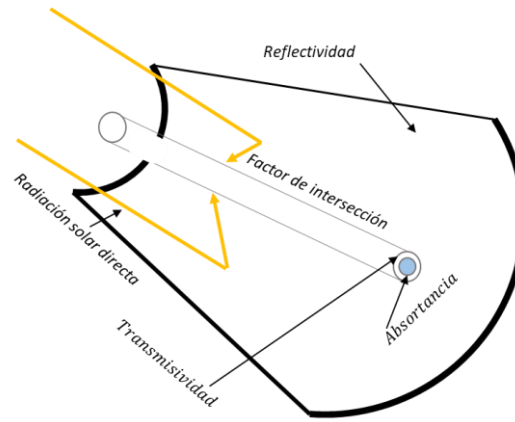


Figura 2.2. Parámetros involucrados en las pérdidas ópticas del CCP.

La reflectancia del reflector indica la fracción de la radiación solar directa normal que es reflejada por los espejos del captador. Por su parte, la transmitancia de la cubierta de vidrio representa la relación entre la radiación que atraviesa el espesor del tubo de vidrio y la radiación que incide sobre su superficie exterior. La absortancia del tubo absorbedor define la cantidad de radiación solar que es absorbida por el tubo metálico, mientras que el factor de intercepción expresa la proporción de la radiación reflejada por los espejos que alcanza el tubo absorbedor.

El modelo óptico se caracteriza considerando el flujo de calor que incide sobre la superficie exterior del tubo absorbedor y sobre la cubierta de vidrio. Estos flujos se describen mediante (1) y (2) considerando los parámetros de pérdidas ópticas del CCP, los perfiles LCR y la radiación solar directa normal incidente.

$$Q''_{srad,a,o}(\theta) = \rho_{ref} \tau'_{ge} \alpha_a \gamma F_c^{ref} F_c^{ge} K_{\theta} LCR_a(\theta) DNI \cos \theta_{inc} \quad (1)$$

$$Q''_{srad,g,o}(\theta) = \rho_{ref} \alpha_{ge} \gamma F_c^{ref} K_{\theta} LCR_{ge}(\theta) DNI \cos \theta_{inc} \quad (2)$$

Donde los factores de ensuciamiento del reflector y de la cubierta de vidrio (F_c^{ref} , F_c^{ge}) representan la reducción en la reflectancia de los espejos y en la transmitancia del tubo de vidrio cuando estos no se encuentran completamente limpios. El termino K_θ corresponde al modificador del ángulo de incidencia, mientras que LCR_a representa la relación de concentración local de la radiación solar sobre el tubo absorbedor.

2.3. Modelo matemático Termohidráulico

Para el modelo termohidráulico se adoptó el modelo de dos fluidos, dado que este considera que ambas fases presentan propiedades diferentes y velocidades distintas. Este enfoque constituye el modelo más completo y, por ende, el más complejo, ya que implica la formulación de ecuaciones separadas de continuidad, cantidad de movimiento y energía promediadas en el espacio y en el tiempo, en régimen transitorio para cada fase. El modelo también incorpora las ecuaciones de conservación en la interfaz, los esfuerzos interfaciales y la transferencia de energía líquido-vapor en la interfaz. Adicionalmente, considera los esfuerzos en la interfaz pared-fluido y la transferencia de calor fluido-pared.

La Figura 2.3 ilustra las variables involucradas en las ecuaciones gobernantes dentro del tubo absorbedor bajo condiciones de flujo bifásico, tales como: el esfuerzo cortante interfacial (τ_i), los esfuerzos cortantes entre la pared y el fluido (τ_{gw} and τ_{lw}), el flujo de calor interfacial (Q_i''), los flujos de calor pared-fluido (Q_{wg}'' y Q_{wf}''), y la transferencia de masa Γ_k , la cual corresponde a la suma de la transferencia de masa interfacial Γ_{ig} y la transferencia de masa en la pared Γ_w , ambas asociadas al cambio de fase.

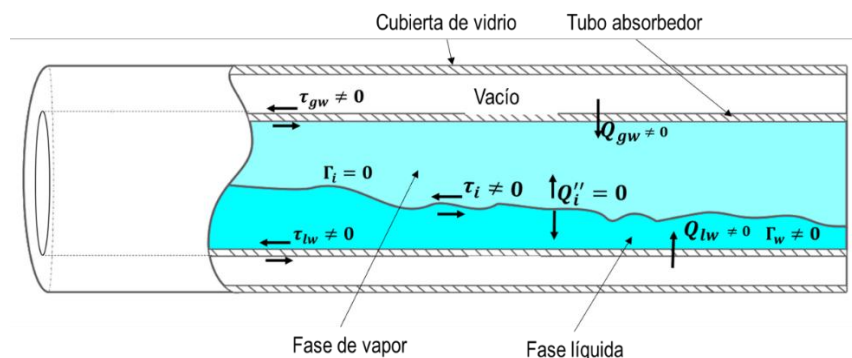


Figura 2.3. Variables involucradas en el modelo a dos fluidos.

Esta formulación se basa en una adaptación del modelo desarrollado en el simulador RELAP5-SCDAPSIM Mod. 3.4 [90], el cual, a su vez, se fundamenta en el marco teórico propuesto por Lahey y Drew [93]. Las ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía para cada fase están dadas por (3)-(5), respectivamente, donde $k = g$ corresponde a vapor y $k = f$ a líquido.

2.3.1. Ecuaciones de conservación

El modelo a dos fluidos es el enfoque con mayor grado de aceptación para la modelación de flujos bifásicos, debido a su capacidad para representar de manera independiente el comportamiento dinámico y termodinámico de cada fase. En el presente trabajo se empleó un modelo a dos fluidos unidimensional, basado en la formulación propuesta por Lahey y Drew [94], lo cual constituye el fundamento teórico de diversos códigos termohidráulicos ampliamente validados.

A continuación, se presenta la formulación del modelo unidimensional adoptado para el desarrollo de esta investigación, considerando las mismas hipótesis y lineamientos aplicados por Cundapí [31,95].

Ecuación de conservación de masa

La ecuación de conservación de masa para cada fase k se expresa como:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_k \rho_k) + \frac{1}{A} \frac{\partial}{\partial z}(\alpha_k \rho_k v_k A) = \Gamma_k \quad (3)$$

Se puede observar la relación de la generación de masa de la fase líquida es el negativo de la generación de la fase vapor, como se muestra en (4), mientras que la suma de las fracciones de vacío de ambas fases es igual a 1 como se indica en (5).

$$\Gamma_f = -\Gamma_g \quad (4)$$

$$\alpha_g + \alpha_f = 1 \quad (5)$$

Ecuación de conservación de cantidad de movimiento

$$\begin{aligned} \alpha_k \rho_k A \frac{\partial v_k}{\partial t} + \frac{1}{2} \alpha_k \rho_k A \frac{\partial v_k^2}{\partial z} &= -\alpha_k A \frac{\partial p}{\partial z} + \alpha_k \rho_k g_z A - (\alpha_k \rho_k A) F W_k(v_k) - \Gamma_g A (v_l - v_k) \\ &\cdot (-1)^{k*} + (\alpha_k \rho_k A) F I_k(v_g - v_f) \cdot (-1)^{k*} \\ &+ C_{VM} \alpha_g \alpha_f \rho_m A \left[\frac{\partial (v_g - v_f)}{\partial t} \right] \cdot (-1)^{k*} \end{aligned} \quad (6)$$

El exponente k^* tiene el valor de 1 para $k = g$ y 2 para $k = f$.

Otra consideración realizada por RELAP5-SCDAPSIM Mod. 3.4 [90] es la fuerza de masa virtual simplificada, resultante de despreciar los términos espaciales de la masa virtual y considerar únicamente los términos temporales. Asimismo, se adopta el modelo de dos presiones, debido a que los modelos unidimensionales de presión única existentes para el flujo bifásico no conducen a un sistema de ecuaciones hiperbólicas; en contraste, al emplear el modelo de dos presiones se obtiene un sistema de ecuaciones hiperbólicas [96].

Ecuación de conservación de energía

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\alpha_k \rho_k U_k) + \frac{1}{A} \frac{\partial}{\partial z}(\alpha_k \rho_k U_k v_k A) \\ = -P \frac{\partial \alpha_k}{\partial t} - \frac{P}{A} \frac{\partial}{\partial z}(\alpha_k v_k A) + Q_{wk} + Q_{ik} - \Gamma_{ig} h_k^* \cdot (-1)^{k*} \\ - \Gamma_w h_k' \cdot (-1)^{k*} + \Phi_k \end{aligned} \quad (7)$$

2.3.2. Condiciones de frontera

Las condiciones de frontera, así como las ecuaciones de cerradura, son empleadas para dar solución a las ecuaciones de conservación, ya que describen cómo el flujo interactúa con su entorno, considerando las condiciones de entrada y salida de los tubos. Basado en el trabajo realizado por Cundapí *et al.* [31,95], se tomaron las siguientes consideraciones para este estudio: el flujo másico a la entrada de la tubería y la presión a la salida de la tubería son conocidos; y cuando el fluido se encuentra en una sola fase, la fase no existente del flujo bifásico debe ser considerada con una velocidad igual a la fase existente.

2.3.3. Modelos constitutivos

Los modelos constitutivos permiten cerrar el sistema de ecuaciones derivado de las ecuaciones de conservación, de modo que sea posible obtener una solución del flujo bifásico. Estas relaciones de cierre compensan la información que se pierde durante el proceso de promediado espacial y temporal, y por ello son indispensables para la solución del sistema. Sin embargo, también influyen directamente en la técnica de resolución numérica, así como en la estabilidad y robustez del esquema de cálculo [97].

En general, los modelos constitutivos incluyen: (i) criterios para identificar el régimen o patrón de flujo, y (ii) correlaciones para cuantificar el intercambio de masa, cantidad de movimiento y energía, mediante términos como la fricción pared-fluido, la fricción interfacial, los coeficientes de transferencia de calor y transferencia de masa por cambio de fase [90]. En lo que sigue, se describen las condiciones de cerradura empleadas en este trabajo para resolver las ecuaciones de conservación de ambas fases, diferenciándolas según el PF predominante.

2.3.4. Mapa de patrones de flujo

Los patrones de flujo representan las configuraciones geométricas observables bajo las cuales las fases líquido y vapor pueden distribuirse dentro de una tubería [98]. Un mapa de patrones de flujo constituye una herramienta que permite determinar dicha estructura interfacial y, en consecuencia, seleccionar los modelos de cerradura apropiados. Cabe destacar que estos mapas son específicos del fluido de trabajo y de las condiciones de operación, ya que cada

patrón posee mecanismos propios de transferencia y características hidrodinámicas particulares.

En este contexto, es necesario determinar los patrones de flujo tanto en los volúmenes de control como en las uniones. En los volúmenes de control, el patrón de flujo condiciona principalmente las relaciones de cerradura asociadas a las ecuaciones de conservación de masa y energía; mientras que, en las uniones, el patrón de flujo condiciona las relaciones empleadas en las ecuaciones de conservación de cantidad de movimiento, tanto en su formulación de suma como de resta, debido a su relación directa con los términos de fricción en pared e interfase [90].

Para este análisis se emplea, como referencia principal, el mapa de RELAP5-SCDAPSIM Mod. 3.4 para flujo horizontal, en la forma considerada por Cundapí *et al.* [31] y Cundapí [95], así como el mapa de patrones de flujo propuesto por Elsafi (2015) [57].

Criterio para flujo estratificado

En este trabajo se adopta la consideración de Cundapí *et al.* [31], quien asume que el patrón *dryout* puede representar una geometría equivalente a la del flujo estratificado. Bajo esta suposición, para garantizar la estratificación en flujo horizontal se utiliza el criterio implementado en RELAP5-SCDAPSIM Mod. 3.4 [90], expresado como:

$$|v_g - v_l| < V_{crit} \quad (8)$$

donde la velocidad crítica se calcula mediante:

$$V_{crit} = \frac{1}{2}(1 - \cos \theta) \sqrt{\frac{(\rho_l - \rho_g)g\alpha_g A}{\rho_g D \sin \theta}} \quad \text{para } G_m < 3000 \frac{kg}{m^2 s} \quad (9)$$

Si se satisfacen las condiciones de (8) y (9), el campo de flujo transita al régimen estratificado horizontal. En caso contrario, el régimen se clasifica dentro de burbuja, *slug*, niebla o niebla pre-CHF, de acuerdo con el mapa de transición [90].

2.3.5. Ecuaciones constitutivas mecánicas

Para el cierre mecánico del modelo se consideran dos componentes principales: (i) la fricción en la pared, asociada a la interacción pared-fluido para cada fase, y (ii) la fricción interfacial, asociada al arrastre entre fases.

Fricción en la pared

Una forma común de estimar los esfuerzos cortantes en la pared para cada fase es mediante el enfoque monofásico del factor de fricción [36,99,100].

$$\tau_{kw} = \frac{1}{2} f_{wk} \rho_k v_k^2 \quad (10)$$

El factor de fricción pared-fluido se calcula mediante la correlación de Blasius:

$$f_k = C_k Re_k^{-n_k} \quad (11)$$

Donde C_k y n_k dependen del régimen laminar o turbulento. Mientras que el número de Reynolds se define como:

$$Re_k = \frac{\rho_k v_k D_k}{\mu_k} \quad (12)$$

Fricción en la pared de cada fase

Los coeficientes de fricción en pared para cada fase se calculan mediante (13) y (14) [101,102], para líquido y vapor, respetivamente.

$$FW_l = \frac{1}{2D} \left[\lambda'_l \rho_l (\alpha_l v_l)^2 + C \sqrt{\lambda'_g \rho_g (\alpha_g v_g)^2 \lambda'_l \rho_l (\alpha_l v_l)^2} + \lambda'_g \rho_g (\alpha_g v_g)^2 \right] \left(\frac{\lambda_l v_l}{\lambda_g \rho_g v_g^2 \alpha_{gw} + \lambda_l \rho_l v_l^2 \alpha_{lw}} \right) \left(\frac{\alpha_{lw}}{\alpha_l} \right) \quad (13)$$

Para la fase de vapor

$$FW_g = \frac{1}{2D} \left[\lambda'_l \rho_l (\alpha_l v_l)^2 + C \sqrt{\lambda'_g \rho_g (\alpha_g v_g)^2 \lambda'_l \rho_l (\alpha_l v_l)^2} + \lambda'_g \rho_g (\alpha_g v_g)^2 \right] \left(\frac{\lambda_g v_g}{\lambda_g \rho_g v_g^2 \alpha_{gw} + \lambda_l \rho_l v_l^2 \alpha_{lw}} \right) \left(\frac{\alpha_{gw}}{\alpha_g} \right) \quad (14)$$

Donde λ_k es el coeficiente de fricción determinado por el número de Reynolds, Re_k , de la fase. Y λ'_k es el factor de fricción determinado a partir Re'_k

$$Re_k = \frac{\rho_k v_k D_k}{\mu_k} \quad (15)$$

$$Re'_k = \frac{\alpha_k \rho_k v_k D}{\alpha_{kw} \mu_k}$$

Coficiente de masa virtual

El término de masa virtual es considerado para flujos dispersos y es tomado en cuenta como una fuerza de inercia adicional que las burbujas necesitan para desplazarse sobre el líquido [90].

El término de masa virtual es considerado por códigos como RELAP5-SCDAPSIM Mod. 3.4, ATHLET y CATHARE, pero es despreciado por códigos como TRACE, WCOBRA y TRAC-M debido a que en los problemas de reactores no genera peligro de seguridad [89], en la Tabla 2. 3 se muestran las ecuaciones para el coeficiente de masa virtual.

Tabla 2. 3. Ecuaciones para el coeficiente de masa virtual.

Ecuación	Condición	Referencias
$C_{VM} = \frac{1}{2} \frac{(1 + 2\alpha_g)}{(1 - \alpha_g)}$	$0 \leq \alpha_g \leq \frac{1}{2}$	[90]
$C_{VM} = \frac{1}{2} \frac{(3 - 2\alpha_g)}{\alpha_g}$	$\frac{1}{2} < \alpha_g \leq 1$	

2.3.6. Relaciones constitutivas de estado

Las relaciones constitutivas especifican el estado termodinámico de las fases como una función de esas variables de estado las determinan. Para las propiedades de cada fase se utilizan las tablas de agua/vapor obtenidas por el software EES. Las propiedades necesarias para resolver el modelo matemático en ambas fases son: temperatura T_g , entalpía h_g , densidad ρ_g , volumen específico v_g , coeficiente de expansión volumétrica β_g , calor específico a presión constante C_{pg} , calor específico a volumen constante C_{vg} , factor de compresibilidad isotérmica κ_g , viscosidad dinámica μ_g y conductividad térmica λ_g [90].

Las relaciones constitutivas utilizadas para la linealización de la densidad y la temperatura se muestran a continuación para la fase k :

$$\left(\frac{\partial \rho_k}{\partial U_k}\right)_P = \frac{-v_k \beta_k}{(C_{pk} - v_k \beta_k P) v_k^2} \quad (16)$$

$$\left(\frac{\partial T_k}{\partial U_k}\right)_P = \frac{1}{C_{pk} - v_k \beta_k P} \quad (17)$$

$$\left(\frac{\partial \rho_k}{\partial P}\right)_{U_k} = \frac{C_{pk} v_k \kappa_k - T_k v_k^2 \beta_k^2}{(C_{pk} - v_k \beta_k P) v_k^2} \quad (18)$$

$$\left(\frac{\partial T_k}{\partial P}\right)_{U_k} = \frac{-(P v_k \kappa_k - T_k v_k \beta_k)}{C_{pk} - v_k \beta_k P} \quad (19)$$

El factor de compresibilidad isotérmica se obtiene mediante la relación de Mayer para cualquier sustancia [95]:

$$\kappa_k = \frac{v T \beta^2}{C_{pk} - C_{vk}} \quad (20)$$

La derivada parcial de la temperatura de saturación respecto a la presión es:

$$\frac{\partial T^s}{\partial P} = \frac{T^s (v_g^s - v_l^s)}{h_g^s - h_l^s} \quad (21)$$

donde $\left(\frac{\partial T^s}{\partial U_k}\right)_P = 0$, debido a que la temperatura de saturación solo depende de la presión.

2.3.7. Ecuaciones constitutivas de transferencia de masa

En este modelo no se consideran fuentes ni sumideros externos de masa. En consecuencia, la masa transferida entre fases se atribuye únicamente al fenómeno de cambio de fase. Bajo esta consideración, el termino total de transferencia de masa interfacial [103] se define mediante (22).

$$\Gamma_g = - \frac{[H_{ig}(T^s - T_{g,i}) + H_{il}(T^s - T_{l,i})]}{h_g^* - h_l^*} + \Gamma_w \quad (22)$$

La expresión muestra que la tasa de transferencia de masa está gobernada por el intercambio de calor entre la interfaz y cada una de las fases, escalado por la diferencia de entalpías entre el valor y el líquido en condiciones interfaciales. Adicionalmente, se incorpora el término Γ_w , el cual representa la contribución asociada a la transferencia de masa inducida en la pared.

Para los fenómenos de pared, la transferencia de masa se puede evaluar mediante (23) y (24), correspondientes a evaporación y condensación, respectivamente [104]. En ambas expresiones, el uso del operador max impone un límite inferior a la diferencia de entalpías, con el fin de evitar inestabilidades numéricas cuando dicho termino toma valores muy pequeños.

$$\Gamma_w = \frac{q_l'' A_w}{V \left[\max \left(h_g - h_l^s, 10^4 \frac{J}{kg} \right) \right]} \quad (23)$$

$$\Gamma_w = \frac{q_l'' A_w}{V \left[\max \left(h_g^s - h_l^s, 10^4 \frac{J}{kg} \right) \right]} Mul \quad (24)$$

2.4. Modelo matemático Térmico

El modelado térmico del tubo absorbedor constituye uno de los elementos centrales para la correcta descripción del comportamiento termo-energético de un colector cilindro-parabólico. En este componente se concentra la energía solar captada por el reflector y, al mismo tiempo, se manifiestan múltiples mecanismos de transferencia de calor que determinan la fracción de energía útil transferida al fluido de trabajo y las pérdidas térmicas hacia el entorno. Por lo tanto, una formulación térmica detallada resulta indispensable para predecir de manera confiable la distribución de temperatura en la pared del absorbedor, así como para servir de base al análisis termohidráulico y termoelástico desarrollado en los capítulos posteriores.

En la Figura 2.4 se presenta un esquema general de los mecanismos de transferencia de calor que tienen lugar en un tubo absorbedor con cubierta de vidrio (HCE), donde se ilustran las interacciones energéticas entre la radiación solar incidente, el absorbedor, la cubierta de vidrio, el fluido de trabajo y el ambiente.

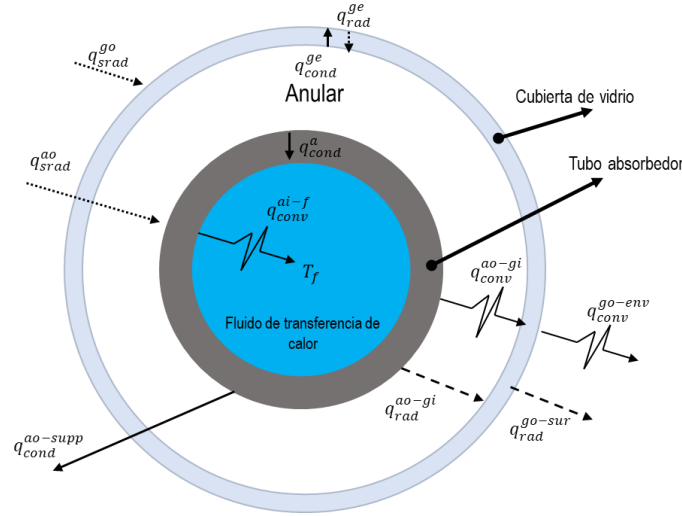


Figura 2.4. Balance de energía del HCE.

En el balance energético, $Q''_{cond}^{a,o-sup}$ representa las pérdidas térmicas por conducción a través de los soportes mecánicos del tubo absorbedor, las cuales, aunque localizadas, pueden contribuir de forma no despreciable a las pérdidas totales del sistema. El término Q''_{cond}^{a} corresponde a la conducción de calor a través del espesor del tubo absorbedor, mientras que Q''_{cond}^{ge} representa la conducción interna de calor a través de la cubierta de vidrio hasta su superficie externa.

El flujo de irradiación solar concentrada que alcanza la superficie externa del tubo absorbedor se denota como $Q''_{srad}^{a,o}$, mientras que Q''_{rad}^{ge} corresponde al flujo por radiación que atraviesa la cubierta de vidrio. Adicionalmente, $Q''_{srad}^{g,o}$ representa la fracción de irradiación solar que incide directamente sobre la cubierta de vidrio antes de alcanzar el absorbedor.

Por otra parte, el sistema también experimenta pérdidas convectivas hacia el ambiente. Estas incluyen el flujo convectivo desde la superficie externa de la cubierta de vidrio hacia el ambiente, $Q''_{conv}^{g,o-env}$, así como la convección en el espacio anular entre el absorbedor y la cubierta de vidrio, $Q''_{conv}^{a,o-gi}$. De manera similar, se presentan las pérdidas por radiación tanto en el espacio anular, $Q''_{rad}^{a,o-gi}$, como entre la superficie externa del vidrio y el entorno, $Q''_{rad}^{g,o-sur}$ [74].

Una vez considerados estos mecanismos de pérdida, la energía térmica remanente se transfiere al fluido por convección desde la superficie interna del tubo absorbedor, proceso que se representa mediante el término $Q''_{conv}^{a,i-f}$. Este flujo de calor es el responsable directo del incremento de la energía interna del fluido y, por tanto, del desempeño térmico del colector.

Con el objetivo de simplificar el análisis sin perder representatividad física, en este trabajo se adopta el enfoque propuesto por Cundapí *et al.* [31], en el cual los mecanismos $Q''_{rad}^{a,o-g,i}$,

$Q''_{conv,a,o-gi}$, $Q''_{cond,a,o-sopor}$, $Q''_{cond,ge}$, $Q''_{rad,g,o-sur}$, and $Q''_{conv,g,o-amb}$ se agrupan en un solo término, denominado Q''_{loss} . Este término engloba las pérdidas térmicas totales del tubo absorbedor y permite expresar el balance energético de forma compacta, tal como se muestra en la Figura 2.5.

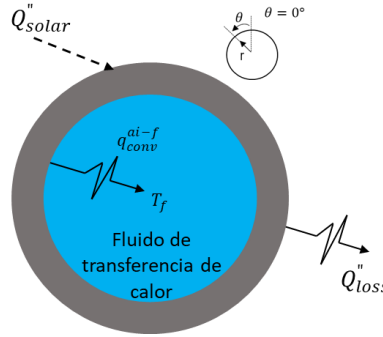


Figura 2.5. Balance de energía simplificado del HCE.

Bajo esta formulación, el flujo de calor convectivo transferido desde la pared interna del tubo hacia el fluido se determina mediante (25):

$$Q''_{conv,a,i-f} = h(T_{a,i} - T_f) \quad (25)$$

Donde T_f es la temperatura del fluido, $T_{a,i}$ es la temperatura de la superficie interna del tubo absorbedor y h es el coeficiente de transferencia de calor por convección.

Para condiciones de flujo monofásico, el coeficiente de transferencia de calor se calcula utilizando la correlación de Dittus-Boelter, ampliamente validada para flujos turbulentos en conductos. No obstante, cuando el fluido opera en condiciones bifásicas, el mecanismo de transferencia de calor deja de estar dominado por la convección forzada y pasa a depender del régimen de ebullición predominante. En este contexto, el presente trabajo adopta el modelo propuesto por Cundapí *et al.* [31], basado en la formulación del código RELAP5-SCDAPSIM Mod. 3.4 [90], en el cual la transferencia de calor se gobierna por el modo de ebullición local, en lugar de emplear una única correlación global.

En consecuencia, el coeficiente de transferencia de calor se determina como una función del patrón de flujo local y del modo de transferencia de calor correspondiente. Cabe señalar que, si bien RELAP5-SCDAPSIM Mod. 3.4 calcula un CTC para cada fase, su formulación termohidráulica unidimensional emplea un coeficiente promedio. En contraste, en este trabajo se establece una relación explícita entre la geometría local del patrón de flujo y la fase en contacto con la pared interna del tubo absorbedor, lo que da lugar a un coeficiente de transferencia de calor que varía acimutalmente en función de la posición angular θ [95].

Los criterios para la selección del modo de transferencia de calor, así como las correlaciones empleadas para cada régimen, se resumen en la Tabla 2.4, donde se consideran desde convección forzada en líquido monofásico hasta ebullición de película y convección forzada en vapor sobrecalentado.

Tabla 2.4. criterios de selección de modos de transferencia de calor.

Modo	Régimen físico	Criterio de selección	Correlación empleada (año)
0	Convección forzada (Líquido monofásico)	$\alpha_g < 0.001$	Dittus-Boelter (1985)
2	Fase líquido monofásico o subenfriado en la pared	$\alpha_g < 0.1$	Dittus-Boelter (1985)
4	Ebullición nucleada	$\alpha_g < 0.99$ $q''_{NB} < CHF$	Chen (1966)
6	Ebullición de transición	$q''_{NB} > CHF$ $q''_{TB} > q''_{FB}$	Chen-Sundaram-Ozkaynak (1977)
8	Ebullición de película satura	$q''_{FB} > q''_{TB}$ $\alpha \geq 0.999$	Bromley (1948)
9	Convección forzada (vapor sobrecalentado)	$\alpha \geq 0.999$	Dittus-Boelter (1985)

Para describir la distribución de temperatura en la pared del tubo absorbedor, se resuelve la ecuación de conducción de calor bidimensional y transitoria en coordenadas cilíndricas, la cual permite capturar simultáneamente la variación radial y azimutal de la temperatura:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(k_a r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(k_a \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) = \rho_a C_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (26)$$

$$\text{en } r_{a,i} < r < r_{a,o} \text{ y } 0 < \theta < 2\pi \text{ para } t > 0$$

Donde θ es la coordenada tangencial, r es la coordenada radial, t es el tiempo, k_a es la conductividad térmica del material del tubo absorbedor, ρ_a es su densidad y C_p es el calor específico a presión constante.

Las condiciones de frontera asociadas a esta ecuación consideran la transferencia de calor por convección entre la pared interna del tubo y el fluido, la imposición de un flujo de calor neto en la superficie externa del absorbedor, así como condiciones de periodicidad en la dirección azimutal, las cuales se describen mediante (27)-(30).

$$-k_a \frac{\partial T}{\partial r} + hT = hT_f \quad \text{con } r = r_{a,i} \text{ y } 0 \leq \theta \leq 2\pi \text{ para } t > 0 \quad (27)$$

$$k_a \frac{\partial T}{\partial r} = Q''_T \quad \text{con } r = r_{a,o} \text{ y } 0 \leq \theta \leq 2\pi \text{ para } t > 0 \quad (28)$$

$$k_a \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{\theta=0} = k_a \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{\theta=2\pi} \quad \text{con } \theta = 0 \text{ y } r_{a,i} < r < r_{a,o} \text{ para } t > 0 \quad (29)$$

$$k_a \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{\theta=0} = k_a \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{\theta=2\pi} \quad \text{con } \theta = 2\pi \text{ y } r_{a,i} < r < r_{a,o} \text{ para } t > 0 \quad (30)$$

La condición inicial establece una distribución de temperatura uniforme en todo el espesor del tubo al inicio de la simulación.

$$T(\theta, r) = T_0 \quad \text{en } r_{a,i} \leq r \leq r_{a,o} \text{ y } 0 \leq \theta \leq 2\pi \text{ para } t = 0 \quad (31)$$

Donde $r_{a,i}$ es el radio interior y $r_{a,o}$ es el radio exterior del tubo absorbedor. Las expresiones (27)-(31) indican que existe transferencia de calor por convección desde la pared inferior del tubo hacia el fluido, así como variación de temperatura en dirección longitudinal y que un flujo neto de calor impacta la pared exterior del tubo.

Los términos Q''_T , Q''_{solar} y Q''_{loss} se determinan mediante (32)-(34), respectivamente.

$$Q''_T(\theta) = Q''_{solar}(\theta) - Q''_{loss}(\theta) \quad (32)$$

$$Q''_{solar}(\theta) = LCR(\theta) DNI \cos \theta_{inc} K(\theta_{inc}) \eta_{opt,0^\circ} F_e \quad (33)$$

$$Q''_{loss} = \begin{cases} 1.433242\Delta T - 5.66 \times 10^{-3}\Delta T^2 + 4.6 \times 10^{-5}\Delta T^3, & 473.15 \text{ K} < T_a < 573.15 \text{ K} \\ 2.895474\Delta T - 16.4 \times 10^{-3}\Delta T^2 + 6.5 \times 10^{-5}\Delta T^3, & T_a \geq 573.15 \text{ K} \end{cases} \quad (34)$$

Para (34), ΔT se considera como la diferencia entre la temperatura media de la pared del tubo absorbedor y la temperatura ambiente. La expresión (34) es una simplificación de la ecuación experimental del sistema DISS [88].

$K(\theta_{inc})$ se calcula como se muestra en (35)

$$K(\theta_{inc}) = 1 - 2.23073 \times 10^{-4} \cdot \theta_{inc} - 1.1 \times 10^{-4} \cdot \theta_{inc}^2 + 3.18596 \times 10^{-6} \cdot \theta_{inc}^3 - 4.85509 \times 10^{-4} \cdot \theta_{inc}^4 \quad (35)$$

Con respecto a (35) se considera que solamente es validada para ángulos de incidencia de $0^\circ \leq \theta_{inc} < 80^\circ$.

2.5. Modelo matemático Termoelástico

La DNUFC sobre el tubo absorbedor induce diferencias significativas de temperatura en la dirección circunferencial del mismo. Estas diferencias térmicas generan gradientes de dilatación que, a su vez, provocan esfuerzos térmicos y deformaciones mecánicas en secciones críticas del absorbedor. Dichos efectos se intensifican en condiciones de alta

concentración solar y operación bifásica, donde la no uniformidad térmica es más pronunciada.

Adicionalmente, la gravedad contribuye de manera directa a la deformación del tubo, actuando principalmente en la dirección vertical (y), como se ilustra en la Figura 2.6. La combinación de cargas térmicas y mecánicas convierte el análisis termoelástico en un elemento clave para evaluar la integridad estructural y la confiabilidad operativa del HCE.

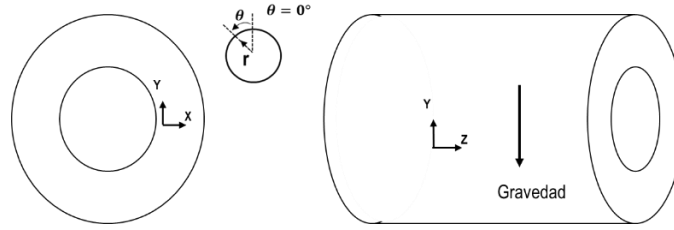


Figura 2.6. Representación del sistema de coordenadas para el modelo termoelástico

En el presente trabajo se asume que el tubo absorbedor puede expandirse y rotar libremente alrededor del eje longitudinal (z), mientras que se encuentra restringido en las direcciones transversal (x) y vertical (y), lo cual representa adecuadamente las condiciones reales de operación.

2.5.1. Expansión térmica axial

Bajo estas consideraciones, la expansión axial libre del tubo absorbedor a lo largo del eje (z) se calcula mediante (36):

$$\Delta L = \alpha_L L_0 (T_{max} - T_{ref}) \quad (36)$$

donde α_L es el coeficiente de expansión térmica lineal del material, L_0 es la longitud original no deformada del tubo, T_{max} es la temperatura máxima alcanzada en la pared externa del absorbedor y T_{ref} es la temperatura de referencia, tomada como la temperatura ambiente.

Esta expansión axial no genera esfuerzos adicionales debido a la condición de libertad impuesta en la dirección longitudinal; sin embargo, resulta fundamental para el cálculo de deformaciones y curvaturas inducidas por gradientes térmicos.

2.5.2. Deformaciones termoelásticas

Para evaluar las deformaciones experimentadas por el tubo absorbedor en las direcciones radial, circunferencial y axial, se emplean las relaciones constitutivas de la elasticidad lineal con acoplamiento térmico, dadas por (37)-(39):

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E'} [\sigma_r - \mu(\sigma_\theta + \sigma_z)] + \alpha_L \Delta T \quad (37)$$

$$\varepsilon_{\theta} = \frac{1}{E'} [\sigma_{\theta} - \mu(\sigma_z + \sigma_r)] + \alpha_L \Delta T \quad (38)$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E'} [\sigma_z - \mu(\sigma_r + \sigma_{\theta})] + \alpha_L \Delta T \quad (39)$$

Donde E' es el módulo de elasticidad, μ es el coeficiente de Poisson y ΔT es la diferencia de temperatura entre las paredes exterior e interior del tubo absorbedor. Los componentes de esfuerzos total σ_r , σ_{θ} y σ_z corresponden a las direcciones radial, circunferencial y axial, respectivamente y se dividen según su origen: debidos a la presión (σ_{rp} , $\sigma_{\theta p}$, σ_{zp}) y debidos a la temperatura (σ_{rT} , $\sigma_{\theta T}$, σ_{zT}). Los esfuerzos debidos a la presión se presentan en (40)-(42) donde P es la presión de operación.

$$\sigma_{rp} = \frac{Pr_{a,i}^2}{r_{a,o}^2 - r_{a,i}^2} \left[1 - \left(\frac{r_{a,o}^2}{r^2} \right) \right] \quad (40)$$

$$\sigma_{\theta p} = \frac{Pr_{a,i}^2}{r_{a,o}^2 - r_{a,i}^2} \left[1 + \left(\frac{r_{a,o}^2}{r^2} \right) \right] \quad (41)$$

$$\sigma_{zp} = \frac{Pr_{a,i}^2}{r_{a,o}^2 - r_{a,i}^2} \quad (42)$$

Los esfuerzos debidos a la diferencia de temperatura se calculan utilizando (43)-(45)

$$\sigma_{rT} = \frac{\alpha_L E' \Delta T}{2(1 - \mu) \ln \left(\frac{r_{a,o}}{r_{a,i}} \right)} \left[-\ln \frac{r_{a,o}}{r} - \frac{r_{a,i}^2}{r_{a,o}^2 - r_{a,i}^2} \left(1 - \frac{r_{a,o}^2}{r^2} \right) \ln \left(\frac{r_{a,o}}{r_{a,i}} \right) \right] \quad (43)$$

$$\sigma_{\theta T} = \frac{\alpha_L E' \Delta T}{2(1 - \mu) \ln \left(\frac{r_{a,o}}{r_{a,i}} \right)} \left[1 - \ln \frac{r_{a,o}}{r} - \frac{r_{a,i}^2}{r_{a,o}^2 - r_{a,i}^2} \left(1 + \frac{r_{a,o}^2}{r^2} \right) \ln \left(\frac{r_{a,o}}{r_{a,i}} \right) \right] \quad (44)$$

$$\sigma_{zT} = \frac{\alpha_L E' \Delta T}{2(1 - \mu) \ln \left(\frac{r_{a,o}}{r_{a,i}} \right)} \left[1 - 2 \ln \frac{r_{a,o}}{r} - \frac{2 r_{a,i}^2}{r_{a,o}^2 - r_{a,i}^2} \ln \left(\frac{r_{a,o}}{r_{a,i}} \right) \right] \quad (45)$$

Donde r es la posición radial dentro de la pared del tubo absorbedor. El esfuerzo total en cada dirección es la suma de los esfuerzos debidas a la presión de operación y la temperatura.

El material no presenta un límite elástico bien definido en el ensayo de tracción; por lo tanto, el inicio de la deformación plástica no puede identificarse mediante un límite elástico convencional. Por esta razón, las normas internacionales de materiales caracterizan el inicio de la plasticidad utilizando el límite elástico del 0.2%, conocido como el límite elástico del 0.2%, $R_{p0.2}$, que corresponde a la tensión necesaria para producir una deformación plástica permanente del 0.2% en un ensayo uniaxial. En este trabajo, el límite admisible utilizado para evaluar los esfuerzos inducidos en el tubo absorbedor se define como el vapor $R_{p0.2}$ en función de la temperatura de funcionamiento de acuerdo con las normas de materiales para aceros inoxidables de alta temperatura.

$$\sigma_{vM} \leq R_{p0.2}(T) \quad (46)$$

Este criterio permite evaluar la proximidad al inicio de la plasticidad bajo estados de esfuerzos multiaxiales generados por la combinación de presión interna y diferencia de temperatura.

Otro fenómeno que surge debido a las diferencias de temperatura y al peso de la tubería es la deflexión, que se calcula mediante (47).

$$\delta_{Total} = \delta_{a_w} + \delta_T \quad (47)$$

Donde el término δ_{a_w} es la deflexión causada por el peso de la tubería y se calcula utilizando (48):

$$\delta_{a_w} = \frac{-5W_e L_0^4}{384E'I} \quad (48)$$

Donde, W_e es el peso de la tubería, I es el momento de inercia de la sección transversal, como se indica en (49):

$$I = \frac{\pi}{4} (r_{a,0}^4 - r_{a,i}^4) \quad (49)$$

El término δ_T de (47) representa la deflexión causada por las diferencias de temperatura circunferenciales. En nuestro caso práctico, la deflexión térmica se divide en la que depende de la temperatura radial (δ_{Tr}) y la que depende de la temperatura longitudinal (δ_{Tz}), calculadas mediante (50) y (51):

$$\delta_{Tr} = r_c \left[1 - \cos \left\{ \frac{L_0 [1 + \alpha_L (T_{low} - T_{ref})]}{2r} \right\} \right] \quad (50)$$

$$\delta_{Tz} = \frac{M_T}{2E'I} (z^2 - L_0 z) \quad (51)$$

donde r_c es el radio de curvatura generado por la deflexión del tubo, T_{low} es la temperatura en la parte inferior del tubo absorbedor, T_{upp} es la temperatura en la parte superior del tubo absorbedor y M_T es el momento flector calculado como se indica en (52):

$$M_T = E' \alpha_L \Delta T r_{a,0}^3 \quad (52)$$

El radio de curvatura se calcula como se muestra a continuación.

$$r_c = \frac{D_o}{\frac{1 + \alpha_L (T_{upp} - T_{env})}{1 + \alpha_L (T_{low} - T_{env})} - 1} \quad (53)$$

La deflexión del tubo absorbedor está fuertemente influenciada por las condiciones de apoyo y la distancia entre apoyos consecutivos. En configuraciones reales de HCE, el tubo se apoya en múltiples puntos, lo que consecuentemente determina la magnitud de la deflexión [84,105]. En este trabajo, se define una configuración sin apoyos intermedios, modelando el

tubo como una viga simplemente apoyada a lo largo de 25 m, para evaluar una condición crítica de deflexión.

Dado que la introducción de apoyos adicionales resulta en una deflexión significativamente menor, como se reporta en la literatura [29,30,78]. El esquema adoptado proporciona una estimación conservadora y un límite superior para la deflexión y el riesgo potencial de contacto entre el tubo y el vidrio en condiciones térmicas severas.

Capítulo 3

Solución numérica

En este capítulo se describe la implementación del modelo óptico empleado para determinar la DNUFC sobre el tubo absorbedor. Se presenta la metodología basada en MCRT y la representación tridimensional del Captador cilindroparabólico, así como el procedimiento seguido para obtener las condiciones de frontera utilizadas en los modelos acoplados.

3.1. Modelo óptico

El modelo óptico considerado en esta tesis tiene como objetivo determinar la distribución circunferencial no uniforme del flujo de calor solar absorbido por el tubo absorbedor de un CCP, información que posteriormente se utiliza como condición de frontera en los modelos termohidráulico, térmico y termoelástico. La metodología adoptada se basa en el método de MCRT y en la representación tridimensional detallada del CCP tipo LS-3, siguiendo los lineamientos propuestos por Sandá *et al.* [106] y Cundapí *et al.* [31].

La Figura 3.1 muestra de manera esquemática el procedimiento seguido para la implementación y solución del modelo óptico. Dicho procedimiento se estructura en una serie de etapas secuenciales que garantizan una representación realista de los fenómenos ópticos involucrados y la conservación de la energía solar incidente.

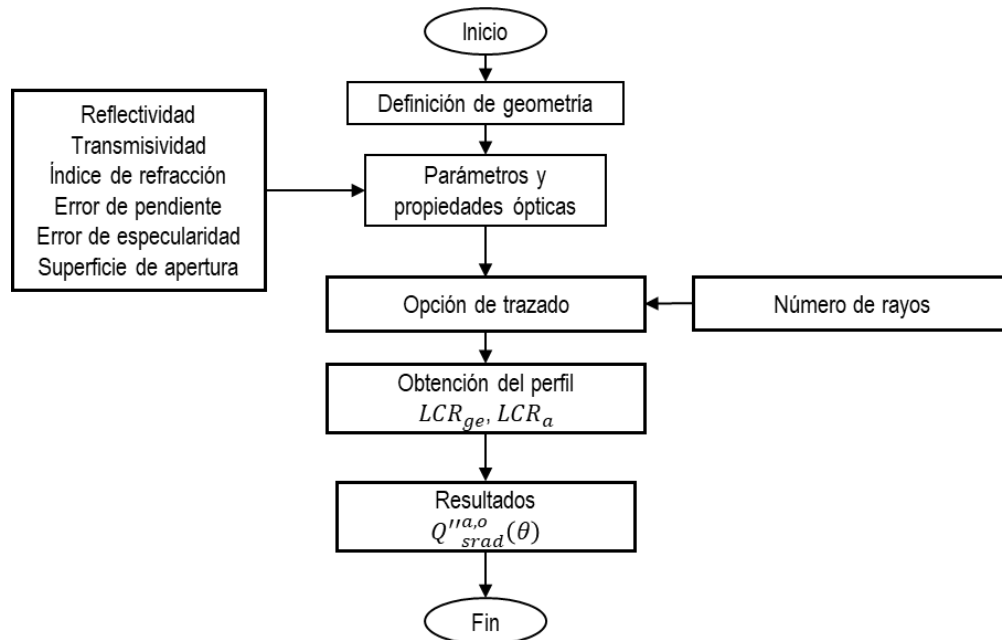


Figura 3.1. Metodología de solución del modelo óptico.

En la primera etapa, se define la geometría del sistema, la cual incluye el reflector parabólico, el tubo absorbedor y la cubierta de vidrio. Esta definición geométrica tridimensional es fundamental, ya que permite reproducir con precisión la posición relativa de cada componente y su influencia en la concentración de la radiación solar. Posteriormente, se establecen los parámetros ópticos del sistema, tales como la reflectividad del reflector, la transmisividad de la cubierta de vidrio, el índice de refracción, así como los errores ópticos asociados al proceso real de operaciones, incluyendo el error de pendiente, el error de especularidad y las imperfecciones geométricas del sistema. Estos parámetros determinan las pérdidas ópticas y condicionan la forma final de la distribución del flujo solar concentrado.

Una vez definida la geometría y las propiedades ópticas, se seleccionan las opciones de trazado del modelo MCRT, entre las que destacan el número total de rayos simulados y los criterios estadísticos empleados para garantizar la convergencia de los resultados. El número de rayos se elige de tal manera que se reduzca la dispersión estadística inherente al método de Monte Carlo, asegurando una descripción suficientemente detallada del campo de radiación sin incurrir en un costo computacional excesivo.

A partir del trazado de rayos, se obtiene el perfil del coeficiente de concentración local, expresado mediante el LCR, tanto en la superficie exterior del tubo absorbedor como de manera complementaria en la cubierta de vidrio. El LCR representa la razón entre la irradiancia solar local concentrada sobre una región específica del tubo y la irradiancia normal directa incidente y constituye una magnitud clave para caracterizar la no uniformidad del flujo solar alrededor de la circunferencia del absorbedor.

Con el fin de integrar esta información al resto de los modelos desarrollados en la tesis los valores discretos del LCR obtenidos del modelo óptico, se interpolan y discretizan en nodos azimutales alrededor del perímetro del tubo absorbedor. Este proceso permite transformar los resultados ópticos en un formato compatible con el modelo térmico, garantizando además la conservación de la energía de modo que la integral del flujo solar absorbido sobre la circunferencia del tubo sea consistente con la potencia solar interceptada por el captador.

Finalmente, el modelo óptico proporciona como resultados principales la distribución circunferencial del flujo de calor solar absorbido, $Q''_{srad}^{a,o}(\theta)$, así como los perfiles del LCR, los cuales constituyen las condiciones de frontera necesarias para evaluar la transferencia de calor hacia el fluido de trabajo y analizar los gradientes térmicos inducidos en la pared del tubo absorbedor. Estos gradientes, a su vez son responsables de la aparición de esfuerzos térmicos, deformaciones y deflexión del tubo, por lo que el modelo óptico representa el primer eslabón del esquema de acoplamiento en cascada desarrollado en esta tesis.

3.2. Modelo termohidráulico

El modelo termohidráulico desarrollado en esta tesis tiene como objetivo describir de manera detallada el comportamiento del fluido de trabajo a lo largo del tubo absorbedor durante el proceso de GDV en el lazo experimental DISS, considerando la transición desde líquido subenfriado hasta vapor sobrecalentado, así como la aparición y evolución de los distintos patrones de flujo bifásico. Este modelo constituye un elemento fundamental dentro del esquema de acoplamiento en cascada propuesto, ya que proporciona las variables termodinámicas y de transporte necesarias para el análisis térmico y termoelástico del tubo absorbedor.

La formulación del modelo se basa en un enfoque bifásico, en el cual las fases líquida y vapor se tratan de manera independiente mediante ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía. Este enfoque permite representar de forma más realista el

comportamiento del flujo, ya que considera diferencias en las propiedades termofísicas, velocidades y temperaturas de cada fase, así como los mecanismos de intercambio interfacial de masa, momento y energía. Adicionalmente, el modelo incorpora explícitamente el efecto de la gravedad, el cual resulta relevante para la correcta identificación de los patrones de flujo y la distribución de fases dentro del tubo absorbedor.

Las ecuaciones gobernantes empleadas en este trabajo se derivan de la formulación clásica propuesta por Ransom [33] y documentada en el manual del código RELAP5-SCDAPSIM Mod. 3.4 [90]. Dichas ecuaciones fueron posteriormente adaptadas por Cundapí *et al.* [31] para el análisis de la GDV en tubos absorbedores de CCP, particularmente en la región de flujo anular y *dryout*. En el presente estudio, esta formulación se amplía para considerar un mayor número de transiciones entre patrones de flujo, manteniendo la consistencia con los criterios y correlaciones establecidas en RELAP5-SCDAPSIM Mod. 3.4.

Para la resolución numérica de las ecuaciones gobernantes, se emplea el método de Diferencias finitas bajo un esquema semi-implícito, siguiendo la metodología propuesta por Cundapí *et al.* [31]. Con el fin de garantizar estabilidad numérica y una adecuada representación de las variables físicas, se utilizan dos tipos de mallas discretas: una malla centrada para las variables escalares, asociadas principalmente a las ecuaciones de masa y energía, y una malla desplazada para las variables vectoriales, correspondientes a la ecuación de cantidad de movimiento, esta disposición de mallas, ilustrada en la Figura 3.2 permite reducir oscilaciones numéricas y mejorar la convergencia de la solución.

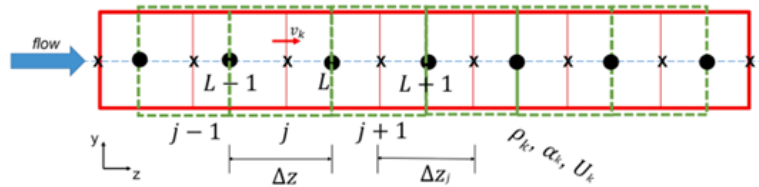


Figura 3.2. Mallas numéricas centradas y desplazadas para el modelo termohidráulico dentro del tubo absorbedor [31].

En la etapa inicial de la simulación se definen los parámetros de control numérico, tales como el número de volúmenes de control a lo largo del eje del tubo absorbedor, el número máximo de iteraciones permitidas por paso de tiempo y el criterio de convergencia, el cual se establece con base en el error relativo de los residuos de las ecuaciones gobernantes. Una vez fijados estos parámetros, se procede a definir la configuración geométrica del tubo absorbedor, especificando su longitud, diámetros interno y externo, así como parámetros relevantes del sistema óptico, como la distancia focal.

Posteriormente, se incorporan tablas de propiedades termodinámicas para las fases líquidas y vapor del agua, lo que permite evaluar con precisión las propiedades termofísicas en función de la presión y la temperatura locales. A continuación, se establecen las condiciones iniciales y de frontera, incluyendo la presión de entrada, el flujo másico y la temperatura del

fluido. Con estas condiciones, el modelo se inicializa y se procede a resolver las ecuaciones en cada volumen de control.

Durante el proceso de solución, cada volumen de control identifica el régimen de flujo predominante a partir de los criterios definidos en RELAP5-SCDAPSIM Mod. 3.4 y lo asocia con la fracción de vacío y las correlaciones correspondientes para la transferencia de calor y las pérdidas por fricción. Este procedimiento permite capturar la evolución espacial de los patrones de flujo a lo largo del tubo absorbedor, así como su influencia directa sobre el coeficiente de transferencia de calor y las variables termodinámicas del sistema.

Como resultado del modelo termohidráulico se obtienen las distribuciones axiales de presión, temperatura, velocidades de fase, fracción de vacío y coeficientes de transferencia de calor a lo largo del tubo absorbedor. Con lo cual el CTC y la temperatura constituyen las condiciones de frontera para el modelo térmico, a partir del cual se determina la distribución de temperatura en la pared del tubo y posteriormente para el modelo termoelástico, encargado de evaluar los esfuerzos, deformaciones y la deflexión del absorbedor.

El procedimiento general de solución numérica del modelo termohidráulico se resume en la Figura 3.3, la cual presenta el diagrama de flujo seguido en este trabajo. Es importante destacar que esta metodología aplica al lazo completo DISS, analizando cada captador de manera individual. En este esquema, el estado termodinámico de salida de un CCP se emplea como condición de entrada para el siguiente, lo que permite reproducir de manera consistente la evolución del flujo bifásico y de las propiedades físicas a lo largo de todo el sistema.

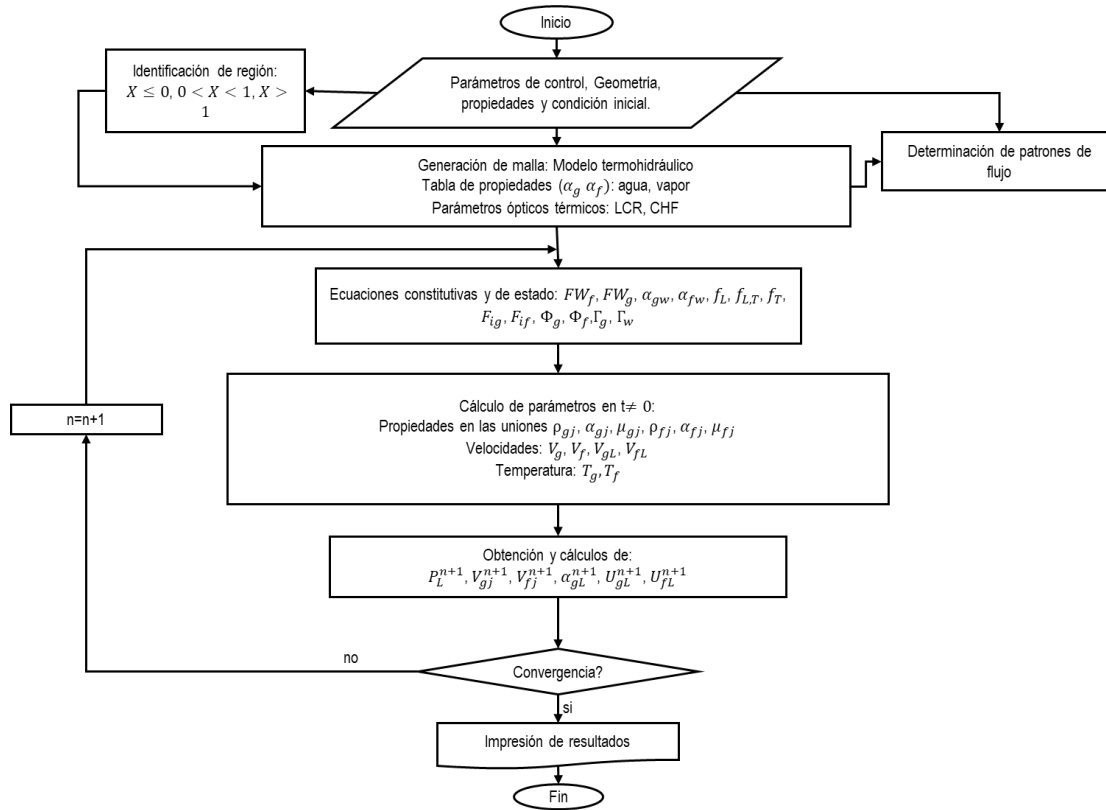


Figura 3.3. Diagrama de flujo de la solución numérica del modelo termohidráulico.

3.3. Modelo térmico

El modelo térmico desarrollado en esta tesis tiene como objetivo determinar la distribución bidimensional de temperatura en la pared del tubo absorbedor, considerando explícitamente la no uniformidad circunferencial del flujo de calor solar y la interacción térmica con el fluido de trabajo durante el proceso de GDV. Este modelo constituye el vínculo entre el análisis termohidráulico y el análisis termoelástico, ya que proporciona el campo de temperaturas necesario para la evaluación de esfuerzos térmicos, deformaciones y deflexión del tubo absorbedor.

La formulación empleada sigue la metodología propuesta y validada por Cundapí *et al.* [31], quienes desarrollaron un esquema numérico implícito basado en el método de diferencias finitas para resolver la ecuación de conducción de calor en coordenadas cilíndricas, sobre el dominio bidimensional definido por las direcciones radial y circunferencial (r, θ) . Dicha formulación fue validada bajo condiciones reales de operación del lazo DISS, lo que garantiza su aplicabilidad para el análisis térmico del tubo absorbedor en sistemas CCP con GDV. En el presente trabajo, esta formulación se adopta en su totalidad, incluyendo los parámetros de discretización y los análisis de independencia espacial y temporal reportados por el autor.

El procedimiento general de solución del modelo térmico se muestra esquemáticamente en la Figura 3. 4, donde se ilustran las principales etapas del algoritmo numérico. En una primera fase, se definen los datos de entrada, los cuales incluyen la geometría del tubo absorbedor, las propiedades termofísicas del material, así como la distribución circunferencial del coeficiente de concentración local $LCR(\theta)$, obtenida a partir del modelo óptico. De manera simultánea, el modelo termohidráulico proporciona las variables necesarias para el cálculo de la transferencia de calor convectiva en la superficie interna del tubo, tales como la temperatura del fluido, el coeficiente de transferencia de calor y la evolución axial de las propiedades del flujo bifásico.

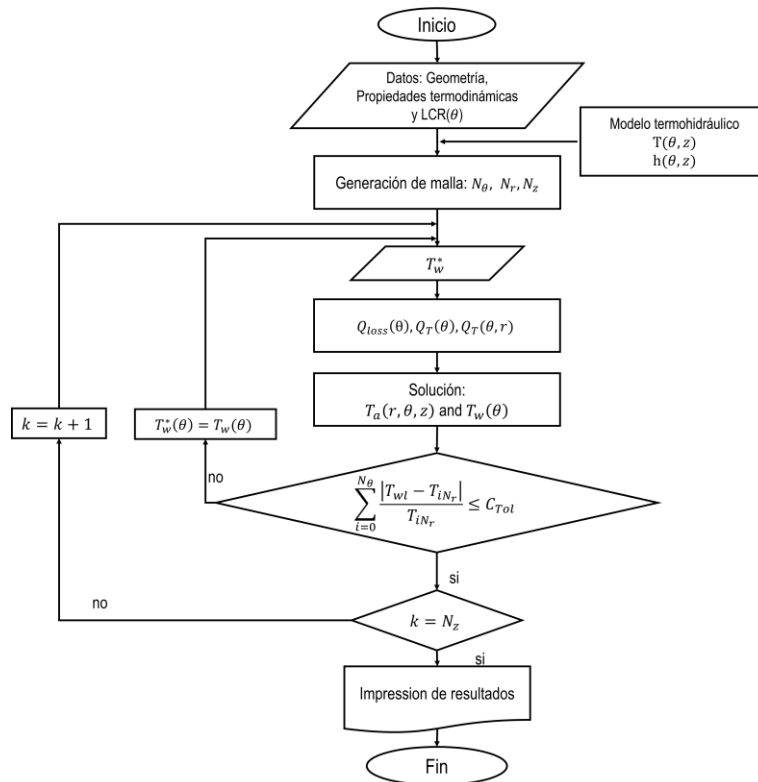


Figura 3. 4. Metodología de solución propuesta para el modelo térmico.

Una vez definidos los datos de entrada, se procede a la generación de la malla numérica, discretizando el dominio térmico en un número finito de nodos en las direcciones radial y circunferencial. Esta discretización permite representar adecuadamente los gradientes térmicos inducidos por la DNUFC. A partir de esta malla, se establece una estimación inicial del campo de temperatura en la pared del tubo, la cual sirve como condición inicial para el proceso iterativo de solución.

En cada iteración, se realiza el balance energético en la pared del tubo absorbedor considerando, por un lado, el flujo de calor solar absorbido, dependiente de la posición circunferencial, y por otro, las pérdidas térmicas totales, que incluyen los mecanismos de

transferencia de calor hacia el ambiente y hacia el fluido de trabajo. El flujo de calor convectivo hacia el fluido se calcula utilizando los valores del coeficiente de transferencia de calor obtenidos del modelo termohidráulico, los cuales dependen del patrón de flujo bifásico presente en cada sección axial del tubo.

El sistema de ecuaciones resultante se resuelve mediante un esquema implícito, lo que garantiza la estabilidad numérica del método aun en presencia de fuertes gradientes térmicos. El proceso iterativo continúa hasta que se satisface el criterio de convergencia, definido a partir del error relativo entre iteraciones sucesivas del campo de temperatura circunferencial. Una vez alcanzada la convergencia, se obtiene el campo de temperatura bidimensional $T(r,\theta)$ en la pared del tubo absorbedor.

Los principales resultados del modelo térmico incluyen la temperatura máxima y mínima en la pared del tubo, así como las diferencias de temperatura circunferenciales, las cuales son de particular interés debido a su influencia directa en la generación de esfuerzos térmicos y en la deflexión del tubo absorbedor. Estos resultados constituyen la entrada directa del modelo termoelástico, permitiendo evaluar de manera consistente el impacto de la no uniformidad térmica inducida por la radiación solar concentrada y por los patrones de flujo bifásico durante la GDV.

3.4. Modelo termoelástico

El modelo termoelástico desarrollado en esta tesis tiene como objetivo evaluar la deflexión del tubo absorbedor de un captador cilindroparabólico, considerando de manera explícita los gradientes circunferenciales de temperatura inducidos por la DNUFC y el peso propio del tubo, sin incluir el efecto del peso del fluido de trabajo. Este modelo representa la etapa final del esquema de acoplamiento en cascada propuesto, ya que integra los resultados obtenidos de los modelos óptico, termohidráulico y térmico para cuantificar la respuesta estructural del absorbedor bajo condiciones reales de operación.

La metodología de solución adoptada se basa en la teoría clásica de vigas, bajo los supuestos de comportamiento elástico lineal, pequeñas deformaciones y material homogéneo e isotrópico. Estos supuestos son ampliamente utilizados en la literatura para el análisis de tubos absorbedores de CCP y permiten establecer una relación directa entre los gradientes térmicos, los esfuerzos inducidos y la deflexión global del tubo. El procedimiento general seguido para la solución del modelo termoelástico se presenta de forma esquemática en la Figura 3.5.

Como primer paso, se definen las propiedades físicas y geométricas del tubo absorbedor, incluyendo la longitud total del tramo analizado, los radios interno y externo, el módulo de elasticidad, el coeficiente de expansión térmica y el peso por unidad de longitud del tubo. De

manera simultánea, se establecen las condiciones térmicas de entrada, obtenidas a partir del modelo térmico, en particular las diferencias máximas de temperatura circunferencial y la posición axial donde estas ocurren, la cual se identifica como el punto crítico del sistema.

A continuación, se calcula el momento de inercia de la sección transversal anular del tubo absorbedor, el cual constituye un parámetro fundamental para la evaluación de la rigidez a flexión del sistema. Con base en las diferencias de temperatura obtenidas, se determina el momento térmico inducido, el cual actúa como una carga equivalente capaz de generar curvatura en el tubo. Este momento térmico representa el efecto mecánico de la expansión diferencial de la pared del tubo debido a la no uniformidad circunferencial de la temperatura.

Para el análisis estructural se consideran condiciones de apoyo simple en los extremos del tubo, lo que permite obtener soluciones analíticas cerradas para la deflexión. De manera adicional, se incorpora el efecto del peso propio del tubo, el cual se modela como una carga uniformemente distribuida a lo largo de la longitud del absorbedor. La contribución de esta carga se evalúa de forma independiente a la carga térmica.

La deflexión total del tubo absorbedor se obtiene mediante el principio de superposición lineal, sumando vectorialmente la deflexión inducida por el momento térmico y la deflexión asociada al peso propio del tubo. Las ecuaciones diferenciales que describen el comportamiento a flexión se resuelven de manera analítica, mientras que la evaluación del modelo se realiza de forma numérica a lo largo del dominio axial, utilizando como entrada los resultados del modelo térmico.

Los resultados del modelo termoelástico permiten cuantificar la deflexión máxima del tubo absorbedor, así como identificar las regiones de mayor riesgo estructural, particularmente aquellas cercanas al punto crítico donde las diferencias de temperatura circunferencial alcanzan valores máximos. Esta información resulta esencial para evaluar la posibilidad de contacto entre el tubo absorbedor y la cubierta de vidrio, así como para establecer límites operativos seguros y criterios de diseño en sistemas de captadores cilindroparábolicos con GDV.

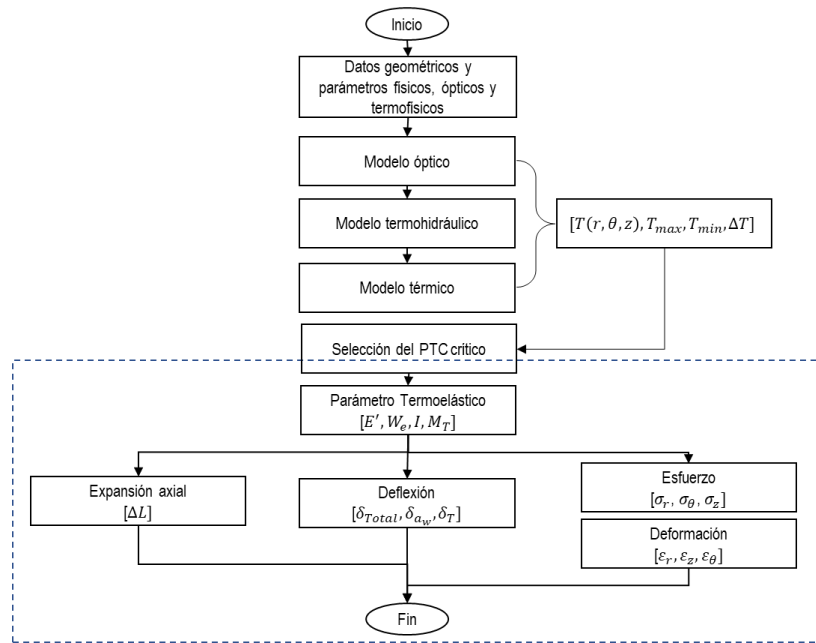


Figura 3.5. Metodología de solución para el modelo termoelástico.

Capítulo 4

Validación y

verificación

Este capítulo está dedicado a la verificación y validación de los modelos termohidráulico, térmico y termoelástico desarrollados en esta tesis. La validación se realiza mediante comparaciones con datos experimentales del circuito DISS y con resultados reportados en la literatura, evaluando la capacidad del modelo para reproducir el comportamiento del flujo bifásico, la distribución de temperatura y la respuesta termoelástica del tubo absorbedor.

4.1. Verificación del modelo óptico

El modelo óptico aplicado en este trabajo se verificó mediante el software SolTrace, considerando los parámetros geométricos y ópticos del CCP indicados en la Tabla 1.1. Para obtener el flujo de calor incidente en el tubo absorbedor, incorporando el perfil LCR correspondiente a este caso, se empleó (1).

Con el objetivo de verificar el perfil de flujo de calor absorbido en la superficie exterior del tubo absorbedor, se siguió la metodología descrita en la Sección 3.1. El perfil de flujo de calor obtenido se comparó con los resultados de cuatro modelos previamente aplicados al sistema DISS, reportados en la literatura [88,106–108], tal como se muestra en la Figura 4.1.

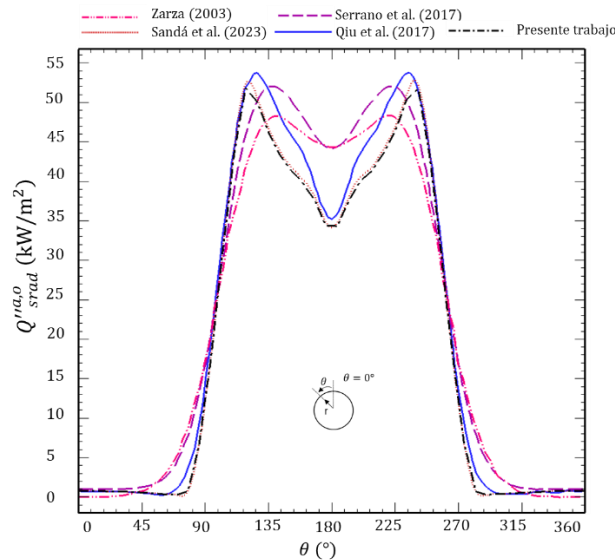


Figura 4.1. Verificación del flujo de calor en la superficie exterior del tubo absorbedor del CCP LS-3 [88,106–108]

Los perfiles obtenidos mediante la implementación de la metodología óptica presentan una concordancia cualitativa clara con los cuatro modelos de referencia considerados. En todos los casos se reproduce la estructura característica de dos picos laterales, asociada a la concentración de la radiación solar en los ángulos donde la geometría parabólica del Captador dirige la mayor fracción del flujo reflejado hacia el tubo absorbedor.

Con base en esta concordancia cualitativa, se realizó un análisis cuantitativo complementario, cuyos resultados se resumen en la Tabla 4.1. Dicha tabla presenta las desviaciones promedio calculadas respecto a cada modelo de referencia, evaluadas en los sectores azimutales donde se observan las mayores diferencias, tal como se ilustra en la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia..** Estos valores permiten evaluar la consistencia numérica de la implementación desarrollada y, al mismo tiempo, identificar las regiones donde los distintos supuestos ópticos adoptados en cada estudio conducen a las discrepancias más relevantes.

Tabla 4.1. Comparación del modelo óptico actual con los modelos anteriores.

Modelo	Promedio de flujo de calor (kW/m ²)	Diferencia absoluta	Valor máximo (kW/m ²)	Diferencia absoluta
Zarza [88]	21.380	3.55	48.23	2.70
Serrano <i>et al.</i> [108]	26.373	8.54	52.03	1.10
Qiu <i>et al.</i> [107]	26.997	9.17	53.75	2.82
Sandá <i>et al.</i> [106]	19.802	1.97	52.36	1.43
Presente trabajo	17.827		50.93	

La comparación de los perfiles de flujo absorbido obtenidos mediante la implementación del modelo óptico en SolTrace muestra similitud con los resultados reportados por Sandá *et al.* [106], Serrano *et al.* [108], Qiu *et al.* [107] y Zarza [88], lo que confirma que la formulación adoptada, basada en el método de MCRT, las propiedades ópticas del HCE y la aproximación pillbox, es consistente con los supuestos utilizados en la literatura. En todos los casos, se reproduce la estructura simétrica de doble pico característica de los colectores cilindroparabólicos, lo que valida la capacidad del modelo para representar tanto la distribución como la magnitud relativa del flujo concentrado.

Desde una perspectiva cuantitativa, el flujo absorbido promedio obtenido (17.827 kW/m²) muestra la mayor concordancia con el modelo de Sandá *et al.* [106], cuyo valor es de 19.802 kW/m² y cuya diferencia absoluta es de 1.97 kW/m², seguido de las discrepancias con Zarza [88], Serrano *et al.* [108], Qiu *et al.* [107], con desviaciones de 3.55, 8.54 y 9.17 kW/m², respectivamente (Tabla 4.1). Esta tendencia se explica por el hecho de que la formulación de Sandá comparte supuestos geométricos y ópticos.

Respecto al valor máximo del flujo absorbido, la metodología implementada predice 50.93 kW/m², con diferencias absolutas de 1.10 kW/m² y 1.43 kW/m² con respecto a los valores de Serrano *et al.* [108] y Sandá *et al.* [106], respectivamente.

4.2. Validación y verificación del modelo numérico termohidráulico

Para evaluar el desempeño del modelo termohidráulico desarrollado en este trabajo, se realizó una comparación directa entre los resultados obtenidos con el código implementado y los datos correspondientes al circuito completo de pruebas DISS. Esta verificación incluyó el análisis de la presión (Figura 4.2), el perfil de temperatura del fluido (Figura 4.3), as velocidades de las fases líquida y gaseosa (Figura 4.4), así como la calidad del vapor y la fracción de vacío (Figura 4.5). En conjunto, estas variables permiten evaluar de manera

integral la capacidad del modelo para reproducir la transición del fluido desde líquido subenfriado hasta vapor sobrecalentado a lo largo del tubo absorbedor.

En relación con la presión, la (Figura 4.2), muestra la comparación entre los resultados numéricos obtenidos en este trabajo y los datos experimentales reportados por Zarza [88]. Se observa que el modelo reproduce adecuadamente la tendencia axial decreciente característica del régimen bifásico presente en el circuito DISS. Tanto los resultados experimentales como los numéricos evidencian una reducción progresiva de la presión conforme avanza el proceso de evaporación y se alcanza la región de vapor sobrecalentado. Este comportamiento es consistente con el incremento del contenido de vapor, el aumento de la velocidad de la fase gaseosa y las pérdidas por fricción asociadas al flujo bifásico.

El perfil de presión predicho se mantiene dentro del rango de incertidumbre experimental, lo cual resulta particularmente relevante dada la complejidad inherente al modelado de flujos bifásicos en condiciones de alta presión. La diferencia entre la caída de presión global obtenida experimentalmente y la predicha por el modelo es de 0.02 MPa, lo que corresponde a un error porcentual del 14.29%. Este nivel de discrepancia se considera aceptable para sistemas de generación directa de vapor, donde la predicción de la presión está fuertemente influenciada por la identificación de los patrones de flujo, las correlaciones de fricción pared–fluido e interfacial, así como por las incertidumbres asociadas a las condiciones reales de operación del lazo experimental.

La correcta reproducción del campo de presión resulta fundamental, ya que esta variable influye directamente en la densidad de las fases, la calidad del vapor y la fracción de vacío, y, en consecuencia, en los coeficientes de transferencia de calor empleados en el modelo térmico. Por ello, una estimación confiable de la presión es clave para garantizar la coherencia del acoplamiento entre los modelos termohidráulico, térmico y termoelástico desarrollados en este trabajo.

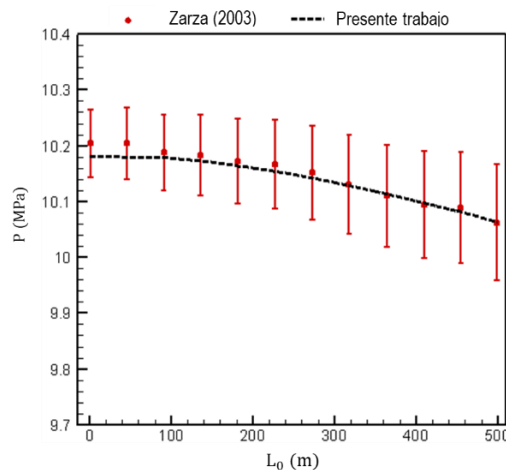


Figura 4.2. Validación de este trabajo con datos experimentales de presión [88].

En cuanto al perfil de temperatura del fluido, la Figura 4.3 presenta la comparación entre los resultados obtenidos en este estudio y los datos experimentales reportados para el lazo DISS. Al igual que en los experimentos, el modelo reproduce claramente las tres regiones características del proceso de generación directa de vapor: un aumento pronunciado de la temperatura en la región monofásica líquida, seguido de una sección prácticamente isoterma correspondiente a la región de vapor saturado y, finalmente, un incremento sostenido de la temperatura asociado a la etapa de vapor sobrecalentado.

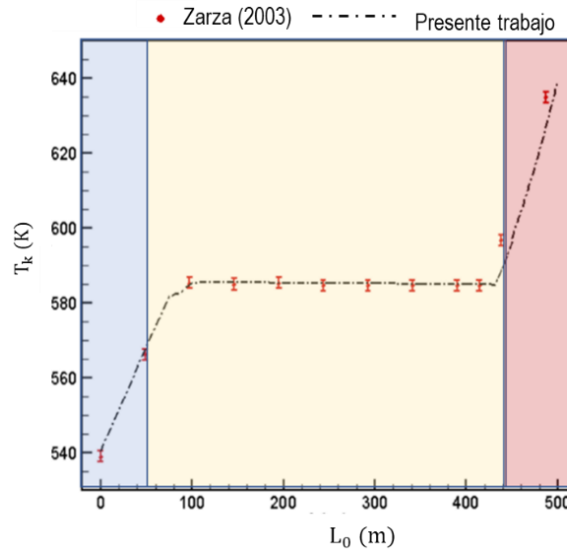


Figura 4.3. Validación de este trabajo para la prueba de bucle DISS [88].

La estructura global del perfil térmico, así como la ubicación axial de las transiciones entre regiones, concuerdan con el comportamiento observado experimentalmente. En particular, el modelo captura la estabilización de la temperatura durante el cambio de fase, fenómeno directamente relacionado con la absorción de calor latente, así como el posterior aumento térmico una vez que el fluido entra en la región de sobrecalentamiento. Desde un punto de vista cuantitativo, la comparación arroja una desviación estándar de 6.23 K y un error porcentual promedio del 0.72%, valores que se consideran bajos para sistemas DSG.

Cabe destacar que la buena correspondencia entre los perfiles numéricos y experimentales no solo valida la magnitud de la temperatura predicha, sino también la progresión térmica del fluido, lo cual es fundamental para el correcto acoplamiento con los modelos térmico y termoelástico. Una predicción confiable del perfil de temperatura del fluido es esencial para estimar de manera adecuada los gradientes térmicos en la pared del tubo absorbedor, los cuales gobiernan la aparición de esfuerzos térmicos, deformaciones y deflexión.

Por su parte, la Figura 4.4 muestra la comparación entre las velocidades de ambas fases obtenidas con el modelo propuesto y las reportadas por el simulador RELAP5-SCDAPSIM

Mod. 3.4. Se observa una buena concordancia en las tendencias características del flujo bifásico a lo largo del tubo absorbedor. En particular, la velocidad de la fase gaseosa aumenta progresivamente conforme se incrementa la calidad del vapor, comportamiento asociado a la disminución de la densidad y al aumento de la fracción de vacío. De manera complementaria, la fase líquida presenta una evolución más moderada, coherente con la reducción gradual de su fracción volumétrica y con los mecanismos de arrastre interfacial presentes en el régimen bifásico.

Los errores relativos promedio obtenidos son del 2.32% para la fase de vapor y del 3.56% para la fase líquida, valores que se consideran aceptables en procesos de verificación de modelos bifásicos. Estas diferencias pueden atribuirse principalmente a la sensibilidad de las velocidades de fase a los gradientes de presión locales, a la identificación de los patrones de flujo y a las correlaciones de cerradura empleadas para describir la fricción pared–fluido y la interacción interfacial.

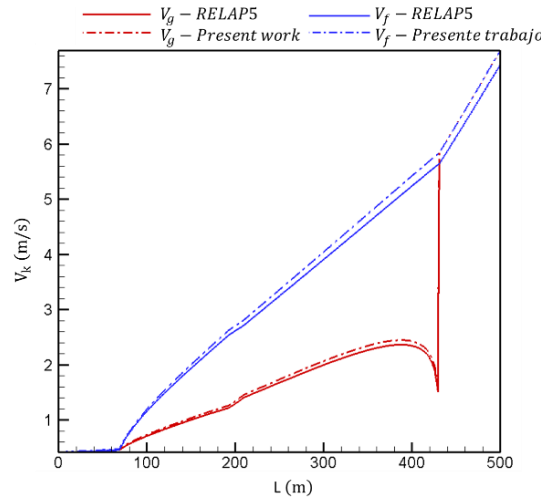


Figura 4.4. Verificación de este trabajo con el simulador nuclear RELAP5-SCDAPSIM Mod. 3.4.

A continuación, se analizan la calidad del vapor y la fracción de vacío, dos variables fundamentales para describir el proceso de cambio de fase del fluido de trabajo en sistemas de generación directa de vapor. Ambas magnitudes están estrechamente relacionadas, ya que mientras la calidad del vapor representa la fracción másica de vapor en la mezcla, la fracción de vacío describe la proporción volumétrica ocupada por la fase gaseosa. En este contexto, los valores $x = 0$ y $\alpha = 0$ corresponden al régimen de líquido subenfriado, mientras que $x = 1$ y $\alpha = 1$ caracterizan el régimen de vapor sobrecalentado.

La Figura 4.5 muestra la evolución axial de estas variables a lo largo del tubo absorbedor. Donde se observa que el modelo implementado reproduce de manera coherente el incremento progresivo de la calidad del vapor y de la fracción de vacío conforme el fluido absorbe energía térmica y atraviesa la región de ebullición. En particular, se identifica con claridad el

inicio y el final de la zona bifásica, lo que evidencia una adecuada representación de las transiciones entre los distintos regímenes de flujo presentes en el proceso.

Desde un punto de vista cuantitativo, se obtuvo un error promedio del 2.2% para la calidad del vapor y del 1.2% para la fracción de vacío, valores que se consideran bajos para flujos bifásicos sometidos a gradientes térmicos pronunciados y variaciones de presión. Estos resultados reflejan la capacidad del modelo para describir de forma consistente las interacciones interfaciales y la evolución del equilibrio líquido-vapor a lo largo del tubo absorbedor.

Finalmente, al considerar de manera conjunta los resultados de presión, temperatura, velocidades de fase, calidad del vapor y fracción de vacío, se observa que el modelo termohidráulico desarrollado reproduce de manera realista el comportamiento global del flujo bifásico en el lazo DISS. Esta verificación integral proporciona una base confiable para el análisis posterior de la distribución de temperatura en la pared del tubo absorbedor y para la evaluación de los gradientes térmicos y deformaciones termoelásticas, minimizando la propagación de incertidumbres hacia los modelos acoplados.

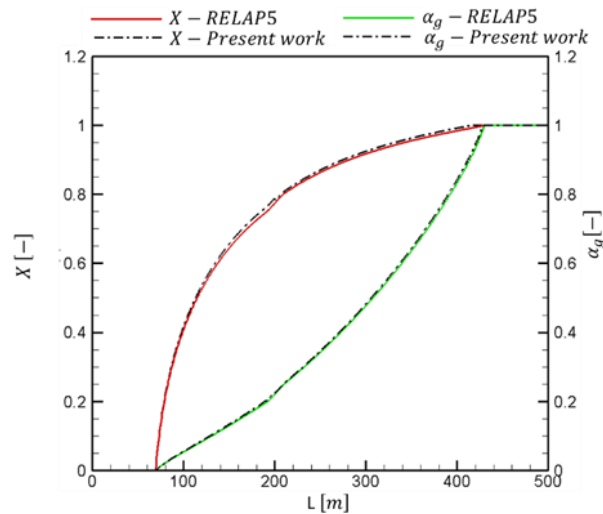


Figura 4.5. Verificación de los perfiles de fracción de vacío y calidad de vapor en el presente trabajo y RELAP5-SCDAPSIM Mod. 3.4

4.3. Verificación y validación del modelo numérico térmico

Para validar el modelo térmico desarrollado, se consideró el caso experimental del lazo de pruebas DISS, reportado por Zarza [88]. El análisis se realizó específicamente en una sección transversal dentro de los primeros 4.0 m a partir de la entrada del captador, bajo condiciones de operación en estado estacionario.

El modelo térmico se acopló al modelo termohidráulico previamente verificado, de tal forma que las condiciones de entrada y salida utilizadas en esta validación se obtuvieron

directamente de la simulación del lazo completo del sistema DISS. Este procedimiento permitió asegurar la coherencia entre los estados termodinámicos de los captadores CCP 9 a CCP 11, garantizando que la distribución de temperatura analizada representara de manera fiel el comportamiento real del fluido a la salida del circuito experimental.

Tabla 4.2. Condiciones de operación para el caso de referencia para la validación del modelo térmico.

Parámetro	Símbolo	Valor
Presión de entrada	P_{in}	10.085 MPa
Temperatura ambiente	T_{env}	307 K
Temperatura de entrada	T_{in}	616 K
Irradiación normal directa	DNI	853 W/m ²
Flujo másico	$\dot{m}$	0.62 kg/s

Los resultados numéricos se compararon con los datos experimentales de Zarza [88], así como los modelos numéricos desarrollados por Serrano *et al.* [108] y Hachicha *et al.* [46]. Las condiciones de operación para esta validación se resumen en la Tabla 4.2.

La Figura 4.6 muestra los perfiles de temperatura obtenidos en la sección transversal analizada, donde se aprecia una buena concordancia entre los resultados del modelo propuesto y los datos experimentales de referencia. En particular, el modelo es capaz de reproducir de manera consistente la variación azimutal de la temperatura a lo largo del perímetro del tubo absorbedor, capturando adecuadamente las regiones de mayor y menor calentamiento asociadas a la DNUFC.

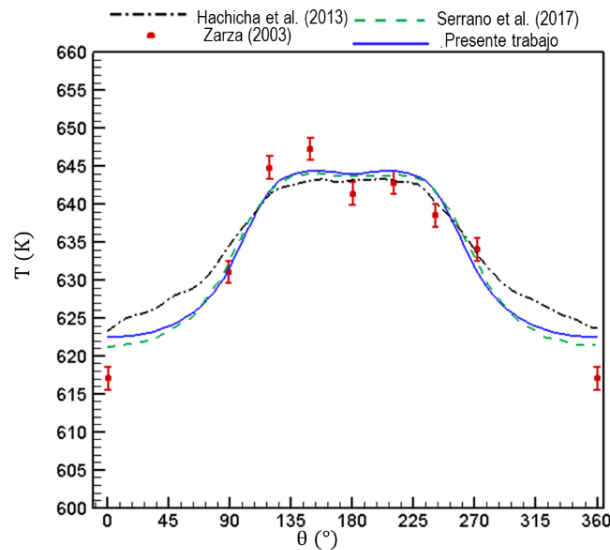


Figura 4.6. Perfiles de temperatura azimutales para la validación y verificación del modelo numérico térmico desarrollado.

Los valores cuantitativos de las temperaturas superficiales del fluido y del absorbedor se resumen en la Tabla 4.3, junto con la comparación frente a resultados experimentales y estudios numéricos previos. En todos los casos, la discrepancia máxima observada con respecto a los datos experimentales es inferior al 1%, lo que evidencia la capacidad del modelo térmico para producir con fiabilidad la temperatura local del absorbedor bajo condiciones de vapor sobrecalentado en el lazo de pruebas DISS. Estos resultados confirman la idoneidad del modelo desarrollado como base para el análisis de gradientes térmicos circunferenciales y su posterior acoplamiento con el modelo termoelástico.

Tabla 4.3. Comparación de resultados experimentales y numéricos para la validación del modelo térmico en la sección transversal del tubo absorbedor.

Casos de estudios	Temperatura de salida del fluido (K)	Temperatura máxima de la pared exterior (K)	Max. ΔT en la pared exterior
Zarza [52].	620.4	647.2	24.3
Serrano <i>et al.</i> [57]	620.8	643.9	22.6
Hachicha <i>et al.</i> [14]	623.3	643.3	20.0
Presente trabajo	620.5	644.3	21.8

4.4. Verificación del modelo termoelástico

El proceso de validación se basó en tres estudios de referencia ampliamente citados: dos de Tripathy *et al.* [109], quienes analizaron las deflexiones longitudinales en tubos de acero y cobre, y uno de Pal *et al.* [110], quienes estudiaron la deflexión radial causada por gradientes térmicos a través del espesor del tubo absorbedor.

En cada caso, se utilizaron las condiciones de operación reportadas por los autores (Flujo másico, flujo de calor, longitud, presión y propiedades mecánicas y termofísicas del material), resumidas en la Tabla 4.4, y los perfiles de temperatura se reprodujeron utilizando el modelo térmico desarrollado en este trabajo. El resultado fue un conjunto de perfiles de temperatura equivalentes a los publicados por los autores, con desviaciones inferiores al 1% respecto a las curvas originales. Las Figura 4.7 y Figura 4.8 presentan la comparación de superposición entre las curvas de deflexión obtenidas con el presente modelo termoelástico y las reportadas en los estudios de referencia. La superposición de la curva en coordenadas cartesianas confirma desviaciones inferiores al 1% tanto en magnitud como en forma del perfil a lo largo de la longitud analizada. Estos campos de temperatura se utilizaron como entrada del modelo termoelástico para determinar la deflexión térmica total.

Para calcular la deflexión, el modelo resolvió las ecuaciones de equilibrio termoelástico, que relacionan los esfuerzos térmicos con las diferencias de temperatura, el módulo de elasticidad, el coeficiente de expansión térmica y la geometría del tubo. Para los casos de

Triphaty *et al.* [109], se consideraron perfiles de temperatura longitudinales a lo largo del eje del tubo. Para el caso de Pal *et al.* [110], se utilizaron perfiles de temperatura radiales entre las superficies interna y externa, correspondientes a las tres zonas de operación: precalentamiento, evaporación y sobrecalentamiento. A partir de los campos de temperatura calculados, el modelo termoelástico resolvió las ecuaciones de compatibilidad y equilibrio, obteniendo la curvatura, el momento flector térmico y la deflexión total en cada caso. La solución se realizó mediante un esquema iterativo con un criterio de convergencia inferior a 10^{-6} . Los resultados numéricos de este trabajo se compararon con los valores de deflexión reportados por los autores originales, tanto en magnitud como en forma de perfil.

Tabla 4.4. Parámetros considerados para verificar la deflexión

Parámetros	Triphaty <i>et al.</i> [109]		Pal <i>et al.</i> [110]
	Caso 1_Acero	Caso 2_Cobre	Caso 3_acero
Diámetro exterior (mm)	70	70	70
Diámetro interior (mm)	66	66	50
Longitud (m)	3.93	3.93	4.06
Densidad (kg/m ³)	8030	8978	7763
Conductividad térmica (W/m K)	19.37	387.6	38
Coefficiente de expansión térmica (1/K)	1.73E-5	1.71E-5	1.73E-5
Módulo de elasticidad (GPa)	193	128	193
Coefficiente de Poisson	0.31	0.31	0.31

Las Figura 4.7a y Figura 4.7b presentan la comparación de las deflexiones longitudinales del tubo absorbedor para los casos de acero y cobre, respectivamente, con base en los resultados experimentales reportados por Triphaty *et al.* [109]. Los resultados obtenidos muestran concordancia con las curvas publicadas en la literatura, ya que el modelo desarrollado reproduce tanto la tendencia parabólica característica de la deflexión como la ubicación del punto de máxima deflexión en la región central del tubo.

Para el caso del acero, se reporta una deflexión experimental de 17.81 mm, en comparación con los 18.36 mm obtenidos mediante el modelo propuesto, lo que corresponde a un error promedio del 3.09%. En el caso del cobre, la deflexión experimental es de 10.81 mm,

mientras que el valor calculado en este trabajo es de 10.82 mm, resultando en un error del 0.09%.

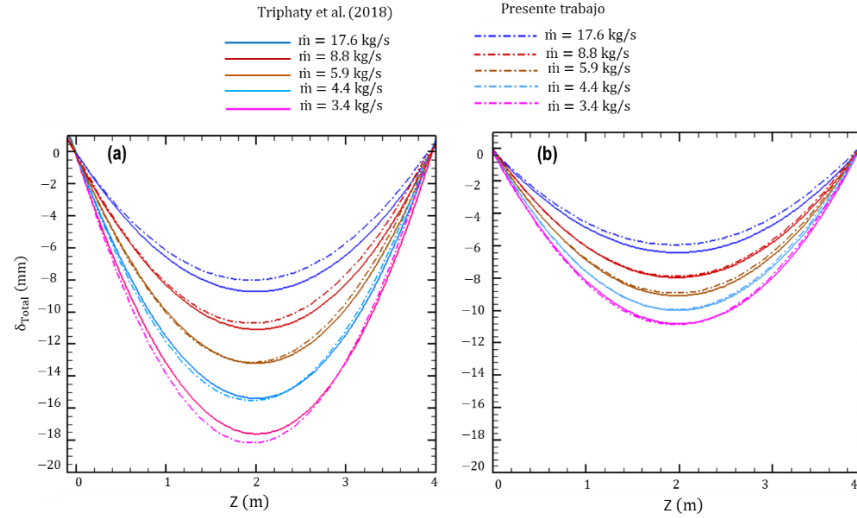


Figura 4.7. Verificación de la deflexión debida a diferencias de temperatura longitudinales , a)Acero, b)cobre, por Tripathy et al. [109] y el presente trabajo.

La Figura 4.8 muestra la validación correspondiente al caso de Pal *et al.* [110], centrándose en la deflexión radial debida a las diferencias de temperatura. Los resultados del modelo muestran un comportamiento muy similar al de referencia, con una diferencia máxima del 4,02% en la zona de precalentamiento, lo que confirma la correcta implementación del modelo termoelástico para condiciones de flujo de calor radial.

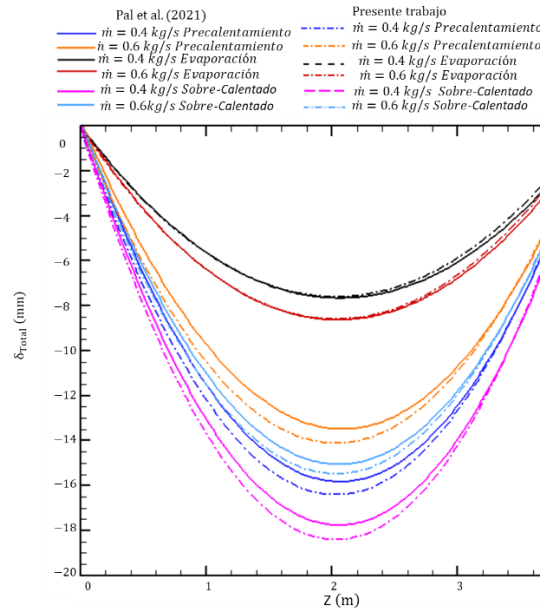


Figura 4.8. Verificación de la deflexión debida a diferencias de temperatura radial en comparación con Pal et al. [110].

En conjunto, los resultados indican que el modelo térmico reproduce de manera adecuada los perfiles de temperatura reportados en la literatura, lo que permite una evaluación coherente y físicamente consistente de la respuesta termoelástica de los tubos absorbedores. Las deflexiones calculadas presentan errores inferiores al 5%, lo que respalda la validez y robustez del modelo termoelástico desarrollado para su aplicación en sistemas de captadores cilindroparabólicos.

Capítulo 5

Resultados

En este capítulo se presentan y analizan los resultados obtenidos a partir del acoplamiento de los modelos desarrollados. Se estudia el efecto de la DNUFC y de los patrones de flujo bifásico sobre la respuesta térmica y termoelástica del tubo absorbedor, identificando las regiones más críticas del sistema y discutiendo sus implicaciones físicas.

5.1. Comportamiento térmico y termohidráulico del circuito de prueba DISS

Como punto de partida para el análisis, se evaluaron los patrones de flujo observados a lo largo del campo solar. Este estudio es fundamental, ya que, como señalan Cundapí *et al.* [31], la presencia de regímenes indeseables, como los asociados con el secado de la película o la estratificación marcada, puede intensificar las diferencias de temperatura en la tubería y generar condiciones críticas de transferencia de calor. Por lo tanto, antes de realizar el análisis térmico detallado, se realizó una identificación precisa de los patrones de flujo dentro del absorbedor.

La Figura 5.1 presenta el mapa de patrones de flujo obtenido mediante las correlaciones de Wojtan *et al.* [111,112] y Elsafi [57], para una presión de operación de 10 MPa y una velocidad de masa de $315.76 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$. Las regiones de *slug* (SL), anular (ANM), ondulado estratificada (SW) y de *dryout* (DRY) se distinguen claramente en este mapa. Es importante destacar que el área marcada en este mapa coincide plenamente con la reportada por Cundapí *et al.* [113], validando la tendencia observada y confirmando la consistencia del comportamiento de dos fases en el lazo de pruebas DISS.

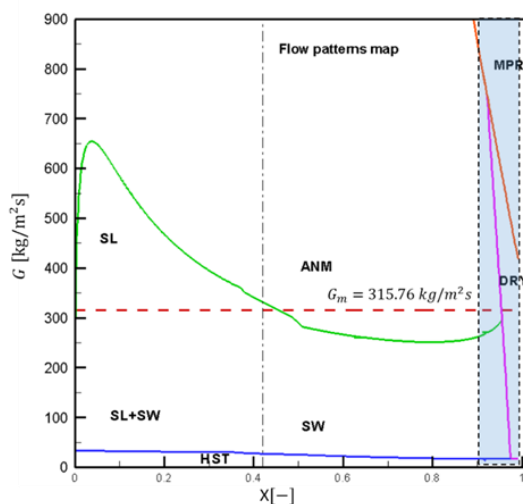


Figura 5.1. Mapa de patrones de flujo obtenido utilizando el modelo de Elsafi [57]

Por otro lado, la Figura 5.2a muestra la comparación entre los patrones de flujo predichos por el código implementado y los obtenidos con el simulador RELAP5-SCDAPSIM Mod. 3.4 para las mismas condiciones de operación. Se observa que RELAP5-SCDAPSIM Mod. 3.4 tiende a clasificar parte de la región anular como flujo estratificado (HST), sin distinguir entre estratificación suave u ondulada, ni identificar de manera explícita el régimen *dryout*. En contraste, el código implementado permite una mayor resolución en la identificación de las transiciones intermedias, identificando de forma explícita el inicio del régimen *dryout* previo a la aparición del gas sobrecalentado (SHG).

No obstante, ambos modelos coinciden en la predicción de la transición a vapor sobrecalentado en la sección final del campo solar, lo que valida la tendencia general del comportamiento termohidráulico de la mezcla a lo largo del tubo absorbedor.

La correcta determinación del patrón de flujo resulta particularmente relevante, ya que permite al código desarrollado seleccionar las correlaciones adecuadas para el cálculo de la fricción pared–fluido e interfacial. En particular, para los patrones de flujo SW y DRY, la geometría de la película líquida en contacto con la pared del tubo absorbedor es un factor clave para vincular de manera consistente los coeficientes de transferencia de calor (CTC) de cada fase con el modelo de transferencia de calor del absorbedor.

Por su parte, la Figura 5.2b muestra la selección de los modos de transferencia de calor a lo largo de la tubería. Con base en esta clasificación, los valores de CTC correspondientes a cada fase se asignan de acuerdo con la posición axial y el modo de transferencia de calor predominante, garantizando una representación térmica coherente con el régimen de flujo local.

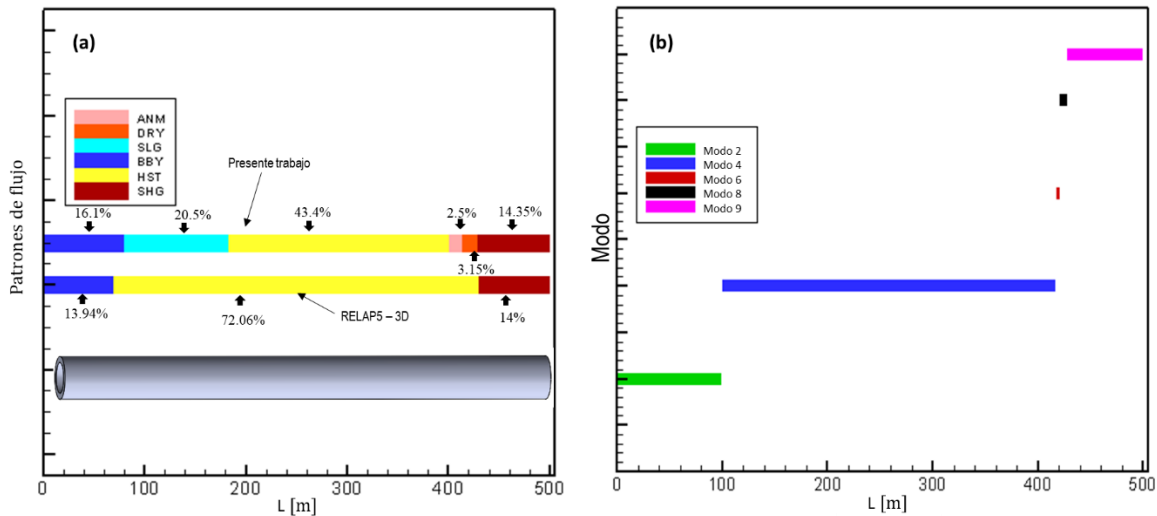


Figura 5.2. Comparación de las predicciones del patrón de flujo con el código implementado y RELAP5-SCDAPSIM Mod. 3.4

Para el análisis de resultados, se examina el comportamiento térmico del tubo absorbedor con base en la DNUFC obtenida en el modelo óptico. Esta DNUFC genera diferencias significativas de temperatura en la dirección circunferencial del tubo.

El análisis combinado de las Figura 5.1 y Figura 5.2 permite identificar las secciones con mayor complejidad termohidráulica dentro del absorbedor. En particular, la longitud donde aparece el régimen de *dryout* constituye la región más crítica del sistema, ya que la película líquida prácticamente desaparece y los HTC presentan su caída más significativa. Esta transición marca el punto en el que los mecanismos convectivos se vuelven altamente

sensibles a las condiciones de flujo locales, lo que hace que esta región sea esencial para las evaluaciones térmicas y estructurales posteriores. En consecuencia, la zona *dryout* se selecciona como referencia para el análisis térmico detallado del tubo absorbedor.

La presencia de DNUFC alrededor de la circunferencia del tubo absorbedor intensifica aún más la sensibilidad térmica de esta región. Como resultado de esta DNUFC, se genera una diferencia de temperatura circunferencial en la superficie externa del tubo. La magnitud de esta diferencia depende en gran medida del CTC, especialmente cuando el fluido de trabajo fluye en dos fases en regímenes estratificados y *dryout*, como informaron Cundapí *et al.* [31].

La Figura 5.3 ilustra el impacto de considerar 1 CTC general frente a la aplicación de 2 CTC, uno para cada fase del flujo. Se observa que la mayor diferencia de temperatura circunferencial se produce al utilizar los valores específicos de CTC para cada fase, siendo este efecto más pronunciado durante el régimen *dryout*, aproximadamente en una posición axial de 4.20 m. Esto demuestra la sensibilidad del comportamiento térmico del tubo absorbedor a la distribución del flujo de calor.

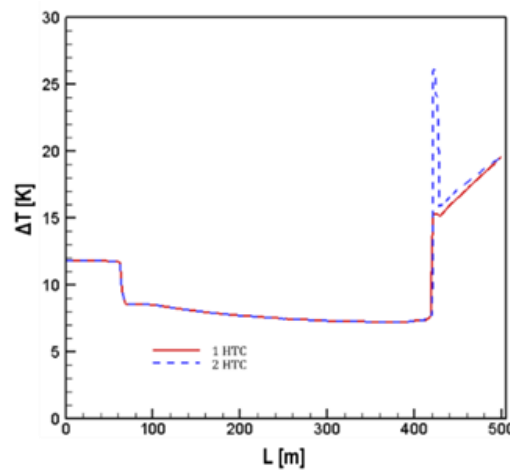


Figura 5.3 Diferencias de temperatura circunferencial a lo largo de la tubería, considerando 1 CTC y CTC

5.2. Identificación del captador crítico (CCP 9)

La diferencia máxima de temperatura circunferencial, ΔT_{max} , a lo largo del campo solar se evaluó empleando 1 CTC frente a uno de 2 CTC. A escala global, ambos enfoques siguen la misma tendencia axial; sin embargo, al aproximarse a la zona de transición de $L_0 = 400 - 425$ m, equivalente al CCP 9, surgen discrepancias notables: $\Delta T_{max} = 18.01$ K (1HTC) frente a 28.38 K (2 CTC). Por lo tanto, el uso de 1 CTC subestima las diferencias de temperatura en la dirección circunferencial en aproximadamente 10 K en la región *dryout*, como se muestra en las Figura 5.4 y Figura 5.5, y como lo reportan Cundapí *et al.* [31].

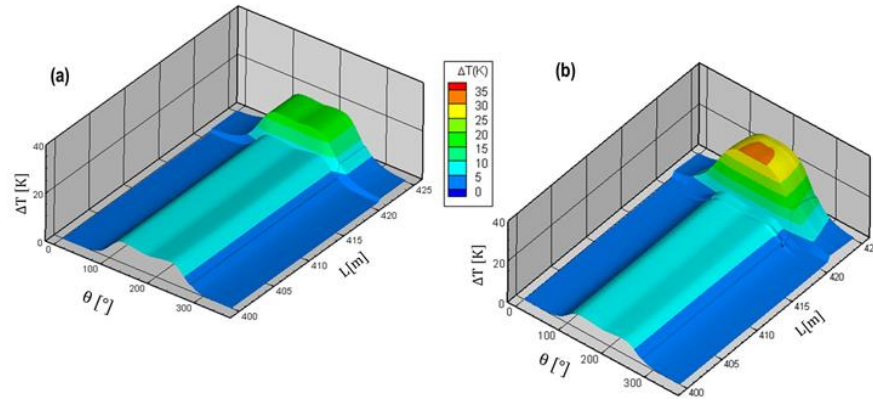


Figura 5.4. Diferencias de temperatura azimuthal en la superficie exterior considerando: a) 1 CTC y b) 2 CTC.

La Figura 5.5a muestra la distribución de temperatura en las direcciones circunferencial y radial para el punto identificado como el más crítico, ubicado a 421.35 m del inicio del campo solar, dentro del CCP 9. Este punto corresponde al régimen *dryout*. Se puede observar que, para 2 CTC, la pared exterior del tubo absorbedor alcanza temperaturas máximas de aproximadamente 614 K. En contraste, la pared interior mantiene valores cercanos a 588 K, lo que genera una diferencia de temperatura significativa.

En la dirección circunferencial, las áreas inferiores expuestas directamente a la radiación concentrada presentan los niveles térmicos más altos, mientras que la zona superior muestra una disminución gradual de la temperatura (Figura 5.5b). Por otro lado, la consideración de 2 CTC también afecta el gradiente de temperatura radial, principalmente en $\theta = 180^\circ$.

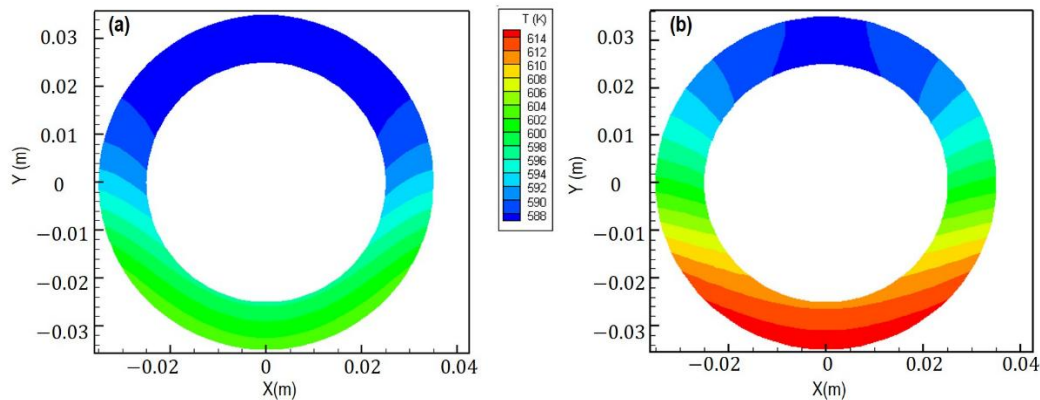


Figura 5.5. Distribución de temperatura 2D en el tubo absorbedor a $L=421.35$ m: (a) 1 CTC y (b) 2 CTC.

Los resultados indican que, con 1 CTC, la diferencia máxima entre las zonas más calientes y más frías se encuentra en $Z = 421.35$ m y $\theta = 237.22^\circ$. Sin embargo, al considerar dos CTC, la posición del punto crítico se desplaza ligeramente hacia $\theta = 257.67^\circ$, manteniéndose en la misma coordenada axial ($Z = 421.35$ m).

5.3. Análisis de esfuerzos en el CCP 9

Para esta sección, se analiza el impacto de las diferencias de temperatura circunferenciales sobre la integridad mecánica del absorbedor. Siguiendo la metodología propuesta por Neises *et al.* [114], se calculan los esfuerzos y deformaciones inducidos tanto por la presión interna de operación como por los gradientes térmicos locales.

En todos los casos, los esfuerzos equivalentes de Von Mises se compararon con el límite admisible definido por $R_{p0.2}$, correspondiente al límite elástico del 0.2% del acero inoxidable AISI 304 a la temperatura de operación considerada. Este criterio permite evaluar de manera conservadora la proximidad al inicio de la deformación plástica bajo un estado de esfuerzos multiaxial.

La Figura 5.6 presenta la distribución de los esfuerzos circunferenciales (σ_θ), radiales (σ_r) y longitudinales (σ_l) generadas por la presión interna del fluido, así como su comparación con las contribuciones debidas a los efectos térmicos y el esfuerzo total resultante. El análisis se realiza en el punto donde se registra la máxima diferencia de temperatura radial, ubicado en $\theta = 257.67^\circ$ y $L = 421.35$ m.

En el caso de los esfuerzos inducidos por la presión interna, la componente circunferencial resulta claramente dominante, con valores significativamente superiores a los de los esfuerzos radial y longitudinal, lo cual concuerda con el comportamiento clásico de tubos de pared delgada sometidos a presión interna.

Por su parte, los esfuerzos asociados a los efectos térmicos presentan una contribución relevante tanto en la dirección circunferencial como en la axial. Ambas componentes son del mismo orden de magnitud y exhiben una variación similar a lo largo del espesor del tubo, con valores que oscilan aproximadamente entre -75 MPa y 60 MPa desde el radio interno hasta el radio externo. Este comportamiento refleja la influencia directa de los gradientes térmicos circunferenciales sobre el estado de esfuerzos del absorbedor.

En conjunto, estos resultados evidencian que la interacción entre las cargas térmicas y la presión interna desempeña un papel determinante en la respuesta termoelástica del tubo absorbedor. Este análisis constituye un elemento clave para la evaluación integral de la integridad estructural del HCE y sienta las bases para el análisis combinado de esfuerzos y deflexión presentado en las secciones siguientes.

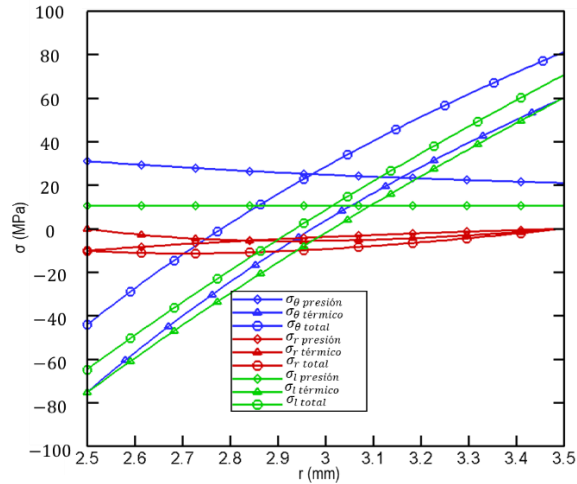


Figura 5.6. Esfuerzos en el tubo absorbedor debido a la presión y la temperatura desde el radio interior al exterior en la zona crítica ($L=421.35$ m y 257.67°).

5.4. Análisis de deformación

La Figura 5.7 muestra la variación de las deformaciones a lo largo del espesor de la pared del tubo. La deformación radial (ϵ_r) presenta una tendencia decreciente desde la superficie interna hacia la externa, comportamiento consistente con la dirección del flujo de calor, el cual se transfiere desde la pared externa calentada por la radiación solar hacia el fluido de trabajo. En contraste, las deformaciones circunferenciales (ϵ_θ) y axiales (ϵ_z) aumentan progresivamente con el radio, alcanzando sus valores máximos en la superficie exterior del tubo, donde se concentran las mayores diferencias de temperatura y, por consiguiente, los esfuerzos tangenciales más elevados.

En términos de magnitud, se obtuvo una deformación axial máxima de $731 \mu\epsilon$, una deformación circunferencial de $801 \mu\epsilon$ y una deformación radial de $608.13 \mu\epsilon$. Estos valores reflejan la respuesta termomecánica del material frente a los gradientes térmicos circunferenciales y radiales analizados previamente. Los resultados confirman que los niveles más elevados de deformación se concentran en la superficie exterior del tubo absorbedor, región donde el calentamiento solar directo y la no uniformidad térmica son más pronunciados.

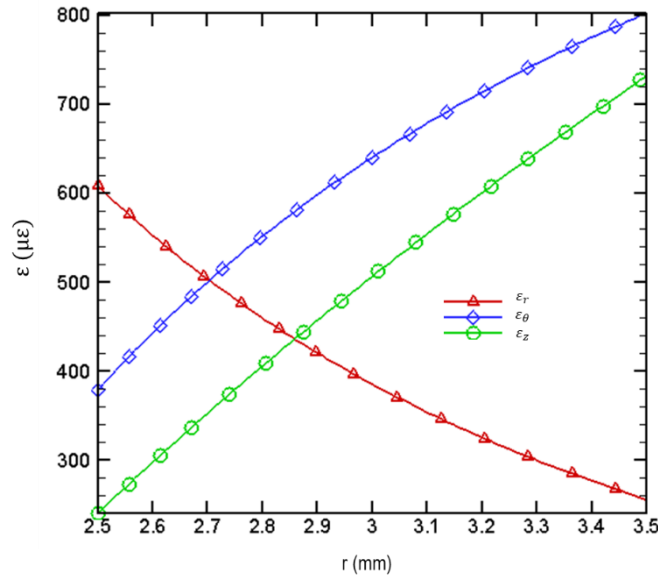


Figura 5.7. Deformación radial, axial y tangencial en el tubo absorbedor.

5.5. Análisis de deflexión

Continuando con el análisis termoelástico de la longitud crítica del CCP 9, se calculó la deflexión del tubo absorbedor bajo las condiciones establecidas de carga térmica y presión interna. Los parámetros geométricos, termofísicos y mecánicos utilizados para este cálculo se presentan en la Tabla 5.1.

Tabla 5.1. Parámetros geométricos para el cálculo de la deflexión del CCP 9, considerando únicamente el peso propio del tubo absorbedor.

Parámetro	Valor
Área exterior (m^2)	0.003
Área interior (m^2)	0.001
Área del solido (m^2)	0.001
Volumen del solido (m^3)	0.047
Masa del solido (kg)	376
Modulo elástico (GPa)	193
Segundo momento de área (m^4)	$8.72 \cdot 10^{-7}$
Longitud de tubería (m)	25
Acero inoxidable de densidad 304 ($\frac{kg}{m^3}$)	8000

El análisis termoelástico permitió identificar patrones de deformación relevantes en el tubo absorbedor correspondiente al CCP 9. Para el caso en el que se emplea un único coeficiente de transferencia de calor (1 CTC), se obtuvo una deflexión máxima de 6.6 mm, acompañada de una expansión axial de 5.3 mm en la parte superior del tubo.

En contraste, al considerar dos coeficientes de transferencia de calor diferenciados (2 CTC), la deflexión máxima aumentó a 10.4 mm, como se muestra en la Figura 5.8. De manera similar, la expansión axial alcanzó un valor de 5.4 mm. Este incremento evidencia un aumento cercano al 80% en la curvatura del tubo, atribuible directamente al mayor gradiente térmico circunferencial inducido por la no uniformidad del flujo de calor y por la representación más realista de la interacción térmica entre fases en el régimen bifásico.

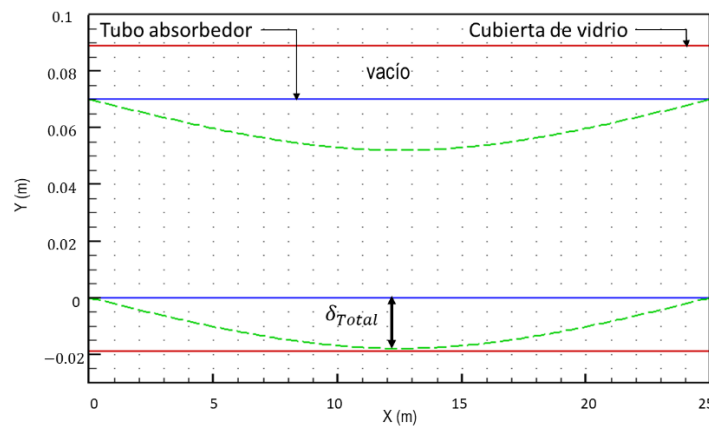


Figura 5.8. Deflexión del tubo absorbedor del CCP 9 considerando 2 HTC

En ambos escenarios, el tubo presentó una deflexión consistente con la distribución de temperatura no uniforme inducida por el NUHFD. Los mayores desplazamientos se produjeron en la sección central, mientras que los extremos permanecieron fijos debido a las condiciones de apoyo. Además, se observó que el tubo deformado se aproximó bastante a la cubierta de vidrio, considerada rígida en el análisis, sin llegar a entrar en contacto en las condiciones evaluadas.

Como se discutió anteriormente, la deflexión del tubo absorbedor está fuertemente influenciada por las condiciones de apoyo y la distancia entre apoyos consecutivos. Los resultados de deflexión presentados aquí corresponden a la configuración límite en la que el tubo se modela como una viga simplemente apoyada a lo largo de toda su longitud de 25 m. En los ensamblajes HCE reales, donde el tubo se apoya en múltiples puntos a lo largo, se reduce el riesgo de contacto entre el tubo y el vidrio, como se reportó en estudios previos [78,84,105].

5.6. Análisis paramétrico

Para comprender la influencia de las variables clave de operación y diseño en el comportamiento térmico y termoelástico del tubo absorbedor, se realizó un análisis paramétrico. Los parámetros analizados fueron el DNI y la conductividad térmica del material del tubo absorbedor, considerando materiales con propiedades térmicas y mecánicas representativas de aplicaciones solares de alta temperatura. Para ambos parámetros, se determinó la influencia de incluir en los cálculos 1 o 2 CTC.

Impacto del DNI en el comportamiento térmico y termoelástico

La Figura 5.9 muestra el análisis realizado para evaluar la influencia del DNI en la distribución de temperatura y los esfuerzos termoelásticos en el tubo absorbedor CCP 9. Se consideraron niveles de irradiancia de 800, 900 y 1000 W/m² para 1 CTC y 2 CTC.

Los resultados de temperatura muestran que el aumento del DNI produce un aumento progresivo de la diferencia de temperatura circunferencial, especialmente en la parte inferior del tubo, donde se concentra el flujo de calor absorbido. Con 2 CTC, los esfuerzos se intensifican, generando una mayor concentración de esfuerzos en la superficie expuesta a la radiación solar.

El campo de esfuerzos de Von Mises refleja la evolución del gradiente de esfuerzos. Las áreas de mayor tensión se ubican entre 180° y 270° de las secciones transversales, coincidiendo con la región de máxima absorción térmica.

Los diagramas polares de Von Mises permiten una visualización más clara de la magnitud y la evolución de los esfuerzos en función de la irradiancia. En estos gráficos, la línea roja representa la tensión de prueba del 0,2% $R_{p0.2}$ del material (acero inoxidable 304) dependiente de la temperatura, mientras que las líneas verdes corresponden a los esfuerzos para cada condición térmica derivadas de simulaciones con diferentes configuraciones de DNI y CTC.

A medida que aumenta la irradiancia, las curvas verdes se desplazan progresivamente hacia el límite admisible (línea roja), lo que demuestra una amplificación de los esfuerzos termoelásticos. En particular, a 1000 W/m² y con 2 CTC, la tensión máxima se aproxima al valor límite, lo que indica un riesgo potencial de fatiga térmica o deformación plástica local en condiciones de funcionamiento prolongadas.

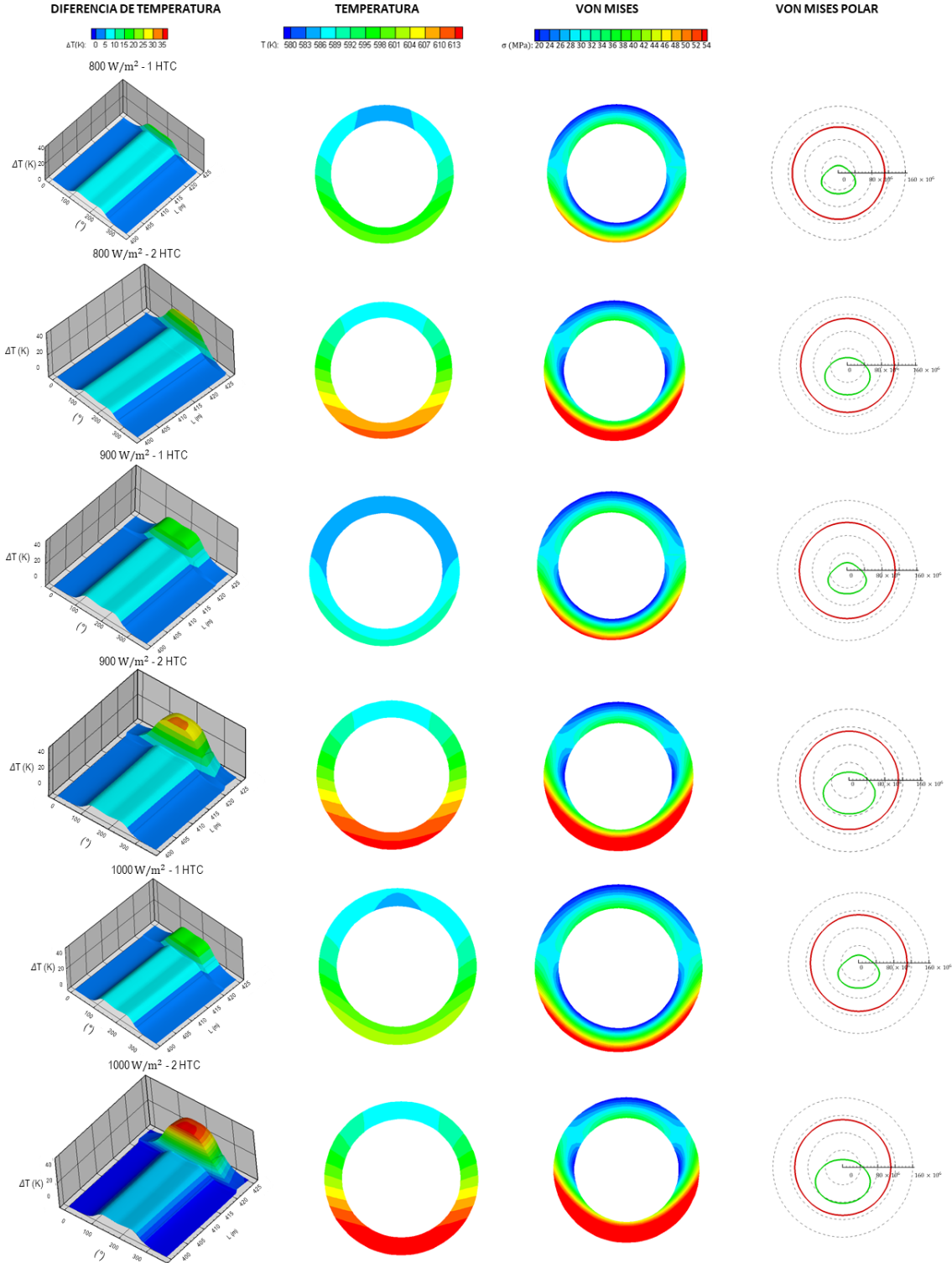


Figura 5.9. Análisis paramétrico variando el DNI recibido por el PTC.

El análisis paramétrico del tubo absorbedor en el sistema DSG permitió cuantificar con mayor precisión el efecto combinado de la irradiancia solar directa y la configuración del

modelo térmico (1 CTC y 2 CTC) sobre el comportamiento termoelástico del componente. Como parte de este estudio, se evaluaron las expansiones axiales, las deflexiones y las diferencias de temperatura.

Los resultados mostraron que, a medida que la DNI aumenta de 800 a 1000 W/m², la diferencia de temperatura también aumenta significativamente, pasando de 16.02 K a 31.60 K en el caso de 2 CTC.

En cuanto a la deformación térmica, se observó que la expansión axial es mayor en la parte inferior del tubo, debido a la acumulación de calor en esa región. Por ejemplo, con una DNI de 1000 W/m², la expansión inferior alcanzó 0.76 cm en comparación con 0.68 cm en la parte superior. Esta diferencia produce una curvatura estructural neta a lo largo del eje longitudinal del tubo, que se manifiesta como una deflexión progresivamente creciente: de -0.48 cm (800 W/m² y 1 CTC) a -1.88 cm (1000 W/m² y 2 CTC), como se muestra en la Tabla 5.2. Para esta última deformación, si no se considera la cubierta de vidrio, el tubo absorbedor debe deformarse 19 mm en la pared interior de la cubierta de vidrio, lo que representa un riesgo para el sistema operativo.

Tabla 5.2. Análisis de deflexión y expansión lineal del tubo absorbedor bajo variación de DNI

Condiciones	Resultados	Diferencia de temperatura
$800 \frac{W}{m^2} - 1 \text{ CTC}$	$\Delta L =$ expansión superior: 0.48 cm	$\Delta T = 16.02 \text{ K}$
	$\Delta L =$ expansión inferior: 0.51 cm	
	Deflexión total: -0.48 cm	
$800 \frac{W}{m^2} - 2 \text{ CTC}$	$\Delta L =$ expansión superior: 0.49 cm	$\Delta T = 25.27 \text{ K}$
	$\Delta L =$ expansión inferior: 0.53 cm	
	Deflexión total: -0.76 cm	
$900 \frac{W}{m^2} - 1 \text{ CTC}$	$\Delta L =$ expansión superior: 0.53 cm	$\Delta T = 18.02 \text{ K}$
	$\Delta L =$ expansión inferior: 0.57 cm	
	Deflexión total: -0.66 cm	
$900 \frac{W}{m^2} - 2 \text{ CTC}$	$\Delta L =$ expansión superior: 0.54 cm	$\Delta T = 28.38 \text{ K}$
	$\Delta L =$ expansión inferior: 0.59 cm	
	Deflexión total: -1.04 cm	
$1000 \frac{W}{m^2} - 1 \text{ CTC}$	$\Delta L =$ expansión superior: 0.68 cm	$\Delta T = 19.98 \text{ K}$
	$\Delta L =$ expansión inferior: 0.73 cm	
	Deflexión total: -1.19 cm	

	ΔL = expansión superior: 0.68 cm	
$1000 \frac{W}{m^2} - 2 \text{ CTC}$	ΔL = expansión inferior: 0.76 cm	$\Delta T=31.60 \text{ K}$
	Deflexión total: -1.88 cm	

La Figura 5.10 muestra la evolución de la deformación circunferencial del tubo absorbedor para distintos valores de DNI, considerando la configuración térmica con dos coeficientes de transferencia de calor (2 CTC). Esta formulación permite una representación más realista del proceso de transferencia de calor en condiciones de flujo bifásico, al distinguir explícitamente los mecanismos convectivos asociados a la fase líquida y a la fase vapor.

El uso de 2 CTC resulta especialmente relevante en regímenes estratificados y *dryout*, donde la interacción térmica entre cada fase y la pared del tubo difiere significativamente. En consecuencia, las deformaciones circunferenciales obtenidas reflejan de manera más fiel el impacto de la no uniformidad térmica inducida por la radiación solar concentrada y por la distribución local del patrón de flujo.

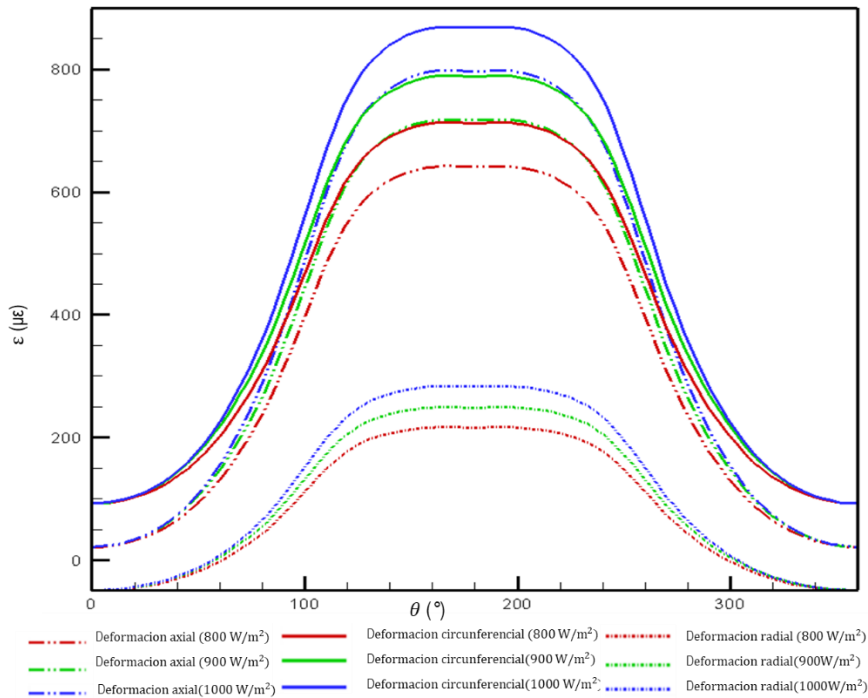


Figura 5.10. Deformación en el tubo absorbedor a partir del análisis paramétrico de DNI para el caso de 2 CTC

Impacto del material en los parámetros termoelásticos

La Figura 5.11 muestra que el acero ferrítico, debido a su mayor conductividad térmica, favorece una distribución más homogénea del calor alrededor del tubo absorbedor, lo que reduce los gradientes térmicos circunferenciales y, en consecuencia, los esfuerzos inducidos. Por el contrario, el acero inoxidable, caracterizado por una conductividad térmica significativamente menor y un coeficiente de expansión térmica más elevado, tiende a concentrar el calor en la región inferior del tubo absorbedor, generando mayores diferencias de temperatura circunferenciales y, por ende, mayores niveles de esfuerzo equivalente de Von Mises.

Los diagramas polares evidencian que, en el caso del acero inoxidable, la curva correspondiente a la tensión de Von Mises (línea verde) se aproxima de forma significativa al límite admisible $R_{p0.2}$ dependiente de la temperatura (línea roja), lo que indica la presencia de una zona crítica desde el punto de vista estructural bajo condiciones térmicas severas. Este comportamiento se acentúa al emplear el modelo con 2 CTC, ya que la diferenciación entre la transferencia de calor asociada a las fases líquida y vapor intensifica los esfuerzos locales en regiones con alta no uniformidad térmica.

En conjunto, estos resultados confirman que el material del tubo absorbedor ejerce una influencia directa sobre su estabilidad termomecánica. En particular, el acero ferrítico resulta más favorable desde el punto de vista estructural bajo condiciones de irradiación elevada y flujo bifásico, al mitigar los gradientes térmicos y reducir el riesgo de alcanzar el límite de fluencia. Por el contrario, el acero inoxidable, aunque ampliamente utilizado por su resistencia a la corrosión, presenta una mayor susceptibilidad a esfuerzos termoelásticos elevadas, lo que debe considerarse cuidadosamente en el diseño y la operación de sistemas de generación directa de vapor.

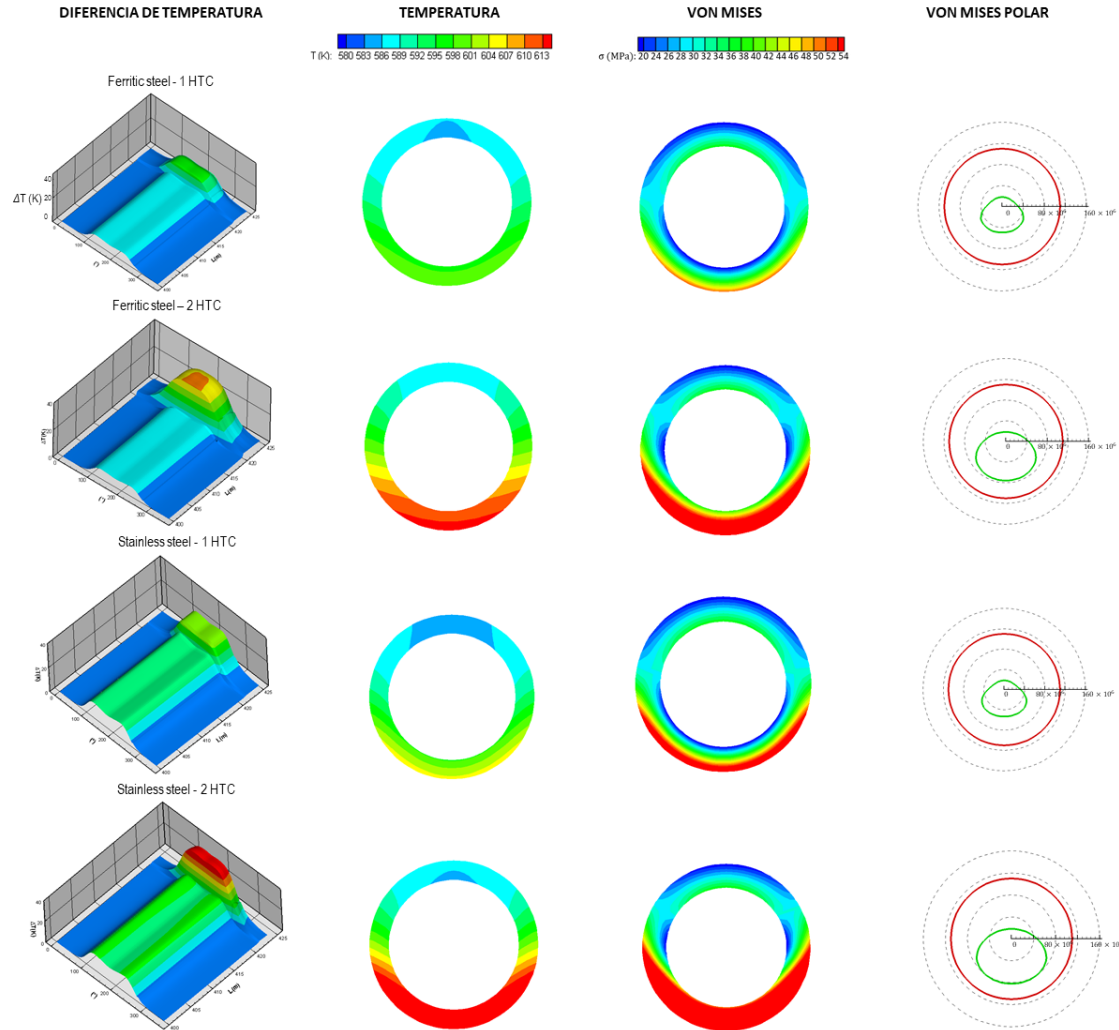


Figura 5.11. Análisis paramétrico variando el material del tubo absorbedor que recibe el CCP 9.

Los resultados del análisis termoelástico, considerando dos tipos de materiales, acero ferrítico y acero inoxidable austenítico (AISI 304), así como dos configuraciones térmicas (1 CTC y 2 CTC), se resumen en la Tabla 5.3. En conjunto, estos resultados evidencian que las propiedades termofísicas del material influyen de manera directa en la magnitud de la expansión térmica y la deflexión total del tubo absorbedor, particularmente cuando se considera una transferencia de calor diferencial entre fases líquida y vapor. Si bien las propiedades mecánicas también afectan la respuesta elástica del material, el presente análisis se centra principalmente en el impacto de las condiciones térmicas y termofísicas, las cuales constituyen el eje central de este estudio.

El acero ferrítico exhibe un comportamiento estructural más estable, caracterizado por menores diferencias de temperatura circunferenciales y desplazamientos totales reducidos. Para la configuración con 1 CTC, la deflexión máxima alcanza un valor de -0.70 cm, mientras que al considerar 2 CTC esta aumenta ligeramente hasta -1.24 cm, asociada a una

diferencia de temperatura de 28.45 K. Este comportamiento se atribuye a su mayor conductividad térmica, que favorece una distribución más homogénea del calor alrededor del tubo absorbedor, mitigando los gradientes térmicos circunferenciales y, en consecuencia, los esfuerzos termoelásticos inducidos.

Por el contrario, el acero inoxidable austenítico (AISI 304) presenta una respuesta significativamente más sensible a la no uniformidad térmica. En la configuración con 2 CTC, la deflexión máxima alcanza -1.83 cm, asociada a una diferencia de temperatura circunferencial de 40.82 K. Este incremento se explica por su menor conductividad térmica y su mayor coeficiente de expansión térmica lineal, que amplifican los efectos termoelásticos bajo condiciones de alta irradiancia y flujo bifásico, especialmente en regiones cercanas al régimen de *dryout*.

En conjunto, estos resultados confirman que la selección del material del tubo absorbedor, combinada con una formulación térmica adecuada que distinga los mecanismos de transferencia de calor en cada fase, resulta determinante para la evaluación precisa de la respuesta termoelástica en sistemas de GDV. Asimismo, ponen de manifiesto que el uso de un modelo con 2 CTC permite identificar de manera más realista escenarios críticos de deformación, que podrían subestimarse al emplear un único coeficiente de transferencia de calor promedio.

Tabla 5.3. Análisis de deflexión y expansión lineal del tubo absorbedor bajo diferentes condiciones del material

Condiciones	Resultados	Diferencia de temperatura
Acero ferrítico 1 CTC	ΔL = expansión superior: 0.58 cm	$\Delta T=15.91$ K
	ΔL = expansión inferior: 0.61 cm	
	Deflexión total: -0.70 cm	
Acero ferrítico 2 CTC	ΔL = expansión superior: 0.59 cm	$\Delta T=28.45$ K
	ΔL = expansión inferior: 0.64 cm	
	Deflexión total: -1.24 cm	
Acero inoxidable 1 CTC	ΔL = expansión superior: 0.58cm	$\Delta T=22.78$ K
	ΔL = expansión inferior: 0.63 cm	
	Deflexión total: -1.002cm	
Acero inoxidable 2 CTC	ΔL = expansión superior: 0.58cm	$\Delta T=40.82$ K
	ΔL = expansión inferior: 0.67 cm	
	Deflexión total: -1.83 cm	

La Figura 5.12 presenta la distribución circunferencial de la deformación radial en el tubo absorbedor para dos materiales distintos, acero ferrítico y acero inoxidable, considerando la configuración térmica con 2 CTC, la cual representa de manera más realista el comportamiento del flujo bifásico agua-vapor y las diferencias en los mecanismos de transferencia de calor entre fases.

Los resultados evidencian diferencias sustanciales en la respuesta termoelástica de ambos materiales. En el caso del acero inoxidable, la deformación radial máxima alcanza valores del orden de 800 a 1100 $\mu\epsilon$, mientras que para el acero ferrítico las deformaciones se mantienen en un rango inferior, aproximadamente entre 725 y 1025 $\mu\epsilon$. En términos relativos, esto representa un incremento cercano al 60% en la deformación radial máxima cuando el tubo absorbedor está fabricado en acero inoxidable.

Este comportamiento se encuentra directamente asociado a la menor conductividad térmica del acero inoxidable, la cual limita la redistribución del calor alrededor de la circunferencia del tubo y favorece la aparición de gradientes térmicos más pronunciados entre las regiones expuestas a la radiación solar concentrada y las zonas sombreadas. Como consecuencia, las deformaciones térmicas se intensifican, dando lugar a una mayor curvatura circunferencial del tubo absorbedor.

Adicionalmente, el perfil de deformación del acero inoxidable presenta una asimetría más marcada, caracterizada por incrementos abruptos de deformación en las zonas de alta incidencia solar y reducciones pronunciadas en las regiones opuestas. En contraste, el acero ferrítico exhibe una distribución más uniforme y suavizada de la deformación radial, resultado de su mayor capacidad para conducir y redistribuir el flujo térmico en la pared del tubo.

En conjunto, estos resultados confirman que los materiales con menor conductividad térmica son más propensos a desarrollar deformaciones térmicas elevadas y altamente no uniformes, lo que se traduce en mayores esfuerzos inducidos y en un incremento del riesgo de interferencia mecánica con la cubierta de vidrio o con los elementos de soporte del sistema. Este aspecto resulta crítico para el diseño y la selección de materiales en sistemas de generación directa de vapor operando bajo condiciones de alta irradiancia y flujo bifásico.

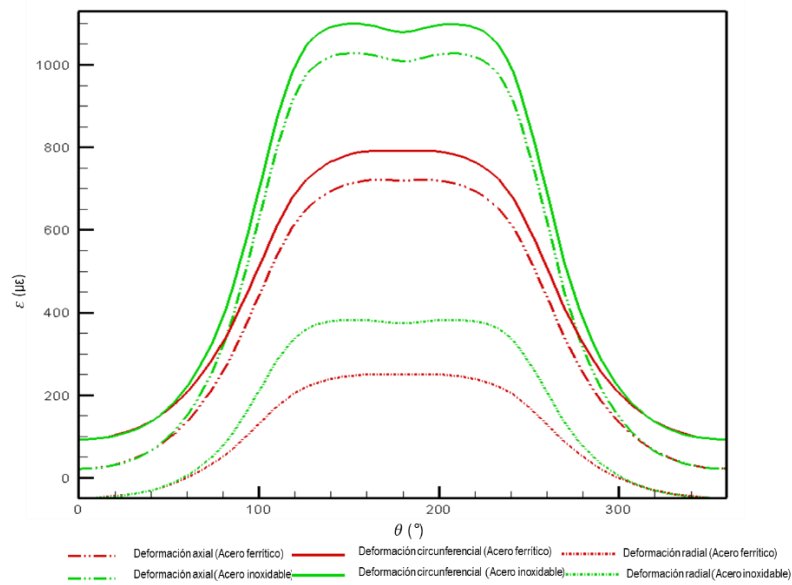


Figura 5.12. Deformación en el tubo absorbedor considerando diferentes materiales para el caso de 2 CTC.

Capítulo 6

Conclusiones y

recomendaciones

Este capítulo resume las conclusiones más relevantes derivadas del desarrollo de la tesis y presenta algunas líneas de trabajo futuro orientadas a la extensión y mejora de los modelos propuestos.

En el presente trabajo se analizó el comportamiento termoelástico del tubo absorbedor en un sistema de generación directa de vapor mediante el desarrollo de un modelo físico–matemático acoplado óptico–termohidráulico–térmico–termoelástico, el cual describe de manera consistente la interacción entre los campos de temperatura, esfuerzos y deformaciones bajo condiciones representativas de operación.

La evolución de los patrones de flujo bifásico determina la distribución de las fases en el interior de la tubería y, en consecuencia, la asignación de coeficientes de transferencia de calor en cada régimen. En este sentido, el uso de un mapa de patrones de flujo adecuado permite vincular la geometría del flujo con el modelo térmico del tubo absorbedor, constituyendo un elemento clave para la correcta predicción del comportamiento termohidráulico.

La consideración de 2 CTC en lugar de uno genera diferencias significativas en la respuesta térmica del sistema, alcanzando variaciones locales de temperatura de hasta 15.6 K. Asimismo, bajo una irradiancia de 1000 W/m², la diferencia de temperatura circunferencial puede incrementarse hasta en 57.6%, evidenciando la alta sensibilidad del modelo térmico a la representación del flujo bifásico.

El incremento de la irradiancia directa normal de 800 a 1000 W/m² produce un aumento en la temperatura circunferencial máxima, alcanzando diferencias del orden de 31.6 K, lo que conduce a incrementos en los esfuerzos equivalentes de Von Mises y en la deflexión del tubo absorbedor. Bajo estas condiciones, se obtiene una deflexión máxima de –1.88 cm para un tubo de acero ferrítico, representando un régimen térmico cercano al límite admisible del material.

El análisis termoelástico muestra que las deformaciones radiales, circunferenciales y axiales se concentran en la región de mayor incidencia de flujo solar. Las deformaciones unitarias alcanzan valores del orden de 9.3×10^{-5} , con deformaciones aproximadas de 608.13 $\mu\epsilon$ en dirección radial, 801 $\mu\epsilon$ en dirección circunferencial y 731 $\mu\epsilon$ en dirección axial. Aunque estos valores se encuentran dentro del régimen elástico, su magnitud representa un factor crítico para la integridad estructural bajo condiciones de operación prolongadas.

Desde el punto de vista estructural, el aumento de la irradiancia mejora el aprovechamiento térmico del sistema, pero incrementa simultáneamente el riesgo de deformaciones diferenciales y flexión localizada del tubo absorbedor. Se observaron expansiones axiales del orden de 0.68 a 0.76 cm, mientras que los esfuerzos equivalentes tienden a aproximarse al límite admisible del material en zonas de alta concentración térmica.

El análisis paramétrico realizado permitió identificar la sensibilidad del comportamiento térmico y termoelástico del sistema ante variaciones en las condiciones de operación y

propiedades del material. En particular, se observó que la irradiancia solar y la formulación del modelo de transferencia de calor influyen de manera directa en la magnitud de los gradientes térmicos, los esfuerzos y la deflexión del tubo absorbedor, evidenciando la necesidad de su adecuada selección para el diseño y operación de sistemas GDV.

Finalmente, la interacción entre los fenómenos ópticos, termohidráulicos, térmicos y termoelásticos determina de manera directa la respuesta estructural del tubo absorbedor, por lo que su análisis desacoplado conduce a estimaciones incompletas del comportamiento del sistema. En este sentido, el modelo acoplado desarrollado constituye una herramienta robusta para la evaluación del riesgo termoelástico, contribuyendo al diseño seguro, eficiente y confiable de sistemas de generación directa de vapor con captadores cilindroparabólicos.

Recomendaciones y trabajo futuro

A partir de los resultados obtenidos, se identifican diversas líneas de trabajo futuro que permitirían ampliar y fortalecer los alcances de la presente investigación:

- **Extensión del modelo a condiciones transitorias completas**, incorporando variaciones temporales de la radiación solar, nubes parciales y estrategias de control, con el fin de evaluar la respuesta termoelástica bajo condiciones operativas más realistas.
- **Incorporación de propiedades termo-mecánicas dependientes de la temperatura**, tanto en el tubo absorbedor como en la cubierta de vidrio, para mejorar la predicción de esfuerzos y deformaciones en condiciones de alta temperatura.
- **Evaluación de materiales alternativos para el tubo absorbedor**, incluyendo aleaciones avanzadas o materiales compuestos, con el objetivo de reducir gradientes térmicos y mejorar la resistencia a esfuerzos termoelásticos.

En conclusión, esta tesis aporta una herramienta numérica robusta y físicamente consistente para el análisis integral de la generación directa de vapor en captadores cilindroparabólicos, contribuyendo a una mejor comprensión de los fenómenos que gobiernan el desempeño térmico y la integridad estructural de estos sistemas, y sentando las bases para desarrollos futuros orientados a su optimización y operación segura.

.

Referencias

1. Siva Reddy V, Kaushik SC, Ranjan KR, Tyagi SK. State-of-the-art of solar thermal power plants - A review. Vol. 27, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Elsevier Ltd; 2013. p. 258–73.
2. Muñoz J, Abánades A. Analysis of internal helically finned tubes for parabolic trough design by CFD tools. *Applied Energy*. 2011;88(11):4139–49.
3. Praveen RP, Chandra KV V. Performance enhancement of parabolic trough collector solar thermal power plants with thermal energy storage capability System Advisor model. *Ain Shams Engineering Journal* [Internet]. 2022;13(5):101716. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.asej.2022.101716>
4. Mekhilef S, Saidur R, Safari A. A review on solar energy use in industries. Vol. 15, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2011. p. 1777–90.
5. Fuqiang W, Ziming C, Jianyu T, Yuan Y, Yong S, Linhua L. Progress in concentrated solar power technology with parabolic trough collector system: A comprehensive review. Vol. 79, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Elsevier Ltd; 2017. p. 1314–28.
6. Ellabban O, Abu-Rub H, Blaabjerg F. Renewable energy resources: Current status, future prospects and their enabling technology. Vol. 39, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Elsevier Ltd; 2014. p. 748–64.
7. Yilmaz IH, Söylemez MS. Thermo-mathematical modeling of parabolic trough collector. *Energy Conversion and Management*. 2014;88:768–84.
8. Akbarzadeh S, Valipour MS. Heat transfer enhancement in parabolic trough collectors: A comprehensive review. Vol. 92, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Elsevier Ltd; 2018. p. 198–218.
9. Fernández-García A, Zarza E, Valenzuela L, Pérez M. Parabolic-trough solar collectors and their applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2010;14(7):1695–721.
10. Hachicha AA, Yousef BAA, Said Z, Rodríguez I. A review study on the modeling of high-temperature solar thermal collector systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2019 Sep 1;112:280–98.
11. Valenzuela L. Thermal energy storage concepts for direct steam generation (DSG) solar plants. In: *Advances in Concentrating Solar Thermal Research and Technology*. Elsevier Inc.; 2017. p. 269–89.
12. Hirsch T, Feldhoff JF, Hennecke K, Pitz-Paal R. Advancements in the field of direct steam generation in linear solar concentrators-a review. Vol. 35, *Heat Transfer Engineering*. 2014. p. 258–71.
13. Lei D, Fu X, Ren Y, Yao F. Temperature and thermal stress analysis of parabolic trough receivers. *Renewable Energy* [Internet]. 2019;136:403–13. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.01.021>
14. Cundapí R, Moya SL, Valenzuela L. Approaches to modelling a solar field for direct generation of industrial steam. *Renewable Energy*. 2017;103:666–81.

15. Giglio A, Lanzini A, Leone P, Rodríguez MM, Zarza E. Direct steam generation in parabolic-trough collectors : A review about the technology and a thermo-economic analysis of a hybrid system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [Internet]. 2017;74(January):453–73. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2017.01.176>
16. Krishna Y, Faizal M, Saidur R, Ng KC, Aslfattahi N. State-of-the-art heat transfer fluids for parabolic trough collector. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2020;152.
17. Eck S. MODELING AND DESIGN OF DIRECT SOLAR STEAM GENERATING COLLECTOR FIELDS. *International Solar Energy Conference*. 2004;1–10.
18. Li L, Sun J, Li Y, He YL, Xu H. Transient characteristics of a parabolic trough direct-steam-generation process. *Renewable Energy*. 2019 May 1;135:800–10.
19. Irene A, Sánchez L. Ingeniería Industrial . para captadores cilindro- parabólicos . Comparación de. 2015;
20. Maytorena VM, Hinojosa JF. Three-dimensional numerical study of direct steam generation in vertical tubes receiving concentrated solar radiation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2019 Jul 1;137:413–33.
21. Soares J, Oliveira AC, Valenzuela L. A dynamic model for once-through direct steam generation in linear focus solar collectors. *Renewable Energy*. 2021 Jan 1;163:246–61.
22. Sun J, Liu Q, Hong H. Numerical study of parabolic-trough direct steam generation loop in recirculation mode: Characteristics, performance and general operation strategy. *Energy Conversion and Management* [Internet]. 2015;96:287–302. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2015.02.080>
23. Sandá A, Moya SL, Valenzuela L. Modelling and simulation tools for direct steam generation in parabolic-trough solar collectors: A review. Vol. 113, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Elsevier Ltd; 2019.
24. Rehman N ur, Uzair M, Asif M. Evaluating the solar flux distribution uniformity factor for parabolic trough collectors. *Renewable Energy* [Internet]. 2020;157:888–96. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.05.058>
25. Lei D, Wang Z, Li J. The calculation and analysis of glass-to-metal sealing stress in solar absorber tube. *Renewable Energy* [Internet]. 2010;35(2):405–11. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2009.05.021>
26. Bittencourt A, Sá D, César V, Filho P, Tadrist L, César J. Direct steam generation in linear solar concentration : Experimental and modeling investigation – A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [Internet]. 2018;90(March):910–36. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.03.075>
27. Valdés A, Almanza R, Soria A. Determining the deflection magnitude of a steel receiver from a DSG parabolic trough concentrator under stratified flow conditions. In: *Energy Procedia*. Elsevier Ltd; 2014. p. 341–50.
28. Li L, Li Y, Sun J. Prospective fully-coupled multi-level analytical methodology for concentrated solar power plants: Applications. *Applied Thermal Engineering*. 2017;118:159–70.
29. Khanna S, Singh S, Kedare SB. Explicit expressions for temperature distribution and deflection

- in absorber tube of solar parabolic trough concentrator. *Solar Energy*. 2015 Apr 1;114:289–302.
30. Khanna S, Sharma V, Kedare SB, Singh S. Experimental investigation of the bending of absorber tube of solar parabolic trough concentrator and comparison with analytical results. *Solar Energy*. 2016 Feb 1;125:1–11.
 31. Cundapí R, Moya SL, Cazarez O, Sandá A. Azimuthal temperature differences in the dryout zone of an absorber tube for direct steam generation. *Applied Thermal Engineering*. 2025 May 15;267.
 32. Valenzuela L, Setien E, Zarza E. Analysis of a failure mechanism in parabolic troughs receivers due to bellows cap overirradiation. *Engineering Failure Analysis*. 2020 Apr 1;111.
 33. Ransom VH. COURSE A - NUMERICAL MODELING OF TWO-PHASE FLOWS FOR PRESENTATION AT ECOLE d'ETE d'ANALYSE NUMERIQUE. Vol. 65, INFORMAL REPdm. 1989.
 34. Collier JG, Thome JR. Convective boiling and condensation. 3rd ed. Vol. 1994. Oxford : Clarendon Press ; New York : Oxford University Press; 1994.
 35. Aguilar-Gastelum PF. Estudios del Efecto de la Concentración Solar en la Distribución del Flujo en Tuberías Paralelas de un Sistema de Colectores Cilindro Parabólicos (Tesis de Maestría). 2013;
 36. Ullmann A, Brauner N. Closure relations for two-fluid models for two-phase stratified smooth and stratified wavy flows. *International Journal of Multiphase Flow*. 2006 Jan;32(1):82–105.
 37. Kumar BN, Reddy KS. Numerical investigations on metal foam inserted solar parabolic trough DSG absorber tube for mitigating thermal gradients and enhancing heat transfer. *Applied Thermal Engineering*. 2020 Sep 1;178.
 38. Wang Y, Potter D, Asselineau C, Corsi C, Wagner M, Caliot C, et al. Verification of optical modelling of sunshape and surface slope error for concentrating solar power systems. *Solar Energy* [Internet]. 2020;195(July 2019):461–74. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.11.035>
 39. Palacín LG, Mutuberria A, Les Í, Burisch M, Bernardos A, Sánchez M. Tonatiuh, un trazador de rayos basado en simulación de Monte Carlo y con licencia GNU GPL. 2022;1229–36.
 40. Osório T, Horta P, Larcher M, Pujol-nadal R, Rooyen DW Van, Heimsath A, et al. Ray-tracing software comparison for linear focusing solar collectors Ray-Tracing Software Comparison for Linear Focusing Solar Collectors. 2018;020017(May 2016).
 41. Jafrancesco D, Cardoso JP, Mutuberria A, Leonardi E, Les I, Sansoni P, et al. Optical simulation of a central receiver system: Comparison of different software tools. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2018;94(June):792–803.
 42. Agagagna B. smaili A.Falcoz BP. Coupled simulation method by using MCRT and FVM techniques Coupled simulation method by using MCRT and FVM techniques Coupled simulation analysis method of by a using MCRT. *Energy Procedia*. 2017;141:34–8.
 43. Bendt P. OPTICAL ANALYSIS A N D OPTIMIZATION OF Printed i Available from : 1979;(September 1979).

44. Houcine A, Maatallah T, Alimi S El, Nasrallah S Ben. Optical modeling and investigation of sun tracking parabolic trough solar collector basing on Ray Tracing 3Dimensions-4Rays. *Sustainable Cities and Society* [Internet]. 2017;35(October 2016):786–98. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.scs.2017.08.031>
45. Hachicha AA, Rodríguez I, Ghenai C. Thermo-hydraulic analysis and numerical simulation of a parabolic trough solar collector for direct steam generation. *Applied Energy*. 2018 Mar 15;214:152–65.
46. Hachicha AA, Rodríguez I, Capdevila R, Oliva A. Heat transfer analysis and numerical simulation of a parabolic trough solar collector. *Applied Energy*. 2013;111:581–92.
47. Jeter. Analytical determination of the optical performance of practical parabolic trough collectors from design data. *Solar Energy*. 1987;39(1):11–21.
48. Yang S, Ordóñez JC. 3D thermal-hydraulic analysis of a symmetric wavy parabolic trough absorber pipe. *Energy* [Internet]. 2019;189:116320. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116320>
49. Zou B, Jiang Y, Yao Y, Yang H. Optical performance of parabolic trough solar collectors under condition of multiple optical factors. *Applied Thermal Engineering* [Internet]. 2019;160(June):114070. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114070>
50. Yang B, Liu S, Zhang R, Yu X. Influence of reflector installation errors on optical-thermal performance of parabolic trough collectors based on a MCRT - FVM coupled model. *Renewable Energy* [Internet]. 2022;185:1006–17. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2021.12.102>
51. Mansour K, Boudries R, Dizene R. Optical, 2D thermal modeling and exergy analysis applied for performance prediction of a solar PTC. *Solar Energy* [Internet]. 2018;174(September):1169–84. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2018.09.040>
52. Pal RK, Ravi Kumar K. Two-fluid modeling of direct steam generation in the receiver of parabolic trough solar collector with non-uniform heat flux. *Energy*. 2021 Jul 1;226.
53. Schmitz G, Tobias D, Markus H, Steinmann EW. Simulation of transient two-phase flow in parabolic trough collectors using Modelica. 2005;
54. Silva R, Pérez M, Fernández-García A. Modeling and co-simulation of a parabolic trough solar plant for industrial process heat. *Applied Energy*. 2013;106:287–300.
55. Ferchichi S, Kessentini H, Morales-Ruiz S, Rigola J, Bouden C, Oliva A. Thermal and fluid dynamic analysis of Direct Steam Generation Parabolic Trough Collectors. *Energy Conversion and Management*. 2019 Sep 15;196:467–83.
56. Lobón DH, Baglietto E, Valenzuela L, Zarza E. Modeling direct steam generation in solar collectors with multiphase CFD. *Applied Energy*. 2014;113:1338–48.
57. Elsafi AM. On thermo-hydraulic modeling of direct steam generation. *Solar Energy*. 2015 Oct 1;120:636–50.
58. Kattan N, Thome JR, Favrat D. Flow boiling in horizontal tubes: Part 3-development of a new

- heat transfer model based on flow pattern. *Journal of Heat Transfer*. 1998;120(1):156–65.
59. Cheng L, Ribatski G, Thome JR. Two-phase flow patterns and flow-pattern maps: Fundamentals and applications. *Applied Mechanics Reviews*. 2008;61(1–6):0508021–05080228.
 60. Dirker J, Scheepers H, Meyer JP. International Journal of Heat and Mass Transfer The effect of circumferentially non-uniform heat flux on flow boiling heat transfer in a horizontal tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [Internet]. 2022;185:122428. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.122428>
 61. Najafi A, Jafarian A, Arabkoohsar A. A thorough three-dimensional simulation of steam generating solar parabolic trough collectors, a benchmark of various methods' accuracy. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*. 2021 Oct 1;47.
 62. Forristall R. Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver [Internet]. 2003. Available from: <http://www.osti.gov/bridge>
 63. Roesle M, Steinfeld A. Three-Dimensional Optical and Thermal Numerical Model of Solar Tubular Receivers in Parabolic Trough Concentrators. 2016;134(November 2012):1–9.
 64. Marugán-Cruz C, Flores O, Santana D, García-Villalba M. Heat transfer and thermal stresses in a circular tube with a non-uniform heat flux. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2016 May 1;96:256–66.
 65. Kalogirou SA. A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver. *Energy*. 2012;48(1):298–306.
 66. Aguilar-gastelum F, Moya SL, Cazarez-candia O, Valenzuela L. 2013 ISES Solar World Congress Theoretical study of direct steam generation in two parallel pipes. *Energy Procedia* [Internet]. 2014;57:2265–74. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2014.10.234>
 67. Aguilar R, Valenzuela L, Avila-Marin AL, Garcia-Ybarra PL. Simplified heat transfer model for parabolic trough solar collectors using supercritical CO₂. *Energy Conversion and Management*. 2019 Sep 15;196:807–20.
 68. You C, Zhang W, Yin Z. Modeling of fluid flow and heat transfer in a trough solar collector. *Applied Thermal Engineering* [Internet]. 2013;54(1):247–54. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.01.046>
 69. Marrakchi S, Leemrani Z, Asselman H, Aoukili A, Asselman A. Temperature distribution analysis of parabolic trough solar collector using CFD. *Procedia Manufacturing* [Internet]. 2018;22:773–9. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.promfg.2018.03.110>
 70. Eck M, Feldhoff JF, Uhlig R. Thermal Modelling and Simulation of Parabolic Trough Receiver Tubes. 2016;1–8.
 71. Cheng ZD, He YL, Cui FQ, Xu RJ, Tao YB. Numerical simulation of a parabolic trough solar collector with nonuniform solar flux conditions by coupling FVM and MCRT method. *Solar Energy*. 2012;86(6):1770–84.
 72. He Y, Xiao J, Cheng Z, Tao Y. A MCRT and FVM coupled simulation method for energy conversion process in parabolic trough solar collector. *Renewable Energy* [Internet].

- 2011;36(3):976–85. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2010.07.017>
73. Padilla RV, Demirkaya G, Goswami DY, Stefanakos E, Rahman MM. Heat transfer analysis of parabolic trough solar receiver. *Applied Energy*. 2011;88(12):5097–110.
74. Sandá A, Moya SL, Valenzuela L, Cundapí R. Three-dimensional thermal modelling and heat transfer analysis in the heat collector element of parabolic-trough solar collectors. *Applied Thermal Engineering*. 2021 May 5;189.
75. Serrano-Aguilera JJ, Valenzuela L, Parras L. Thermal 3D model for Direct Solar Steam Generation under superheated conditions. *Applied Energy*. 2014 Nov 1;132:370–82.
76. Pal RK, K RK. Thermo-hydrodynamic modeling of flow boiling through the horizontal tube using Eulerian two-fluid modeling approach. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2021 Apr 1;168.
77. Wang Y, Liu Q, Lei J, Jin H. Performance analysis of a parabolic trough solar collector with non-uniform solar flux conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [Internet]. 2015;82:236–49. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.11.055>
78. Laporte-Azcué M, González-Gómez PA, Rodríguez-Sánchez MR, Santana D. Deflection and stresses in solar central receivers. *Solar Energy*. 2020 Jan 1;195:355–68.
79. Akbari Moosavi SM, Yaghoubi M. Three Dimensional Thermal Expansion Analysis of an Absorber Tube in a Parabolic Trough Collector. *Mechanical Engineering*. 2012;(February 2022):0–7.
80. Akbarimoosavi SM, Yaghoubi M. 3D thermal-structural analysis of an absorber tube of a parabolic trough collector and the effect of tube deflection on optical efficiency. In: *Energy Procedia*. Elsevier Ltd; 2014. p. 2433–43.
81. Khanna S, Newar S, Sharma V, Panigrahi PK, Mallick TK. Deformation of receiver in solar parabolic trough collector due to non uniform temperature and solar flux distribution and use of bimetallic absorber tube with multiple supports. *Energy*. 2018 Dec 15;165:1078–88.
82. Wang F, Shuai Y, Yuan Y, Liu B. Effects of material selection on the thermal stresses of tube receiver under concentrated solar irradiation. *Materials and Design* [Internet]. 2012;33(1):284–91. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.matdes.2011.07.048>
83. Wu SY, Luo JG, Xiao L, Chen ZL. Effect of different errors on deformation and thermal stress of absorber tube in solar parabolic trough collector. *International Journal of Mechanical Sciences*. 2020 Dec 15;188.
84. Khanna S, Kedare SB, Singh S. Deflection and stresses in absorber tube of solar parabolic trough due to circumferential and axial flux variations on absorber tube supported at multiple points. *Solar Energy*. 2014 Jan;99:134–51.
85. Abedini-Sanigy MH, Ahmadi F, Goshtasbirad E, Yaghoubi M. Thermal Stress Analysis of Absorber Tube for a Parabolic Collector under Quasi-Steady State Condition. *Energy Procedia* [Internet]. 2015;69:3–13. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2015.03.002>
86. Li L, Sun J, Li Y. Thermal load and bending analysis of heat collection element of direct-steam-generation parabolic-trough solar power plant. *Applied Thermal Engineering*.

2017;127:1530–42.

87. Taitel Y, Dukler AE. A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow. *AIChE Journal*. 1976;22(1):47–55.
88. Zarza Moya E. Generación directa de vapor con colectores solares cilindro parabólicos. Proyecto Direct Solar Steam (DISS). Universidad de Sevilla; 2003.
89. Roth GA, Aydogan F. Progress in Nuclear Energy Theory and implementation of nuclear safety system codes e Part I : Conservation equations , fl ow regimes , numerics and signi fi cant assumptions. *Progress in Nuclear Energy* [Internet]. 2014;76:160–82. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.pnucene.2014.05.011>
90. RELAP5-3D Code Development Team. Volume I: Code Structure, System Models, and Solution Methods. *Relap5-3D*. 2012;1(June).
91. Khanna S, Sharma V, Newar S, Mallick TK, Panigrahi PK. Thermal stress in bimetallic receiver of solar parabolic trough concentrator induced due to non uniform temperature and solar flux distribution. *Solar Energy*. 2018 Dec 1;176:301–11.
92. Li L, Yu HJ, Li YS, He YL. Characteristics of the transient thermal load and deformation of the evacuated receiver in solar parabolic trough collector. *Science China Technological Sciences*. 2020 Jul 1;63(7):1188–201.
93. Lahey RT, Drew DA. The Three-Dimensional Time and Volume Averaged Conservation Equations of Two-Phase Flow. In 1988. p. 1–69.
94. R. T. Lahey J, Drew DA. THE THREE-DIMENSIONAL TIME AND VOLUME AVERAGED'CONSERVATION EQUATIONS OF TWO-PHASE FLOW. 1988;1–3.
95. Cundapı R. Modelado de Perfiles de Temperatura en 3D del Flujo Dry en Colectores Solares Parabólicos. CENIDET;
96. Ransom VH, Hicks+ DL. Hyperbolic Two-Pressure Models for Two-Phase Flow*. Vol. 53, JOURNAL OF COMPUTATIONAL PHYSICS. 1984.
97. Roth GA, Aydogan F. Progress in Nuclear Energy Theory and implementation of nuclear safety system codes e Part II : System code closure relations , validation , and limitations. *Progress in Nuclear Energy* [Internet]. 2014;76:55–72. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.pnucene.2014.05.003>
98. R.T.Lahey. Boiling heat transfer: Modern development and advances. 1992. 629 p.
99. Vij AK, Dunn WE, Conditioning A. Modeling of Two-Phase Flows in Horizontal Tubes Amana Refrigeration , Inc . Carrier Corporation Caterpillar , Inc . Dayton Thermal Products Delphi Harrison Thermal Systems Eaton Corporation Electric Power Research Institute Ford Motor Company Frigidaire C. 1996;61801(May).
100. O. Cazarez-Candia a & G. Espinosa-Paredes b. Numerical Study of Stratified Gas-Liquid Flow. *Petroleum Science and Technology*. 2008;(November 2012):37–41.
101. The RELAP5-3D\copyright Code Development Team. RELAP5-3D\copyright Code Manual Volume I: Code Structure, System Models and Solution Methods. 2005;l(July). Available from: <http://www4vip.inl.gov/relap5/r5manuals.htm>

102. Development R-3D C. RELAP5-3D © Code Manual Volume IV : Models and. *ReVision*. 2005;IV(June).
103. Auria francesco D'. thermal hydraulics in water-couled nuclear reactors. 2017. 1221 p.
104. Commission USNR. RELAP5/MOD3 Code Manual Models and Correlations Prepared for U.S. Nuclear Regulatory Commission. 4.
105. Khanna S, Kedare SB, Singh S. Analytical expression for circumferential and axial distribution of absorbed flux on a bent absorber tube of solar parabolic trough concentrator. *Solar Energy*. 2013 Jun;92:26–40.
106. Sandá A, Moya SL, Valenzuela L, Cundapí R. Coupling of 3D thermal with 1D thermohydraulic model for single-phase flows of direct steam generation in parabolic-trough solar collectors. *Applied Thermal Engineering*. 2023 Jul 5;229.
107. Qiu Y, Li MJ, He YL, Tao WQ. Thermal performance analysis of a parabolic trough solar collector using supercritical CO₂ as heat transfer fluid under non-uniform solar flux. *Applied Thermal Engineering*. 2017;115:1255–65.
108. Serrano A, Valenzuela L, Parras L. Thermal hydraulic RELAP5 model for a solar direct steam generation system based on parabolic troughs collectors operating in once-through mode. *Energy* [Internet]. 2017; Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2017.05.156>
109. Tripathy AK, Ray S, Sahoo SS, Chakrabarty S. Structural analysis of absorber tube used in parabolic trough solar collector and effect of materials on its bending: A computational study. *Solar Energy*. 2018 Mar 15;163:471–85.
110. Pal RK, K. RK. Investigations of thermo-hydrodynamics, structural stability, and thermal energy storage for direct steam generation in parabolic trough solar collector: A comprehensive review. Vol. 311, *Journal of Cleaner Production*. Elsevier Ltd; 2021.
111. Wojtan L, Ursenbacher T, Thome JR. Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part II - Development of a new heat transfer model for stratified-wavy, dryout and mist flow regimes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2005 Jul;48(14):2970–85.
112. Wojtan L, Ursenbacher T, Thome JR. Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part I - A new diabatic two-phase flow pattern map. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2005;48(14):2955–69.
113. Cundapí R, Moya SL, Cazarez O. Analytical solution of the transient heat conduction in the absorber tube of a parabolic trough solar collector under quasi-steady conditions. *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME*. 2021 Jun 1;143(3).
114. Neises TW, Wagner MJ, Gray AK. Structural Design Considerations for Tubular Power Tower Receivers Operating at 650°C: Preprint [Internet]. 2014. Available from: www.nrel.gov/publications.