



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 estudios del
flujo agua-vapor en el tubo absorbedor de captadores
solares cilindro-parabólicos

presentada por

Antonio Sandá Mera

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

Directora de tesis

Dra. Sara Lilia Moya Acosta (TecNM/CENIDET)

Codirectora de tesis

Dra. Loreto Valenzuela Gutiérrez (CIEMAT-PSA)

Cuernavaca, Morelos, México. Abril de 2021.



Cuernavaca, Mor., **06/julio/2021**

No. Oficio: DIM/121/2021
Asunto Aceptación de documento de tesis

DR. CARLOS MANUEL ASTORGA ZARAGOZA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO
PRESENTE

Los de abajo firmantes, miembros del Comité Tutorial del estudiante **Antonio Sanda Mera** manifiestan que después de haber revisado el documento de tesis titulado **“Desarrollo de un código numérico para estudios del flujo bifásico agua-vapor en el tubo absorbedor de captadores solares cilindro-parabólicos”**, realizado bajo la dirección de la **Dra. Sara Lilia Moya Acosta** y la codirección de la **Dra. Loreto Valenzuela Gutiérrez**, el trabajo se **ACEPTA** para proceder a su impresión.

ATENTAMENTE

DR. SARA LILIA MOYA ACOSTA
CENIDET

DRA. LORETO VALENZUELA GUTIÉRREZ
PSA-CIEMAT

DR. EFRAIN SIMÁ MOO
CENIDET

DR. JOSÉ JASSÓN FLORES PRIETO
CENIDET

DR. OCTAVIO GARCIA VALLADARES
IER-UNAM

DR. EDUARDO RAMOS MORA
IER-UNAM

c.c.p: M.E Guadalupe Garrido Rivera Jefa del Departamento de Servicios Escolares
c.c.p: Dr. Carlos Manuel Astorga Zaragoza
c.c.p: Expediente
ABO/RMA



Interior Internado Palmira S/N, Col. Palmira,
C. P. 62490, Cuernavaca, Morelos
Tel. (01) 777 3 62 77 70, ext. 4201,
e-mail: cyd_cenidet@tecnm.mx

www.tecnm.mx | www.cenidet.tecnm.mx





EDUCACIÓN

SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO

Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico
Subdirección Académica

Cuernavaca, Mor.,	12/julio/2021
No. de Oficio:	SAC/92/2021
Asunto:	Autorización de impresión de tesis

ANTONIO SANDA MERA
CANDIDATO AL GRADO DE DOCTOR EN CIENCIAS
EN INGENIERÍA MECÁNICA
PRESENTE

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 estudios del flujo bifásico agua-vapor en el tubo absorbedor de captadores solares cilindro-parabólicos", 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.

ATENTAMENTE

"Excelencia en Educación Tecnológica"

"Educación Tecnológica al Servicio de México"

DR. CARLOS MANUEL ASTORGA ZARAGOZA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO



C.c.p. M.E. Guadalupe Garrido Rivera, Jefa del Departamento de Servicios Escolares
 Expediente

CMAZ/CHG

cenidet

Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico



Interior Internado Palmira S/N, Col. Palmira, C. P. 62490,
 Cuernavaca, Morelos Tel. (01) 777 5 62 77 73, ext. 4104,

e-mail: acad_cenidet@tecnm.mx

www.tecnm.mx | www.cenidet.tecnm.mx



Resumen

La generación directa de vapor (GDV) en captadores cilindro-parabólicos (CCP) es una de las alternativas más prometedoras de las tecnologías solares de concentración. Su atractivo reside en la reducción de los costes de operación y mantenimiento y en el mejor rendimiento de las plantas termosolares, en comparación con otros fluidos caloríferos. Sin embargo, la su puesta en marcha bajo condiciones reales de operación representa una mayor dificultad debido a una serie de problemáticas asociadas a la presencia del flujo bifásico al interior del tubo absorbedor, entre otras: (i) inestabilidades termohidráulicas por la presencia de determinados patrones de flujo, (ii) grandes niveles de estrés térmico provocados por elevados gradientes térmicos circunferenciales cercanos a los 50 K, (iii) complejos sistemas de control.

La instalación experimental Direct Solar Steam (DISS) de la Plataforma Solar de Almería, junto al desarrollo de herramientas de modelado y simulación (M&S) durante el periodo 1990–2010, jugaron un papel fundamental para la caracterización del proceso de GDV en CCP, contribuyendo a la entrada en operación comercial (2012) de la primera planta para generación de electricidad bajo la configuración en modo *recirculación*. No obstante, persisten todavía retos importantes que superar para la consolidación de la tecnología, especialmente bajo la configuración *un solo paso*, relacionados con la predicción de las caídas de presión y los coeficientes de transferencia de calor (CTC) asociados al flujo bifásico, que dan lugar a elevados gradientes térmicos circunferenciales, especialmente en los patrones de flujo localizados al final de la región de evaporación como el *dry-out* y el niebla. En este sentido, la predicción de los campos de temperatura 3D del tubo receptor (absorbedor y cubierta de vidrio) sometidos a distribución no uniforme del flujo de calor (DNUFC), resulta esencial para garantizar el desarrollo, la seguridad y eficiencia de las plantas de GDV en CCP; y por lo tanto se convierte en uno de los retos principales a abordar por las herramientas de M&S.

El avance en los métodos de trazado de rayos y en los paquetes de *software* comercial de dinámica de fluidos computacional ha permitido el desarrollo de numerosos modelos térmicos 3D del tubo receptor de CCP desde el año 2010, pero con un elevado coste computacional. Como alternativa ante estos, también se han desarrollado cuatro cósigos numéricos a partir de un modelo 3D del receptor acoplados a un enfoque 1D del fluido caloportador, que presentan una precisión suficiente a nivel termohidráulico y resultan más eficientes computacionalmente.

En la presente tesis doctoral se desarrolla un código numérico bajo este mismo enfoque (térmico 3D-termohidráulico 1D) a partir de una formulación transitoria de las ecuaciones diferenciales parciales de conservación de flujo de fluidos con transferencia de calor en los dominios sólidos del receptor. El modelo se resuelve numéricamente mediante el método de volumen finito, involucrando la DNUFC, a partir del método de trazado de rayos de Monte Carlo en SolTrace. Sus principales novedades respecto a los modelos numéricos previos son (i) la incorporación de un factor corrector (FC) en las correlaciones estándar del CTC para involucrar el efecto de la DNUFC permitiendo mejorar la precisión de las predicciones del campo de temperatura en el absorbedor, (ii)

modelización de la radiación solar absorbida por el vidrio a partir del enfoque de flujo de calor radiativo volumétrico, (iii) incorporación de la dependencia térmica de las propiedades termofísicas del absorbedor, no considerada en los modelos térmicos 3D o 2D (azimutal-axial) implementados previamente en GDV, (iv) acoplamiento del modelo térmico 3D del receptor en la región bifásica de GDV considerando los patrones de flujo bifásico que se suceden al interior del absorbedor a partir del modelado del mapa de patrones de flujo y sus respectivas correlaciones del CTC y factor de pérdidas por fricción más completo que existe en la actualidad.

En primer lugar el modelo térmico del receptor se valida en la plataforma Azimuthal Tracking (AZTRAK de 12.0 m de longitud así como en un tramo de 4.06 m del receptor de la antigua instalación DISS (2000–2003), considerando fluidos caloportadores monofásicos: Syltherm 800 y vapor sobrecalentado, respectivamente. A nivel de variables de transferencia de calor las desviaciones promedio se sitúan por debajo del 2.4 % (AZTRAK) y del 7.0 % (DISS). Mejorando la precisión de los modelos previos entre 1.8–18.0 % (AZTRAK) y un 4.0 % (DISS). La incorporación del FC en el CTC en la instalación DISS mejora la precisión de las predicciones sobre los gradientes térmicos en las secciones transversales (ST) del absorbedor, entre los datos registrados de temperatura en los nodos centrales de la zona con y sin concentración solar (A-H) reduciendo las desviaciones promedio (subestimadas) desde un 22.2 % (sin FC) hasta un 6.2 %. Mientras que en la plataforma AZTRAK la verificación respecto a modelos 3D o 2D (azimutal-axial) precedentes, certifica la necesidad de corregir el CTC, pero la ausencia de datos experimentales de temperatura en el absorbedor impide definir con precisión la correcta formulación del CTC.

En segunda instancia el modelo totalmente acoplado (térmico 3D-termohidráulico 1D) se valida en la instalación DISS considerando el captador #1 de 48.72 m con líquido subenfriado (SCL, *subcooled liquid*) y el captador #10 de 24.36 m con vapor sobrecalentado (SHS, *superheated steam*), así como el lazo de once (487.2 m) y diez captadores (438.48 m) bajo la configuración *un solo paso*. A nivel de variables de transferencia de calor las desviaciones promedio del modelo son inferiores al 4.1 % (SCL), 7.5 % (SHS) y 3.3 % (lazo completo de CCP), y con los perfiles axiales de temperatura dentro del rango de incertidumbre de las termocuplas (± 1.5 K) en el 80 % de los casos simulados. Hidráulicamente el modelo se sitúa dentro del rango de incertidumbre de los sensores de presión absoluta (± 0.60 bar) y diferencial (± 0.04 bar) en todos los casos, pese a que arroja desviaciones promedio elevadas en la región SCL (-83.3 %), y con buena precisión en la región SHS (>23.1 %) y para el lazo completo de CCP que varían entre 5.9–31.9 %. En cuanto a los gradientes máximos de temperatura en las ST del absorbedor, el modelo arroja desviaciones promedio menores al 11.0 % en las regiones monofásicas y en la región bifásica donde suceden los patrones de flujo *dry-out* y niebla; mientras que varía entre un 16.7–29.2 % en el tramo inicial de la región bifásica donde ocurren los patrones de flujo *slug*, intermitente o anular. Esto supone una mejora entre un 25–75 %, dependiendo de la región, respecto al enfoque tradicionalmente implementado en los modelos precedentes que consideraron propiedades termofísicas constantes del absorbedor y ningún tipo de FC en los CTC. Estas mejoras ofrecidas por el modelo PTAV-FC en cuanto a desviaciones porcentuales, suponen a nivel de gradientes de temperatura máximos entre el radio intermedio del absorbedor y el fluido valores máximos entre 37.5–49.4 K, localizados en los patrones de flujo *dry-out* o niebla, mientras que los estimados mediante el enfoque PTAC por los modelos previos no superan los 25.0 K.

Índice de contenidos

1	Introducción.....	1
1.1	Evolución histórica de la generación directa de vapor en captadores cilindro-parabólicos.....	3
1.2	Situación actual de la tecnología y retos principales: planteamiento del problema.....	6
1.3	Objetivos y alcances.....	7
1.4	Estructura y publicaciones derivadas de la tesis doctoral.....	8
2	Herramientas de modelado y simulación en captadores solares cilindro-parabólicos: estado del arte.....	11
2.1	Modelos ópticos.....	12
2.2	Modelos térmicos.....	13
2.3	Modelos termohidráulicos en generación directa de vapor.....	17
2.4	Conclusiones del estado del arte.....	20
3	Fundamentos básicos para el modelado de generación directa de vapor en captadores cilindro-parabólicos.....	23
3.1	El captador solar cilindro-parabólico.....	23
3.1.1	Parámetros geométricos.....	24
3.1.2	Eficiencia óptica.....	26
3.1.3	Eficiencia global y pérdidas térmicas.....	27
3.2	Balance de energía y mecanismos de transferencia de calor en el tubo receptor.....	28
3.2.1	Conducción.....	28
3.2.2	Convección.....	29
3.2.3	Radiación térmica.....	30
3.3	Modelado de flujos bifásicos en tuberías con calentamiento.....	31
3.3.1	Modelo de tres ecuaciones homogéneo en equilibrio.....	32
3.3.2	Modelo a dos fluidos de seis ecuaciones.....	33
3.3.3	Modelado de la turbulencia.....	35
3.3.4	Mapas de patrones de flujo en tuberías horizontales.....	36
3.3.5	Definiciones fundamentales en flujo bifásico unidimensional.....	37
3.4	Ecuación general de convección-difusión, condiciones iniciales y de frontera.....	39
4	Modelo óptico de la distribución de la radiación solar alrededor del tubo receptor.....	41
4.1	Modelos matemáticos.....	41

4.2	Métodos de trazado de rayos y de cambio de energía del fotón.....	42
4.3	Verificación del modelo óptico en un captador tipo LS2.....	43
4.3.1	Estudio de independencia de número de rayos trazados.....	44
4.3.2	Comparación con modelos ópticos precedentes.....	45
4.4	Verificación del modelo óptico en un captador tipo LS3.....	46
4.4.1	Estudio de independencia de número de rayos trazados.....	47
4.4.2	Comparación con modelos ópticos precedentes.....	48
5	Modelo térmico tridimensional del tubo receptor.....	51
5.1	Modelos matemáticos.....	51
5.1.1	Modelo conductivo del tubo absorbedor.....	52
5.1.2	Modelo de transferencia de calor en el tubo de vidrio.....	52
5.1.3	Radiación solar absorbida por el absorbedor y el tubo de vidrio.....	53
5.1.4	Convección desde el tubo de vidrio hacia el ambiente.....	54
5.1.5	Radiación desde el tubo de vidrio hacia el entorno.....	54
5.1.6	Intercambio convectivo en el espacio anular.....	55
5.1.7	Intercambio radiativo en el espacio anular.....	55
5.1.8	Flujo convectivo desde el tubo absorbedor hacia el fluido.....	56
5.1.9	Modelo termohidráulico en fluidos caloportadores monofásicos.....	57
5.2	Solución mediante el método de volumen finito.....	59
5.2.1	Discretización del dominio físico.....	59
5.2.2	Solución del modelo térmico.....	61
5.2.2.1	Condiciones de frontera en la dirección azimutal en ambos tubos.....	65
5.2.2.2	Condición de frontera en la superficie exterior del tubo de vidrio.....	65
5.2.2.3	Condiciones de frontera en el espacio anular.....	66
5.2.2.4	Condición de frontera en la superficie interior del absorbedor.....	68
5.2.3	Solución del modelo termohidráulico.....	68
5.3	Validación y verificación en la plataforma AZTRAK.....	70
5.3.1	Estudio de independencia de malla y de residual.....	71
5.3.2	Simulación pipe flow type.....	73
5.3.2.1	Variables de transferencia de calor.....	73
5.3.2.2	Verificación de los perfiles de temperatura en el receptor.....	77
5.3.3	Simulación con tubo insertado.....	79
5.3.3.1	Variables de transferencia de calor.....	79
5.3.3.2	Verificación del campo de temperatura en el receptor.....	82
5.4	Validación en la región de sobrecalentamiento del lazo DISS.....	85
5.4.1	Estudio de independencia de malla y de residual.....	86
5.4.2	Análisis de transferencia de calor y caída de presión.....	88
5.4.3	Distribución del campo temperatura en el tubo receptor.....	89

6	Modelo termohidráulico unidimensional en generación directa de vapor acoplado al modelo térmico tridimensional del receptor.....	95
6.1	Modelos matemáticos.....	95
6.1.1	Ecuaciones de conservación de flujo de fluidos.....	96
6.1.2	Coefficiente de transferencia de calor y pérdidas por fricción en flujos monofásicos...97	
6.1.3	Mapa de patrones de flujo bifásico y correlaciones del coeficiente de transferencia de calor y del factor de pérdidas por fricción	99
6.1.3.1	Parámetros geométricos y transiciones del mapa de patrones de flujo	100
6.1.3.2	Coefficiente convectivo de transferencia de calor.....	103
6.1.3.3	Factor de pérdidas por fricción.....	104
6.1.4	Corrección del coeficiente de transferencia de calor incorporando el efecto de la distribución no uniforme del flujo de calor	105
6.2	Solución mediante el método de volumen finito.....	106
6.2.1	Discretización del dominio físico.....	108
6.2.2	Discretización de la ecuación generalizada de convección–difusión	109
6.2.3	Esquemas de interpolación	111
6.2.4	Coefficientes internos de las ecuaciones de conservación de cantidad de movimiento y energía	113
6.2.5	Coefficientes de los nodos internos de la ecuación de corrección de presión: algoritmo SIMPLEC.....	114
6.2.6	Condiciones de frontera.....	116
6.2.6.1	Presión.....	117
6.2.6.2	Velocidad másica	118
6.2.6.3	Entalpía	120
6.3	Validación del modelo acoplado en las regiones monofásicas de la instalación DISS	121
6.3.1	Estudio de independencia de malla y de residual	124
6.3.2	Impacto de las propiedades termofísicas del absorbedor.....	127
6.3.2.1	Análisis de transferencia de calor.....	127
6.3.2.2	Distribución del campo de temperatura en el receptor	128
6.3.3	Evaluación de las correlaciones del coeficiente de transferencia de calor.....	131
6.3.4	Análisis de sensibilidad del factor corrector en coeficiente de transferencia de calor.....	134
6.3.5	Evaluación de las correlaciones del factor de pérdidas por fricción	138
6.3.6	Resumen comparativo entre el modelo actual y el enfoque tradicionalmente implementado por los modelos precedentes	139
6.4	Validación y verificación del modelo termohidráulico bajo la configuración un solo paso en la instalación experimental DISS	141
6.4.1	Estudio de independencia de malla y de residual	144
6.4.2	Verificación del mapa de patrones de flujo bifásico y correlaciones del coeficiente de transferencia de calor y factor de fricción.....	146
6.4.3	Análisis de transferencia de calor y caída de presión.....	148

6.4.4	Mapa de patrones de flujo bifásico y variables termohidráulicas.....	151
6.4.5	Distribución del campo de temperatura en el receptor.....	154
6.4.5.1	Perfiles axiales de gradientes máximos en las ST del absorbedor	154
6.4.5.2	Campos de temperatura tridimensionales y bidimensionales	156
6.4.5.3	Análisis de la región del dry-out.....	157
6.5	Validación del modelo totalmente acoplado bajo la configuración un solo paso en la instalación experimental DISS	159
6.5.1	Análisis de transferencia de calor y caída de presión.....	161
6.5.2	Mapa de patrones de flujo y variables termohidráulicas asociadas.....	164
6.5.3	Distribución del campo de temperatura en el absorbedor	165
6.5.3.1	Gradientes máximos de temperatura en las ST del absorbedor.....	166
6.5.3.2	Temperatura en termocupla inferior (A) y gradientes de temperatura A-H en las ST del absorbedor	168
6.5.3.3	Perfiles circunferenciales de temperatura en ST del absorbedor.....	170
6.5.4	Resumen comparativo entre el modelo actual y el enfoque tradicionalmente implementado en los modelos precedentes.....	175
6.5.4.1	Análisis de transferencia de calor y caída de presión.....	176
6.5.4.2	Distribución del campo de temperatura en el absorbedor.....	179
7	Conclusiones y futuras líneas de trabajo.....	185
A	Discretización de los modelos matemáticos en los dominios sólidos del receptor	195
A.1	Discretización de los nodos internos la ecuación generalizada de conducción en el absorbedor y el tubo de vidrio.....	195
A.2	Discretización del término fuente del tubo de vidrio bajo los enfoques de modelado volumétrico	196
B	Determinación de los factores de vista.....	199
B.1	Factores de vista involucrados en las pérdidas radiativas con el entorno	199
B.2	Factores de vista entre superficies diferenciales externas del absorbedor e internas del tubo de vidrio.....	200
B.3	Factores de vista entre superficies diferenciales internas del tubo de vidrio	201
C	Datos experimentales para las validaciones en el modelo térmico.....	203
C.1	Plataforma experimental AZTRAK	203
C.2	Región de sobrecalentamiento de la instalación experimental DISS	204
D	Estudios numéricos de independencia de malla y residual en el modelo térmico	205
D.1	Plataforma experimental AZTRAK.....	205
D.2	Región de sobrecalentamiento de la instalación experimental DISS	208

E	Comparación de los enfoques tradicional y con tubo insertado en plataforma AZTRAK.....	211
F	Parámetros y números adimensionales del mapa de patrones de flujo bifásico y de las correlaciones del coeficiente convectivo y del factor de fricción	213
	F.1 Números adimensionales	213
	F.2 Correlaciones del factor de pérdidas por fricción	216
G	Desarrollos matemáticos de los procedimientos de solución del modelo termohidráulico.....	221
	G.1 Discretización de la ecuación general de convección–difusión.....	221
	G.2 Discretización del término fuente en ecuación de conservación cantidad de movimiento .	224
	G.3 Discretización del término fuente de la ecuación de conservación de la energía	226
	G.4 Obtención de coeficientes de la ecuación de corrección de presión: algoritmo SIMPLEC .	226
	G.5 Adaptación de los coeficientes del nodo central del primer volumen de control de la ecuación de corrección de presión.....	229
H	Estudios numéricos de independencia de malla y residual en la instalación DISS	231
	H.1 Región de líquido subenfriado.....	231
	H.2 Región de sobrecalentamiento.....	234
	H.3 Lazo de captadores bajo la configuración un solo paso	236
I	Resultados de las simulaciones en regiones monofásicas de la instalación DISS	241
	I.1 Análisis de sensibilidad del multiplicador M en el FC del CTC	241
	I.2 Análisis de sensibilidad del exponente n en el FC del CTC.....	243
J	Verificación del mapa de patrones de flujo bifásico y sus correlaciones del CTC y el factor de fricción	245
	J.1 Refrigerante R-22.....	245
	J.2 Refrigerante R-410A	247
K	Resultados bajo la configuración un solo paso en la instalación DISS	249
	K.1 Comparación entre el modelo actual y los modelos 1D previos.....	249
	K.1.1 Datos experimentales de presión y temperatura en el fluido	249
	K.1.2 Gradientes térmicos en el fluido	250
	K.1.3 Caídas de presión	251
	K.2 Análisis de sensibilidad del multiplicador M en el FC del CTC en la región bifásica del modelo totalmente acoplado	252
	K.2.1 Datos experimentales.....	252
	K.2.2 Gradientes térmicos en el fluido	254
	K.2.3 Caída de presión.....	255

K.2.4 Gradientes máximos de temperatura en las STE del absorbedor	257
K.2.5 Gradientes A-H de temperatura en las STE del absorbedor.....	258
K.2.6 Temperatura en termocupa inferior (A) del absorbedor.....	260
K.2.7 Perfil circunferencial de temperatura en ST del gradiente máximo.....	261
K.3 Comparación entre los enfoques de modelado actual (PTAV-FC) y tradicional (PTAC)	262
K.3.1 Análisis de transferencia de calor y caída de presión en el fluido	264
K.3.2 Distribución del campo de temperatura en el absorbedor	265
Referencias.....	271
Paper I.....	287
Paper II.....	289

Lista de figuras

1.1	Capacidad global de las tecnologías de concentración solar por país y región, 2009–2019.....	1
1.2	Instalación experimental DISS de CCP con agua-vapor (GDV) como fluido de trabajo.....	2
1.3	Esquemas de instalaciones cilindro-parabólicas: HTF (izda.) y GDV (dcha.).....	3
1.4	Modos de operación de GDV en CCP: recirculación (arriba) y un solo paso (abajo).....	4
2.1	Enfoques del método de trazado de rayos en el modelado óptico de CCP	12
2.2	Variación circunferencial del flujo de calor (arriba) y el Nusselt azimuthal local (abajo) en tuberías sometidas a calentamiento circunferencial no uniforme ($Re = 17200-58000$).....	15
2.3	Panorama general de los modelos termohidráulicos implementados en GDV en CCP.....	17
3.1	Parámetros geométricos principales del reflector.....	24
3.2	Ángulos de mojado e inclinación	25
3.3	Balance de energía unidimensional en el receptor	28
3.4	Principales patrones de flujo bifásico en tuberías horizontales.....	36
4.1	Modelo de trazado de rayos en el captador LS3 (12 m) en SolTrace: sistema completo (izda.) y receptor (dcha.).....	42
4.2	Factores de concentración local 3D en el captador LS3 (12 m): absorbedor (izda.) y tubo de vidrio (dcha.).....	43
4.3	Análisis gráfico de independencia de trazado de rayos en el captador LS2: absorbedor (izda.) y tubo de vidrio (dcha.).....	45
4.4	Flujos de calor en las superficies exteriores del receptor de la plataforma AZTRAK (escenario de vacío on-sun caso #1; $DNI=933.7 \text{ W/m}^2$): absorbedor (izda.) y tubo de vidrio (dcha.)...	45
4.5	Análisis gráfico de independencia de trazado de rayos en el captador LS3: absorbedor (izda.) y tubo de vidrio (dcha.).....	48
4.6	Flujos de calor en las superficies exteriores del receptor de un captador tipo LS3 bajo condiciones nominales ($DNI=1,000 \text{ W/m}^2$): absorbedor (izda.) y tubo de vidrio (dcha.).....	48
5.1	Diagrama de flujo del procedimiento de solución del modelo numérico acoplado.....	60
5.2	Descripción de las mallas computacionales de los modelos térmico y termohidráulico.....	61
5.3	Condiciones de frontera del modelo térmico.....	63
5.4	Diagrama de flujo del método iterativo de radiación neta en el espacio anular.....	67
5.5	Análisis gráfico de independencia de malla (a) azimuthal, (b) radial, (c) axial, y (d) de residual; en la plataforma AZTRAK.....	72
5.6	Flujos de calor lineales en el receptor (pérdida de vacío on-sun; caso #1; $DNI=889.7 \text{ W/m}^2$): FCVR (izda.) y FS (dcha.).....	75
5.7	Eficiencia global (izda.) y pérdidas térmicas (dcha.) con el captador enfocado on-sun (vacío y pérdida de vacío).....	76

5.8	Perfiles de temperatura en el receptor (vacío on-sun; caso #1; DNI=933.7 W/m ²): azimutales en las superficies exteriores del absorbedor y tubo de vidrio en z=4.0 m (izda.) y axiales en superficie exterior a tres ángulos diferentes (dcha.).....	77
5.9	Perfiles azimutales de temperatura en el receptor bajo las consideraciones en [93] (izda.) y del Nusselt bajo las consideraciones de este trabajo y en [93] (dcha.) en el escenario de vacío on-sun (caso #1; DNI=933.7 W/m ² ; z=4.0 m).....	78
5.10	Perfiles axiales de Reynolds y Nusselt promedio (izda.) en el escenario de vacío on-sun y perfiles azimutales del Nusselt para el caso #1 (DNI=933.7 W/m ²) en z=4.0 m (dcha.).....	80
5.11	Perfiles del modelo actual (annulus type) en escenario de pérdida de vacío: eficiencia y captador enfocado (izda.); pérdidas térmicas y captador desenfocado (dcha.).....	81
5.12	Perfiles azimutales de temperatura del receptor en la ST de entrada del escenario de vacío on-sun: caso #1; DNI=933.7 W/m ² (izda.) y caso #7; DNI=920.9 W/m ² (dcha.).....	82
5.13	Perfiles axiales del Nusselt y factor de fricción promedio (izda.) y azimutales del Nusselt en la ST intermedia en los casos #1 y #8 (dcha.) considerados por Cheng et al. [88].	83
5.14	Campos de temperatura en tres secciones axiales del receptor (escenario de pérdida de vacío on-sun; caso #4; DNI=813.1 W/m ²).	84
5.15	Campos de temperatura en cuatro ST del receptor (escenario de pérdida de vacío on-sun; caso #4; DNI=813.1 W/m ²).	84
5.16	Perfiles azimutales de temperatura (izda.) y del Nusselt (dcha.) en ST intermedia del escenario de pérdida de vacío on-sun; caso #4; DNI=813.1 W/m ²	85
5.17	Configuración de la sección transversal de ensayo del receptor en la instalación DISS con la localización de las termocuplas (A-H).	86
5.18	Análisis gráfico de independencia de malla (a) azimutal, (b) radial, (c) axial, y (d) de residual; en la región de sobrecalentamiento de la instalación DISS.....	87
5.19	Perfiles azimutales de temperatura en la ST de salida del absorbedor en región de sobrecalentamiento de la instalación DISS.....	90
5.20	Perfiles azimutales del Nusselt en ST de salida del receptor en la región de sobrecalentamiento de la instalación DISS para diferentes FC del CTC con m=[0.0, -0.15].....	91
5.21	Perfiles azimutales de temperatura en la ST de salida del receptor en los tres modelos numéricos (caso #1; DNI=921.W/m ²): absorbedor (izda.) y tubo de vidrio (dcha.).....	91
5.22	Campos de temperaturas 2D en la ST de salida del receptor en los tres modelos numéricos (caso #1; DNI=921.W/m ²).....	92
5.23	Perfil axial de los flujos de calor lineales en el receptor (caso #1; DNI=921.W/m ²): FCVR y factor de corrección con m=-0.1 (izda.) y FCVI con las consideraciones en (dcha.)	93
6.1	Modelo equivalente de espesor de película para el patrón de flujo estratificado.....	100
6.2	Configuraciones de los patrones de flujo de acuerdo al modelo de espesor de película.....	102
6.3	Identificación de los factores de corrección del CTC evaluados en la instalación DISS.....	106
6.4	Diagrama de flujo del procedimiento de solución del modelo acoplado en flujos bifásicos ..	107
6.5	Descripción de la malla computacional del modelo termohidráulico.	108
6.6	Flujos convectivos y difusivos en una interface genérica en el enfoque unidimensional.	111
6.7	Condiciones de frontera de la presión: entrada (izda.) y salida (dcha.).....	117

6.8	Condiciones de frontera de la velocidad másica: entrada (izda.) y salida (dcha.).	118
6.9	Condiciones de frontera de la entalpia: entrada (izda.) y salida (dcha.).	120
6.10	Sistemas físicos de la instalación experimental DISS (2000–2003) para el estudio de las regiones monofásicas (modificado a partir de [72,152]): captador #1 (izda.) y #10 (dcha.).	121
6.11	Condiciones de operación (21/05/2003) en regiones monofásicas: caso #3 (izda.) y caso #6 (dcha.).	122
6.12	Análisis gráfico de independencia de malla (a) azimutal, (b) radial, (c) axial, y (d) de residual; en la región SCL de la instalación DISS (2000–2003).	125
6.13	Estudio de independencia de malla (a) azimutal, (b) radial, (c) axial, y (d) de residual; en la región SHS de la instalación DISS (2000–2003).	126
6.14	Perfiles axiales de temperatura del fluido bajo enfoques PTAC y PTAV en regiones monofásicas (p=100 bar): caso #3 (izda.) y caso #6 (dcha.).	128
6.15	Flujos de calor lineales en el receptor (caso #6): PTAC (izda.) y PTAV (dcha.).	128
6.16	Perfiles azimutales de temperatura en ST del absorbedor (p=100 bar): caso #3 en STE#1 (izda.) y caso #6 en STE#40 (dcha.).	129
6.17	Perfiles axiales de temperatura y emisividad del absorbedor en termocupla H: caso #2 (izda.) caso #6 (dcha.).	130
6.18	Perfiles azimutales de temperatura (superficies interior y exterior) y conductividad térmica (radio intermedio) del absorbedor: caso #2 en STE#1 (izda.) y #6 en STE#40 (dcha.).	131
6.19	Rangos de validez de las correlaciones del CTC y perfiles axiales de los números de Reynolds y Prandtl de las simulaciones en las regiones monofásicas (dcha.).	132
6.20	Perfiles azimutales de temperatura en ST del absorbedor para cuatro correlaciones del CTC (p=30 bar): caso #1 en STE#1 (izda.) y caso #4 en STE#40 (dcha.).	133
6.21	Perfiles azimutales de temperatura en ST del absorbedor con cuatro correlaciones del coeficiente de fricción del CTC (p=60 bar): caso #2 en STE#1 (izda.) y caso #5 en STE#40 (dcha.).	134
6.22	Perfiles azimutales de temperatura en la ST del absorbedor (p=100 bar) con diferentes FC del CTC ($M=[0,-0.75]$; $n=1.0$): caso #3 en STE#1 (izda.) y caso #6 en STE#40 (dcha.).	136
6.23	Perfiles azimutales de temperatura en ST del absorbedor (p=100 bar) con diferentes FC del CTC ($M=-0.75$; $n=[1.0, 2.5]$): caso #3 en STE#1 (izda.) y caso #6 en STE#40 (dcha.).	136
6.24	Perfiles azimutales de temperatura en la ST del absorbedor para las dos alternativas precisas del FC (p=30 bar): caso #1 en STE#1 (izda.) y caso #4 en STE#40 (dcha.).	138
6.25	Perfiles axiales de presión en el fluido con diferentes correlaciones del factor de pérdidas por fricción en regiones monofásicas (p=30 bar): caso #1 (izda.) y caso #4 (dcha.).	139
6.26	Comparación de los perfiles azimutales de temperatura en el absorbedor y del Nusselt local bajo el enfoque tradicional (PTAC) y la propuesta actual (PTAV-FC).	140
6.27	Distribución de temperatura en diferentes ST del absorbedor para el caso #3 enfoque tradicional PTAC (izda.) y propuesta actual PTAV-FC (dcha.).	141
6.28	Campo de temperatura en la superficie exterior del absorbedor en el caso #6: enfoque tradicional PTAC (izda.) y propuesta actual PTAV-FC (dcha.).	141

6.29	Sistema físico de la instalación experimental DISS (2000–2003) bajo la configuración un solo paso (modificado a partir de [72,152]).	142
6.30	Análisis gráfico de independencia de malla (a) azimutal, (b) radial, (c) axial, y (d) de independencia de residual; en instalación experimental DISS (200-2003).	145
6.31	Evolución de residuales durante las simulaciones en la instalación DISS: caso #6 de la región de sobrecalentamiento (izda.) y lazo completo bajo configuración un solo paso (dcha.).	146
6.32	Verificación del mapa de patrones de flujo bifásico, CTC y caída de presión considerando los refrigerantes R-22 (7.5 kW/m ²) y R-410A (17.5 kW/m ²).	147
6.33	Perfiles axiales de temperatura en el fluido para diferentes enfoques de modelado en instalación DISS bajo configuración un solo paso en caso #1 (izda.) y caso #2 (dcha.).	150
6.34	Perfiles axiales de presión en el fluido en el caso #1 (izda.) y el caso #2 (dcha.).	151
6.35	Mapa y longitud relativa de patrones de flujo bifásico: caso #1 (izda.) y caso #2 (dcha.).	152
6.36	CTC promedio axiales (izda.) y parámetros termohidráulicos (dcha.) en el caso #1.	152
6.37	Comparación del modelo actual bajo las consideraciones de Elsafi [145] (caso #1): mapa de patrones de flujo (izda.) y parámetros termohidráulicos y CTC (dcha.).	153
6.38	Análisis de sensibilidad del FC en CTC de región bifásica (M=[0.0, -0.95]; n=1.0; caso #2): gradientes máximos de temperatura en absorbedor (izda.) y temperatura fluido (dcha.)	155
6.39	Comparación de perfiles axiales entre diferentes enfoques de modelado (caso #2): gradientes máximos de temperatura en absorbedor (izda.) y temperatura en el fluido (dcha.).	156
6.40	Campo de temperaturas en superficie exterior del absorbedor (caso #2): PTAC (izda.) y PTAV-FC (dcha.).	157
6.41	Campo de temperatura en ST salida receptor (caso #2): PTAC (izda.) y PTAV-FC (dcha.)	157
6.42	Campos de temperatura en la superficie exterior en el tubo absorbedor durante la región del dry-out (caso #2): PTAC (izda.) y PTAV-FC (dcha.).	158
6.43	Campos de temperatura en las ST del tubo absorbedor y evolución del secado de la película de líquido en la región del dry-out (caso #2): PTAC (arriba) y PTAV-FC (abajo).	158
6.44	Sistema físico de diez captadores en la instalación experimental DISS (2000–2003) bajo la configuración un solo paso.	159
6.45	Condiciones de operación para la validación del modelo en la configuración un solo paso.	160
6.46	Perfiles axiales de temperatura en el fluido para diferentes FC del CTC (M=[0,-0.95]; n=1.0) en la región bifásica de la instalación DISS.	163
6.47	Perfiles axiales de presión en el fluido para diferentes FC del CTC (M=[0,-0.95]; n=1.0) en la región bifásica de la instalación DISS.	163
6.48	Mapa y longitud relativa de patrones de flujo bifásico para los tres niveles de operación.	164
6.49	Parámetros termohidráulicos bifásico para los tres niveles de operación.	164
6.50	Perfiles axiales de gradientes máximos de temperatura en el absorbedor para diferentes FC del CTC (M=[0,-0.95]; n=1.0) en la región bifásica de la instalación DISS.	166
6.51	Campo de temperatura en las ST del tubo absorbedor y modelo de película de líquido en STE de la región bifásica slug-intermitente-anular (caso #1; M=-0.95; n=1.0).	167
6.52	Perfiles axiales de gradientes A-H y temperatura en termocupla A en STE del absorbedor para diferentes FC del CTC (M=[0,-0.95]; n=1.0) en la región bifásica de la instalación DISS	170

6.53	Perfiles circunferenciales de temperatura en STE del absorbedor en región SL-I-A para diferentes FC del CTC ($M=[0,-0.95]$; $n=1.0$) de la instalación DISS.....	171
6.54	Perfiles circunferenciales de temperatura en STE del absorbedor en región DO-M para diferentes FC en CTC ($M=[0,-0.95]$; $n=1.0$) de instalación DISS.....	172
6.55	Campo de temperatura en las ST del tubo absorbedor y modelo de película de líquido en STE de la región bifásica dry-out y niebla (caso #1; $M=-0.85$; $n=1.0$).....	173
6.56	Perfiles circunferenciales de temperatura del absorbedor en la región del dry-out y niebla para diferentes FC del CTC ($M=[0,-0.95]$; $n=1.0$) de la instalación DISS (caso #1).....	174
6.57	Perfiles circunferenciales de temperatura del absorbedor en la sección de salida de la región bifásica para diferentes FC del CTC ($M=[0,-0.95]$; $n=1.0$) de la instalación DISS	174
6.58	Perfiles axiales temperatura en fluido enfoques tradicional (PTAC) y actual (PTAV-FC). 178	
6.59	Perfiles axiales de presión bajo enfoques tradicional (PTAC) y actual (PTAV-FC)	178
6.60	Perfiles axiales de los gradientes máximos de temperatura en el absorbedor bajo enfoques tradicional (PTAC) y actual (PTAV-FC).	181
6.61	Perfiles circunferenciales de temperatura en el absorbedor bajo enfoques tradicional (PTAC) y actual (PTAV-FC).....	182
6.62	Campos de temperatura y configuración del flujo bifásico en cuatro ST del tubo absorbedor (caso #2): PTAC (arriba) y PTAV-FC (abajo).....	182
6.63	Diferencia de temperatura entre el radio intermedio del absorbedor y el fluido bajo enfoques tradicional (PTAC) y el actual (PTAV-FC).....	184
B.1	Factores de vista entre una superficie diferencial externa del tubo de vidrio y el reflector: parámetros geométricos y zonas (izda.); caso entre las zonas #1 y #4 (dcha.).....	200
B.2	Factores de vista entre superficie diferencial exterior del absorbedor e interna del tubo de vidrio: parámetros geométricos y zonas (izda.); caso entre zonas #1 y #4 (dcha.)	201
B.3	Factores de vista entre dos superficies diferencial internas del tubo de vidrio: parámetros geométricos y zonas (izda.); caso general en la zona #1 (dcha.).....	202
G.1	Flujos convectivos y difusivos en una interface genérica en el enfoque unidimensional	222
J.1	Verificación del mapa de patrones de flujo bifásico considerando el refrigerante R-22.....	245
J.2	Verificación y validación del coeficiente de transferencia de calor para el refrigerante R-22. 246	
J.3	Verificación y validación del factor de pérdidas por fricción para el refrigerante R-22	246
J.4	Verificación del mapa de patrones de flujo bifásico para el refrigerante R-410A	247
J.5	Verificación y validación del coeficiente de transferencia de calor para refrigerante R-410A 247	
J.6	Verificación y validación del factor de pérdidas por fricción para el refrigerante R-410A... 248	

Lista de tablas

1.1	Experiencia en operación: capacidad instalada y electricidad producida por las tecnologías de concentración solar hasta 2016 (cifras aproximadas).....	2
1.2	Principales instalaciones de GDV en CCP a nivel mundial.	5
2.1	Principales características de los modelos térmicos tridimensionales precedentes acoplados a modelos termohidráulicos unidimensionales	16
2.2	Principales modelos termohidráulicos y su acoplamiento óptico-térmico, para generación directa de vapor en la instalación experimental DISS	19
3.1	Principales correlaciones empíricas de los CTC convectivos del tubo receptor.	30
3.2	Enfoques de modelado de flujo bifásico considerando equilibrio mecánico entre las fases.....	32
3.3	Mapas de patrones de flujo bifásico utilizados en herramientas de M&S de GDV en CCP ..	37
4.1	Propiedades ópticas y geométricas captador LS2 (Luz Cermet) en plataforma AZTRAK....	44
4.2	Análisis numérico de independencia de trazado de rayos en el captador LS2.	44
4.3	Principales características de los modelos ópticos para la verificación del captador LS2.	46
4.4	Propiedades ópticas y geométricas del captador LS3 de la instalación DISS (2000–2003)....	47
4.5	Análisis numérico de independencia de trazado de rayos en el captador LS2.	47
4.6	Principales características de los modelos ópticos para la verificación del captador LS3.	49
5.1	Coordenadas y espesores de los volúmenes de control de las mallas computacionales.	61
5.2	Términos de las ecuaciones diferenciales de conducción de calor 2D en estado transitorio y coordenadas polares del absorbedor y del tubo de vidrio (bajo tres enfoques de modelado).	62
5.3	Coefficientes del sistema de ecuaciones algebraicas de conducción en el tubo absorbedor.	63
5.4	Coefficientes del sistema de ecuaciones algebraicas de conducción en el tubo de vidrio.....	64
5.5	Términos de las ecuaciones diferenciales de conservación del fluido caloportador monofásico bajo enfoque unidimensional en estado transitorio.	68
5.6	Coefficientes del sistema de ecuaciones de conservación de cantidad de movimiento.....	70
5.7	Coefficientes del sistema de ecuaciones de conservación de la energía.	70
5.8	Coefficientes del sistema de ecuaciones de continuidad o corrección de presión.....	70
5.9	Propiedades termofísicas del receptor (Luz Cermet) de la plataforma AZTRAK	71
5.10	Densidad de la malla del modelo numérico actual en la plataforma AZTRAK.....	73
5.11	Desempeño del modelo numérico con la densidad de malla actual y los modelos precedentes en las simulaciones de la plataforma AZTRAK.	73
5.12	Gradiente térmico en el fluido y la eficiencia en el escenario de vacío on-sun.....	74
5.13	Gradiente térmico en el fluido y eficiencia global en dos enfoques de modelado (FCVR y FS) del tubo de vidrio en el escenario de pérdida de vacío on-sun.....	74
5.14	Flujo de calor absorbido por el tubo de vidrio bajo los enfoques FCVR y FS (escenario de pérdida de vacío on-sun; caso #1; DNI=889.7 W/m ²).	76

5.15	Desviaciones promedio y máxima del gradiente térmico del fluido y la eficiencia global en el modelo actual y los precedentes (escenarios de vacío y pérdida de vacío on-sun).	76
5.16	Desviaciones promedio y máxima del gradiente térmico del fluido y la eficiencia global del modelo actual (pipe flow type y annulus) en ambos escenarios y captador enfocado on-sun	80
5.17	Gradiente térmico en el fluido y pérdidas térmicas (escenario de pérdida de vacío off-sun).	81
5.18	Gradiente térmico máximo en la ST de entrada del absorbedor y números adimensionales en el escenario de vacío on-sun.	82
5.19	Propiedades termofísicas del receptor de la instalación DISS (2000–2003) [4,107,150]. ^(a)	86
5.20	Densidad de la malla del modelo numérico actual en la instalación DISS.....	87
5.21	Desempeño del modelo numérico con la densidad de malla actual y la del modelo previo en región de sobrecalentamiento de la instalación (2000–2003).	88
5.22	Gradiente térmico (K) del fluido en región de sobrecalentamiento de la instalación DISS. ...	88
5.23	Eficiencia global (–) en la región de sobrecalentamiento de la instalación DISS.....	89
5.24	Caída de presión (bar) en región de sobrecalentamiento de la instalación DISS.....	89
5.25	Gradiente térmico (K) en la ST de salida del absorbedor (A-H) en región de sobrecalentamiento de la instalación DISS.....	90
5.26	Flujo de calor absorbido por el tubo de vidrio bajo los enfoques de modelado FCVR y FCVI [107] (caso #1; DNI=921.W/m ²).	93
6.1	Correlaciones del CTC (Nusselt) para el modelado de los flujos monofásicos de GDV.....	97
6.2	Correlaciones del coeficiente de fricción asociado al CTC consideradas en el modelado de los flujos monofásicos de GDV.....	98
6.3	Correlaciones del factor de pérdidas por fricción consideradas en el modelado de los flujos monofásicos de GDV.	98
6.4	Transiciones del mapa de patrones de flujo bifásico de Wojtan et al. [50] adaptado al modelo actual de GDV en CCP.....	101
6.5	Ángulo seco de los diferentes patrones de flujo bifásico	102
6.6	Coeficiente asociado al factor de pérdidas por fricción de los patrones de flujo bifásico.	105
6.7	Coordenadas y espesores de los volúmenes de control en malla computacional del fluido. .	109
6.8	Términos de las ecuaciones diferenciales de conservación del fluido caloportador bajo el enfoque homogéneo en equilibrio unidimensional y estado transitorio.	109
6.9	Esquemas numéricos de bajo orden para flujos convectivos.	112
6.10	Expresiones matemáticas y función delimitadora de los principales esquemas numéricos...	113
6.11	Características geométricas de los sistemas físicos en regiones monofásicas del DISS (2000–2003).	122
6.12	Modificadores por ángulo de incidencia de captadores de instalación DISS (2000–2003) ..	122
6.13	Datos de sitio y factores de ensuciamiento para validaciones en regiones monofásicas.	123
6.14	Condiciones de operación del fluido para validaciones en regiones monofásicas.....	123
6.15	Densidad de la malla en regiones monofásicas de la instalación DISS (2000–2003).	126
6.16	Gradiente térmico del fluido y eficiencia global bajo enfoques PTAC y PTAV en regiones monofásicas.	127

6.17	Gradientes térmicos del absorbedor (máximo y A-H) en STE#1 (SCL) y STE#40 (SHS) bajo enfoques PTAC y PTAV.	129
6.18	Gradientes térmicos (K) máximos del absorbedor en STE#1 (SCL) y STE#40 (SHS) con cuatro correlaciones del CTC.	133
6.19	Gradientes térmicos (K) máximos del absorbedor en STE#1 (SCL) y STE#40 (SHS) con cuatro correlaciones del coeficiente de fricción del CTC.....	134
6.20	Desviaciones promedio de las principales variables de temperatura del absorbedor en STE#1 (SCL) y STE#40 (SHS) para diferentes FC del CTC ($M=[0,-0.75]$; $n=1.0$).....	135
6.21	Desviaciones máximas de las principales variables de temperatura en el absorbedor en STE#1 (SCL) y STE#40 (SHS) para diferentes FC del CTC ($M=[0,-0.75]$; $n=1.0$).....	136
6.22	Desviaciones promedio de las principales variables de temperatura del absorbedor en STE#1 (SCL) y STE#40 (SHS) variando el exponente del FC ($M=-0.75$; $n=[1.0, 2.5]$).....	137
6.23	Desviaciones máximas de las principales variables de temperatura en el absorbedor en STE#1 (SCL) y STE#40 (SHS) variando el exponente del FC ($M=-0.75$; $n=[1.0, 2.5]$).....	137
6.24	Caída de presión (bar) con cuatro correlaciones factor de fricción regiones monofásicas	139
6.25	Desviaciones promedio y máximas de las principales variables térmicas y termohidráulicas del modelo bajo el enfoque tradicional (PTAC) y la propuesta actual (PTAV-FC).....	141
6.26	Longitudes del receptor, interconexiones y localización sensores en lazo DISS (2000–2003)	142
6.27	Datos de sitio y factores de ensuciamiento para la validación del modelo termohidráulico en la instalación DISS (2000–2003) bajo la configuración un solo paso.....	143
6.28	Condiciones de operación del fluido para las validaciones del modelo termohidráulico en la instalación DISS (2000–2003) bajo la configuración un solo paso.	143
6.29	Densidad de la malla en lazo completo de instalación experimental DISS (2000–2003).....	145
6.30	Datos de entrada para la verificación del mapa de patrones de flujo y sus correlaciones....	146
6.31	Gradiente térmico en el fluido, eficiencia global y caída de presión entre diferentes enfoques de modelado en la instalación experimental DISS bajo la configuración un solo paso.	148
6.32	Desviaciones promedio y máxima de gradientes térmicos en el fluido y caída de presión a la salida de cada CCP para tres enfoques de modelado en instalación DISS (un solo paso)...	150
6.33	Identificación de modificaciones de Elsafi [145] en los modelos matemáticos de las transiciones [50] del mapa de patrones de flujo bifásico y del CTC.....	153
6.34	Localización de las STE en instalación DISS (2000–2003).	160
6.35	Datos de sitio y factores de ensuciamiento para la validación del modelo en lazo de diez captadores de la instalación DISS (2000–2003).....	161
6.36	Condiciones de operación del fluido para las validaciones del modelo en lazo de diez captadores de la instalación DISS (2000–2003).....	161
6.37	Gradiente térmico en el fluido, eficiencia global y caída de presión para diferentes FC del CTC ($M=[0,-0.95]$; $n=1.0$) en la región bifásica de la instalación DISS.	162
6.38	Desviaciones promedio y máxima de gradientes térmicos en el fluido y caída de presión a la salida de cada CCP con diferentes FC del CTC ($M=[0,-0.95]$; $n=1.0$) en región bifásica de instalación DISS.	162

6.39	Desviaciones promedio de los gradientes máximos de temperatura en las STE para diferentes FC del CTC ($M=[0,-0.95]$; $n=1.0$) en región bifásica de la instalación DISS.	168
6.40	Máximo valor de los gradientes máximos de temperatura en las ST del absorbedor para diferentes FC del CTC ($M=[0,-0.95]$; $n=1.0$) en regiones dry-out y niebla de la instalación DISS.	168
6.41	Desviaciones promedio de la temperatura en A y de los gradientes A-H en las STE para diferentes FC del CTC ($M=[0,-0.95]$; $n=1.0$) en región bifásica de la instalación DISS.	169
6.42	Desviaciones promedio y máxima del perfil circunferencial de temperaturas en ST del gradiente máximo con diferentes FC del CTC ($M=[0,-0.95]$; $n=1.0$) en patrones dry-out y niebla de la instalación DISS.	175
6.43	Principales características del acoplamiento térmico 3D—termohidráulico 1D en los enfoques de modelado tradicional y el actual.	176
6.44	Desviaciones promedio y máximas de las principales variables termohidráulicas bajo enfoques tradicional (PTAC) y actual (PTAV-FC).	177
6.45	Desviaciones promedio y máximas de las principales variables térmicas en el absorbedor bajo enfoques tradicional (PTAC) y actual (PTAV-FC).	180
B.1	Coordenadas de los factores de vista entre las superficies diferenciales externas del tubo de vidrio y el reflector.	200
B.2	Coordenadas de los factores de vista entre las superficies diferenciales externas del tubo de absorbedor e internas del tubo de vidrio.	201
C.1	Datos experimentales de la plataforma AZTRAK en el escenario de vacío on-sun.	203
C.2	Datos experimentales de la plataforma AZTRAK escenario de pérdida de vacío on-sun....	203
C.3	Datos experimentales de la plataforma AZTRAK escenario de pérdida de vacío off-sun....	204
C.4	Datos experimentales en la región de sobrecalentamiento de la instalación DISS.	204
D.1	Análisis numérico de independencia de malla azimutal (plataforma AZTRAK).	205
D.2	Análisis numérico de independencia de malla radial (plataforma AZTRAK).	206
D.3	Análisis numérico de independencia de malla axial (plataforma AZTRAK).	206
D.4	Análisis numérico de independencia de residual (plataforma AZTRAK).	207
D.5	Análisis numérico de independencia de malla azimutal (región SHS lazo DISS).	208
D.6	Análisis numérico de independencia de malla en dirección radial (región SHS lazo DISS).	208
D.7	Análisis numérico de independencia de malla axial (región SHS lazo DISS).	209
D.8	Análisis numérico de independencia de residual (región SHS lazo DISS).	210
E.1	Gradiente térmico en el fluido y eficiencia global en el escenario de vacío on-sun.	211
E.2	Gradiente térmico en el fluido y eficiencia global en escenario de pérdida de vacío on-sun	211
G.1	Identificación de los campos equivalentes de presión.	229
H.1	Análisis numérico de independencia de malla azimutal (captador #1—SCL).	231
H.2	Análisis numérico de independencia de malla en dirección radial (captador #1—SCL).	232
H.3	Análisis numérico de independencia de malla axial (captador #1—SCL).	233
H.4	Análisis numérico de independencia de residual (captador #1—SCL).	233
H.5	Análisis numérico de independencia de malla azimutal (captador #10—SHS).	234
H.6	Análisis numérico de independencia de malla radial (captador #10—SHS).	235

H.7	Análisis numérico de independencia de malla axial (captador #10–SHS).....	235
H.8	Análisis numérico de independencia de residual (captador #10–SHS).....	236
H.9	Análisis numérico de independencia de malla azimutal (lazo completo de CCP).....	237
H.10	Análisis numérico de independencia de malla radial (lazo completo de CCP).....	238
H.11	Análisis numérico de independencia de malla axial (lazo completo de CCP).....	238
H.12	Análisis numérico de independencia de residual (lazo completo de CCP).....	239
I.1	Gradiente térmico (K) del fluido para diferentes FC del CTC (n=1.0; M=[0.00,−0.75]). ..	241
I.2	Eficiencia global (−) para diferentes FC del CTC (n=1.0; M=[0.00,−0.75]).	242
I.3	Gradiente térmico (K) del absorbedor (A-H) en STE#1 (SCL) y STE#40 (SHS) para diferentes FC del CTC (n=1.0; M=[0.00,−0.75]).	242
I.4	Gradiente térmico (K) máximo del absorbedor en STE#1 (SCL) y STE#40 (SHS) para diferentes FC del CTC (n=1.0; M=[0.00,−0.75]).	242
I.5	Temperatura (K) mínima (termocupla A) del absorbedor en STE#1 (SCL) y STE#40 (SHS) para diferentes FC del CTC (n=1.0; M=[0.00,−0.75]).	243
I.6	Gradiente térmico (K) del fluido para diferentes FC del CTC (n=[1.0,2.5]; M=−0.75).	243
I.7	Eficiencia global (−) del fluido para diferentes FC del CTC (n=[1.0,2.5]; M=−0.75).	243
I.8	Gradiente térmico (K) del absorbedor (A-H) en STE#1 (SCL) y STE#40 (SHS) para diferentes FC del CTC (n=[1.0,2.5]; M=−0.75).....	244
I.9	Gradiente térmico (K) máximo del absorbedor en STE#1 (SCL) y STE#40 (SHS) para diferentes FC del CTC (n=[1.0,2.5]; M=−0.75).....	244
I.10	Temperatura (K) mínima (termocupla A) del absorbedor en STE#1 (SCL) y STE#40 (SHS) para diferentes FC del CTC (n=[1.0,2.5]; M=−0.75).....	244
K.1	Datos experimentales de presión y temperatura a lo largo del lazo de captadores de la instalación DISS (2000–2003) bajo la configuración un solo paso.	249
K.2	Gradientes térmicos en el fluido (K) para diferentes enfoques de modelado en la instalación DISS en configuración un solo paso (caso #1).	250
K.3	Gradientes térmicos en el fluido (K) para diferentes enfoques de modelado en la instalación DISS en configuración un solo paso (caso #2). ^(*)	250
K.4	Caída de presión (bar) para diferentes enfoques de modelado en la instalación DISS en configuración un solo paso (caso #1).	251
K.5	Caída de presión (bar) para diferentes enfoques de modelado en la instalación DISS en configuración un solo paso (caso #2). ^(*)	251
K.6	Datos experimentales de presión y temperatura en diez captadores de la instalación DISS (2000–2003) en configuración un solo paso.	252
K.7	Datos experimentales de las STE del absorbedor en diez captadores de la instalación DISS (2000–2003) en configuración un solo paso (caso #1).	252
K.8	Datos experimentales de las STE del absorbedor en diez captadores de la instalación DISS (2000–2003) en configuración un solo paso (caso #2).	253
K.9	Datos experimentales de las STE del absorbedor en diez captadores de la instalación DISS (2000–2003) en configuración un solo paso (caso #3).	253

K.10	Gradientes térmicos en el fluido (K) para diferentes FC del CTC en la región bifásica (M=[0,-0.95]; n=1.0; caso #1).	254
K.11	Gradientes térmicos en el fluido (K) para diferentes FC del CTC en la región bifásica (M=[0,-0.95]; n=1.0; caso #2).	254
K.12	Gradientes térmicos en el fluido (K) para diferentes FC del CTC en la región bifásica (M=[0,-0.95]; n=1.0; caso #3).	255
K.13	Caída de presión (bar) para diferentes FC del CTC en la región bifásica (M=[0,-0.95]; n=1.0; caso #1).....	255
K.14	Caída de presión (bar) para diferentes FC del CTC en la región bifásica (M=[0,-0.95]; n=1.0; caso #2).....	256
K.15	Caída de presión (bar) para diferentes FC del CTC en la región bifásica (M=[0,-0.95]; n=1.0; caso #3).....	256
K.16	Gradientes máximos de temperatura (K) en STE para diferentes FC del CTC en región bifásica (M=[0,-0.95]; n=1.0; caso #1).	257
K.17	Gradientes máximos de temperatura (K) en STE para diferentes FC del CTC en región bifásica (M=[0,-0.95]; n=1.0; caso #2).	257
K.18	Gradientes máximos de temperatura (K) en STE para diferentes FC del CTC en región bifásica (M=[0,-0.95]; n=1.0; caso #3).	258
K.19	Gradientes A-H de temperatura (K) en STE para diferentes FC del CTC en región bifásica (M=[0,-0.95]; n=1.0; caso #1).	258
K.20	Gradientes A-H de temperatura (K) en STE para diferentes FC del CTC en región bifásica (M=[0,-0.95]; n=1.0; caso #2).	259
K.21	Gradientes A-H de temperatura (K) en STE para diferentes FC del CTC en región bifásica (M=[0,-0.95]; n=1.0; caso #3).	259
K.22	Temperatura (K) en termocupla A para diferentes FC del CTC en región bifásica (M=[0,-0.95]; n=1.0; caso #1).	260
K.23	Temperatura (K) en termocupla A para diferentes FC del CTC en región bifásica (M=[0,-0.95]; n=1.0; caso #2).	260
K.24	Temperatura (K) en termocupla A para diferentes FC del CTC en región bifásica (M=[0,-0.95]; n=1.0; caso #3).	261
K.25	Temperatura (K) en perfil circunferencial (A:H) en ST del gradiente máximo (modelo) y STE#38 (experimental) para diferentes FC del CTC (M=[0,-0.95]; n=1.0) (caso #1).	261
K.26	Temperatura (K) en perfil circunferencial (A:H) en ST del gradiente máximo (modelo) y STE#31 (experimental) para diferentes FC del CTC (M=[0,-0.95]; n=1.0) (caso #2).	262
K.27	Temperatura (K) en perfil circunferencial (A:H) en ST del gradiente máximo (modelo) y STE#31 (experimental) para diferentes FC del CTC (M=[0,-0.95]; n=1.0) (caso #3).	262
K.28:	Variables termohidráulicas entrada-salida bajo enfoques tradicional (PTAC) y actual (PTAV-FC).....	264
K.29	Gradientes térmicos en el fluido (K) bajo enfoques PTAC) y actual (PTAV-FC) a la salida de cada captador.	265

K.30	Caída de presión (bar) bajo enfoques tradicional (PTAC) y actual (PTAV-FC) a la salida de cada captador.....	265
K.31	Gradientes máximos de temperatura (K) bajo enfoques tradicional (PTAC) y actual (PTAV-FC) en STE de instalación DISS (2000–2003).	266
K.32	Gradientes A-H de temperatura (K) bajo enfoques tradicional (PTAC) y actual (PTAV-FC) en STE de la instalación DISS (2000–2003).....	267
K.33	Temperatura (K) en termocupla A, bajo enfoques tradicional (PTAC) y actual (PTAV-FC) en STE de la instalación DISS (2000-2003).....	268
K.34	Máximo valor de los gradientes máximos de temperatura en las ST del absorbedor bajo enfoques tradicional (PTAC) y actual (PTAV-FC) instalación DISS (2000–2003).	269

Nomenclatura

Simbología Romana

A	Área	[m ²]
A_{gd}	Área adimensional de la sección transversal ocupada por la fase gaseosa	[–]
A_{ld}	Área adimensional de la sección transversal ocupada por la fase líquida	[–]
a	Coefficientes de la ecuación discretizada	
b	Término constante de la ecuación discretizada	
Bo	Número adimensional de ebullición	[–]
C_g	Factor de concentración geométrica	[–]
C_{h_c}	Factor de corrección del coeficiente de transferencia de calor	[–]
C_{opt}	Factor de concentración óptica	[–]
c	Calor específico	[J/kg K]
c_p	Calor específico a presión constante	[J/kg K]
Co	Número adimensional de convección	[–]
d	Diámetro	[m]
d_h	Diámetro hidráulico	[m]
d_{if}	Coefficiente asociado al gradiente de presión	
dA	Área diferencial	[m ²]
dF	Factor de vista diferencial	[–]
D	Flujo difusivo en la ecuación general de convección—difusión	
DNI	Irradiancia normal directa	[W/m ²]
E	Potencia emisiva	[W/m ²]
E_d	Fracción de las gotas de líquido disperso	[–]
E_{ik}	Intercambio de energía entre las fases	[W/m ³]
E_w	Fracción de líquido no estratificado	[–]
F	Factor de vista	[–]
	Flujo convectivo en la ecuación general de convección—difusión	
F_c	Factor de ensuciamiento	[–]
F_w	Fuerzas de arrastre o fricción en la pared	[N/m ³]
f_0	Distancia focal	[m]

f_{h_c}	Coefficiente de fricción del coeficiente de transferencia de calor	[—]
f_w^{DW}	Factor de fricción de Darcy Weishbach	[—]
f_w^{Fan}	Factor de fricción de Fanning	[—]
f_w^{Mom}	Coefficiente asociado al factor de fricción de Darcy Weishbach	[—]
Fr	Número adimensional de Froude	[—]
Fr_D	Número adimensional de Froude del mapa de Taitel y Dukler	[—]
G	Velocidad másica	[kg/m ² s]
H	Irradiancia hacia una superficie	[W/m ²]
h	Coefficiente de transferencia de calor convectivo	[W/m ² K]
	Entalpía específica	[J/kg]
h_{ld}	Altura vertical adimensional de la fase líquida	[—]
h_{lg}	Calor latente de vaporización	[J/kg]
J	Radiosidad	[W/m ²]
	Flujo total en la ecuación general de convección—difusión	
K_D	Número adimensional K del mapa de Taitel y Dukler	[—]
K_φ	Modificador por ángulo de incidencia	[—]
k	Conductividad térmica	[W/mK]
L	Longitud	[—]
LCR	Factor de concentración local (<i>Local concentration ratio</i>)	[—]
M	Masa molar	[g/mol]
M_{ik}	Intercambio de cantidad de movimiento entre las fases	[N/m ³]
\dot{m}	Flujo o caudal másico	[kg/s]
n	Número de iteraciones	
Nu	Número adimensional de Nusselt	[—]
p	Presión	[Pa]
p_{crit}	Presión crítica	[Pa]
p_r	Presión reducida	[—]
Pe	Péclet	[—]
P_{id}	Perímetro adimensional de la interfase	[—]
P_{wet}	Perímetro húmedo o mojado	[m]
Pr	Número adimensional de Prandtl	[—]
Q	Tasa de flujo de calor	[W/m ³]
	Calor	[W]
Q_w	Tasa de flujo de calor en la pared	[W/m ³]
\dot{Q}	Caudal volumétrico	[m ³ /s]
\underline{q}	Vector de flujo de calor	[W/m ²]

q	Flujo de calor	[W/m ²]
\dot{q}	Fuente de generación volumétrica de calor	[W/m ³]
q_{crit}	Flujo de calor crítico en la ebullición nucleada bifásica	[W/m ²]
q_{conv}^{ai-l}	Flujo de calor convectivo desde el absorbedor a la fase líquida	[W/m ²]
R	Residual	[-]
Ra	Número adimensional de Rayleigh	[-]
Re	Número adimensional de Reynolds	[-]
Re_H	Número adimensional de Reynolds homogéneo	[-]
Ri	Número adimensional de Richardson	[-]
r	Radio, coordenada radial	[m]
r_{if}	Razón entre gradientes consecutivos de la variable incógnita	[-]
\underline{s}	Vector espacial	[m]
S	Término fuente generalizado	
s	Lado	[m]
S_C	Término constante del término fuente linealizado	
S_P	Coefficiente de la variable dependiente en el término fuente linealizado	
S_{if}^{DC}	Término de corrección diferida para una interface genérica	
T	Temperatura	[K]
t	Tiempo	[s]
T_D	Número adimensional T del mapa de Taitel y Dukler	[-]
u	Energía interna específica	[J/kg]
U_{La}	Coefficiente de pérdidas térmicas del absorbedor	[W/m ² K]
\underline{v}	Vector velocidad	[m/s]
v	Velocidad	[m/s]
W_{ref}	Longitud de apertura	[m]
We	Número adimensional de Webber	[-]
X_{tt}	Número adimensional de Martinelli	[-]
x	Calidad del vapor	[-]
Y	Factor multiplicador	[-]
z	Coordenada axial	[m]

Simbología Griega

α	Absortividad, fracción de vacío, factor de bajorelajación	[-]
α_{gste}	Fracción de vacío de la fase gaseosa de Steiner	[-]

β	Coeficiente de atenuación	[–]
Γ	Coeficiente general de difusividad	
Γ_k	Transferencia de masa interfacial	[kg/m ³]
γ	Factor de interceptación	[–]
Δr	Espesor del volumen de control en dirección radial	[m]
Δt	Paso de tiempo	[s]
Δz	Espesor del volumen de control en dirección axial	[m]
$\Delta \theta$	Espesor del volumen de control en dirección azimutal	[rad]
δ	Espesor de película del líquido	[m]
δr	Distancia radial entre dos nodos adyacentes	[m]
δz	Distancia axial entre dos nodos adyacentes	[m]
$\delta \theta$	Distancia azimutal entre dos nodos adyacentes	[rad]
ϵ	Emisividad, tolerancia	[–]
ε	Ratio de disipación de energía	
θ	Coordenada azimutal	[rad]
θ_{tilt}	Ángulo de inclinación	[°]
θ_{dry}	Ángulo seco	[rad]
θ_{wet}	Ángulo húmedo o de mojado	[rad]
θ_z	Ángulo de zenit	[°]
κ	Energía cinética turbulenta	
ξ	Error	[%]
ξ_{errp}	Error relativo porcentual	[%]
η	Eficiencia	[–]
$\eta_{opt,0^\circ}$	Eficiencia óptica con incidencia normal	
μ	Viscosidad dinámica	[Pa · s]
ρ	Densidad	[kg/m ³]
	Reflectividad	[–]
σ	Tensión superficial	[N/m]
σ_{SB}	Constante de Stefan-Boltzman	[W/m ² K ⁴]
$\underline{\underline{\tau}}$	Tensor de esfuerzos viscosos	[N/m ²]
τ	Esfuerzos viscosos	[N/m ²]
	Transmisividad	[–]
v	Velocidad	[m/s]
Φ_{Fri}^2	Multiplicador de Friedel	[–]
ϕ	Variable dependiente generalizada	
φ_{inc}	Ángulo de incidencia	[°]

χ	Parámetro de Martinelli	[—]
ψ_{rim}	Ángulo de borde o apertura	[°]
$\psi(r_{if})$	Función delimitadora en esquemas TVD.	[—]

Simbología especial

$\ A, B\ $	Máximo entre A y B
$\langle \underline{A} \rangle^S$	Promediado espacial del vector A

Subíndices y superíndices

0	Valor anterior (al tiempo t) de la variable
∞	Condiciones del ambiente
$'$	Relativo a la transferencia de calor que deja una superficie, y a los campos de corrección de presión y velocidad másica.
$*$	Relativo a los campos supuestos de presión y velocidad másica.
a	Relativo al absorbedor
abs	Absorbida
ai	Relativo a la superficie interior del absorbedor
air	Relativo al aire
amb	Ambiente
an	Anular
ao	Relativo a la superficie exterior del absorbedor
ave	Promedio
B	Nodo vecino en la dirección axial negativa, aguas abajo (<i>bottom</i>)
b	Frontera, cara del volumen de control entre los nodos P y B
br	Soportes de apoyo
bub	Burbuja
cb	Relativo a la convección forzada superficial del líquido en ebullición.
col	Relativo al lazo de captadores
$cond$	Conducción
$conv$	Convección
de	Fin del patrón de flujo <i>dry-out</i> (<i>deception</i>)
di	Inicio del patrón de flujo <i>dry-out</i> (<i>inception</i>)
do	Dry-out
dry	Seco

<i>E</i>	Nodo vecino en la dirección azimutal positiva, en la cara este
<i>e</i>	Cara del volumen de control entre los nodos <i>P</i> y <i>E</i>
<i>F</i>	Fluido
<i>Fri</i>	Friedel
<i>f-win</i>	Ganado por el fluido
<i>G</i>	Gas, velocidad másia
<i>Gni</i>	Gnielinski
<i>ge</i>	Relativo al tubo de vidrio
<i>gi</i>	Relativo a la superficie interior del tubo de vidrio
<i>go</i>	Relativo a la superficie exterior del tubo de vidrio
<i>h</i>	Entalpía
<i>i</i>	Interno, interfacial (entre las fases).
<i>if</i>	Relativo a las fronteras entre volúmenes de control (<i>interface</i>)
<i>in</i>	Entrada
<i>int</i>	Relativo a las interconexiones
<i>ip</i>	Tubo insertado
<i>k</i>	Relativo a la fase <i>k</i>
<i>ki</i>	Relativo a la interfase de la fase <i>k</i>
<i>l</i>	Líquido
<i>l0</i>	Relativo a la fase líquida al inicio de la evaporación
<i>m</i>	Relativo a la mezcla bifásica o al punto intermedio de una longitud.
<i>max</i>	Máximo
<i>mean</i>	Promedio
<i>mist</i>	Niebla
<i>mod</i>	Modificado
<i>N</i>	Nodo vecino en la dirección radial positiva, en la cara norte, número de nodos
<i>NM</i>	Modelo numérico
<i>n</i>	Cara del volumen de control entre los nodos <i>P</i> y <i>N</i> , iteración anterior.
<i>nb</i>	Relativo a los nodos vecinos, relativo a la ebullición nucleada.
<i>opt</i>	Óptica
<i>out</i>	Salida
<i>P</i>	Nodo central bajo consideración
<i>pf</i>	Patrón de flujo
<i>rad</i>	Radiación
<i>r</i>	Relativo
<i>Re</i>	Asociado a los fenómenos turbulentos

<i>ref</i>	Reflector
<i>S</i>	Nodo vecino en la dirección radial negativa, en la cara sur, superficial
<i>s</i>	Cara del volumen de control entre los nodos <i>P</i> y <i>S</i> .
<i>sat</i>	Saturación
<i>sky</i>	Cielo equivalente
<i>sp</i>	Monofásico (<i>single-phase</i>)
<i>srad</i>	Irradiación solar
<i>st</i>	Malla desplazada
<i>str</i>	Estratificado
<i>sur</i>	Entorno
<i>sw</i>	Estratificado—ondulado.
<i>T</i>	Nodo vecino en la dirección axial positiva, aguas arriba (<i>top</i>)
<i>t</i>	Cara del volumen de control entre los nodos <i>P</i> y <i>T</i> , tubería
<i>th</i>	Térmico
<i>tp</i>	Bifásico (<i>two-phase</i>)
<i>W</i>	Nodo vecino en la dirección azimutal negativa, oeste
<i>w</i>	Cara del volumen de control entre los nodos <i>P</i> y <i>W</i> , pared, viento
<i>wavy</i>	Ondulado
<i>wet</i>	Húmedo
<i>wind</i>	Viento

Acrónimos

A	Anular
ACM	Método de compresibilidad artificial (<i>artificial compressibility method</i>)
AD	Anular disperso
ATS	Advanced Trough System
AZTRAK	Azimuthal Tracking
BB	Bubbly
BRT	Trazado de rayos hacia atrás (<i>backward ray tracing</i>)
CCP	Captador cilindro-parabólico
CDS	Esquema centrado (<i>central difference scheme</i>)
CEF	Cambio de energía del fotón
CF	Condición de frontera
CI	Condición inicial
CFD	Dinámica de fluidos computacional (<i>computational fluid dynamics</i>)

CIEMAT	Centro de Investigaciones Energéticas, Medioambientales y Tecnológicas
CPEM	Método de cambio de energía del fotón (<i>change photon energy method</i>)
CSP	Tecnologías de concentración solar (<i>concentrated solar power</i>)
CTC	Coeficiente de transferencia de calor
DCM	Desviación cuadrática media
DISS	Direct Solar Steam
DLR	Deutschen Zentrum für Luft und Raumfahrt
DNS	Simulación numérica directa (<i>direct numerical simulation</i>)
DNUFC	Distribución no uniforme del flujo de calor
DUFC	Distribución uniforme del flujo de calor
DO	Dry-out
ECC	Elemento captador de calor
EDP	Ecuaciones diferenciales en derivadas parciales
ENB	Fin de la ebullición nucleada (<i>end of nucleate boiling</i>)
EPFL	Escuela Politécnica Federal de Laussane (École polytechnique Fédérale de Lausanne)
FC	Factor de corrección
FCVI	Fuente de calor volumétrica interna
FCVR	Flujo de calor volumétrico radiativo
FRT	Trazado de rayos hacia delante (<i>forward ray tracing</i>)
FS	Fenómeno superficial
GDV	Generación directa de vapor
HTF	Fluido caloportador (<i>heat transfer fluid</i>)
IAPWS-IF97	International Association for the Properties of Water and Steam Industrial Formulation 1997
I	Intermitente
IA	Transición intermitente—anular
IPL	Intermitente <i>plug</i>
ISL	Intermitente <i>slug</i>
I&D	Investigación y desarrollo
LANL	Laboratorio Nacional de Los Álamos (Los Alamos National Laboratory)
LOU	Esquema <i>upwind</i> de bajo orden (<i>low order upwind</i>)
LUD	Esquema <i>upwind</i> de segundo orden (<i>linear upwind differencing</i>)
M	Mist
MAC	Método de marca y celda (<i>marked and cell</i>)
MC	Monte Carlo
MEV	Método de elemento de volumen

MHE	Modelo homogéneo en equilibrio
MPC	Método de parámetros concentrados
MRN	Método de radiación neta
MVF	Método de volumen finito
M&S	Modelado y simulación (<i>modelling and simulation</i>)
M2F	Modelo a dos fluidos
N/A	No aplica
NDA	Sin datos disponibles (<i>No data available</i>)
NREL	National Renewable Energy Laboratory
NSTTF	National Solar Thermal Test Facility
ONB	Inicio de la ebullición nucleada (<i>onset nucleate boiling</i>)
O&M	Operación y mantenimiento
PISO	<i>Pressure-Implicit Split Operator</i>
PL	<i>Plug</i>
PSA	Plataforma Solar de Almería
PTAC	Propiedades termofísicas del absorbedor constantes
PTAV	Propiedades termofísicas del absorbedor variables
QUICK	Interpolación cuadrática ascendente de cinética convectiva (<i>quadratic upstream interpolation for convective kinematic</i>)
RMS	Error cuadrático medio (<i>root-mean-square</i>)
S	Estratificado
SCLNB	Ebullición nucleada en líquido subenfriado (<i>subcooled liquid nucleate boiling</i>)
SEGS	Solar Electricity Generating Systems
SERI	Solar Energy Research Institute
SHS	Vapor sobrecalentado (<i>superheated steam</i>)
SIMPLE	<i>Semi-implicit method for pressure linked equations</i>
SIMPLEC	SIMPLE— <i>consistent</i>
SIMPLER	SIMPLE— <i>revised</i>
SIMPLEST	SIMPLE— <i>shortened</i>
SIMPLEX	SIMPLE— <i>extrapolated pressure gradients</i>
SL	<i>Slug</i>
SNL	Sandia National Laboratories
SOU	Esquema <i>upwind</i> de segundo orden (<i>second order upwind</i>)
ST	Sección transversal
STE	Sección transversal de ensayo
SW	Estratificado—ondulado
TDMA	Algoritmo de Thomas (<i>tridiagonal matrix algorithm</i>)

TVD	Variación total decreciente (<i>total variation diminishing</i>)
UDS	Esquema <i>upwind</i> (<i>upwind difference scheme</i>)
VC	Volumen de control
W	Ondulado

Capítulo 1

Introducción

Los primeros desarrollos conocidos sobre tecnologías de concentración solar datan de finales del siglo XIX y principios del siglo XX. Mouchot (1864–1878) y posteriormente Pifre (1878) desarrollaron un sistema de ‘axicons’ solares que alimentaban máquinas de vapor [1]. Durante la década de 1870 Ericson [2] presentó los primeros sistemas de captador cilindro-parabólico (CCP), uno de ellos bajo el concepto de generación directa de vapor (GDV) [3]. En 1911, Frank Schuman construyó un sistema de captador solar plano bajo el enfoque de GDV alimentando un motor de 24 HP (Tacony, EEUU), y un año después un sistema de CCP que accionaba una bomba de irrigación de 55 HP (Meady, Egipto) [3,4]. Sin embargo, a raíz de las crisis petrolíferas de 1973 y 1979, y con la promoción de las fuentes de energía renovable, se inician firmemente los trabajos de investigación y desarrollo sobre la energía solar de concentración (CSP, *concentrated solar power*), especialmente en torno a la tecnología CCP [5]. Siendo sus máximos exponentes (i) las plantas SEGS (Solar Electricity Generating Systems) construidas (1984–1991) por LUZ International [4] en el desierto de Mojave (EEUU) [6]; (ii) las instalaciones de la National Solar Thermal Test Facility (NSTTF) [7] operadas desde 1978 por Sandia National Laboratories (SNL) en Albuquerque (EEUU); y (iii) la Plataforma Solar de Almería (PSA)¹ [8] inaugurada en 1981 en el desierto de Tabernas (España). Fruto de los esfuerzos en investigación y desarrollo (I&D) promovidos durante este periodo (1980–2010) se produce el despegue comercial de las tecnologías CSP, pasando entre 2009–2019 de 0.6 GW_e hasta 6.2 GW_e instalados (figura 1.1); alcanzando actualmente mayor madurez tecnológica respecto a sus contrapartes: receptor central, Fresnel lineal, y discos parabólicos (tabla 1.1).

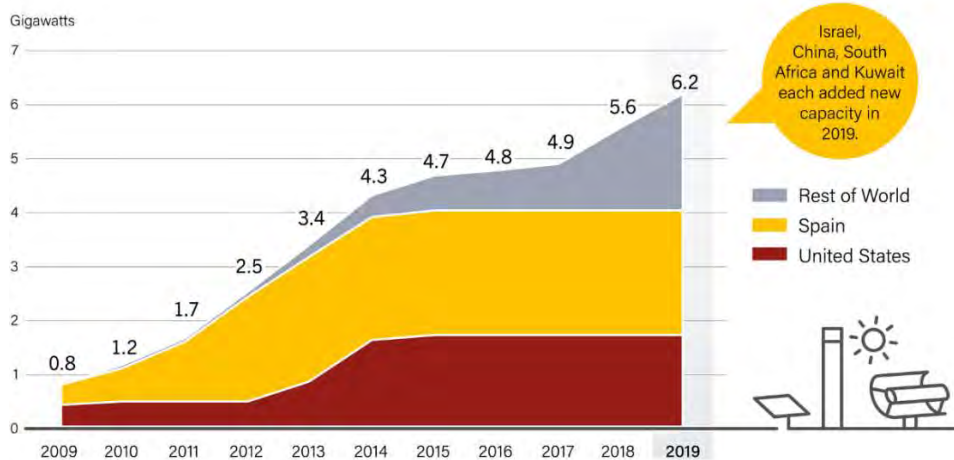


Figura 1.1: Capacidad global de las tecnologías de concentración solar por país y región, 2009–2019 [9].

1 Dependencia del Centro de Investigaciones Energéticas, Medioambientales y Tecnológicas (CIEMAT).

Tabla 1.1: Experiencia en operación: capacidad instalada y electricidad producida por las tecnologías de concentración solar hasta 2016 (cifras aproximadas) [10].

Tecnología	Nº plantas	Capacidad instalada (MW)	Electricidad generada anualmente (GWh)	Capacidad instalada en construcción (MW)
Cilindro-parabólico	73	4,115	10,000	719
Receptor central	10	497	1,300	410
Fresnel lineal	8	179	350	180
Total	91	4,791	11,650	1,309

Las instalaciones de CCP (figura 1.2) concentran la irradiancia solar directa (DNI, *direct normal irradiance*) en el foco de la parábola, donde se sitúa el receptor lineal. Generalmente el receptor está conformado por un tubo absorbedor metálico encapsulado por un tubo de vidrio y con vacío entre ambos. A través del absorbedor circula un fluido caloportador (HTF, *heat transfer fluid*), que transporta la energía térmica hasta temperaturas en torno a los 400°C [4,11,12]. Los aceites sintéticos son el fluido por excelencia en instalaciones CCP, siendo utilizado en sesenta y una de las sesenta y tres plantas comerciales a mediados de 2015 [5]. Este tipo de plantas se conocen genéricamente como tecnología HTF, puesto que a la salida del campo solar el aceite es bombeado a una serie de intercambiadores donde su energía térmica es transferida al agua líquida para generar vapor sobrecalentado. Posteriormente se transforma en electricidad a través de un ciclo de vapor convencional o en ciclo combinado vapor-gas.

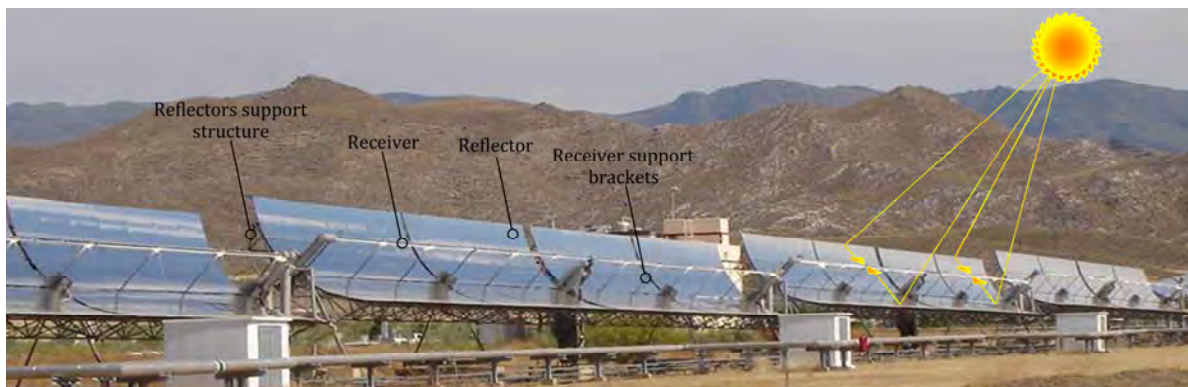


Figura 1.2: Instalación experimental DISS de CCP con agua-vapor (GDV) como fluido de trabajo [13].

Dado que la mayoría de los procesos industriales operando entre 200–400°C se alimentan de vapor, el uso de agua como fluido ha sido una de las principales mejoras consideradas desde las primeras instalaciones de CCP. Bajo este enfoque el fluido es precalentado, evaporado y puede sobrecalentarse, obteniéndose vapor saturado o sobrecalentado según su aplicación [4,5]. Esta tecnología conocida como GDV resulta atractiva desde el punto de vista económico² y de rendimiento de la planta puesto que [4,11]: (i) la distribución de la planta se simplifica (figura 1.3) al prescindir

2 El coste nivelado de electricidad que relaciona anualmente el coste total de la planta y la electricidad neta producida [248], se ve reducido entre un 7.7–11.1% en comparación con las plantas de aceite sin sistemas de almacenamiento térmico [3,248].

del intercambiador de calor, reduciéndose los costes de operación y mantenimiento; (ii) es factible producir vapor por encima de 400°C , sin degradación de las propiedades del fluido, como sucede con los aceites térmicos; (iii) se reducen los problemas de seguridad al evitar las fugas de aceite.

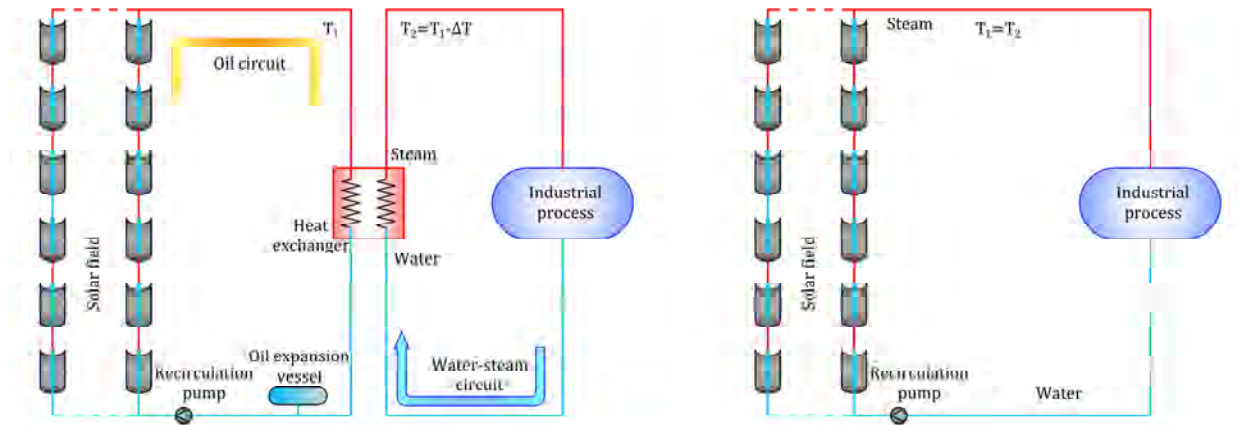


Figura 1.3: Esquemas de instalaciones cilindro-parabólicas: HTF (izda.) y GDV (dcha.) [13].

A pesar de las ventajas competitivas de la GDV, existen una serie de problemáticas derivadas de la presencia del flujo bifásico al interior del absorbedor, entre otras [13]: (i) inestabilidades termohidráulicas asociadas a determinados patrones de flujo; (ii) estrés térmico crítico en el absorbedor producto de elevados gradientes térmicos circunferenciales; (iii) sistemas de control automáticos complejos, etc. Durante las tres últimas décadas, la instalación experimental Direct Solar Steam (DISS) de la PSA, junto como las herramientas de modelado y simulación (M&S) han jugado un papel fundamental en la profundización sobre el conocimiento de la GDV, contribuyendo a su progreso tecnológico [13]. Sin embargo, todavía existen incertidumbres técnicas que han dificultado el pleno desarrollo de su operación comercial.

1.1 Evolución histórica de la generación directa de vapor en captadores cilindro-parabólicos

Tras los proyectos de Ericson [2] y Shumman [3,4], los primeros trabajos de la historia reciente en GDV se desarrollaron en América [4]. En 1976 el grupo de investigación del Instituto de Ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México liderado por el Profesor Almanza instaló una bomba solar de 1 kW. En 1982, el Instituto de Investigación en Energía Solar Americano (SERI, Solar Energy Research Institute) de EEUU publicó dos informes técnicos [14,15] abordando cuestiones relativas a las inestabilidades del flujo, el rendimiento y costes del proceso. Derivado de los reportes del SERI y de los estudios sobre flujo bifásico de la Universidad de Tel-Aviv [16,17], en 1988 surge el primer gran programa de I&D sobre GDV en CCP: el Advanced Trough System (ATS). Liderado por LUZ International el proyecto planteaba la construcción de un campo solar de tamaño reducido de GDV en CCP en el desierto de Negev (Israel), pero la entrada en bancarrota de la compañía impidió que este finalizara [4].

El programa ATS sirvió de germen para el desarrollo de un intensivo proceso de I&D sobre la tecnología GDV en Europa a partir de la década de los noventa. Principalmente por parte de compañías y centros de investigación españoles y alemanes, con el financiamiento de la Unión Europea [13]. En este contexto, liderados por CIEMAT-PSA y el Deutschen Zentrum für Luft und Raumfahrt (DLR) se ejecutaron una serie de proyectos que culminaron en 1998 con la construcción de la instalación experimental DISS [3–5,18]. Ubicada en la PSA, se convertía en la primera instalación de GDV en CCP funcionando bajo condiciones solares reales con flujo bifásico a alta presión y temperatura (100 bar/400°C). La instalación estaba integrada por dos subsistemas: (i) el bloque de potencia y (ii) el campo solar, compuesto inicialmente por once captadores,³ y configurada bajo tres modos de operación: *recirculación*, *inyección* y *un solo paso* [3,4]

La construcción y puesta en marcha de la instalación DISS supuso un punto de inflexión para la GDV, permitiendo caracterizar y optimizar el proceso y sus principales componentes (separadores de vapor, juntas esféricas, tubo receptores, sistemas de control, instrumentación de los sistemas de flujo bifásico, etc.) a través de diversos programas de I&D [18–26]. A partir de los mismos, y con más de 15,000 horas de operación acumuladas bajo condiciones solares reales, el lazo DISS demostró la factibilidad del proceso GDV en CCP a tres niveles de presión (30, 60, 100 bar) bajo dos modos de operación principales: *recirculación* y *un solo paso* (figura 1.4).

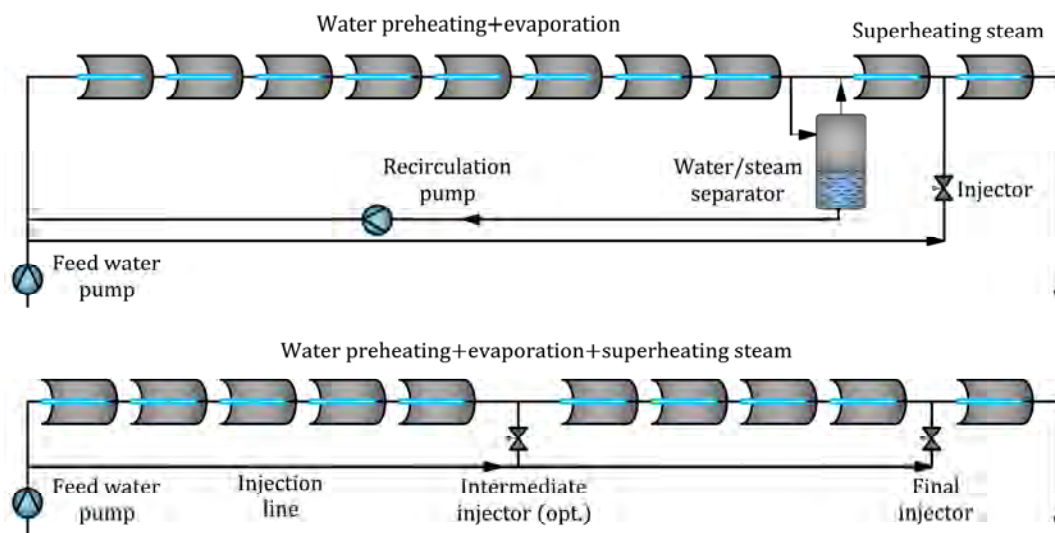


Figura 1.4: Modos de operación de GDV en CCP: *recirculación* (arriba) y *un solo paso* (abajo) [13].

En la configuración en modo recirculación se produce una mezcla agua/vapor saturada, que es acumulada en un separador donde el agua es recirculada y el vapor se impulsa hacia la salida del lazo donde normalmente es sobrecalentado. El menor número de dispositivos y la simplicidad del control automático respecto al modo *un solo paso*, han posicionado a esta configuración como primera alternativa de comercialización. El separador es un elemento fundamental en este sentido,

³ En 2003 dos nuevos captadores de 100 m se instalaron en la región de precalentamiento, completando una fila de alrededor de 665–700 m con una superficie efectiva de captación de 3838 m² [18].

actuando como un amortiguador que absorbe la inercia térmica, evitando las incertidumbres termohidráulicas generadas por ciertos patrones de flujo, especialmente en la transición bifásico-sobrecalentamiento. En efecto, la primera planta comercial de GDV en CCP para generación de electricidad se diseñó bajo esta configuración. Es la Thai Solar Energy One (TSE-1) en Kanchanaburi (Tailandia) que con una capacidad instalada de 5 MW_e opera satisfactoriamente desde 2012 [3,27,28].

En la configuración *un solo paso* el precalentamiento, evaporación y sobrecalentamiento se produce consecutivamente, sin separador. Este modo de operación fue estudiado detalladamente en el proyecto DUKE, renovando el lazo DISS con una ampliación hasta 1000 m y reemplazando el receptor con tubos absorbedores resistentes a temperaturas de 500°C [20,23]. Los resultados del proyecto determinaron la factibilidad de su operación comercial así como un mayor potencial económico respecto al modo *recirculación*, estimando una reducción de costes entre 7–25 % [23].

Los buenos resultados de la caracterización del proceso GDV en lazo DISS motivaron el desarrollo de estudios teóricos y numéricos, así como la construcción de plantas experimentales y comerciales a nivel mundial (tabla 1.2). Junto a la TSE–1 cabe destacar la planta piloto de Abengoa Solar (Abengoa GDV) en Sanlúcar la Mayor (España), sin embargo no existe información detallada respecto a los resultados de la investigación desarrollada por parte de la compañía [29].

Tabla 1.2: Principales instalaciones de GDV en CCP a nivel mundial [13].

Planta	Ubicación	Aplicación	Modo de operación	Potencia /Energía	T _{out} (°C)	p _{out} (bar)	Ref.
Planta solar UNAM-II (1995)	Ciudad de México (México)	Experimental (electricidad)	N/A	10 kW _e	250	3-7	[30–32]
Lazo DISS (1998)	Almería (España)	Experimental (electricidad)	Recirculación Un solo paso	2.5 MW _{th}	400-500	30-110	[23,33,34]
Planta solar Woltow (2007)	Woltow (Alemania)	Comercial (cogeneración) ^(a)	N/A	220 kW _{th}	64-215	15.65	[22,35]
REAL-DISS test set-up (2008) ^(b)	Carboneras (España)	Experimental (electricidad)	N/A	N/A	500	112	[36–38]
Abengoa GDV (2009)	Sevilla (España)	Experimental (electricidad)	Recirculación	8 MW _{th}	450-550	N/A	[29,39]
P3 (2010)	Ennepetal (Alemania)	Planta piloto I&D (calor de proceso)	Recirculación	500 kW _{th}	143	4	[40–42]
TSE-1 (2012)	Kanchanaburi (Tailandia)	Comercial (electricidad)	Recirculación	5 MW _e	340	34	[27]
TRESERT (2012)	Phitsanulok, (India)	Planta piloto I&D (trigeneración) ^(c)	Recirculación	500 kW _{th}	217	22	[43]
Berlín GDV–GS (2012) ^(d)	Berlín (El Salvador)	Experimental (electricidad) ^(e)	Recirculación	100 kW _{th}	195-215	14-20	[44–46]

(a) Planta de cogeneración solar para una piscifactoría.

(b) REAL-DISS es un programa de I&D de tres fases. La primera consiste en el diseño y construcción de un lazo de sistema experimental para evaluar los tubos absorbedores, sus conexiones y sistema de almacenamiento térmico a temperaturas por encima de 500°C.

(c) Proyecto para generación de electricidad, calor y frío.

(d) Generación Directa de Vapor–Geotérmico Solar.

(e) El fluido caloportador es agua geotérmica de media temperatura, pero se modela como agua-vapor.

1.2 Situación actual de la tecnología y retos principales: planteamiento del problema

La puesta en marcha de las plantas de GDV en CCP tanto experimentales como comerciales es el resultado de los avances logrados durante las dos primeras décadas del s. XXI [3,5,47]:

- (i) el desarrollo de herramientas de M&S muy completas, tanto códigos propios, como estudios numéricos a través de *software* comercial;
- (ii) juntas esféricas en las conexiones de los captadores capaces de soportar vapor sobrecalentado por encima de 100 bar / 500 °C;
- (iii) sistemas de almacenamiento térmico con material de cambio de fase verificado para pequeñas instalaciones (<5 MWh);
- (iv) estudios de la estratificación del agua líquida en rangos de operación habituales, verificando que los gradientes de temperatura circunferenciales se sitúan por debajo de 70 °C, evitando estrés térmico crítico en el absorbedor y la consiguiente ruptura del absorbedor;
- (v) separadores agua-vapor compactos y económicos para el modo *recirculación*, lo que deriva a su vez en sistemas de control automático más simples;
- (vi) la consideración presiones de operación entre 50–100 bar para grandes captadores (TCP-150 o Eurotrough) son recomendables para no comprometer la eficiencia de la planta, manteniendo el equilibrio entre presiones bajas con altas pérdidas de bombeo y presiones altas con fugas en las bridas y conexiones no soldadas de la tubería debido al ciclo térmico.

Estos avances han permitido garantizar la factibilidad técnica de la GDV, posicionando el modo *recirculación* junto a un inyector en la región de sobrecalentamiento como la configuración más prometedora para los desarrollos comerciales [5,47]. Si bien existen aún retos en los que seguir trabajando en esta configuración, principalmente [3,5]:

- (i) desarrollo de sistemas de almacenamiento térmico con material de cambio de fase de mayor capacidad (<1 GWh) que reduzcan los costes de inversión y mantenimiento haciendo rentables las futuras plantas solares operando a más de 500 °C;
- (ii) optimización de los sistemas de control de los grandes campos solares, reemplazando las válvulas de control por placas de orificio para eludir las inestabilidades de flujo bifásico. También el desarrollo de separadores para los diferentes flujos másicos que permitieran desacoplar las secciones de precalentamiento y evaporación de la de sobrecalentamiento;
- (iii) estudio de la hibridación de las plantas GDV en ciclos térmicos nuevos o existentes.

Por su parte, el principal reto de la configuración *un solo paso* se centra en el desarrollo de sistemas de control y estrategias de operación que eviten las inestabilidades termohidráulicas derivadas de los transitorios de radiación. Dichas inestabilidades se relacionan principalmente con la caída de presión y el coeficiente de transferencia de calor (CTC) convectivo fluido-absorbedor, que debido a su alta variabilidad en cada una de las tres secciones consecutivas de la configuración *un solo paso*, determinan los límites operacionales del proceso [3,5,13].

La caída de presión en el modo *un solo paso* es gobernada principalmente por la región de sobrecalentamiento debido a su menor densidad y mayor velocidad en relación con las de precalentamiento y evaporación. Por tanto, cualquier variación en la longitud de esta región influye en la caída total de presión, siendo recomendable que cada una de las filas CCP sea gobernada por una válvula de control independiente. De esta forma se mantiene estable la presión de salida durante transitorios de radiación, pero a su vez complejiza los sistemas de control.

Las principales problemáticas derivadas del CTC, se vinculan con los patrones de flujo estratificado y *dry-out*, que inducen elevados gradientes térmicos circunferenciales en el absorbedor metálico, que a medio plazo provocan su pandeo y la consiguiente ruptura del tubo de vidrio que lo encapsula [5]. El patrón de flujo estratificado se produce en condiciones de operación extremas (bajo caudal másico de agua y elevadas cantidades de vapor), que dificultan un correcto enfriamiento del absorbedor, por lo que debe ser evitado. La problemática operacional del *dry-out* es similar a la del estratificado, y se corresponde con el secado de la película de líquido en la transición desde el patrón de flujo anular hacia el flujo niebla o vapor sobrecalentado [13]. En cambio, no puede ser evitado al ser un patrón de flujo inherente a la configuración *un solo paso*, por lo que es recomendable garantizar unos CTC relativamente altos (~ 800 W/mK) que garanticen un enfriamiento adecuado [5].

Por lo tanto, y pese a que tras el proyecto DUKE se planteó la factibilidad técnica de la configuración *un solo paso*, persisten incertidumbres que sugieren continuar con su estudio en profundidad [5,47]. Siendo necesario el desarrollo de herramientas de M&S y estudios experimentales para determinar con detalle y precisión la presencia de los patrones de flujo bifásico y las variables asociadas a los mismos que condicionan los límites operacionales de la GDV, fundamentalmente: caída de presión, CTC, y campos tridimensionales de temperatura en el absorbedor [13].

1.3 Objetivos y alcances

El objetivo general de esta tesis doctoral es desarrollar un código numérico para estudios termohidráulicos del flujo bifásico agua-vapor en el absorbedor de una fila de captadores solares cilindro-parabólicos para generación directa de vapor.

Este propósito general se logra a partir de la consecución de los cuatro siguientes objetivos específicos:

- (i) Plantear los modelos matemáticos de los diferentes patrones de flujo que transcurren al interior del tubo absorbedor en una fila de CCP para GDV.
- (ii) Modelar numéricamente el comportamiento termohidráulico del flujo a lo largo de la fila.
- (iii) Plantear y resolver numéricamente el modelo térmico de la transferencia de calor conjugada en la sección transversal (ST) del receptor.
- (iv) Acoplar el modelo térmico del receptor al modelo termohidráulico, considerando la distribución no uniforme del flujo de calor.

El desarrollo e implementación del objetivo general y los objetivos específicos queda delimitado por los alcances subsiguientes:

- (i) La fila de CCP se modelará de acuerdo con el modo de operación un solo paso.
- (ii) Se considerarán al menos los patrones de flujo de líquido subenfriado, burbuja, intermitente, estratificado, anular, *dry-out*, niebla y vapor sobrecalentado.
- (iii) Los modelos matemáticos de cada patrón de flujo se plantearán a partir de las ecuaciones de conservación (masa, cantidad de movimiento y energía) en una dimensión y estado permanente.
- (iv) El modelo matemático de la transferencia de calor conjugada en la ST del receptor se resuelve en dos dimensiones y estado permanente.
- (v) El modelo termohidráulico del fluido de trabajo y el de transferencia de calor conjugada se resolverán mediante el método de volumen finito (MVF) y en coordenadas cilíndricas.
- (vi) La distribución no uniforme del flujo de calor en el receptor se incorporará a partir de un modelo óptico basado en el trazado de rayos.
- (vii) El código se verificará a partir de datos publicados en la literatura especializada y con datos experimentales del lazo DISS proporcionados por la Plataforma Solar de Almería.

1.4 Estructura y publicaciones derivadas de la tesis doctoral

La presente tesis doctoral se estructura en cuatro bloques principales. La primera parte está integrada por el capítulo actual y los capítulos 2 y 3. En este primer capítulo se ha presentado el panorama general de la tecnología de GDV en CCP, así como los objetivos y alcances de la tesis. El estado del arte sobre las principales herramientas de M&S desarrolladas para CCP y particularmente las implementadas en aplicaciones de GDV se presenta en el capítulo 2, identificando además las contribuciones del código numérico actual respecto a los anteriores. El capítulo 3 contiene los conceptos básicos para el modelado de la GDV en CCP, considerando la distribución no uniforme del flujo de calor (DNUFC) en el receptor para la obtención de los campos tridimensionales de temperatura en el mismo. El contenido de estos tres capítulos se deriva de la siguiente publicación:

- Sandá, A., Moya, S. L., y Valenzuela, L., 2019, “Modelling and simulation tools for direct steam generation in parabolic-trough solar collectors: A review”, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 113 (October), p. 109226.

Un segundo bloque se compone de los capítulos 4 y 5 en los que se detalla la estrategia de modelado térmico tridimensional del tubo receptor considerando la DNUFC en las superficies exteriores del absorbedor y el tubo de vidrio. El modelado óptico se describe en el capítulo 4, en el que se hace uso del *software* libre SolTrace [48], basado en el método de trazado de rayos de Monte Carlo (MC) para incorporar la DNUFC. El capítulo 5 presenta el modelo térmico tridimensional del tubo receptor y su procedimiento de resolución mediante el MVF y el método de radiación neta (MRN) [49] para el acoplamiento del intercambio radiativo entre el absorbedor y el tubo vidrio.

Tanto el modelo óptico como el térmico se verifican y validan en la plataforma experimental AZ-TRAK de SNL con aceite térmico, y en la región de sobrecalentamiento de la instalación experimental DISS. La mayor parte del contenido de estos dos capítulos ha sido publicado en el siguiente artículo:

- Sandá, A., Moya, S. L., Valenzuela, L. y Cundapí, R., 2021, “Three-dimensional thermal modelling and heat transfer analysis in the heat collector element of parabolic-trough solar collectors”, *Appl. Therm. Eng.*, 189 (May) p. 116457.

En el tercer bloque se desarrolla durante el capítulo 6, en el que se detalla el modelo termohidráulico unidimensional para GDV en CCP basado en el enfoque homogéneo en equilibrio (MHE) considerando además el mapa de Wojtan *et al.* [50] para modelar los patrones de flujo bifásico. El modelo termohidráulico se acopla al modelo térmico tridimensional del receptor, resolviéndose mediante el MVF y es validado en la instalación experimental DISS.

Por último, en el capítulo 7 se recogen las principales contribuciones de la tesis doctoral y las conclusiones extraídas de cada uno de los modelos implementados. Además, se identifican los principales trabajos futuros que contribuyan a mejorar el código numérico actual, y de manera general los trabajos experimentales y de modelado relacionados con la GDV en CCP.

Capítulo 2

Herramientas de modelado y simulación en captadores solares cilindro-parabólicos: estado del arte

La tecnología de CCP es predominante entre los sistemas CSP debido a su madurez tecnológica, rentabilidad de inversión, y facilidad de hibridación con otras plantas de energía [10,51,52]. La ventaja competitiva frente a sus contrapartes CSP es el resultado de un esfuerzo significativo en programas de I&D desde 1980 [13,52–54]. Durante dos últimas décadas del s. XX los estudios sobre la tecnología de CCP se centraron en investigación básica, principalmente experimental,⁴ con la plataforma experimental Azimuthal Tracking (AZTRAK) de SNL [55,56] y el lazo DISS de la PSA [33,57,58], como instalaciones de referencia. A lo largo de este periodo también se desarrollaron varias herramientas básicas de M&S considerando como fluidos caloportador aceites térmicos [55,56] y agua/vapor bajo el concepto GDV [59–63]. La mayoría se centraban en el modelado de la transferencia de calor asumiendo distribuciones uniformes del flujo de calor (DUFC) y enfoques 1D [55,56,61] o 2D (axial y radial) [60,62]. También se implementaron modelos 2D considerando la DNUFC (a partir de ganancias discretas circunferenciales) en combinación con discretizaciones en dirección radial [59] o axial [63]. Sin embargo, es hasta la primera década del s. XXI cuando se desarrollaron modelos 3D más completos para el tubo receptor y el fluido. Fundamentalmente gracias a los avances en las técnicas de trazado de rayos [64–66] y el *software* comercial [67,68] de dinámica de fluidos computacional (CFD, *computational fluid dynamics*).

El conjunto de herramientas de M&S desarrolladas para CCP se exponen a lo largo de las siguientes secciones. Las estrategias de modelado óptico se describen en la sección 2.1. En la sección 2.2 se presentan los principales modelos térmicos del tubo receptor, pormenorizando las características de aquellos que utilizan enfoque de modelado similar al de esta tesis doctoral, facilitando la identificación de las novedades del actual. De manera similar se estructura la sección 2.3, presentando los enfoques de modelado termohidráulico implementados en GDV; para posteriormente comparar en detalle aquellos modelos que incorporan las dos principales contribuciones del actual (i) el acoplamiento a un modelo térmico 3D del receptor, y (ii) la consideración de los patrones de flujo bifásico. Por último, el capítulo se cierra en la sección 0 con las principales conclusiones del análisis realizado sobre el estado del arte de las herramientas de M&S en CCP.

⁴ Reducción de costes y mejoras de rendimiento mediante nuevos diseños de captadores y receptores, desarrollos avanzados de reflectores, así como análisis de nuevos fluidos caloportadores y almacenamiento térmico [54].

2.1 Modelos ópticos

El modelado óptico de CCP se subdivide en tres grupos principales [69]: (i) los paramétricos, más sencillos y normalmente incorporados a modelos térmicos 1D o 2D que no consideran la DNUFC; (ii) los analíticos, que aun considerando la DNUFC, su complejidad matemática ha limitado su acoplamiento al modelo térmico del receptor; y (iii) los basados en las técnicas de trazado de rayos cuya aplicación en modelos térmicos 3D se ha extendido durante la segunda década del s. XX [48,52].

Los modelos paramétricos incorporan el efecto de las superficies del CCP que interfieren en la dirección de la radiación, a partir de sus propiedades ópticas, que en algunos casos dependen de la posición del sol. Por lo general, el efecto de la concentración solar se involucra mediante el factor de concentración óptico (C_{opt}) o geométrico (C_g) [10,51,52]. Aunque en algunos modelos [70–74] la DNUFC es incorporada a partir de funciones de distribución Gaussianas o rectangulares (ganancias discretas), simulando los diferentes niveles de concentración [13].

Los primeros modelos analíticos se basaron en la óptica de conos [75–79] y fueron desarrollados durante las décadas de 1970 y 1980. Finalizando ese periodo, Jeter [80,81] planteó la formulación semi-finita, convirtiéndose a posteriori en el modelo analítico más aplicado. En ambos modelos (óptica de conos y formulación semi-finita) el enfoque es bidimensional, involucrando las direcciones radial y azimutal. Recientemente (2013–2015) Khanna *et al.* [82,83] desarrollaron un nuevo modelo analítico 3D basado en la formulación semi-finita al que denominaron como explícito.

En el trazado de rayos existen varias estrategias (figura 2.1) para modelar la trayectoria e interacción del fotón con las propiedades ópticas de los elementos del CCP [13,48,52]. Se distinguen dos enfoques globales en función a la dirección del rayo desde la fuente hacia la imagen y viceversa: (i) hacia atrás (BRT, backward ray tracing) menos aplicado en CCP [84,85], y (ii) hacia delante (FRT, forward ray tracing), más extendido y que se subdivide en dos etapas. En la primera se define la distribución de los fotones en el disco solar y los elementos ópticos, y en la segunda el tipo de interacción con los elementos, pudiéndose utilizar en cada una métodos estocásticos o determinísticos. El método estocástico más conocido y común en CCP es el de MC [64–66,86–91]. Como alternativa, los métodos determinísticos pueden utilizarse en ambas etapas [66,92,93]: el MVF en la distribución de los fotones y el cambio de energía del fotón (CEF) en las interacciones.

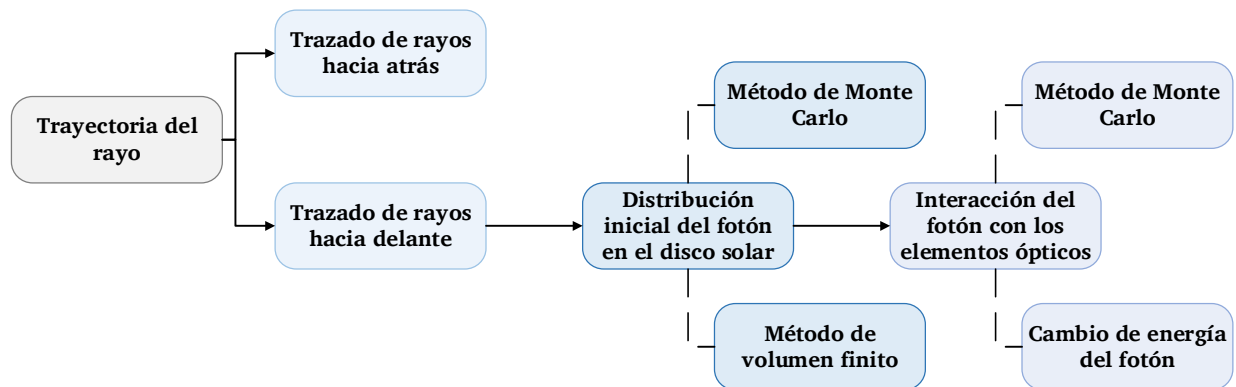


Figura 2.1: Enfoques del método de trazado de rayos en el modelado óptico de CCP [13].

2.2 Modelos térmicos

La publicación de los datos experimentales (1994-1995) por parte de SNL en la plataforma AZTRAK [55,56] promovió el desarrollo de modelos térmicos teóricos 1D [94] y 2D (radial-axial) [94–102] detallados pero sin considerar la DNUFC, a excepción de . En su mayoría un modelo [99], en el utilizaron funciones discretas para diferenciar las zonas de concentración y no concentración. La implementación de modelos teóricos 2D (radial-axial) ha sido menos común en GDV [95,103,104], simplificando el modelado de los mecanismos de transferencia de calor en el receptor a partir de ecuaciones experimentales de la eficiencia o del factor de pérdidas térmicas [13], que son incorporados como CF en el absorbedor.

Pese al detalle de los modelos 2D precedentes, su aplicación queda limitada al análisis de transferencia de calor, dado que la omisión de la coordenada azimutal impide determinar los perfiles circunferenciales de temperatura en el receptor, que resultan fundamentales para predecir la eficiencia y los niveles de seguridad que soporta el receptor [105]. Los elevados gradientes de temperatura derivados de la DNUFC generan niveles de estrés térmico que provocan la deflexión del absorbedor reduciendo su eficiencia óptica, e incluso provocar la ruptura del tubo de vidrio [13,105]. Esta es una de las principales razones por las que se reemplazan los tubos receptores, con su consiguiente impacto en los costes de operación y mantenimiento (O&M) de la planta [54,106]. Por lo tanto, la obtención del campo 3D de temperatura en el receptor involucrando la DNUFC resulta un cuestión clave a determinar por las herramientas de M&S de CCP [94,107]. Siendo aún más relevantes con los nuevos fluidos caloportadores, como las sales fundidas o la GDV, debido a que el estrés térmico es mayor debido a que sus temperaturas de operación y caídas de presión son más elevadas [5,107].

Los avances en las técnicas de trazado de rayos y el *software* comercial CFD basado en el MVF ha permitido el desarrollo de estudios numéricos 3D tanto en el receptor como en el fluido de trabajo desde 2010. La mayoría [86–88,108,109] fueron validados con los datos experimentales de SNL [55], y un estudio [110] considero el CCP Himin's PTR [111]. Sin embargo, estas solo se realizaron a nivel de variables de transferencia de calor, dado que ninguna de las pruebas experimentales [55,111] ofrece información sobre las temperaturas en el receptor. El *software* comercial CFD también a sido utilizado para desarrollar estudios numéricos [71–73] en la instalación DISS. En dichos estudios el dominio físico se circunscribió solo al absorbedor y fluido caloportador, incorporando la DNUFC como condición de frontera (CF) a través de una distribución normalizada del factor de concentración local (*LCR*, local concentration ratio) y un factor experimental de pérdidas térmicas [34]. Además en estos estudios los termopares situados a lo largo de las secciones transversales (ST) del lazo DISS, permitieron validar los perfiles de temperatura en el absorbedor.

Si bien los estudios numéricos 3D implementados con *software* comercial CFD ofrecen información detallada del proceso, su coste computacional es muy elevado. Como alternativa a estos, el modelado 3D del receptor acoplado al modelo 1D del fluido caloportador mediante el CTC resulta una herramienta suficientemente precisa y con mucho menor esfuerzo computacional.⁵ Bajo este

⁵ Veintitrés veces menor para un lazo de veinticuatro metros, incrementándose exponencialmente con la longitud [74].

enfoque se han desarrollado cuatro modelos completamente teóricos dos validados para aceites sintéticos [89,112] y otros dos en la instalación DISS [74,107]. Además otros dos modelos [93,113] consideraron este enfoque y aceite térmico como fluido caloportador pero despreciando la discretización radial, siendo en realidad modelos 2D (azimutal-axial). El elemento clave para predecir correctamente el campo de temperatura en el receptor bajo este enfoque es el CTC que acopla los modelos térmico y termohidráulico. En los seis modelos previos [74,89,93,107,112,113] se utilizaron correlaciones experimentales estándar del CTC obtenidas bajo CF de flujo de calor uniforme o temperatura constante [114,115]. A pesar de que su utilización resulta una aproximación inexacta en el modelado 3D en CCP, han sido comunmente aceptadas como válidas por las siguientes razones:

- (i) El bajo impacto de las correlaciones del CTC en la transferencia de calor, asumiendo los modelos como correctamente implementados. Variaciones considerables en el CTC impactan notablemente en la distribución de temperatura en el absorbedor, pero modifican ligeramente los flujos de calor en el espacio anular y las pérdidas hacia el entorno. Por lo tanto el impacto en el gradiente térmico del fluido, la eficiencia, y las pérdidas térmicas es mínimo.
- (ii) Los modelos físicos considerados para la validación con aceites térmicos no cuentan con información experimental sobre las temperaturas en el absorbedor, provocando la ausencia de validaciones al respecto. En el mejor de los casos [93], los modelos se verificaron con estudios numéricos previos [86] implementados en *software* comercial CFD, pero en su mayoría o no fueron validados [113] o solo reportaron sus propios resultados [89,112].
- (iii) La omisión de la dependencia térmica en las propiedades termofísicas del absorbedor en las validaciones [74,107] de la instalación DISS, considerando constantes y subestimadas la conductividad térmica (20–35%)⁶ y la emisividad del recubrimiento selectivo (30–47 %)⁷. La subestimación de la emisividad provoca sobrestimaciones del flujo de calor alrededor del absorbedor, mientras que en la conductividad térmica se produce un incremento de los gradientes de temperatura entre las superficies interior y exterior del absorbedor. Ambas consideraciones son más notables en la zona de concentración, dado que los flujos de calor son mayores, obteniéndose por lo tanto mayores gradientes térmicos en las ST. Esto mejora la , la aproximación a los datos experimentales pero con desviaciones entorno al 15 %, a pesar de que el enfoque no resulta completamente realista.

El efecto de un flujo de calor variable circunferencialmente sobre un fluido circulando en una tubería comenzó a estudiarse en la década de 1960 a través de soluciones analíticas [116–118] y experimentalmente [119], desarrollándose trabajos similares [120–123] durante las dos décadas siguientes. El progreso en las tecnologías CSP han reenfocado los esfuerzos de I&D en este aspecto, a través de la simulación numérica directa (DNS, *direct numerical simulation*) [124–128] en sistemas de receptor central, *software* comercial CFD [129–134] en CCP, y experimentalmente [135]. Pese a

6 Considerando la dependencia térmica de las propiedades termofísicas del absorbedor en el antiguo lazo DISS [150], la conductividad térmica varía entre 46–51 W/mK a las temperaturas máximas de operación con vapor sobrecalentado (550–650 K). Sin embargo, los modelos previos [71,107] consideraron un valor constante de 38 W/mK.

7 Los estudios previos [107] recomiendan un valor constante de 0.15 para la emisividad. Si se considera la dependencia térmica [150], la emisividad bajo condiciones en la región de sobrecalentamiento (550–650 K), varía entre 0.18–0.22.

estos esfuerzos, no se han desarrollado correlaciones numéricas para la obtención del Nusselt local en dirección azimutal, del que depende el CTC absorbedor-fluido. Sin embargo, los trabajos experimentales [119] y analíticos [117,118,122] del pasado reportaban un perfil del Nusselt azimutal en sentido inverso a la CF de un flujo de calor sinusoidal circunferencialmente, siendo más notables a mayores valores del Reynolds (figura 2.2). Por otra parte, el modelo térmico teórico más completo en CCP [107] implementado bajo el enfoque térmico 3D-termohidráulico 1D presentaba buenas predicciones de los perfiles de temperatura del absorbedor en la zona de no concentración, a partir de la correlación estándar de Petukhov [114] en el CTC. Por lo tanto, se intuye que un factor de corrección (FC) que involucre al LCR , asemejándose al perfil inverso de este, puede ser de utilidad para predecir correctamente el campo de temperatura en la zona de concentración.

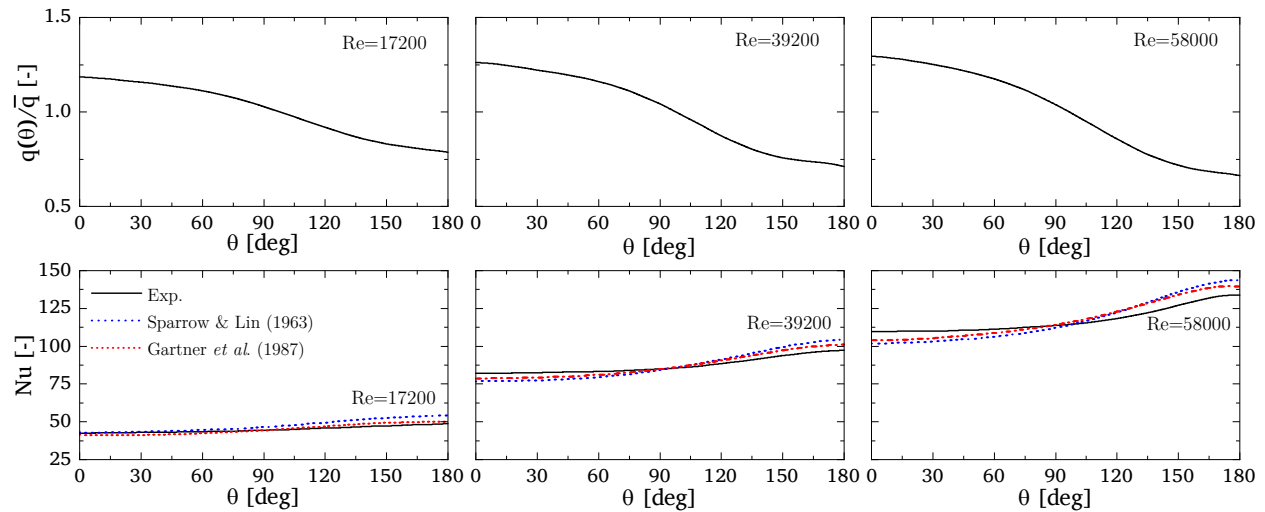


Figura 2.2: Variación circunferencial del flujo de calor (arriba) y del Nusselt azimutal local (abajo) en tuberías sometidas a calentamiento circunferencial no uniforme ($Re=17200-58000$) [119,122].

En cierta medida, el modelo térmico actual da continuidad al trabajo desarrollado por los seis códigos numéricos previos [74,89,93,107,112,113] implementados bajo un procedimiento similar, es decir, modelo térmico totalmente teórico 3D⁸ acoplado a un modelo termohidráulico 1D. Por un lado, recoge los procedimientos más eficientes y precisos de los anteriores, como la (i) combinación del método de trazado de rayos con MC y el CEF para el modelado óptico o (i) la aplicación de un algoritmo iterativo para determinar el intercambio radiativo en el espacio anular a partir del MRN [49]. Por otra parte, incorpora una serie de mejoras que permitan la estimación realista y precisa del campo de temperaturas en el receptor: (i) la consideración de propiedades termofísicas variables en el absorbedor, (ii) el modelado de la radiación absorbida por el vidrio como flujo de calor volumétrico radiativo (FCVR) [49,136,137], (iii) la incorporación de un factor de corrección en el CTC; (iv) la validación detallada no solo a nivel de las variables de transferencia de calor sino también de los perfiles de temperatura en el absorbedor. Las principales características de los seis modelos térmicos precedentes y las del actual se resumen en la tabla 2.1.

⁸ Se incluyen también dos modelos que utilizaron un enfoque 2D despreciando la coordenada radial [93,113].

Tabla 2.1: Principales características de los modelos térmicos tridimensionales precedentes acoplados a modelos termohidráulicos unidimensionales.^(a)

Autores (año)	Formulación dependencia temporal	Procedimiento de solución					Validación	
		DNUFC	Conducción en receptor	Fluido	Radiación en espacio anular	Radiación en vidrio	Modelo físico	Análisis de variables
Wirz <i>et al.</i> [89] (2012)	Permanente	Trazado de rayos (MC)	MVF	MPC	Trazado de rayos (MC)	FS	SNL AZTRAK-LS2 (tubo insertado) [55]	-Transferencia de calor. ^(b)
Hachicha <i>et al.</i> [93] (2013) ^(c)	Permanente	Trazado de rayos (MVF)	MVF	MPC	MRN	FS	SNL AZTRAK-LS2 (tradicional) [55]	-Transferencia de calor. -Verificación de perfiles de temperatura y flujo de calor en absorbedor.
Silva <i>et al.</i> [113] (2013) ^(c)	Transitoria	Trazado de rayos (MC)	MDF	MPC	Largos cilindros concéntricos	FS	ACUREX [138]	-Transferencia de calor.
Serrano <i>et al.</i> [107] (2014)	Permanente	Trazado de rayos (MC)	MDF	MPC	MRN	FCVI	DISS (región SHS).	-Transferencia de calor y presión. -Gradientes térmicos y perfiles azimutales en ST del absorbedor.
Li <i>et al.</i> [74] ^(d) (2017)	Permanente	Paramétrico (distribución normal)	MVF	MPC	Largos cilindros concéntricos	FS	DISS: región SHS [71] y lazo completo [72]	-Transferencia de calor y presión. -Gradientes térmicos y verificación de distribución de temperatura en absorbedor (1 caso SHS).
Yang <i>et al.</i> [112] (2018)	Transitoria	Formulación semi-finita	MEV	MEV	MRN	FS	SNL AZTRAK-LS2 (tubo insertado) [55]	-Transferencia de calor.
Modelo actual	Transitoria ^(e)	Trazado de rayos (MC)	MVF	MVF	MRN	FCVR FS FCVR FCVI	SNL AZTRAK-LS2 (tubo insertado y normal) [55] DISS: región SHS [107] y lazo completo [4]	-Transferencia de calor. -Verificación de Nusselt, perfiles de temperatura y flujo de calor en absorbedor. -Transferencia de calor y presión. -Gradientes térmicos y perfiles azimutales en ST del absorbedor.

(a) Los acrónimos que aún no hayan sido definidos pueden encontrarse en la nomenclatura.

(b) Generalmente se analizan el gradiente térmico del fluido y la eficiencia global del captador, y en algún caso las pérdidas térmicas.

(c) La coordenada radial es despreciada en las ecuaciones de conducción del absorbedor y el vidrio, siendo por tanto modelos 2D (azimutal-axial) con dos [93,113] nodos radiales.

(d) Li *et al.* [74] publicaron dos estudios simultáneos [139,140] basados en el mismo enfoque de modelado.

(e) El modelo se valida en condiciones de estado permanente pero está formulado bajo el enfoque de falso transitorio, considerando los términos temporales de los modelos térmico y termohidráulico.

2.3 Modelos termohidráulicos en generación directa de vapor

Hasta principios de la década del 2010, el estudio de la GDV en CCP estuvo concentrada en los grupos de investigación del CIEMAT-PSA (España) y del DLR (Alemania). Si bien ambos continúan liderando la I&D sobre la materia, la publicación de los datos experimentales de la instalación DISS y las alianzas con otros grupos de investigación y universidades, contribuyeron a la democratización del conocimiento, facilitando el desarrollo de nuevos estudios principalmente en el ámbito del modelado. Un panorama general sobre las herramientas de M&S desarrolladas se muestra en la figura 2.3. Los modelos o estudios numéricos se organizan en torno a dos de los principales enfoques existentes para el modelado del flujo de fluido en tuberías sometidas a calentamiento: MHE y M2F. Para cada uno de estos se presentan sus principales características: (i) métodos de solución o discretización del dominio físico, (ii) tipo de herramienta utilizada (*software* o código), (iii) área de aplicación o propósito con el que se desarrollaron los modelos, (iv) modelo físico, (v) configuración o modo de operación, (vi) mapas de patrones de flujo bifásico considerados, (vii) análisis espacial del dominio del fluido, y (viii) análisis temporal. Una descripción detallada de cada una de estas herramientas de M&S y sus características puede encontrarse en Sandá *et al.* [13].

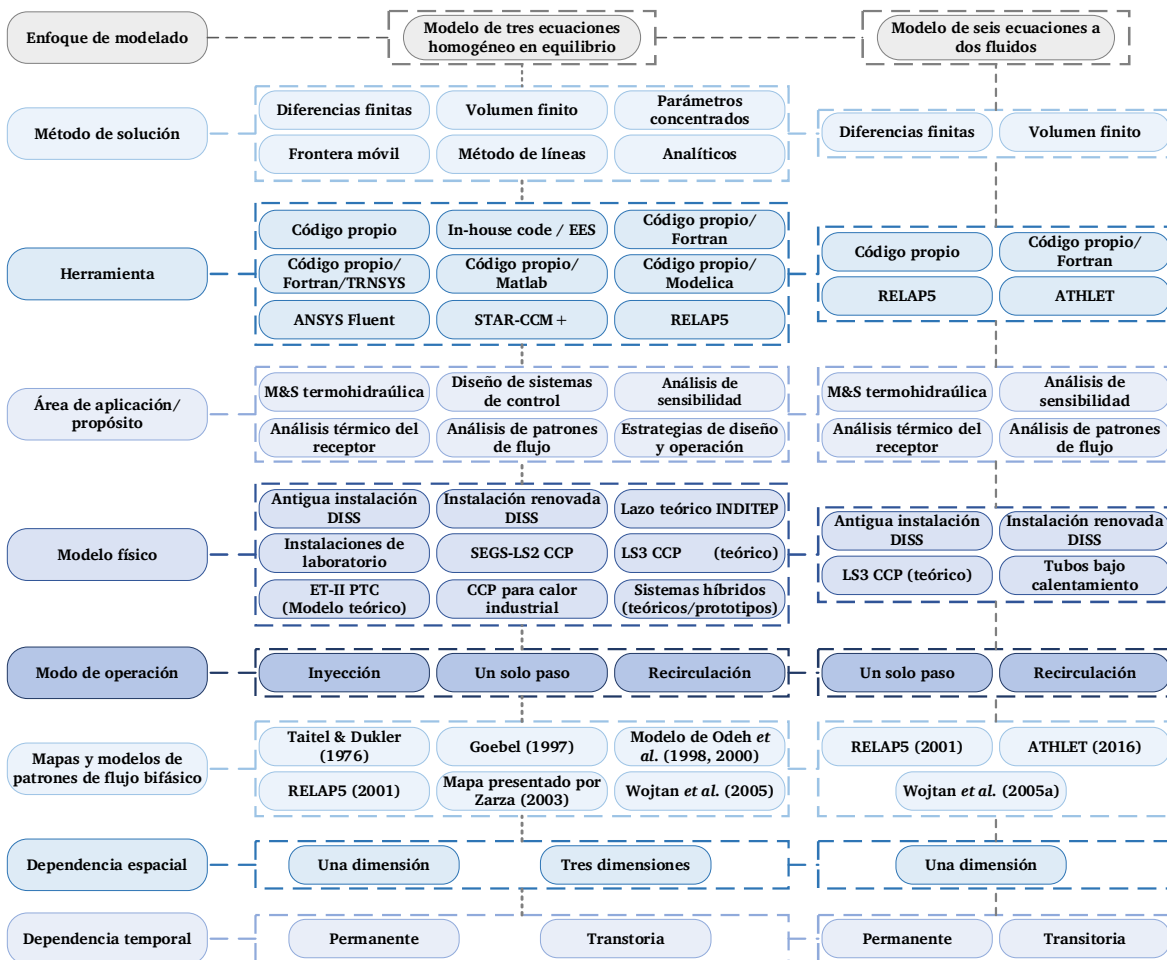


Figura 2.3: Panorama general de los modelos termohidráulicos implementados en GDV en CCP [13].

Las principales dificultades en el modelado de las centrales térmicas se centran en los patrones de flujo bifásico, la transferencia de calor entre las estructuras sólidas y el fluido así como en la transferencia de masa entre las fases líquida y gaseosa [141]. En la tecnología de GDV en CCP, las tres situaciones se producen en el interior del absorbedor, que comportándose como un evaporador resulta el elemento clave del proceso de modelado [142]. Por lo tanto, la obtención de un modelo preciso que aborde los retos planteados por la GDV en CCP depende del conocimiento en detalle de los patrones de flujo bifásico al interior del tubo absorbedor y de la distribución del campo de temperatura 3D en el mismo. En la tabla 2.2 se detallan las características de las herramientas de M&S validadas en el lazo completo de la instalación DISS que consideraron (i) modelos detallados de los patrones de flujo bifásico (ii) enfoques 3D del tubo receptor o al menos 2D involucrando la coordenada azimutal y por lo tanto la DNUFC, o (iii) ambos postulados. Además se incluye el modelo actual con el objetivo de visibilizar las contribuciones originales del mismo respecto a los anteriores.

Los modelos termohidráulicos 1D que involucraron los mapas y modelos de patrones de flujo más completos [50,143,144] se acoplaron a modelos térmicos del tubo receptor desarrollados bajo un enfoque 1D mediante códigos propios [145,146], o bajo un enfoque 2D (radial-axial) haciendo uso de los códigos nucleares RELAP5 [147–154] y ATHLET [155–157]. Por lo tanto ninguno de estos consideraron la coordenada azimutal, y por lo tanto tampoco la DNUFC.⁹ Además su dominio físico de estudio quedó limitado al tubo absorbedor, dado que las pérdidas térmicas se incorporaron como una CF en el absorbedor a partir de una correlación experimental.

Los tres modelos térmicos 2D (azimutal-axial) [63,70,158] acoplados a enfoques 1D del fluido, consideraron solo la presencia de dos patrones de flujo (anular y estratificado/ondulado) y utilizaron también una correlación experimental para involucrar las pérdidas térmicas. La omisión de la coordenada radial pudiera ser aceptable en el modelado de CCP con aceites térmicos como fluido de trabajo. Sin embargo, no es pertinente en GDV debido al mayor espesor del absorbedor metálico, a consecuencia de los niveles de estrés térmico y caída de presión¹⁰ inherentes al proceso de GDV [107], siendo por tanto necesario involucrar la coordenada radial para predecir correctamente el campo de temperatura en el mismo.

El enfoque 3D del receptor cubriendo las tres regiones de GDV ha sido implementado hasta la actualidad por dos modelos. En primer lugar Lobón *et al.* [72,73] estudiaron el comportamiento de la antigua instalación DISS bajo condiciones de estado permanente y transitorio mediante el *software* comercial STAR-CCM+, involucrando un enfoque 3D del fluido, con el elevado coste computacional que este supone, pero sin considerar los patrones de flujo. Además, como en todos los estudios anteriores el dominio físico del receptor se limitó al tubo absorbedor incorporando el factor de pérdidas térmicas experimentales como CF. El segundo modelo, implementado por Li *et al.* [74,139,140] en tres estudios numéricos diferentes, es el código numérico más completo hasta la actualidad, y la aproximación más cercana al desarrollado en la presente tesis doctoral. De hecho, es

9 En algunos trabajos [147,150,152] en RELAP5 se incorpora la DNUFC a partir de distribuciones normales. Sin embargo, el simulador no permite la discretización azimutal, por lo que en realidad son involucradas en dirección axial.

10 En un lazo de captadores de 1200m de longitud operando a 100 bar, la caída de presión se sitúa alrededor de 7 bar [5].

Tabla 2.2: Principales modelos termohidráulicos y su acoplamiento óptico-térmico, para generación directa de vapor en la instalación experimental DISS.^(a)

Autores (año)	Herramienta de M&S	Dependencia temporal	DNUFC	Modelo térmico ^(b)	Modelo termohidráulico		Validación en instalación DISS ^(c)	
					Enfoque ^(d)	Patrones flujo ^(e)	Configuración	Análisis de variables
Goebel [63] (1999)	Código propio	Permanente	Paramétrico (distr.normal)	- MDF-2D ^(f) - Experimental ^(g)	MHE-MPC-1D	S, A [159]	- Inyección - Recirculación - Un solo paso	- Transferencia de calor ^(h) y presión.
Eck y Steinmann [70] (2005)	Código-Matlab	Permanente	Paramétrico (distr. Gauss)	- Analítico-2D ^(f) - Experimental	MHE-MPC-1D	S, A [159]	- Recirculación	- Transferencia de calor y presión.
Moya, Valenzuela <i>et al.</i> [147-154] (2011-2017) ⁽ⁱ⁾	RELAP5	Permanente y transitorio	Paramétrico (uniforme/distr. normal)	- MDF-2D ⁽ⁱ⁾ - Experimental	M2F-MDF-1D	RELAP5 [143]	- Un solo paso	- Transferencia de calor y presión. - Validación perfiles y gradientes de temperatura en ST absorbedor.
Hoffman <i>et al.</i> [155-157] (2014-2018)	ATHLET	Permanente y transitoria	Paramétrico (uniforme)	- MDF-2D ⁽ⁱ⁾ - Experimental	M2F-MVF-1D	ATHLET [144]	- Recirculación - Un solo paso	- Transferencia de calor, presión. - Velocidad, fracción de vacío y patrones de flujo bifásico.
Lobón <i>et al.</i> [72,73] (2014)	STAR-CCM+	Permanente y transitorio	Paramétrico (distr. normal)	- MVF-3D - Experimental	MHE-MVF-3D	No considerados	- Un solo paso	- Transferencia de calor y presión. - Validación perfiles y gradientes de temperatura en ST absorbedor.
Elsafi [145] (2015)	Código-EES	Permanente	Paramétrico (uniforme)	- MPC-1D - Experimental	MHE-MPC-1D	Wojtan <i>et al.</i> [50]	- Un solo paso [4]	- Transferencia de calor y presión.
Li <i>et al.</i> [74,139,140] (2017)	Código-Matlab	Permanente	Paramétrico (distr.normal)	- MVF-3D - Teórico	MHE-MPC-1D	Taitel y Dukler [16] S, A [61]	- Recirculación [70]	- Transferencia de calor y presión. - Comparación cualitativa de perfiles de temperatura en absorbedor.
Kumar y Reddy [146] (2018)	Código propio	Permanente	Paramétrico (uniforme)	- MPC-1D - Experimental	MHE-MPC-1D	Wojtan <i>et al.</i> [50]	- Un solo paso [72]	- Transferencia de calor y presión.
Hachicha <i>et al.</i> [158] (2018)	Código propio	Permanente	Trazado de rayos (MVF)	- MVF-2D ^(f) - Experimental	MHE-MPC-1D	S, A [61]	- Un solo paso [72]	- Transferencia de calor y presión. - Reporte cualitativo de perfiles de temperatura en absorbedor.
Modelo actual	Código-Fortran	Transitoria	Trazado de rayos (MC)	- MVF-3D - Teórico	MHE-MVF-1D	Wojtan <i>et al.</i> [50]	Un solo paso	- Transferencia de calor y presión. - Validación de perfiles y gradientes de temperatura en absorbedor.

(a) Los acrónimos que aún no hayan sido definidos pueden encontrarse en la nomenclatura.

(b) Método de discretización de los dominios sólidos-análisis dimensional y modelado de flujos de calor en espacio anular y/o de las pérdidas con el entorno.

(c) En la mayoría de casos la validación se realizó en la antigua instalación DISS salvo [152] y [70,74,139] que consideraron el DISS renovado y el modelo teórico del proyecto INDITEP, respectivamente.

(d) Enfoque de modelado-método de discretización-análisis dimensional.

(e) Los patrones considerados por los mapas de patrones de flujo bifásico se detallan en la tabla 3.3.

(f) Discretización axial y azimuthal.

(g) El término experimental hace referencia al uso de la ecuación experimental del coeficiente de pérdidas térmicas [160] o de eficiencia [70], luego no se considera el dominio físico del tubo de vidrio.

(h) Generalmente se analiza la eficiencia global, los perfiles de temperatura longitudinales y la temperatura a la salida del fluido. Además en algunos casos se evalúan las pérdidas térmicas.

(i) Se incluyen los estudios coordinados por la Dra. Moya [148,149,154], por la Dra. Valenzuela [151,152], y los implementados conjuntamente [147,150,153].

(j) Discretización axial y radial.

uno de los seis modelos térmicos de referencia que utilizaron el enfoque térmico 3D-termohidráulico 1D presentados en la tabla 2.1. Desde el punto de vista térmico sus principales limitaciones residen en la consideración de propiedades termofísicas constantes del receptor y la aplicación del método de largos cilindros concéntricos para modelar el intercambio radiativo en el espacio anular. A nivel termohidráulico el modelo considera el mapa de patrones de Taitel y Dukler [16], en dos de sus trabajos [74,139], pero finalmente solo identifica la existencia de los patrones de flujo estratificado y anular. Además su aplicación circunscribe al modelo teórico del proyecto INDITEP, concebido bajo la configuración de *recirculación*, luego no incorpora los patrones de la región final de evaporación (*dry-out* y niebla), cruciales desde el punto de vista del estrés térm en la configuración *un solo paso*.

Por su parte, el modelo actual contribuye a cerrar estas brechas que persisten en el marco de la GDV en CCP, presentando un modelo termohidráulico para la configuración *un solo paso* (i) que involucra el mapa de Wojtan *et al.* [50], que incorpora, entre otros, los patrones de flujo *dry-out* y niebla, (ii) acoplado a un modelo térmico tridimensional totalmente teórico con las bondades indicadas en la sección 2.2. Además cabe resaltar que este es el primer estudio en el que se validan de manera detallada los campos de temperatura obtenidos en el absorbedor a lo largo del lazo completo de captadores en la configuración *un solo paso* de GDV. Cuantificando numéricamente las desviaciones respecto a las termocuplas en las ST del absorbedor a nivel de gradientes máximos, gradientes A-H y temperaturas en la zona de no concentración (A).

2.4 Conclusiones del estado del arte

El estudio del estado del arte de las herramientas de M&S en CCP ha ofrecido un panorama general sobre la gran cantidad de códigos y estudios numéricos implementados hasta la actualidad. Desde los primeros trabajos sobre modelado óptico a finales de la década de 1970, pasando por modelos térmicos sencillos del tubo receptor en 1D y 2D, hasta los modelos 3D totalmente acoplados (óptico-térmico-termohidráulico) de la última década, que combinan herramientas para el trazado de rayos y *software* comercial CFD.

De entre todos los modelos, destacan por su rapidez y suficiente precisión los códigos numéricos que acoplan un modelo térmico 3D del tubo receptor a un enfoque 1D del fluido caloportador [74,107]. Siendo particularmente útiles en aplicaciones de GDV, donde los niveles de estrés térmico soportados por el absorbedor, pueden provocar su pandeo, reduciendo la eficiencia del proceso e incluso hasta la ruptura del tubo de vidrio que lo encapsula, impactando en los costes de O&M [54,106]. Los altos niveles de estrés térmico se originan por inestabilidades termohidráulicas relacionadas con (i) las altas caídas de presión y (ii) los elevados gradientes de temperatura circunferenciales en el absorbedor asociados a grandes diferencias en sus correspondientes CTC. Estas a su vez tienen su origen en la ocurrencia y variabilidad de ciertos patrones de flujo (estratificado, *dry-out* o niebla) a causa de los transitorios de radiación [3,5,13]. Por estas razones resultan de gran utilidad modelos que predigan con rapidez y precisión los patrones de flujo y la distribución 3D de temperaturas en el receptor.

Las herramientas de M&S bajo el enfoque térmico 3D y termohidráulico 1D han contribuido al desarrollo de modelos detallados y de elevada complejidad. Sin embargo, todos asumieron correlaciones del CTC con CF constantes, sin considerar los estudios previos en tuberías sometidas a calentamiento no uniforme circunferencialmente. Sus resultados sobre la distribución de temperaturas en el receptor han sido tradicionalmente aceptados a pesar de (i) la ausencia de información experimental al respecto en el caso de los aceites térmicos y (ii) la consideración de modelos poco realistas en GDV, sobreestimando las propiedades ópticas y asumiendo propiedades termofísicas constantes del absorbedor. Por otro lado, en GDV tampoco se ha desarrollado una herramienta de M&S bajo este enfoque involucrando en la configuración *un solo paso* los patrones de flujo que se suceden al final de la región de evaporación (*dry-out* y niebla).

En este sentido, el código numérico actual, da continuidad al trabajo iniciado por los modelos previos desarrollados bajo este enfoque considerando aceites térmicos [89,93,112,113] y aplicaciones de GDV [74,107]. Su objetivo principal reside en la predicción de manera precisa del comportamiento termohidráulico y la distribución del campo de temperatura en el tubo receptor para la tecnología de GDV bajo la configuración *un solo paso*, siendo sus principales novedades que se incorporan en el código numérico actual, son las siguientes:

- (i) Demostración de la incapacidad de las correlaciones estándar de CTC obtenidas bajo DUFC para predecir correctamente y con precisión suficiente el campo de temperatura del absorbedor.
- (ii) Propuesta de un FC en el CTC azimutal para involucrar el efecto de la DNUFC, basado en los perfiles del número de Nusselt azimutal reportados por estudios precedentes que consideraron flujo de calor variable circunferencialmente [117–119,122] y en los perfiles experimentales de temperatura reportados en la instalación DISS.
- (iii) Formulación transitoria de las ecuaciones fundamentales en los dominios sólidos del receptor y de las ecuaciones de conservación del fluido (continuidad, cantidad de movimiento y energía) resueltas para el estado permanente bajo la estrategia de falso transitorio. Esto permitirá en el futuro la validación del modelo bajo condiciones transitorias de manera sencilla, es decir, alcanzando la convergencia del problema en estado permanente para cada paso de tiempo.
- (iv) Modelización teórica de la absorción de la radiación solar a través del tubo de vidrio bajo el enfoque de FCRV, como recomienda la literatura especializada sobre radiación en vidrios y medios semitransparentes [49,136,137].
- (v) La incorporación de la dependencia térmica de las propiedades termofísicas del absorbedor, no considerada por los modelos térmicos 3D [72–74,107,139,140] o 2D (azimutal-axial) [63,70,158] implementados con anterioridad en la instalación experimental DISS.
- (vi) El acoplamiento del modelo térmico 3D del receptor en la región bifásica de GDV considerando los diferentes patrones de flujo bifásico que pueden suceder al interior del absorbedor, a partir del modelo más completo que existe en la actualidad: el mapa de patrones de flujo bifásico desarrollado por Wojtan *et al.* [50] y sus respectivas correlaciones del CTC [161] y del factor de pérdidas por fricción [162,163].

Por otro lado, retoma, y en algún caso mejora, los procedimientos más eficientes, detallados y precisos utilizados en modelos precedentes:

- (i) Un modelo óptico simple y preciso que combina una herramienta madura como el SolTrace [48] (MC) con el método de CEF, involucrando la DNUFC y las propiedades ópticas del receptor, respectivamente.
- (ii) El MRN [49] junto con los factores de vista, se aplica para el intercambio radiativo en el espacio anular de cada ST de manera iterativa, reduciendo el coste computacional de su aplicación 3D en Serrano *et al.* [107] y de la factorización LU (*lower-upper*) en Hachicha *et al.* [93,158]. Además resulta más preciso que el método de largos cilindros concéntricos [164] considerado por Silva *et al.* [113] y Li *et al.* [74,139,140]; más rápido y tan preciso como el método de trazado de rayos utilizado por Wirz *et al.* [89].

Capítulo 3

Fundamentos básicos para el modelado de generación directa de vapor en captadores cilindro-parabólicos

La predominancia y madurez alcanzada por la tecnología CCP frente a sus contrapartes CSP es resultado de los esfuerzos de I&D desarrollados desde 1980, y ha permitido desarrollar ampliamente la conceptualización de los procesos de transferencia de calor involucrados en cada una de las etapas de M&S; estas son: (i) modelo óptico de la DNUFC; (ii) modelo térmico del receptor; y (iii) modelo termohidráulico del fluido caloportador. Los fundamentos básicos de cada una de las etapas acotadas al proceso de GDV se presentan a lo largo de este capítulo. En la sección 3.1 se describen los componentes y características del CCP. El balance de energía en el receptor de acuerdo a los tres principales mecanismos de transferencia de calor se muestra en la sección 3.2. En la sección 3.3 se presentan los principales enfoques de modelado, mapas de patrones de flujo y propiedades termodinámicas del flujo bifásico en tuberías. Finalmente, la sección 3.4 contiene la ecuación generalizada de convección-difusión, las condiciones iniciales y de frontera, que se utilizan para representar las ecuaciones diferenciales en derivadas parciales (EDP) de conducción de calor y dinámica de fluidos consideradas en el actual código numérico.

3.1 El captador solar cilindro-parabólico

La tecnología de CCP basan su funcionamiento en la concentración de la DNI en el foco de la parábola donde se sitúa un receptor lineal por el que circula un fluido que transporta la energía, alcanzando temperaturas alrededor de 400°C. En este sentido, sus principales componentes, identificados en su mayoría en la figura 1.2, son los siguientes [4,12]:

- Reflector: conjunto de espejos encargados de reflejar la radiación solar incidente y proyectarla sobre la línea focal de la parábola donde se sitúa el tubo receptor. Actualmente la mayoría de los espejos son de vidrio plateado con alta reflectividad (0.93–0.94), a veces recubiertos con una película polimérica, y de fácil adherencia a estructuras de acero o aluminio [165].
- Tubo receptor: conocido como elemento captador de calor (ECC) es el componente clave del CCP, ya que de su correcto diseño depende en gran medida la eficiencia global. Generalmente está compuesta por dos tubos concéntricos. El interior es metálico, habitualmente de acero, incorporando un recubrimiento selectivo con elevada absorptividad (>0.93), y baja emisividad

(<15%). El tubo exterior es de vidrio encapsulando en el vacío al tubo metálico, protegiendo el recubrimiento selectivo y reduciendo las pérdidas térmicas.

- Estructura metálica y cimentaciones: la estructura metálica proporciona rigidez al sistema y ejercer como interfase entre los reflectores, y las cimentaciones lo soportan y fijan al suelo.
- Sistema de seguimiento: encargado de girar el lazo de CCP para seguir la posición del sol durante el día logrando una concentración continua de la radiación. Existen alternativas de seguimiento alrededor de uno o dos ejes, siendo el primero de ellos el más rentable, sencillo y robusto, y por tanto el más utilizado.
- Fluido caloportador: se distinguen seis tipos principales de fluidos [166]: aceites sintéticos, sales fundidas, agua/vapor, aire o gases presurizados, fluidos orgánicos, y metales líquidos. Recientemente los nanofluidos también se han evaluado con el objetivo de mejorar la transferencia de calor en el absorbedor [51]. La mayoría de las plantas comerciales para producción de electricidad utilizan aceites térmicos [5] y funcionan en el rango de 125–400°C, ya que a temperaturas superiores los aceites se degradan y se incrementan las pérdidas térmicas.

En las subsecciones siguientes se describen los parámetros geométricos, ópticos y eficiencias del CCP, así como las expresiones matemáticas que los relacionan, y que deben ser consideradas para la implementación de las herramientas de M&S y sus procedimientos de validación.

3.1.1 Parámetros geométricos

Las características geométricas del reflector (figura 3.1) quedan definidas principalmente por los siguientes parámetros:

- Longitud del reflector (L_{ref}): distancia longitudinal de cada módulo.
- Longitud de apertura (W_{ref}): distancia perpendicular entre los dos bordes del reflector.
- Distancia focal (f_0): distancia entre el vértice y el foco de la parábola.
- Ángulo de borde o apertura (ψ_{rim}): ángulo entre la bisectriz de la parábola y la línea que une el extremo de esta con el centro del receptor.

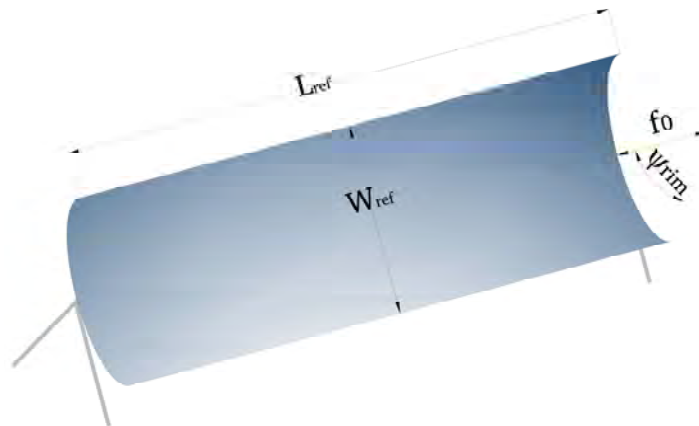


Figura 3.1: Parámetros geométricos del reflector [167].

Los tres primeros parámetros son directos, mientras que el ángulo de borde se obtiene a partir de Ec. (3.1), haciendo uso de la ecuación general de la parábola.

$$\psi_{rim} = \arctan\left(\frac{W_{ref}/2}{f_0 - W_{ref}^2/16f_0}\right) \quad (3.1)$$

La caracterización geométrica del CCP se completa con los diámetros exterior e interior del tubo absorbedor (d_{ao} , d_{ai}) y la cubierta de vidrio (d_{go} , d_{gi}). A partir del área proyectada del reflector y del área superficial del absorbedor se define la razón de concentración geométrica según la Ec. (3.2), que determina la capacidad de concentración del CCP. Alternativamente se utiliza la razón de concentración óptica de la Ec. (3.3), que considera en el denominador el área proyectada del absorbedor en lugar del área superficial. Sin embargo, ambos parámetros representan un único valor característico sin involucrar la DNUFC, que se incorpora a partir de los factores de concentración local del absorbedor (LCR_a) y del tubo vidrio (LCR_{ge}) mediante valores discretos que representan los niveles de radiación a lo largo del perfil circunferencial exterior de cada uno de los tubos.

$$C_g = \frac{A_{ref}}{A_{ao}} = \frac{W_{ref} L_{ref}}{\pi d_{ao} L_{ref}} = \frac{W_{ref}}{\pi d_{ao}} \quad (3.2)$$

$$C_{opt} = \frac{W_{ref} L_{ref}}{d_{ao} L_{ref}} = \frac{W_{ref}}{d_{ao}} \quad (3.3)$$

Además en aplicaciones GDV es necesario determinar el ángulo de inclinación de la Ec. (3.4) que considera su efecto en el receptor a consecuencia del seguimiento de la radiación solar a partir de la relación entre los ángulos de incidencia y de zenit.¹¹ En plantas de CCP trabajando con fluidos caloportadores sin cambio de fase el ángulo de inclinación no presenta gran relevancia. Sin embargo, es fundamental en aplicaciones de GDV, dado que junto con el ángulo mojado (figura 3.2) permite determinar detalladamente el nivel de radiación al que se ven sometidas cada una de las fases (líquido o gas) en la región de evaporación, y por lo tanto sus respectivos CTC.

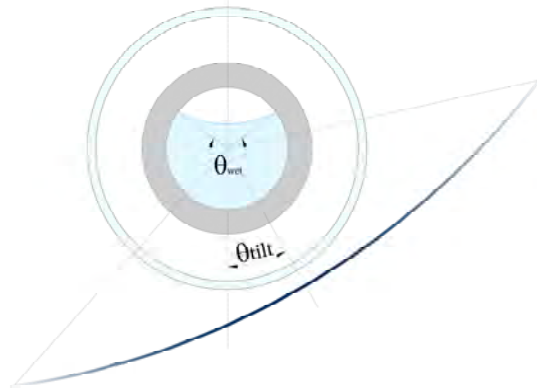


Figura 3.2: Ángulos de mojado e inclinación [140].

¹¹ El procedimiento detallado para la determinación de estos dos ángulos en un CCP a partir de su localización geográfica, se encuentra en Duffie y Beckman [233].

$$\theta_{tilt} = \arccos \left[\frac{\cos(\varphi_{inc})}{\cos(\theta_z)} \right] \quad (3.4)$$

3.1.2 Eficiencia óptica

La eficiencia óptica máxima de un CCP depende de cuatro parámetros que recogen las imperfecciones de los elementos que interactúan con la trayectoria de la radiación hasta su llegada al fluido capoloportador, estos son [4,22,167]:

- Reflectividad del reflector parabólico (ρ_{ref}): indica la parte de la DNI que es reflejada por los espejos del reflector. Su valor nominal se sitúa en torno a 0.94.
- Transmisividad del tubo de vidrio (τ_{ge}): representa la relación entre la radiación que atraviesa el espesor del tubo de vidrio respecto a la que incide sobre su superficie exterior. Su valor nominal se sitúa entre 0.94–0.96.
- Absortividad de la superficie selectiva (α_a): define la cantidad de radiación absorbida por el tubo metálico en relación a la que incide sobre su superficie exterior. Presenta valores nominales entre 0.92–0.96.
- Factor de interceptación (γ): establece la proporción de luz reflejada por los espejos que alcanzan el tubo receptor, involucrando imperfecciones microscópicas (especulares) y macroscópicas (de superficie), así como errores de posicionamiento de los soportes, que sitúan su valor nominal entre 0.87–0.95.

A partir de los valores nominales de los cuatro parámetros anteriores se determina la eficiencia óptica con incidencia normal de un CCP de acuerdo a la Ec. (3.5), que se corresponde con un ángulo de incidencia nulo.

$$\eta_{opt,0^\circ} = \rho_{ref} \tau_{ge} \alpha_a \gamma \quad (3.5)$$

Estos cuatro parámetros permiten determinar la eficiencia óptica máxima y por lo general son reportados por el fabricante de cada uno de los elementos que componen el CCP. Sin embargo, existen dos parámetros adicionales que cuantifican el efecto de un ángulo de incidencia diferente a cero, así como el de la suciedad del reflector y del tubo de vidrio, estos son:

- Modificador por ángulo de incidencia (K_φ): cuantifica las pérdidas ópticas y geométricas no consideradas por la eficiencia óptica pico. Generalmente se expresan en forma de polinomio en función del ángulo de incidencia. Aunque en algunos casos se utilizan expresiones generalizadas en función del tipo de captador, suele ser habitual que cada instalación de CCP cuente con su expresión particularizada, y obtenida experimentalmente a partir del inicio de operaciones de cada planta.
- Factor de ensuciamiento (F_c): pondera la reducción de la reflectividad de los espejos y la transmisividad del tubo de vidrio cuando no están totalmente limpios. Se cuantifica a partir

del factor de ensuciamiento del reflector (F_c^{ref}) y una relación directa entre éste y el ensuciamiento del vidrio (F_c^{ge}).

Con la incorporación de estos parámetros, se define el rendimiento optico de un CCP para todos los ángulos de incidencia de acuerdo a la Ec. (3.6).

$$\eta_{opt} = \rho_{ref} \tau_{ge} \alpha_a \gamma F_c^{ref} F_c^{ge} K_\varphi \quad (3.6)$$

3.1.3 Eficiencia global y pérdidas térmicas

El rendimiento o eficiencia global del CCP relaciona la potencia ganada por el fluido de trabajo respecto a la potencia radiante que alcanza el reflector, de acuerdo a la Ec. (3.7).

$$\eta_{col} = \frac{Q_f^{win}}{Q_{CCP}} = \frac{\dot{m} (h_f^{out} - h_f^{in})}{DNI \cos(\varphi_{inc}) A_{ref}} \quad (3.7)$$

La eficiencia global también puede calcularse a partir de la Ec. (3.8), combinando combinación los rendimientos óptico y térmico.

$$\eta_{col} = \eta_{opt} \cdot \eta_{th} = \rho_{ref} \tau_{ge} \alpha_a \gamma F_c^{ref} F_c^{ge} K_\varphi \eta_{th} \quad (3.8)$$

La eficiencia térmica se determina a partir de la potencia ganada por el fluido respecto a la potencia radiante que alcanza la superficie exterior del tubo absorbedor, de acuerdo a la Ec. (3.9).

$$\eta_{th} = \frac{Q_f^{win}}{Q_{srad}^{ao}} = \frac{\dot{m} (h_f^{out} - h_f^{in})}{\eta_{opt} DNI \cos(\varphi_{inc}) A_{ref}} = \frac{\dot{m} (h_f^{out} - h_f^{in})}{\eta_{opt} DNI \cos(\varphi_{inc}) C_g A_{ao}} \quad (3.9)$$

Como alternativa al modelado completamente teórico de los flujos de energía involucrados en el tubo receptor, un gran número de herramientas de M&S incorporan una expresión experimental para el rendimiento o las pérdidas térmicas dadas su sencillez y rápida aplicación. La expresión convencional más utilizada es la de las pérdidas térmicas, involucradas a partir de su coeficiente asociado (U_{La}), que se presentan en las Ec. (3.10) y Ec. (3.11), respectivamente. Ambas se relacionan a partir de una expresión polinómica que relaciona la temperatura promedio del absorbedor¹² con de la temperatura ambiente.

$$Q_{th}^{loss} = U_{La} A_{ao} (T_a^{ave} - T_\infty) \quad (3.10)$$

$$U_{La} = b_0 + b_1 (T_a^{av} - T_\infty) + b_2 (T_a^{ave} - T_\infty)^2 \quad (3.11)$$

¹² En ocasiones, si no se cuenta con datos experimentales de temperatura del absorbedor, o el modelo no la incorpora, se utiliza la temperatura promedio del fluido caloportador [33].

3.2 Balance de energía y mecanismos de transferencia de calor en el tubo receptor

El balance de energía del tubo receptor fue descrito de manera detallada en 2003 por Forristal [94] y se ha constituido como el fundamento básico para el desarrollo de los diferentes modelos térmicos del ECC desde entonces. En el mismo se identifican diez flujos de calor entre las diferentes superficies de la ST del receptor. Estos se muestran en la figura 3.3, incorporando además el flujo radiativo a través del espesor del tubo de vidrio, dado que se utiliza en el enfoque de modelado FCVR. En las siguientes subsecciones se describen de manera general los enfoques comúnmente utilizados para el modelado de estos flujos de acuerdo a los tres principales mecanismos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación

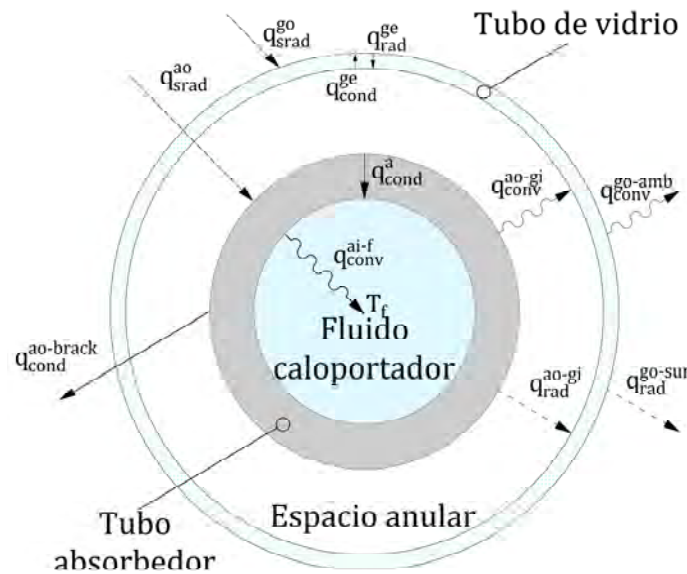


Figura 3.3: Balance de energía unidimensional en el receptor [13].

3.2.1 Conducción

La ecuación fundamental de la conducción de calor en un sólido o fluido en reposo se obtiene a partir del balance de energía sobre el elemento diferencial en estudio de acuerdo a la Ec. (3.12).

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} + \nabla \underline{q} - \dot{q} = 0 \quad (3.12)$$

En el tubo receptor de un CCP se suceden tres flujos conductivos. Los dos principales ocurren a lo largo del espesor del tubo absorbedor y del tubo de vidrio, y se modelan a partir de la ecuación fundamental. Y el tercero se relaciona con las pérdidas conductivas en los soportes ($\underline{q}_{cond}^{ao-brack}$) y se obtiene a partir de una correlación [94], aunque en la mayoría de los modelos es despreciada por su escasa contribución, dado que además no todos los elementos diferenciales del absorbedor están en contacto con los soportes.

El tubo absorbedor es un sólido opaco y sin fuentes o sumideros de generación volumétrica, obteniéndose su ecuación fundamental al sustituir el término del flujo de calor por la ley de conducción de Fourier, de acuerdo a la Ec. (3.13). De esta manera, el flujo de irradiación solar que llega a su superficie exterior ($\underline{q}_{srad}^{ao}$) se incorpora a partir de una CF como fenómeno superficial (FS).

$$\rho_a c_{pa} \frac{\partial T_a}{\partial t} - \nabla [k_a \nabla T_a] = 0 \tag{3.13}$$

La adaptación de la ecuación fundamental en el tubo vidrio ha seguido tradicionalmente el mismo enfoque de FS [94–102], quedando gobernado por la Ec. (3.14).

$$\rho_{ge} c_{pge} \frac{\partial T_{ge}}{\partial t} - \nabla [k_{ge} \nabla T_{ge}] = 0 \tag{3.14}$$

Sin embargo, la literatura especializada sobre radiación y sólidos semitransparentes [49,136,137,168] recomienda tratarlo como un FCVR, a partir del enfoque de dispersión de medio frío según la Ec. (3.15). En la que el flujo de irradiación solar ($\underline{q}_{srad}^{go}$) es afectado por una función exponencial del coeficiente de atenuación del vidrio a lo largo de su espesor, y es incorporado junto a la ley de Fourier en el flujo de calor de la ecuación fundamental de acuerdo a la Ec. (3.16).

$$\underline{q}_{rad}^{ge} = \underline{q}_{srad}^{go} e^{-\beta(r_{go}-r)} \tag{3.15}$$

$$\rho_{ge} c_{pge} \frac{\partial T_{ge}}{\partial t} - \nabla [k_{ge} \nabla T_{ge}] + \nabla \underline{q}_{srad}^{go} e^{-\beta(r_{go}-r)} = 0 \tag{3.16}$$

Un tercer enfoque seguido en [99,107], lo involucra como fuente de calor volumétrica interna (FCVI) según la Ec (3.17)¹³ incorporándose a la ecuación fundamental según la Ec. (3.18).

$$\dot{q}_{rad}^{ge} = \nabla \underline{q}_{srad}^{go} e^{-\beta(r_{go}-r)} \tag{3.17}$$

$$\rho_{ge} c_{pge} \frac{\partial T_{ge}}{\partial t} - \nabla [k_{ge} \nabla T_{ge}] - \nabla \underline{q}_{srad}^{go} e^{-\beta(r_{go}-r)} = 0 \tag{3.18}$$

3.2.2 Convección

Los fenómenos convectivos ocurren por la presencia de un fluido en movimiento y un gradiente de temperatura entre este y una superficie sólida. Es el resultado de la combinación de la difusión térmica por el contacto con el sólido a distinta temperatura y la advección causada por el movimiento de las partículas del fluido [164]. Puede ser natural, forzada o mixta en función de la causa que origina el movimiento del fluido.

¹³ En la literatura especializada [49] la fuente de generación es negativa, resultando el mismo modelo que el del enfoque como FCVR. Sin embargo, en este trabajo se considera positiva siguiendo el enfoque de los modelos anteriores [99,107].

En el receptor se producen tres flujos convectivos: (i) las pérdidas convectivas hacia el ambiente desde la cubierta de vidrio ($\underline{q}_{conv}^{go-amb}$); (ii) en el espacio anular ($\underline{q}_{conv}^{ao-gi}$); (iii) desde la superficie interior del absorbedor hacia el fluido ($\underline{q}_{conv}^{ai-f}$). En general flujos convectivos se expresan a partir de un coeficiente convectivo, a partir de correlaciones (tabla 3.1), y de un gradiente de temperatura entre el fluido y la superficie sólida involucrada, o entre dos superficies sólidas en el espacio anular. Por lo tanto, de manera generalizada se puede expresar de acuerdo a la Ec. (3.19).

Tabla 3.1: Principales correlaciones empíricas de los CTC convectivos del tubo receptor.

$\underline{q}_{conv}^{go-amb}$	$\underline{q}_{conv}^{ao-gi}$	$\underline{q}_{conv}^{ai-f}$	
		Monofásicas	Bifásicas
- Churchill y Chu [169] (natural)	- Ratzel <i>et al.</i> [171] o despreciable (vacío)	- Dittus y Boelter [173] - Petukhov [114]	- Chen [174] - Shah [175]
- Churchill y Bernstein [170] (forzada)	- Raithby y Hollands [172] (pérdida de vacío)	- Gnielinski [115]	- Gungor y Winterton [176] - Kandlikar [177] - Goebel [159]

$$\underline{q}_{conv}^{1-2} = h_{conv}^{1-2}(\underline{s}) (T_1 - T_2) \quad (3.19)$$

3.2.3 Radiación térmica

La radiación térmica puede concebirse como un conjunto de ondas electromagnéticas desde la teoría electromagnética o como un conjunto de parcelas de energía (fotones) según la teoría cuántica. Ambos enfoques se combinan indistintamente para describir los fenómenos radiativos, siendo más sencillo el de ondas electromagnéticas para predecir las propiedades en líquidos y sólidos, mientras que para gases es más conveniente la teoría cuántica [49,164,178]. A diferencia de la conducción y la convección la radiación no necesita expresamente un medio para propagarse, adquiriendo especial relevancia en aplicaciones con vacío [49]. Derivado de esta particularidad, existen dos enfoques principales para el modelado de los fenómenos radiativos en relación a la consideración sobre el medio por el que se propaga [49,178]: (i) cuando la intensidad radiativa es constante a lo largo de su trayectoria sin interactuar (emisión, absorción o dispersión) con el medio por el que se propaga, a este se le conoce como no participante, simplificando el modelado a las superficies diferenciales entre las que se produce el intercambio de energía; (ii) en caso contrario el medio es conocido como participante, interactuando con la intensidad radiativa a lo largo de una trayectoria determinada a través de uno o varios mecanismos (emisión, absorción o dispersión), complejizando su modelado.

En general, el modelado de los fenómenos radiativos en el tubo receptor se realiza bajo la consideración de medio no participante, distinguiéndose cuatro¹⁴ flujos principales. Dos se asocian a

¹⁴ El flujo radiativo incorporado en la ecuación fundamental del tubo de vidrio, como FCVR o FCVI, presentado en la sección 3.2.1, está directamente relacionado con la irradiación que incide sobre su superficie exterior.

la irradiación incidente en las superficies exteriores del absorbedor ($\underline{q}_{srad}^{ao}$) y el vidrio ($\underline{q}_{srad}^{go}$), incorporando los parámetros ópticos y geométricos con el que interactúan los fotones durante su trayectoria, expresándose de acuerdo a las Ec. (3.20) y Ec. (3.21), respectivamente.

$$\underline{q}_{srad}^{ao} = \rho_{ref} \tau_{ge} \alpha_a \gamma F_c^{ref} F_c^{ge} K_\varphi LCR_a(\underline{s}) DNI \cos(\varphi_{inc}) \quad (3.20)$$

$$\underline{q}_{srad}^{go} = \rho_{ref} \alpha_{ge} \gamma F_c^{ref} K_\varphi LCR_{ge}(\underline{s}) DNI \cos(\varphi_{inc}) \quad (3.21)$$

Los restantes se relacionan con el intercambio radiativo en el espacio anular ($\underline{q}_{rad}^{ao-gi}$), y entre la superficie exterior del tubo de vidrio con el entorno ($\underline{q}_{rad}^{go-sur}$). El flujo radiativo en el espacio anular se ha modelado bajo tres enfoques: (i) el más sencillo y utilizado considera largos cilindros concéntricos [164]; (ii) el método de trazado de rayos de MC desarrollado en [89]; y (iii) el MRN [49] implementado en [93,107] que implica mayor detalle al considerar las diferentes superficies diferenciales de los tubos y la obtención de los factores de vista. Por su parte, las pérdidas radiativas se han modelado bajo dos enfoques: (i) un enfoque sencillo en el que se modelan exclusivamente hacia el cielo equivalente; (ii) un modelo más detallado que involucra los factores de vista, al considerar no solo el cielo equivalente, sino también el reflector parabólico.

En este trabajo se utiliza el MRN [49] en el espacio anular, y el reflector se involucra en el caso de las pérdidas radiativas hacia el entorno. En ambos casos se establece un intercambio radiativo entre las superficies diferenciales interactuantes. Por ello, en la Ec. (3.22) se presenta la expresión general del balance de energía radiativo entre dos superficies diferenciales genéricas: grises, opacas y difusas a la radiación térmica. En el mismo se relaciona la irradiancia emitida por la superficie diferencial 1 (\underline{J}_{rad}^1) con la radiosidad procedente del resto de superficies (\underline{H}_{rad}^1).

$$\underline{q}_{rad}^{1-2} = \underline{J}_{rad}^1 - \underline{H}_{rad}^1 = \epsilon_1 \left[\underline{E}_b^1 - \int_A (\underline{J}_{rad}^2 dF_{dA^1-dA^2} + \underline{H}_{o_{rad}}^1) \right] \quad (3.22)$$

3.3 Modelado de flujos bifásicos en tuberías con calentamiento

El modelo más completo para representar el movimiento de un fluido sometido a calentamiento desde una estructura sólida se representa a partir de un sistema de EDP de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía, que deben satisfacerse en cada instante de tiempo en todo el dominio físico en estudio [142]. La complejidad del planteamiento y resolución de las EDP depende en gran medida de las asunciones sobre las variables independientes de tiempo y espacio. Cuando este fenómeno se produce en flujos bifásicos, además de las fuerzas de inercia, viscosas y de presión (comunes en flujos monofásicos), hay que incorporar, entre otras, las fuerzas de tensión interfacial, las características de contacto entre la superficie sólida y cada fase, así como el intercambio de masa, cantidad de movimiento y energía entre las fases [179]. Las consideraciones realizadas sobre cada una de las cuestiones anteriores dan lugar a diferentes enfoques para el modelado de flujos bifásicos sometidos a calentamiento. Las principales características de aquellos que consideran equilibrio mecánico entre las fases se presentan en la tabla 3.2.

Tabla 3.2: Enfoques de modelado de flujo bifásico considerando equilibrio mecánico entre las fases [142,180].

Modelos	3 ecuaciones		4 ecuaciones			5 ecuaciones			6 ecuaciones
	MHE	Drift-flux	A	B	C	A	B	C	M2F
Ecuaciones de conservación	3	3	4	4	4	5	5	5	6
Masa	1	1	2	1	1	2	2	1	2
Cantidad de movimiento	1	1	1	1	1	1	2	2	2
Energía	1	1	1	2	2	2	2	2	2
Restricciones entre fases	3	3	2	2	2	1	1	1	0
Entalpía o temperatura	2 ^(a)	2 ^(a)	1 ^(b)	1 ^(b)	2 ^(a)	0	1 ^(b)	1 ^(b)	0
Velocidad	1 ^(c)	1 ^(d)	1 ^(d)	1 ^(d)	0	1 ^(d)	0	0	0
Leyes constitutivas (pared)	2	2	2	3	3	3	3	4	4
Cantidad de movimiento (F_w)	1	1	1	1	2	1	2	2	2
Energía (Q_w)	1	1	1	2	1	2	1	2	2
Leyes constitutivas (fases)	0	0	1	2	2	2	2	3	3
Masa (Γ_k)	0	0	1	1	1	1	1	1	1
Cantidad de movimiento (M_{ik})	0	0	0	0	1	0	1	1	1
Energía (E_{ik})	0	0	0	1	0	1	0	1	1

(a) Equilibrio termodinámico: $T_l(p_{sat})$ y $T_g(p_{sat})$.

(b) Una fase en condiciones de saturación: $T_l(p_{sat})$ o $T_g(p_{sat})$.

(c) Igualdad de velocidades: $v_l = v_g$.

(d) Relación de deslizamiento: $s = v_l/v_g$.

En las siguientes subsecciones se describen brevemente las ecuaciones gobernantes de los dos principales enfoques de modelado: (i) homogéneo y (ii) de seis ecuaciones o a dos fluidos; (iii) las aproximaciones para el modelado de la turbulencia; (iv) los mapas de patrones de flujo bifásico aplicados para GDV en CCP; (v) la definición de las principales variables y propiedades termodinámicas del flujo bifásico.

3.3.1 Modelo de tres ecuaciones homogéneo en equilibrio

El MHE considera el flujo bifásico como una mezcla con propiedades termodinámicas promediadas. Por ello es tratado como un problema de flujo monofásico con tres ecuaciones considerando equilibrio termodinámico e igualdad de velocidades. Aunque el modelo se considera válido para flujo burbuja y anular-wispy, ha sido aplicado en todos los rangos de la región de evaporación [181]. Su reducida complejidad y el menor coste computacional respecto a otros enfoques, hace que sea el modelo termohidráulico más utilizado en el campo del flujo bifásico. Las EDP de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía por unidad de volumen del MHE se presentan en las Ecs. (3.23)–(3.25), respectivamente.

$$\underbrace{\frac{\partial \rho_m}{\partial t}}_{(1)} + \underbrace{\nabla \cdot [\rho_m \underline{v}_m]}_{(2)} = 0 \quad (3.23)$$

El significado físico de los términos de la Ec. (3.23) de conservación de masa son los siguientes:

- (1) Término temporal o variación local de densidad (masa por unidad de volumen).
- (2) Término convectivo de la densidad.

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t} [\rho_m v_f]}_{(1)} + \underbrace{\nabla \cdot [\rho_m v_m v_m]}_{(2)} = \underbrace{-\nabla p_m}_{(3)} + \underbrace{\nabla \cdot \underline{\tau}_m}_{(4)} + \underbrace{\rho_m g_m}_{(5)} = 0 \quad (3.24)$$

El significado de los términos de la Ec. (3.24) de conservación de cantidad de movimiento son:

- (1) Término temporal o variación local de cantidad de movimiento lineal.
- (2) Término convectivo de la cantidad de movimiento lineal.
- (3) Contribución de la presión a las fuerzas de superficie.
- (4) Contribución de los esfuerzos viscosos a las fuerzas de superficie.
- (5) Fuerzas de cuerpo o gravitacionales.

$$\begin{aligned} \underbrace{\frac{\partial}{\partial t} \left[\rho_m \left(u_m + \frac{v_m^2}{2} \right) \right]}_{(1)} + \underbrace{\nabla \cdot \left[\rho_m \left(u_m + \frac{v_m^2}{2} \right) v_m \right]}_{(2)} \\ = \underbrace{-\nabla \cdot [p_m v_m]}_{(3)} + \underbrace{\nabla \cdot [\underline{\tau}_m \cdot v_m]}_{(4)} - \underbrace{\nabla \cdot \underline{q}_m}_{(5)} + \underbrace{\rho_m g_m \cdot v_m}_{(6)} + \underbrace{\dot{q}_m}_{(7)} \end{aligned} \quad (3.25)$$

El significado físico de los términos de la Ec. (3.25) de conservación de la energía son:

- (1) Término temporal o variación local de la energía.
- (2) Término convectivo de la energía.
- (3) Trabajo de las fuerzas de presión.
- (4) Trabajo de los esfuerzos viscosos, que se compacta como función de disipación viscosa (Φ).
- (5) Trabajo de las fuerzas de cuerpo o gravitacionales.
- (6) Tasa de flujo de calor derivado de la convección, conducción o radiación.
- (7) Fuentes o sumideros de generación volumétrica

3.3.2 Modelo a dos fluidos de seis ecuaciones

El modelo de seis ecuaciones conocido clásicamente como a dos fluidos (M2F) [182–185] considera tres ecuaciones para cada fase sin restricciones de temperatura o velocidad entre ellas, garantizando teóricamente una mejor precisión del modelo respecto al MHE. Sin embargo la complejidad es mayor por la cantidad de relaciones constitutivas, obtenidas a partir de correlaciones empíricas [141]. Las EDP del M2F se determinan a partir del promediado de la formulación instantánea local para cada fase [182], bajo tres enfoques principales: promediado de conjunto [184,186], promediado temporal [182] y promediado espacial o en volumen [183,187]. Aunque las ecuaciones de cada uno son de aspecto similar pueden variar ligeramente [186]. Las EDP de conservación de masa, cantidad

de movimiento y energía por unidad de volumen para cada fase basadas en el enfoque de promediado en conjunto [184,186], se muestran en las Ecs. (3.26)–(3.28), respectivamente.

$$\underbrace{\frac{\partial[\alpha_k \rho_k]}{\partial t}}_{(1)} + \underbrace{\nabla \cdot [\alpha_k \rho_k \underline{v}_k]}_{(2)} = \underbrace{\Gamma_k}_{(3)} \quad (3.26)$$

El significado de los términos de la Ec. (3.26) de conservación de masa para cada fase son:

- (1) Término temporal o variación local de la densidad.
- (2) Término convectivo de la densidad.
- (3) Término de generación de masa o transferencia de masa interfacial.

$$\begin{aligned} \underbrace{\frac{\partial[\alpha_k \rho_k \underline{v}_k]}{\partial t}}_{(1)} + \underbrace{\nabla \cdot [\alpha_k \rho_k \underline{v}_k \underline{v}_k]}_{(2)} = & \underbrace{-\alpha_k \nabla p_k}_{(3)} + \underbrace{\nabla \cdot [\alpha_k (\underline{\tau}_k + \underline{\tau}_k^{Re})]}_{(4)} + \underbrace{\alpha_k \rho_k \underline{g}_k}_{(5)} \\ & + \underbrace{\Gamma_k \underline{v}_{ki}}_{(6)} + \underbrace{(p_{ki} - p_k) \nabla \alpha_k}_{(7)} + \underbrace{M'_k}_{(8)} - \underbrace{\nabla \alpha_k \cdot \underline{\tau}_{ki}}_{(9)} \end{aligned} \quad (3.27)$$

El significado de los términos de la Ec. (3.27) de conservación de cantidad de movimiento para cada fase se interpretan como sigue:

- (1) Término temporal o variación local de cantidad de movimiento lineal.
- (2) Término convectivo de la cantidad de movimiento lineal.
- (3) Contribución de la presión a las fuerzas de superficie.
- (4) Contribución de los esfuerzos viscosos a las fuerzas de superficie.
- (5) Fuerzas de cuerpo o gravitacionales.
- (6) Intercambio de cantidad de movimiento debido a la transferencia de masa.
- (7) Diferencia de presión entre la presión interfacial y la de la fase k .
- (8) Término que aglutina términos interfaciales de cantidad de movimiento extra como la fuerza de arrastre interfacial, la fuerza de arrastre en la pared o la fuerza de masa virtual.
- (9) Fuerzas viscosas interfaciales.

$$\begin{aligned} \underbrace{\frac{\partial}{\partial t} \left[\alpha_k \rho_k \left(u_k + u_k^{Re} + \frac{v_k^2}{2} \right) \right]}_{(1)} + \underbrace{\nabla \cdot \left[\alpha_k \rho_k \underline{v}_k \left(u_k + u_k^{Re} + \frac{v_k^2}{2} \right) \right]}_{(2)} \\ = \underbrace{-\nabla \cdot [\alpha_k p_k \cdot \underline{v}_k]}_{(3)} + \underbrace{\nabla \cdot [\alpha_k (\underline{\tau}_k + \underline{\tau}_k^{Re}) \cdot \underline{v}_k]}_{(4)} - \underbrace{\nabla \cdot [\alpha_k (\underline{q}_k + \underline{q}_k^{Re})]}_{(5)} \\ + \underbrace{\alpha_k \rho_k \underline{g}_k \cdot \underline{v}_k}_{(6)} + \underbrace{Q_{ik}}_{(7)} + \underbrace{W_{ik}}_{(8)} + \underbrace{\Gamma_k \left[u_{ki} + \frac{v_{ki}^2}{2} \right]}_{(9)} \end{aligned} \quad (3.28)$$

El significado físico de los términos de la Ec. (3.28) de conservación de la energía para cada fase son los siguientes:

- (1) Término temporal o variación local de la energía.
- (2) Término convectivo de la energía.
- (3) Trabajo de las fuerzas de presión.
- (4) Trabajo de los esfuerzos viscosos y turbulentos.
- (5) Contribución de los flujos de calor promedio y turbulentos.
- (6) Trabajo de las fuerzas de cuerpo o gravitacionales.
- (7) Tasa de flujo de calor interfacial.
- (8) Trabajo de las fuerzas de arrastre interfacial.
- (9) Contribución de la energía al intercambio de energía derivada de la transferencia de masa.

3.3.3 Modelado de la turbulencia

La mayoría de procesos industriales o naturales que involucran flujo multifásicos son turbulentos [186], y sus efectos deben involucrarse en las EDP gobernantes. Los cuatro enfoques principales para el modelado de la turbulencia se describen brevemente en orden decreciente de acuerdo a su complejidad y coste computacional [188,189]:

- (i) Simulación numérica directa (DNS): considera tamaños de malla y pasos de tiempo suficientemente pequeños para resolver las diferentes escalas de turbulencia sin considerar un modelo de turbulencia específico. Presenta un alto coste computacional, por lo que su aplicación es limitada.
- (ii) Simulación de grandes remolinos (*large eddy simulation*, LES): los remolinos a gran escala se modelan con simulaciones dependientes del tiempo mientras que los de pequeña escala son aproximados con un modelo de malla a escala (subgrid scale model, SGS) adecuado.
- (iii) Modos de turbulencia de las ecuaciones tipo RANS (*Reynolds-Averaged-Navier-Stokes*): considera el promediado temporal o estadístico a partir de CF dependientes del tiempo. El enfoque se centra en el valor promedio del flujo y los efectos de la turbulencia sobre este y sus propiedades por medio de componentes fluctuantes. Resultado del proceso de promediado aparecen términos extras en las EDP que exigen a su vez la necesidad de incluir otras ecuaciones para modelar su comportamiento. Estos términos dependen del modelo de turbulencia utilizado, siendo los más comunes el $\kappa - \varepsilon$ (energía cinética turbulenta y ratio de disipación de energía) y el modelo de estrés de Reynolds (*Reynolds stress model*, RSM).
- (iv) Correlaciones empíricas: es la técnica comúnmente utilizada en el estudio de flujos turbulentos simples como los de tuberías o la capa límite de una placa plana, aproximados mediante un enfoque unidimensional. La complejidad del modelado de la turbulencia es bordeada a partir de la incorporación de relaciones constitutivas obtenidas en los diferentes términos resultantes del promediado espacial, en las ecuaciones de conservación de cantidad de movimiento y energía bajo el enfoque unidimensional.

Los dos términos más representativos de este último enfoque, implementado en la actual tesis doctoral, son los asociados a las pérdidas por fricción y a la tasa de flujo de calor transmitida desde la pared al fluido de trabajo. Dando lugar a las dos cuestiones clave del proceso de modelado, el coeficiente de fricción y el CTC, de los que dependen la precisión de los resultados de presión y distribución de temperaturas en el absorbedor, respectivamente. Las expresiones resultantes del promediado adaptadas al flujo en tuberías, se presentan en las Ecs. (3.29) y (3.30), respectivamente. El procedimiento de promediado espacial que da lugar a estos términos en el MHE y el M2F, y el promediado de los términos interfaciales del M2F se detalla en D'auria *et al.* [189].

$$\langle \nabla \cdot \underline{\tau}_f \rangle^S = \frac{\partial \tau_f}{\partial z} = F_w = -\frac{4\tau_w}{d_i} = -\frac{1}{2d_i} f_w^{DW} \rho_f v_f^2 \quad (3.29)$$

$$\langle \nabla \cdot \underline{q}_f \rangle^S = Q_w = \frac{q_{conv}^{w-f} \pi d_i}{\pi d_i^2 / 4} = \frac{4}{d_i} h_{conv}^f (T_w - T_f) \quad (3.30)$$

3.3.4 Mapas de patrones de flujo en tuberías horizontales

El flujo bifásico presenta diferentes configuraciones geométricas del líquido-gas en función de las condiciones de operación (presión, velocidad, temperatura, etc.) y las propiedades del fluido, concidas como patrones de flujo [179]. En este sentido, el desarrollo de modelos termohidráulicos precisos y completos exige la determinación de la ocurrencia de estos patrones y las correlaciones empíricas asociadas a estos. Para ello los mapas de patrones de flujo son la herramienta más utilizada, en especial en el enfoque unidimensional. Los principales patrones de flujo bifásico que pueden ocurrir en tuberías horizontales sometidas a calentamiento son (figura 3.4): burbuja (BB); intermitente (I) entre los que se puede distinguir *plug* (PL) y *slug* (SL); estratificado suave (SS), estratificado-ondulado (SW), anular (A), *dry-out* (DO) y niebla (M). Una descripción detallada de cada uno de estos puede encontrarse en Thome [190].

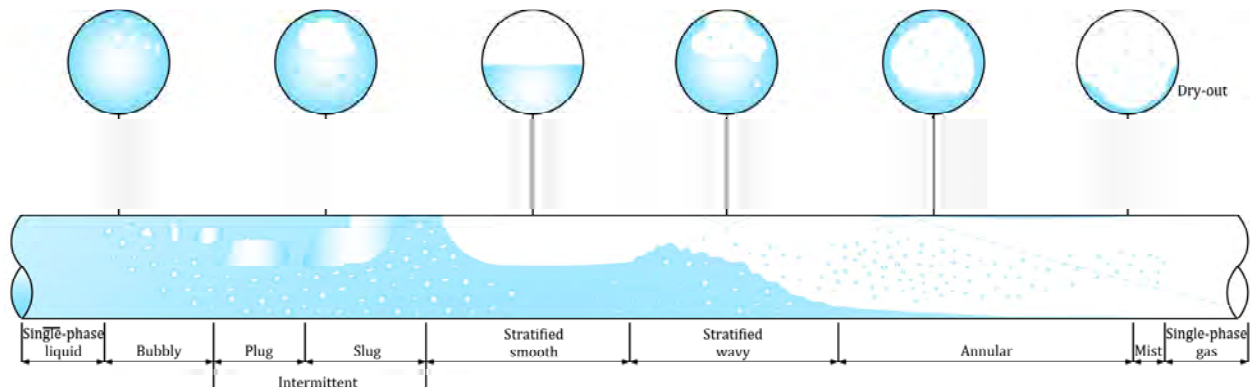


Figura 3.4: Principales patrones de flujo bifásico en tuberías horizontales [13]

Por otra parte los mapas de patrones de flujo se subdividen en dos categorías [179]: empíricos y teóricos o semiteóricos. Los empíricos se obtienen como resultado de la observación experimental.

Los segundos predicen los patrones y sus transiciones a partir de la combinación de modelos matemáticos de cada uno. A pesar de los esfuerzos para la obtención de mapas de patrones de flujo generalizados, la mayoría solo son válidos para determinados fluidos y condiciones de operación. Los principales mapas utilizados en el modelado de GDV en CCP se presentan en la tabla 3.3.

Tabla 3.3: Mapas de patrones de flujo bifásico utilizados en herramientas de M&S de GDV en CCP [13].

Autores	Fluidos	Características	Patrones de flujo bifásico ^(a)	Abscisa y ordenada
Taitel y Dukler [16]	Agua y aire Petróleo y gas natural	Semiteórico Adiabático	BB, I (PL, SL), SS, SW, AD	$v_{ts}[m/s] - v_{gs}[m/s]$ $\chi - K_D$: SS-SW $\chi - Fr_D$: SW-AD, SW-I, AD-BB, AD-I $\chi - T_D$: BB-I
Wojtan <i>et al.</i> [50]	R22, R410A, R407C ^(e)	Semiteórico No adiabático	I, SL, SL+SW, S, SW, A, DO, M	$x[-] - G_m[kg/m^2s]$
RELAP5 [143]	Agua y vapor	Semiteórico	BB, SL, S, A, M	$\alpha[-] - G_m[kg/m^2s]$ $\alpha[-] - v_r[m/s]$
ATHLET [144]	Agua y vapor	No adiabático	SL, S, W, AD	$v_{rs}[m/s]$: S $v_{rs}[m/s]$ and E_w : SL, W $v_{rs}[m/s]$ and E_d : AD $v_{ts}[m/s] - v_{gs}[m/s]$
Odeh <i>et al.</i> [191] ^(d)	Agua y vapor	Teórico No adiabático	D, I, S, A	$v_{ts}[m/s] - v_{gs}[m/s]$
Zarza [4] ^(e)	Agua y vapor	Teórico No adiabático	D, I, S, A	$v_{ts}[m/s] - v_{gs}[m/s]$

(a) La nomenclatura de cada trabajo se ha mantenido, sin embargo, se deduce que algunos tienen el mismo significado físico: (i) burbuja (BB) y burbuja disperso (DB); (ii) anular (A) y anular disperso (AD); (iii) estratificado-suave (SS) y estratificado (S); (iv) estratificado-ondulado (SW) y ondulado (W). Además, el patrón de flujo disperso (D) puede aglutinar DB y DA.

(b) El mapa es una extensión del desarrollado por Taitel y Dukler [16].

(c) El mapa se validó únicamente para R22 y R410A, pero se incluye el R407C porque es una extensión del mapa desarrollado por Kattan *et al.* [192] en el que este último refrigerante si fue considerado para su validación.

(d) El mapa se basa en el trabajo de Taitel [193].

(e) El mapa fue presentado por Zarza [4], pero no se especifica referencia. Aunque el rango de la abscisa y la ordenada es diferente, parece al mismo mapa presentado por Odeh *et al.* [191].

3.3.5 Definiciones fundamentales en flujo bifásico unidimensional

Presentados los enfoques de modelado y turbulencia, se introducen las definiciones de las principales variables y propiedades termodinámicas para flujos bifásicos junto a las expresiones que las relacionan para el caso unidimensional, de acuerdo a [190,194].

Calidad del vapor

Se define como la razón de flujo másico de la fase gaseosa respecto a la de ambas fases, tal como se presenta en la Ec. (3.31). Cuando existe equilibrio termodinámico entre las fases (igualdad de presión y temperatura), como en el caso del MHE, se define la calidad de equilibrio termodinámico

a partir de los valores de la mezcla bifásica y las condiciones de saturación de las variables de energía interna o entalpía específica, de acuerdo a la Ec. (3.32).

$$x = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_l + \dot{m}_g} \quad (3.31)$$

$$x = \frac{u_m - u_l}{u_g - u_l} = \frac{h_m - h_l}{h_g - h_l} \quad (3.32)$$

Fracción de vacío

Representa uno de los parámetros fundamentales del flujo bifásico para el cálculo de los patrones de flujo, sus transiciones, los CTC y la caída de presión. Se define como el área de la ST de la fase gaseosa respecto al área total del fluido. De forma análoga se define la fracción de vacío de la fase líquida, que también puede expresarse en función de la fracción de vacío del gas. Se presentan cada una de ellas en las Ec. (3.33) y Ec. (3.34) respectivamente

$$\alpha_g = \frac{A_g}{A_l + A_g} \quad (3.33)$$

$$\alpha_l = \frac{A_l}{A_l + A_g} = 1 - \alpha_g \quad (3.34)$$

Además la fracción de vacío se define a partir del enfoque de MHE en función de la calidad del vapor y de la densidad de cada fase de acuerdo a la Ec. (3.35).

$$\alpha_g = \frac{x \rho_l}{x \rho_l + (1 - x) \rho_g} \quad (3.35)$$

Densidad de la mezcla bifásica

La densidad de la mezcla bifásica bajo el enfoque homogéneo en equilibrio se define de acuerdo a la Ec. (3.36).

$$\rho_m = \alpha_g \rho_g + \rho_l (1 - \alpha_g) \quad (3.36)$$

Velocidades

Las velocidad promedio de cada fase se obtienen a partir del caudal volumétrico y el área de la ST por la que circula cada una de ellas. A partir de la ecuación de consistencia es posible expresarlas en términos de la fracción de vacío, calidad, densidad y el flujo másico. Estas se presentan en las Ecs. (3.37) y (3.38).

$$v_l = \frac{\dot{Q}_l}{A_l} = \frac{\dot{Q}_l}{\alpha_l A} = \frac{\dot{m}_l / \rho_l}{\alpha_l A} = \frac{\dot{m}(1-x)}{\rho_l(1-\alpha_g)A} \quad (3.37)$$

$$v_g = \frac{\dot{Q}_g}{A_g} = \frac{\dot{Q}_g}{\alpha_g A} = \frac{\dot{m}_g / \rho_g}{A \alpha_g} = \frac{\dot{m} x}{\rho_g \alpha_g A} \quad (3.38)$$

De las definiciones de las velocidades es posible también definir la velocidad másica de cada fase y la de la mezcla de acuerdo a las Ecs. (3.39)–(3.41) en función de la fracción de vacío.

$$G_l = \alpha_l \rho_l v_l \quad (3.39)$$

$$G_g = \alpha_g \rho_g v_g \quad (3.40)$$

$$G_m = \alpha_l \rho_l v_l + \alpha_g \rho_g v_g \quad (3.41)$$

Además la velocidad másica de cada fase también puede expresarse en función de la calidad y de la velocidad másica de la mezcla de acuerdo a las Ecs. (3.42) y (3.43).

$$G_l = G_m(1-x) \quad (3.42)$$

$$G_g = G_m x \quad (3.43)$$

3.4 Ecuación general de convección-difusión, condiciones iniciales y de frontera

Las ecuaciones diferenciales que gobiernan los procesos de dinámica de fluidos y transferencia de calor obedecen al principio de conservación generalizado. En la década de 1980 Suhas V. Patankar [195] planteó una formulación compacta de las mismas, la ecuación general conservativa de convección-difusión, que se muestra en la Ec (3.44). Esta es considerada para la representación de los diferentes modelos de conducción de calor y conservación de masa, cantidad de movimiento y energía que integran el código numérico implementado en este trabajo.

$$\underbrace{\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t}}_{(1)} + \underbrace{\nabla(\rho\mathbf{v}\phi)}_{(2)} = \underbrace{\nabla(\Gamma \nabla\phi)}_{(3)} + \underbrace{S}_{(4)} \quad (3.44)$$

La ecuación de convección-difusión se integra por cuatro términos fácilmente asociables con los de las ecuaciones de conservación de dinámica de fluidos y de conducción de calor [195,196]:

- (1) Término local, temporal o transitorio: variación de la variable de interés respecto al tiempo.
- (2) Término advectivo o convectivo: flujo neto de la variable de interés por el movimiento del fluido.

- (3) Término difusivo: el flujo neto de la variable de interés debido a las corrientes difusivas.
- (4) Término fuente: generación o destrucción de la variable de interés. En el mismo se agrupan todos los términos que no pueden ser ubicados en los anteriores.

En los modelos planteados en forma de EDP bajo la formulación de la ecuación de convección-difusión, es necesario definir la condición inicial (CI) y CF para obtener una única solución del problema. La CI define el valor de la variable incógnita en el instante de tiempo inicial, mientras que las CF fijan su valor en el contorno del dominio físico estudiado, distinguiéndose tres tipos principales [196,197], que se detallan en las Ecs. (3.45)–(3.47):

- (i) Primera clase o Dirichlet: fija el valor de la variable incógnita en la frontera. Las más comunes son temperatura, presión, velocidad o flujo másico conocidos.

$$\phi_b = \phi_{especificado} \quad (3.45)$$

- (ii) Segunda clase o Von Neumann: se impone el valor del gradiente de la variable incógnita en dirección normal a la frontera. Son habituales flujos de calor y extrapolaciones de la variable incógnita a partir de los nodos internos.

$$\phi_b \cdot \hat{n}_b = q_{especificado} \quad (3.46)$$

- (iii) Tercera clase, Robin o mixta: es una combinación lineal de las condiciones de primera y segunda clase. La situación más representativa de esta CF se da en la combinación de pérdidas convectivas y radiativas hacia el ambiente.

$$a\phi_b + b\phi_b \cdot \hat{n}_b = f_{especificado} \quad (3.47)$$

Capítulo 4

Modelo óptico de la distribución de la radiación solar alrededor del tubo receptor

El modelado óptico la DNUFC en el tubo receptor de un CCP consiste fundamentalmente en la obtención de los factores de concentración local del absorbedor y el tubo de vidrio, incorporando las propiedades ópticas de los elementos del CCP que intervienen en la trayectoria de la radiación solar. Las principales características que se persiguen en el modelo óptico desarrollado en este trabajo son la rapidez, precisión y sencillez. Bajo estas premisas se utiliza una herramienta madura como SolTrace para obtener el perfil de la DNUFC a través del método de trazado de rayos y posteriormente se incorporan los parámetros ópticos del CCP mediante sus valores numéricos. Los modelos matemáticos junto a las asunciones de modelado en el trazado de rayos se presentan en la sección 4.1. En la sección 4.2 se describe el procedimiento de solución de las dos etapas en las que se subdivide el modelado óptico. En las secciones 4.3 y 4.4 se desarrolla la verificación del modelo para los captadores tipo LS2 de la plataforma AZTRAK y tipo LS3 de la instalación DISS, respectivamente. En estas se incluyen las características ópticas y geométricas, el estudio de independencia de trazado de rayos y la comparación con los modelos precedentes.

4.1 Modelos matemáticos

El modelado óptico se caracteriza a partir de los flujos de calor sobre las superficies exteriores del absorbedor y el tubo de vidrio, que se presentan adaptados a la ST del ECC, en las Ecs. (4.1) y (4.2), respectivamente.

$$q_{srad}^{ao}(\theta) = \rho_{ref} \tau_{ge} \alpha_a \gamma F_c^{ref} F_c^{ge} K_\varphi LCR_a(\theta) DNI \cos(\varphi_{inc}) \quad (4.1)$$

$$q_{srad}^{go}(\theta) = \rho_{ref} \alpha_{ge} \gamma F_c^{ref} K_\varphi LCR_{ge}(\theta) DNI \cos(\varphi_{inc}) \quad (4.2)$$

Las propiedades ópticas se incorporan de manera directa a partir de sus respectivos valores numéricos, mientras que para la obtención de los factores de concentración local de cada tubo en el procedimiento de trazado de rayos, se realizan las siguientes consideraciones:

- una aproximación tipo ‘pillbox’ para el disco solar con un ángulo medio de 4.65 mrad.
- una estación (el módulo del CCP) con cuatro elementos: reflector, superficies exterior e interior del tubo de vidrio y superficie exterior del absorbedor para el análisis óptico;

- propiedades ópticas ideales asumiendo el reflector y el absorbedor como superficies reflectivas y las dos superficies del tubo de vidrio como refractivas;
- los errores de superficie y especulares no son considerados al involucrarse a partir del factor de interceptación.

4.2 Métodos de trazado de rayos y de cambio de energía del fotón

El modelado óptico se subdivide en dos etapas: trazado de rayos de MC y CEF. La primera se lleva a cabo a partir del trazado de rayos en SolTrace (figura 4.1) para obtener los factores de concentración locales del absorbedor (LCR_a) y del tubo de vidrio (LCR_{ge}). SolTrace devuelve un archivo de datos con distribuciones 3D de los flujos de calor sobre la superficie exterior de cada elemento (figura 4.2), que son promediados en la dirección axial mediante una subrutina en Fortran para obtener los factores de concentración locales de cada tubo en una ST genérica del receptor.

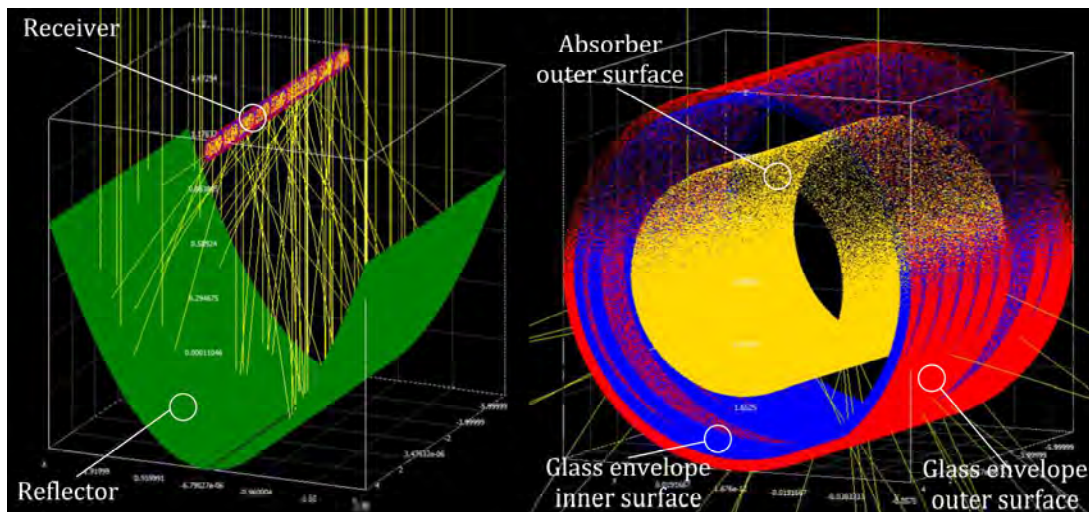


Figura 4.1: Modelo de trazado de rayos en el captador LS3 (12 m) en SolTrace [48]: sistema completo (izda.) y receptor (dcha.) [13].

En la segunda etapa (CEF) la energía del fotón cambia al multiplicarse por los parámetros ópticos del CCP: reflectividad, transmisividad, absorptividad, factor de interceptación y factores de ensuciamiento. Junto con a los $LCRs$ de cada tubo, estos se incorporan como parámetros de entrada al modelo térmico. La elección de un método determinístico (CEF) en esta segunda etapa responde fundamentalmente a la menor variabilidad de los flujos de calor superficiales frente a la elección de un método estocástico (MC) así como a las limitaciones de SolTrace para la incorporación de los parámetros ópticos, que se restringe a la reflectividad y la transmisividad. Por lo tanto, la absorptividad de cada tubo siempre debe ser involucrada a partir del método de CFE, una vez obtenidos los perfiles de los factores de concentración local afectados por la reflectividad y transmisividad. Esto supondría mezclar dos tipos de enfoque (determinístico y estocástico) en esta segunda etapa,

introduciendo cierta confusión en el modelo. Por estas mismas razones, las imperfecciones microscópicas (especulares) y macroscópicas (de superficie) se involucran mediante el factor de interceptación en lugar de incorporar los errores especulares y de superficie en la primera etapa de trazado de rayos de MC.

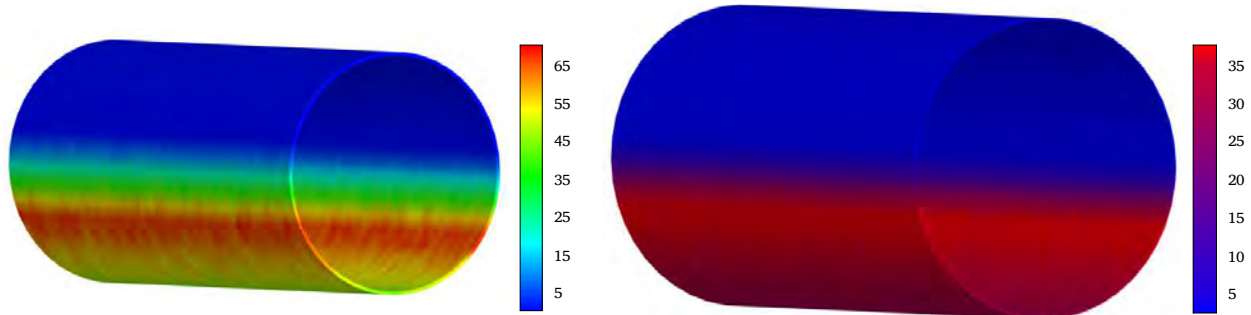


Figura 4.2: Factores de concentración local 3D en el captador LS3 (12 m): absorbedor (izda.) y tubo de vidrio (dcha.).

4.3 Verificación del modelo óptico en un captador tipo LS2

Para la verificación del modelado óptico se considera en primer lugar el captador tipo LS2 de la plataforma experimental AZTRAK de SNL. Sus características se reportaron por primera vez en 1994 por Dudley *et al.* [55], junto a resultados experimentales sobre ensayos con aceite térmico. No obstante, la información sobre las propiedades ópticas resultaba incompleta¹⁵. Además, al considerarlas como parámetros de entrada en el modelo numérico desarrollado en ese mismo trabajo [55] las pérdidas térmicas se subestimaban.

En 2003, Forristal [94] corrigió ambas deficiencias presentando información detallada y una optimización de las propiedades ópticas ajustada a los datos experimentales de 1994, mediante su propia herramienta de M&S. Sin embargo, la mayoría de estudios numéricos de la última década [86,88,93,112] consideran en sus validaciones las propiedades ópticas de 1994 [55]. Esto deriva en sobreestimaciones de las variables de transferencia de calor, así como en una amalgama de resultados producto de las diferentes asunciones de cada trabajo sobre los parámetros ópticos no reportados por Dudley *et al.* [55].

En la presente tesis doctoral las simulaciones implementadas bajo el modelo físico de la plataforma AZTRAK consideran de facto las propiedades ópticas presentadas por Forristal [94]. Sin embargo, un caso es simulado bajo las reportadas por Dudley *et al.* [55], dado que son consideradas en tres de los estudios [86,88,93] con los que se verifican los modelos óptico y térmico. Las propiedades ópticas no proporcionadas [55] se retoman de Hachicha *et al.* [93], evitándose cualquier duda sobre el desempeño del actual código numérico. La tabla 4.1 recoge las propiedades ópticas y geométricas reportadas en [55,94] y consideradas en este trabajo.

¹⁵ No se reporta información sobre factor de interceptación, absorptividad del vidrio y factor de ensuciamiento del reflector.

Tabla 4.1: Propiedades ópticas y geométricas del captador LS2 (Luz Cermet) en plataforma AZTRAK [55,94].

Parámetro	LS2-AZTRAK [55]	LS2-AZTRAK [94]
Apertura del reflector (W_{ref})	5.0 m	5.0 m
Longitud del reflector (L_{ref})	7.8 m	7.8 m
Distancia focal (f_0)	1.84 m	1.84 m
Diámetro exterior del tubo de vidrio (d_{go})	$1.15 \cdot 10^{-1}$ m	$1.15 \cdot 10^{-1}$ m
Diámetro interior del tubo de vidrio (d_{gi})	$1.09 \cdot 10^{-1}$ m	$1.09 \cdot 10^{-1}$ m
Diámetro exterior del absorbedor (d_{ao})	$7.0 \cdot 10^{-2}$ m	$7.0 \cdot 10^{-2}$ m
Diámetro interior del absorbedor (d_{ai})	$6.6 \cdot 10^{-2}$ m	$6.6 \cdot 10^{-2}$ m
Reflectividad (ρ_{ref})	0.93	0.9353
Transmisividad (τ_{ge})	0.95	0.935
Absortividad del absorbedor (α_a)	0.96	0.92
Absortividad del tubo de vidrio (α_{ge})	0.038 ^(a)	0.02
Factor de interceptación (γ)	1.000 ^(a)	0.911 ^(b)
Factor de ensuciamiento del reflector-vacío (F_c^{ref})	1.000 ^(a)	0.998
Factor de ensuciamiento del reflector-pérdida de vacío (F_c^{ref})	1.000	1.000
Factor de ensuciamiento del tubo de vidrio (F_c^{ge})	$(1 + F_c^{ref})/2$	$(1 + F_c^{ref})/2$

(a) Valores no reportados en [55], asumidos de acuerdo a las consideraciones de Hachicha *et al.* [93].

(b) Calculado a partir de los factores $\varepsilon'_1 - \varepsilon'_3$ y ε'_6 presentados en la tabla 2.1 del trabajo de Forristal [94].

4.3.1 Estudio de independencia de número de rayos trazados

La influencia del número de rayos trazados es evaluada a nivel de los LCR_s de cada uno de los tubos del receptor para cinco etapas de generación de rayos: desde $\#1.00 \cdot 10^4$ hasta $\#2.50 \cdot 10^6$. Numéricamente se evalúan los valores máximo, promedio y mínimo de los LCR_s estableciendo como criterio que el error relativo porcentual (ξ_{erp}) de estos tres valores, sea menor al $0.1\%^{16}$ en relación a la siguiente etapa de generación de rayos. Los resultados del análisis numérico se muestran en la tabla 4.2, concluyendo que la independencia se garantiza para un valor de $\#2.00 \cdot 10^6$ rayos trazados, y se confirman también en el análisis gráfico que se presenta en la figura 4.3.

Tabla 4.2: Análisis numérico de independencia de trazado de rayos en el captador LS2.

# rayos (N_{Rays})	LCR_a [-]			LCR_{ge} [-]		
	Máx. (ξ_{erp})	Ave. (ξ_{erp})	Mín. (ξ_{erp})	Máx. (ξ_{erp})	Ave. (ξ_{erp})	Mín. (ξ_{erp})
$1.00 \cdot 10^4$	67.1 (4.35)	22.3 (1.76)	0.0 (1.00)	41.5 (2.22)	13.0 (2.26)	0.0 (0.00)
$1.00 \cdot 10^5$	64.3 (0.63)	22.7 (0.00)	0.1 (0.00)	40.6 (0.25)	13.3 (0.00)	0.0 (0.00)
$1.00 \cdot 10^6$	63.9 (0.16)	22.7 (0.00)	0.1 (0.00)	40.7 (0.49)	13.3 (0.00)	0.0 (0.00)
<u>$2.00 \cdot 10^6$</u>	<u>63.8 (0.00)</u>	<u>22.7 (0.00)</u>	<u>0.1 (0.00)</u>	<u>40.9 (0.00)</u>	<u>13.3 (0.00)</u>	<u>0.0 (0.00)</u>
$2.50 \cdot 10^6$	63.8 (- -)	22.7 (- -)	0.1 (- -)	40.9 (- -)	13.3 (- -)	0.0 (- -)

¹⁶ Con una precisión de 10^{-1} [-].

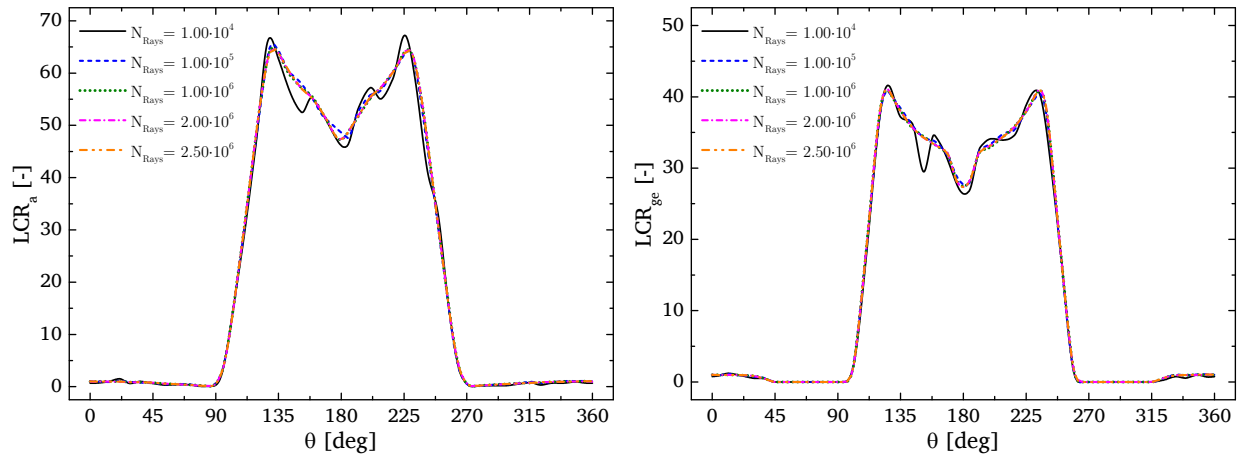


Figura 4.3: Análisis gráfico de independencia de trazado de rayos en el captador LS2: absorbedor (izda.) y tubo de vidrio (dcha.).

4.3.2 Comparación con modelos ópticos precedentes

Los resultados del modelado óptico del captador tipo LS2 se presentan en la figura 4.4 en términos de los perfiles de los flujos de calor absorbidos por cada uno de los tubos del receptor en sus superficies exteriores. Se considera el caso #1 de las pruebas experimentales en vacío con aceite térmico Syltherm 800 de la plataforma AZTRAK [55]. Estos son comparados con los resultados de Cheng *et al.* [86] y Hachicha *et al.* [93] en el tubo absorbedor, y con los de Wirz *et al.* [89] en ambos tubos. Además se presenta el perfil en el absorbedor del modelo actual simulado bajo las consideraciones ópticas en [55], dado que estas son asumidas en [86,93].

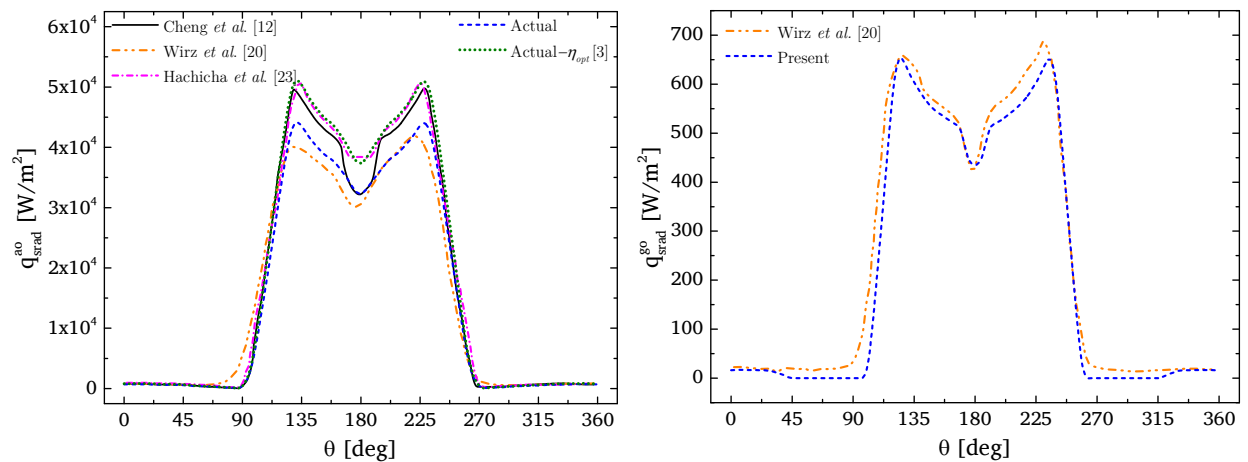


Figura 4.4: Flujos de calor en las superficies exteriores del receptor de la plataforma AZTRAK (escenario de vacío *on-sun* caso #1; DNI=933.7 W/m²): absorbedor (izda.) y tubo de vidrio (dcha.).

La comparación cualitativa con los modelos precedentes certifica del correcto desempeño del modelo óptico. El perfil del flujo de calor en el absorbedor al simularse con las consideraciones ópticas de [55] presenta un perfil casi idéntico al de Hachicha *et al.* [93]. Y es muy parecido al

obtenido por Cheng *et al.* [86], con discrepancias atribuibles a las diferencias en los métodos utilizados en la etapa de interacción del fotón, la simulación de las imperfecciones geométricas y el tamaño del disco solar.

Por otra parte, el perfil de los flujos de calor en el absorbedor y el tubo de vidrio obtenidos con el modelo actual, bajo las propiedades de [94], son similares a los de Wirz *et al.* [89], con pequeñas diferencias derivadas de la metodología utilizada en la etapa de interacción del fotón y en la obtención de las imperfecciones geométricas. Además al comparar los resultados de las dos simulaciones del modelo actual en el absorbedor, se observa como el perfil del flujo de calor obtenido con las propiedades optimizadas por Forristal [94] es menor que considerando las inicialmente reportadas por Dudley *et al.* [55].

La correcta selección de las propiedades ópticas resulta esencial para mejorar la precisión del modelo térmico en términos de las variables de transferencia de calor, tal como se demuestra en la subsección 5.3.2 al comparar el modelo térmico actual con los precedentes [86,93]. Las principales características metodológicas y consideraciones del actual modelo y los precedentes que justifican las similitudes y diferencias en los perfiles de los flujos de calor en el tubo receptor se detallan en la tabla 4.3.

Tabla 4.3: Principales características de los modelos ópticos para la verificación del captador LS2.

Autores (año)	Etapas del fotón		Imperfecciones geométricas	Rendimiento óptico pico ^(a)
	Distribución	Interacción		
Cheng <i>et al.</i> [86] (2010)	MC	MC	No especificadas	Dudley <i>et al.</i> [55]
Wirz <i>et al.</i> [89] (2012)	MC	MC	Errores de seguimiento (1 mrad) y reflexión angular (2 mrad)	Forristal [94]
Hachicha <i>et al.</i> [93] (2013)	MVF	CEF	Factor de interceptación	Dudley <i>et al.</i> [55]
Actual	MC	CEF	Factor de interceptación	0.7328 [94]
Actual- η_{opt} [55]	MC	CEF	Factor de interceptación	0.8482 [55]

(a) En los modelos precedentes solo se ofrecen las fuentes de información, dado que ninguno muestra el valor del rendimiento óptico pico

4.4 Verificación del modelo óptico en un captador tipo LS3

La verificación del modelado óptico se implementa también en un captador tipo LS3, dado que estos captadores fueron los primeros en instalarse en la configuración inicial de la instalación experimental DISS¹⁷, cuyos datos se utilizan para la validación y verificación del código numérico. Las características geométricas del captador tipo LS3 y los parámetros ópticos nominales de la instalación experimental DISS se detallan en la tabla 4.4, de acuerdo a la información reportada en el trabajo de Zarza [4].

¹⁷ Posteriormente en los proyectos INDITEP y DUKE se instalaron captadores tipo Eurotrough (ET-100) y Solarlite (SL4600+), respectivamente [20,152].

Tabla 4.4: Propiedades ópticas y geométricas del captador LS3 de la instalación DISS (2000–2003) [4].

Parámetro	LS3–DISS
Apertura del reflector (W_{ref})	5.76 m
Longitud del reflector (L_{ref})	12.0 m
Distancia focal (f_0)	1.71 m
Diámetro exterior del tubo de vidrio (d_{go})	$1.15 \cdot 10^{-1}$ m
Diámetro interior del tubo de vidrio (d_{gi})	$1.08 \cdot 10^{-1}$ m
Diámetro exterior del absorbedor (d_{ao})	$7.0 \cdot 10^{-2}$ m
Diámetro interior del absorbedor (d_{ai})	$5.0 \cdot 10^{-2}$ m
Reflectividad (ρ_{ref})	0.93
Transmisividad (τ_{ge})	0.95
Absortividad del absorbedor (α_a)	0.94
Absortividad del tubo de vidrio (α_{ge})	0.02
Factor de interceptación (γ)	0.95
Factor de ensuciamiento del reflector (F_c^{ref})	Variable en cada simulación ^(a)
Factor de ensuciamiento del tubo de vidrio (F_c^{ge})	$(1 + F_c^{ref})/2$

(a) En la instalación DISS existe medida de la reflectividad efectiva en cada prueba experimental. Por tanto, el factor de ensuciamiento de acuerdo a la medida de reflectividad se detalla en cada caso evaluado en la validación de los modelos térmico y termohidráulico

4.4.1 Estudio de independencia de número de rayos trazados

El análisis de independencia de trazado de rayos para los $LCRs$ del tubo absorbedor y el tubo de vidrio del captador LS3 se lleva a cabo a partir del mismo procedimiento que el implementado en el captador LS2, subdividiéndose en cinco etapas de trazado, desde $\#1.00 \cdot 10^4$ hasta $\#2.50 \cdot 10^6$. La convergencia se garantiza mediante un análisis numérico de los $LCRs$ máximo, mínimo y promedio de manera que de manera que el error relativo porcentual entre la siguiente etapa de trazado de rayos sea menor al 0.1% (tabla 4.5). De nuevo la independencia del número de rayos trazados se garantiza para un valor de $\#2.00 \cdot 10^6$. Además el estudio de independencia se completa con un análisis gráfico (figura 4.5) en el que se corroboran estos resultados.

Tabla 4.5: Análisis numérico de independencia de trazado de rayos en el captador LS2.

# rayos (N_{Rays})	LCR_a [-]			LCR_{ge} [-]		
	Máx. (ξ_{erp})	Ave. (ξ_{erp})	Mín. (ξ_{erp})	Máx. (ξ_{erp})	Ave. (ξ_{erp})	Mín. (ξ_{erp})
$1.00 \cdot 10^4$	64.8 (3.00)	26.0 (0.38)	0.1 (66.7)	41.7 (0.95)	15.2 (0.00)	0.0 (0.00)
$1.00 \cdot 10^5$	66.8 (0.30)	26.1 (0.38)	0.3 (0.00)	42.1 (1.20)	15.2 (0.65)	0.0 (0.00)
$1.00 \cdot 10^6$	66.6 (0.30)	26.2 (0.00)	0.3 (0.00)	41.6 (0.24)	15.3 (0.00)	0.0 (0.00)
<u>$2.00 \cdot 10^6$</u>	<u>66.4 (0.00)</u>	<u>26.2 (0.00)</u>	<u>0.3 (0.00)</u>	<u>41.6 (0.00)</u>	<u>15.3 (0.00)</u>	<u>0.0 (0.00)</u>
$2.50 \cdot 10^6$	66.4 (- -)	26.2 (- -)	0.3 (- -)	41.6 (- -)	15.3 (- -)	0.0 (- -)

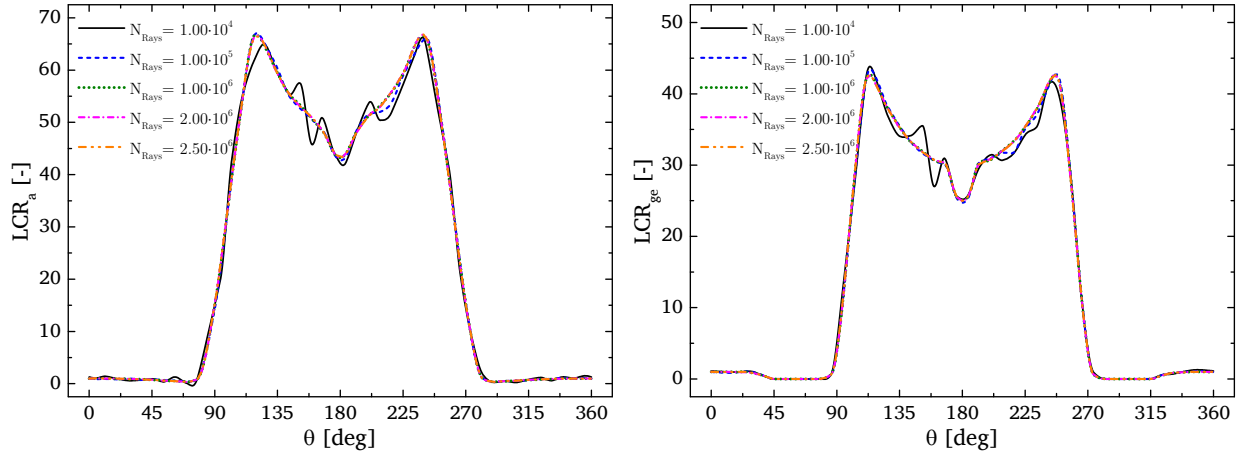


Figura 4.5: Análisis gráfico de independencia de trazado de rayos en el captador LS3: absorbedor (izda.) y tubo de vidrio (dcha.).

4.4.2 Comparación con modelos ópticos precedentes

Los perfiles de los flujos de calor absorbidos por cada uno de los tubos del receptor en sus superficies exteriores para el captador tipo LS3 se muestran en la figura 4.6, considerando los valores nominales de los parámetros ópticos de la instalación DISS. El perfil en el absorbedor se compara con modelos precedentes aplicados en el lazo DISS [4,152,158] y en un captador LS3 genérico [108]. El modelo de Qiu *et al.* [108] para un captador LS3 genérico se compara también a nivel del tubo de vidrio, dado que es el único de los modelos precedentes que reportan este perfil.

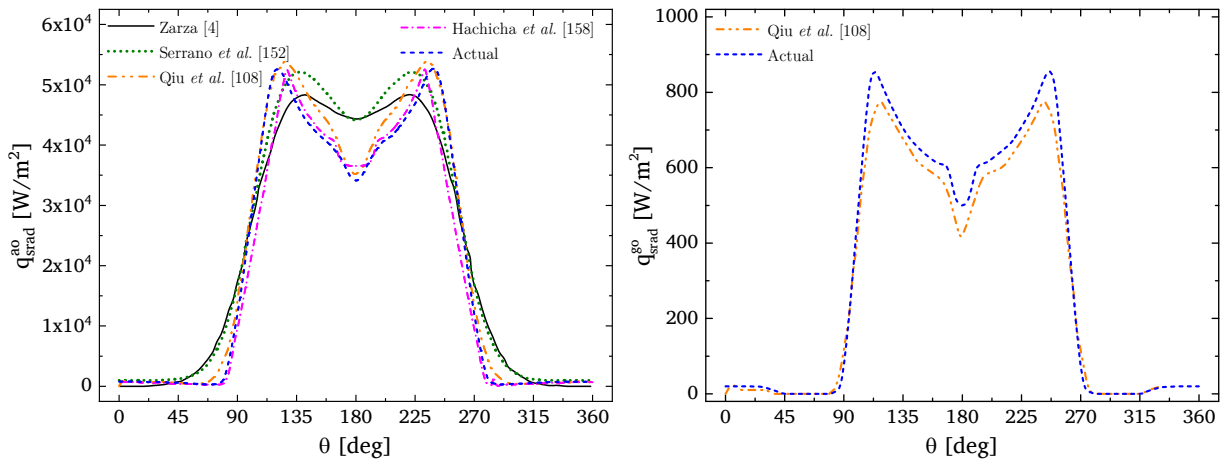


Figura 4.6: Flujos de calor en las superficies exteriores del receptor de un captador tipo LS3 bajo condiciones nominales ($DNI=1,000 \text{ W/m}^2$): absorbedor (izda.) y tubo de vidrio (dcha.).

Las comparaciones cualitativas verifican nuevamente la correcta aplicación del modelo óptico. El modelo actual en el absorbedor es casi idéntico al reportado por Hachicha *et al.* [158], y muy similar al de Qiu *et al.* [108], con diferencias atribuibles en este segundo caso fundamentalmente al valor de los parámetros ópticos considerados. Ambos modelos son códigos propios, y la coincidencia

con el modelo actual es lógica, dado que son los mismos que los utilizados en las verificaciones exitosas en el captador tipo LS2 [86,93], bajo las consideraciones ópticas de [55]. El modelo de Hachicha *et al.* [158], es exactamente el mismo que el utilizado en [93]. Mientras que el modelo de Qiu *et al.* [108] es prácticamente el mismo que el desarrollado por Cheng *et al.* [86], con pequeñas mejoras implementadas en [87]. Por su parte, las diferencias con los modelos presentados por Zarza [4] y Serrano *et al.* [152] son notables en la zona de mayor concentración del absorbedor. Estos modelos fueron obtenidos con los simuladores Helios y Tonatiuth, respectivamente, y la razón fundamental de la diferencia del perfil en esta zona reside en la incorporación de las imperfecciones geométricas como errores de superficie, en lugar de mediante el factor de interceptación como en el modelo actual y en [158], o sin considerarlo como en [108]. Las principales características metodológicas y consideraciones del actual modelo y los precedentes que justifican sus similitudes y diferencias en los perfiles de flujos de calor en el tubo receptor se detallan en la tabla 4.6.

Tabla 4.6: Principales características de los modelos ópticos para la verificación del captador LS3.

Autores (año)	Etapas del fotón		Imperfecciones geométricas	Rendimiento óptico pico ^(a)
	Distribución	Interacción		
Zarza [4] (2003)	MC	MC	Error de superficie (3 mrad)	0.7890
Serrano et al. [152] (2017)	MC	MC	Error de superficie (2 mrad)	No disponible
Qiu et al. [108] (2017)	MC	MC	No consideradas	0.8419
Hachicha et al. [158] (2018)	MVF	CEF	Factor de interceptación	0.7700
Actual- η_{opt} [55]	MC	CEF	Factor de interceptación	0.7890

Capítulo 5

Modelo térmico tridimensional del tubo receptor

La predicción de la distribución de temperaturas en el tubo receptor es una cuestión clave para garantizar la seguridad y eficiencia de los CCP. Por lo tanto la obtención de los campos de temperaturas tridimensionales involucrando la DNUFC en el ECC se convierte en una cuestión esencial para las herramientas de M&S. En la última década se han implementado diferentes estudios numéricos tridimensionales mediante *software* comercial CFD [71–73,86–88,108–110], pero que implican un elevado coste computacional. Como alternativa los modelos tridimensional del ECC acoplados a un modelo unidimensional del fluido caloportador presentan un coste computacional considerablemente menor y resultados suficientemente precisos. En este capítulo se presenta un modelo rápido, realista y preciso bajo este último enfoque mediante una formulación transitoria de las EDP, con el objetivo de calcular correctamente la distribución de temperaturas alrededor del tubo receptor. Los modelos matemáticos del ECC y fluido caloportador en el caso de flujos monofásicos se presentan en la sección 5.1. La sección 5.2 contiene la metodología de solución del modelo totalmente acoplado basada en el MVF y describiendo en detalle la discretización del modelo térmico del ECC. La validación del modelo se lleva a cabo para las dos instalaciones experimentales de referencia en CCP. En la sección 5.3 se desarrollan las validaciones con los datos experimentales de la plataforma AZTRAK a nivel de las variables de transferencia de calor, mientras que los campos de temperatura en el receptor se verifican con los modelos precedentes [86,88,89,93]. Además las simulaciones se realizan bajo el es evaluado bajo el enfoque habitual (*pipe flow type*), así como con un tubo insertado en el absorbedor (*annulus flow type*), que es el modelo físico real de la plataforma AZTRAK. Finalmente la validación en la región de sobrecalentamiento de la instalación DISS se presenta en la sección 5.4, comparando también los resultados obtenidos con el modelo teórico tridimensional del ECC más completo desarrollado hasta la actualidad [107].

5.1 Modelos matemáticos

El modelo térmico se basa en el balance de energía sobre la ST del receptor desarrollado por Forristal [94]¹⁸ mostrado en la figura 3.3. Los modelos matemáticos en coordenadas polares bajo la formulación de estado transitorio de los dos dominios sólidos del ECC (subsecciones 5.1.1 y 5.1.2) y de los flujos de calor que actúan como CF en cada uno de ellos (subsecciones 5.1.3–5.1.8) se

¹⁸ Se consideran todos los flujos de calor a excepción de las pérdidas a través de los soportes metálicos que son despreciadas.

describen a continuación. Además, en la subsección 5.1.9 se presentan las ecuaciones gobernantes del modelo termohidráulico unidimensional de fluido caloportador para el caso de flujos monofásicos.

5.1.1 Modelo conductivo del tubo absorbedor

La conducción en la ST del absorbedor en coordenadas polares y estado transitorio se modela de acuerdo a la Ec. (5.1).

$$\rho_a c_{pa} \frac{\partial T_a}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r k_a \frac{\partial T_a}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(k_a \frac{\partial T_a}{\partial \theta} \right) \quad (5.1)$$

Las CF vienen dadas por: (i) la Ec. (5.2) en dirección azimutal que representa la igualdad de los flujos conductivos modelados por la ley de Fourier; (ii) la Ec. (5.3) para la superficie exterior, incluyendo la radiación solar absorbida, junto con los flujos convectivos y radiativos en el espacio anular hacia el tubo de vidrio; y (iii) la Ec. (5.4) que representa el flujo convectivo hacia el fluido.

$$-\frac{1}{r} k_a \frac{\partial T_a}{\partial \theta} \Big|_{\theta=0} - \left(-\frac{1}{r} k_a \frac{\partial T_a}{\partial \theta} \right) \Big|_{\theta=2\pi} = 0; \quad r_{ai} \leq r \leq r_{ao}; \quad \theta = 0, 2\pi \quad (5.2)$$

$$q_{srad}^{ao}(\theta) - q_{rad}^{ao-gi}(\theta) - q_{conv}^{ao-gi}(\theta) - \left(-k_a \frac{\partial T_a}{\partial r} \right) = 0; \quad r = r_{ao}; \quad 0 < \theta < 2\pi \quad (5.3)$$

$$-k_a \frac{\partial T_a}{\partial r} - q_{conv}^{ai-f}(\theta) = 0; \quad r = r_{ai}; \quad 0 < \theta < 2\pi \quad (5.4)$$

La condición inicial (CI) para la temperatura del absorbedor viene dada por la Ec. (5.5).

$$T_a = T_f^{in}; \quad t = t_0; \quad r_{ai} \leq r \leq r_{ao}; \quad 0 \leq \theta \leq 2\pi \quad (5.5)$$

5.1.2 Modelo de transferencia de calor en el tubo de vidrio

La transferencia de calor a través de la ST del tubo de vidrio en coordenadas cilíndricas y estado transitorio se modela de acuerdo a la literatura especializada para medios semitransparentes [49,136,137] incorporando el flujo de radiación solar como FCVR de acuerdo a la Ec. (5.6). En la que el coeficiente de atenuación del vidrio puede obtenerse a partir de la integración de la radiación solar a través del espesor del vidrio incorporando el efecto de la transmisividad según la Ec. (5.7).

$$\rho_{ge} c_{pge} \frac{\partial T_{ge}}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r k_{ge} \frac{\partial T_{ge}}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(k_{ge} \frac{\partial T_{ge}}{\partial \theta} \right) - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r q_{srad}^{go}(\theta) e^{-\beta(r_{go}-r)} \right) \quad (5.6)$$

$$\beta = \frac{-\ln(F_c^{ge} \tau_{ge})}{(r_{go} - r_{gi})} \quad (5.7)$$

Con el objetivo de comparar el desempeño de este enfoque con los implementados previamente, la transferencia de calor a través del tubo de vidrio se modela incorporando la radiación absorbida como FCVI [99,107] y el más comúnmente adoptado de FS [94–102], Ec. (5.8) y Ec. (5.9).

$$\rho_{ge} c_{pge} \frac{\partial T_{ge}}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r k_{ge} \frac{\partial T_{ge}}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(k_{ge} \frac{\partial T_{ge}}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r q_{srad}^{go}(\theta) e^{-\beta(r_{go}-r)}) \quad (5.8)$$

$$\rho_{ge} c_{pge} \frac{\partial T_{ge}}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r k_{ge} \frac{\partial T_{ge}}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(k_{ge} \frac{\partial T_{ge}}{\partial \theta} \right) \quad (5.9)$$

Las CF en los dos enfoques de modelado volumétrico (FCVR y FCVI) son las siguientes: (i) la igualdad del flujo conductivo en la dirección azimutal de acuerdo a la Ec. (5.10); (ii) la Ec. (5.11) presenta las pérdidas convectivas y radiativas hacia el entorno; (iii) en la superficie interior se incorpora el intercambio convectivo y radiativo en el espacio anular de acuerdo a la Ec. (5.12).

$$-\frac{1}{r} k_{ge} \frac{\partial T_{ge}}{\partial \theta} \Big|_{\theta=0} - \left(-\frac{1}{r} k_{ge} \frac{\partial T_{ge}}{\partial \theta} \right) \Big|_{\theta=2\pi} = 0 ; \quad r_{gi} \leq r \leq r_{go}; \quad \theta = 0, 2\pi \quad (5.10)$$

$$\left(-q_{rad}^{go-sur}(\theta) - q_{conv}^{go-amb}(\theta) \right) - \left(-k_{ge} \frac{\partial T_e}{\partial r} \right) = 0 ; \quad r = r_{go}; \quad 0 < \theta < 2\pi \quad (5.11)$$

$$-k_{ge} \frac{\partial T_e}{\partial r} - \left(q_{rad}^{gi-ao}(\theta) + q_{conv}^{gi-ao}(\theta) \right) = 0 ; \quad r = r_{gi}; \quad 0 < \theta < 2\pi \quad (5.12)$$

Las CF al asumir la radiación absorbida como FS son las mismas para el caso de la dirección azimutal y la superficie interior del vidrio, mientras que en superficie exterior del vidrio, esta queda definida por la Ec. (5.13).

$$\left(q_{srad}^{go}(\theta) - q_{rad}^{go-sur}(\theta) - q_{conv}^{go-amb}(\theta) \right) - \left(-k_{ge} \frac{\partial T_{ge}}{\partial r} \right) = 0 ; \quad r = r_{go}; \quad 0 < \theta < 2\pi \quad (5.13)$$

La CI para la temperatura del tubo de vidrio viene dada por la Ec. (5.14).

$$T_{ge} = T_{\infty}; \quad t = t_0; \quad r_{gi} \leq r \leq r_{go}; \quad 0 \leq \theta \leq 2\pi \quad (5.14)$$

5.1.3 Radiación solar absorbida por el absorbedor y el tubo de vidrio

Los flujos de radiación solar absorbida en cada uno de los tubos se obtienen a partir de las expresiones del modelo óptico presentadas en el capítulo 4 y que se muestran a continuación en la Ec. (5.15) y Ec. (5.16), para el tubo absorbedor y el tubo de vidrio, respectivamente.

$$q_{srad}^{ao}(\theta) = \rho_{ref} \tau_{ge} \alpha_a \gamma F_c^{ref} F_c^{ge} K_{\varphi} LCR_a(\theta) DNI \cos(\varphi_{inc}) \quad (5.15)$$

$$q_{srad}^{go}(\theta) = \rho_{ref} \alpha_{ge} \gamma F_c^{ref} K_{\varphi} LCR_{ge}(\theta) DNI \cos(\varphi_{inc}) \quad (5.16)$$

5.1.4 Convección desde el tubo de vidrio hacia el ambiente

El flujo convectivo desde la superficie exterior del vidrio hacia el ambiente se obtiene con la Ec. (5.17), en la que el número de Nusselt depende de si la convección es natural o forzada.

$$q_{conv}^{go-amb}(\theta) = h_{air}(\theta) [T_{go}(\theta) - T_{\infty}] = \frac{Nu_{air}^{go}(\theta) k_{air}^{go}(\theta)}{d_{go}} [T_{go}(\theta) - T_{\infty}] \quad (5.17)$$

Cuando no hay viento o se produce convección natural ($Ri \gg 1$) se recomienda el uso de la correlación de Churchill y Chu [169] presentada en la Ec. (5.18). Es válida para número de Rayleigh evaluado en el diámetro exterior del tubo entre 10^{-5} – 10^{-12} y las propiedades del fluido se calculan a la temperatura de la película, salvo por el coeficiente de expansión térmica, que se calcula a la temperatura del aire.

$$Nu_{air}^{go}(\theta) = \left[0.6 + 0.367 \left(\frac{Ra_{d_{go}}(\theta)}{\left(1 + (0.559/Pr_{air}^{go}(\theta))^{9/16}\right)^{16/9}} \right)^{1/6} \right]^2 \quad (5.18)$$

Si se produce convección forzada ($Ri \ll 1$) la Ec. (5.19), desarrollada por Churchill y Bernstein [170] para un flujo externo sobre cilindros no isotérmicos extees la más adecuada. Es válida para $Pe > 0.2$ y las propiedades del fluido se calculan a la temperatura de película sobre la superficie exterior.

$$Nu_{air}^{go}(\theta) = 0.3 + \frac{0.62 [Re_{air}^{go}(\theta)]^{1/2} [Pr_{air}^{go}(\theta)]^{1/3}}{[1 + 0.4/[Pr_{air}^{go}(\theta)]^{2/3}]^{1/4}} + k \quad (5.19)$$

$$con \ k \begin{cases} 0 & Re_{air}^{go} < 10^4 \\ 1 + \left(\frac{Re_{air}^{go}(\theta)}{282000}\right)^{1/2} & 10^4 \leq Re_{air}^{go} < 4 \cdot 10^5 \\ \left[1 + \left(\frac{Re_{air}^{go}(\theta)}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5} & Re_{air}^{go} \geq 4 \cdot 10^5 \end{cases}$$

5.1.5 Radiación desde el tubo de vidrio hacia el entorno

Las pérdidas radiativas hacia el ambiente se modelan con la Ec. (5.20) que expresa el intercambio radiativo neto entre las superficies diferenciales exteriores del tubo de vidrio (dA^{go}) con el cielo equivalente (dA^{sky}) y el reflector (dA^{ref}). El tubo de vidrio es modelado como una superficie gris. El cielo se considera como una cavidad negra [94] a la temperatura del cielo equivalente T_{sky} , que se calcula mediante la correlación de Swinbank [198] para condiciones de cielo despejado, de acuerdo a la Ec. (5.21) [199]. El reflector se asume como un cuerpo negro isotérmico infinito a temperatura ambiente T_{∞} [107].

$$\begin{aligned}
q_{rad}^{go-sur}(\theta) &= J_{rad}^{go}(\theta) - H_{rad}^{go}(\theta) \\
&= \epsilon_{ge} \left[E_b^{go}(\theta) - \int_A J_{rad}^{sky}(\theta') dF_{dA^{go}-dA'^{sky}} - \int_A J_{rad}^{ref}(\theta') dF_{dA^{go}-dA'^{ref}} \right] \quad (5.20)
\end{aligned}$$

$$T_{sky} = 0.05532 T_{\infty}^{1.5} \quad (5.21)$$

5.1.6 Intercambio convectivo en el espacio anular

El flujo de calor convectivo desde las superficies diferenciales exteriores del absorbedor hacia las del interior del tubo de vidrio dependen de la presión en el espacio anular y se calcula mediante la Ec. (5.22), mientras que la Ec. (5.23) se utiliza para el flujo en la dirección inversa.

$$q_{conv}^{ao-gi}(\theta) = h_{an}(\theta) (T_{ao}(\theta) - T_{gi}(\theta)) \quad (5.22)$$

$$q_{conv}^{gi-ao}(\theta) = -h_{an}(\theta) \frac{d_{gi}}{d_{ao}} (T_{ao}(\theta) - T_{gi}(\theta)) \quad (5.23)$$

Cuando el vacío del espacio anular se conserva, despreciar este mecanismo de calor resulta en la mejor aproximación [94,95,107]. Si el vacío se deteriora, se recomienda utilizar la Ec. (5.24) para convección natural y cilindros largos obtenida por Raithby y Hollands [172]. La longitud característica (L_{an}) se corresponde con el espacio anular y todas las propiedades termofísicas se calculan a la temperatura promedio entre las superficies diferenciales del absorbedor (externas) y el vidrio (internas). La correlación es válida para $Ra_{d_{gi}} > (d_{gi}/(d_{gi} - d_{ao}))^4$.

$$h_{an}(\theta) = \frac{2k_{eff}(\theta)}{d_{ao} \ln\left(\frac{d_{gi}}{d_{ao}}\right)} \quad (5.24)$$

$$k_{eff}(\theta) = 0.386 k_{an}(\theta) \left[\frac{Pr_{an}(\theta)}{0.861 + Pr_{an}(\theta)} \right]^{1/4} \left[\frac{\left[\ln\left(\frac{d_{gi}}{d_{ao}}\right) \right]^4}{L_{an}^3 \left(\frac{1}{d_{ao}^{3/5}} + \frac{1}{d_{gi}^{3/5}} \right)^5} Ra_{an}(\theta) \right]^{1/4}$$

5.1.7 Intercambio radiativo en el espacio anular

El intercambio radiativo en el espacio anular es obtenido asumiendo [94]: (i) el gas como medio no participante; (ii) superficies diferenciales grises; (iii) reflexión e irradiación difusas; (iv) cilindros concéntricos. Los flujos radiativos desde las superficies exteriores del absorbedor hacia el tubo de vidrio y viceversa, se calculan a partir de las Ec. (5.25) y (5.26), respectivamente.

$$q_{rad}^{ao-gi}(\theta) = J_{rad}^{ao}(\theta) - H_{rad}^{ao}(\theta) = \epsilon_a \left[E_b^{ao}(\theta) - \int_A J_{rad}^{gi}(\theta') dF_{dA^{ao}-dA'^{gi}} \right] \quad (5.25)$$

$$\begin{aligned}
q_{rad}^{gi-ao}(\theta) &= J_{rad}^{gi}(\theta) - H_{rad}^{gi}(\theta) \\
&= \epsilon_{ge} \left[E_b^{gi}(\theta) - \int_A J_{rad}^{ao}(\theta') dF_{dA^{gi}-dA'^{ao}} - \int_A J_{rad}^{gi}(\theta') dF_{dA^{gi}-dA'^{gi}} \right] \quad (5.26)
\end{aligned}$$

5.1.8 Flujo convectivo desde el tubo absorbedor hacia el fluido

La transferencia de calor desde el absorbedor al fluido vincula el modelo térmico bidimensional del ECC con el modelo unidimensional del fluido a partir de la Ec. (5.27).

$$Q_{conv}^{ai-f} = \frac{\sum q_{conv}^{ai-f}(\theta) \cdot r_{ai} d\theta}{\pi d_{ai}^2/4} \quad (5.27)$$

El flujo de calor se calcula con la Ec. (5.28) en la que el número de Nusselt se obtiene mediante la correlación de Gnielinski [115] de la Ec. (5.29), que ha sido la más utilizada por las herramientas de M&S en CCP [74,89,93–96,99] para flujos monofásicos. El coeficiente de fricción asociado al CTC (f_{h_c}) recomendado por Gnielinski [200] se calcula con la Ec. (5.30), que representa la correlación de Konakov [201].

$$q_{conv}^{ai-f}(\theta) = h_f(\theta) (T_{ai}(\theta) - T_f) = \frac{Nu_f(\theta) k_f}{d_{ai}} (T_{ai}(\theta) - T_f) \quad (5.28)$$

$$\begin{aligned}
Nu_f(\theta) &= \frac{(f_{h_c}/8) Re_f Pr_f}{1.07 + 12.7 (f_{h_c}/8)^{1/2} (Pr_f^{2/3} - 1)} K^n \quad (5.29) \\
K^n &\begin{cases} \left(\frac{Pr_f}{Pr_{ai}(\theta)} \right)^{0.11} & \text{para líquidos} \\ \left(\frac{T_f}{T_{ai}(\theta)} \right)^n & \text{para gases (e. g. } n = -0.18 \text{ en SHS)} \end{cases}
\end{aligned}$$

$$f_{h_c} = (1.8 \log_{10} Re_f - 1.5)^{-2} \quad (5.30)$$

Inicialmente la correlación de Gnielinski [115] se definió como válida para regímenes de flujo entre $2300 < Re_f < 10^6$, aunque posteriormente sugirió [200] una interpolación en la zona de flujo transicional ($2300 < Re_f < 4000$). Su incorporación en el modelado térmico afecta a las distribuciones de temperatura en el absorbedor, pero su impacto es prácticamente imperceptible en las variables de transferencia de calor. Las plantas comerciales de CCP y la instalación experimental DISS operan bajo condiciones de flujo turbulento ($Re_f > 10^4$). En cambio, las limitaciones constructivas y de la bomba de alimentación en la plataforma AZTRAK provocan que el flujo másico sea alrededor del 10% del que circula en las plantas comerciales SEGS [55], dando lugar a regímenes de flujo transicional en algunas pruebas experimentales consideradas para las validaciones en este trabajo. En este caso lo más adecuado sería la interpolación sugerida en [200], sin embargo en el modelo actual no se retoma, manteniéndose el rango de validez inicial [115] ($2300 < Re_f < 10^6$)

por dos razones: (i) la no disponibilidad de información experimental en el absorbedor de la plataforma AZTRAK solo permite verificar la distribución de temperaturas en el receptor con los modelos precedentes [86,88,89,93]; (ii) los modelos implementados previamente [89,93] bajo un enfoque similar al actual no consideraron la interpolación en régimen transicional.

Por otro lado, la expresión de Gnielinski [115] pertenece al grupo de correlaciones estándar del CTC, obtenidas para DUFC y en términos del número de Nusselt promedio. Por lo tanto su aplicación en el modelado térmico tridimensional en CCP para la obtención del Nusselt local en dirección azimutal es una aproximación inexacta. De hecho, Hachicha *et al.* [93] incluyeron un factor de corrección (FC) de acuerdo a la Ec. (5.31)¹⁹, que se considera en este trabajo para las simulaciones en la plataforma AZTRAK bajo el enfoque *pipe flow type* (subsección 5.3.2).

$$Nu_f(\theta) = Nu_f^{Gni}(\theta) \cdot C_{h_c} = Nu_f^{Gni}(\theta) \cdot 4.0 \quad (5.31)$$

El FC aplicado por Hachicha *et al.* [93] permite que sus perfiles azimutales de temperatura en el receptor coincidan con los obtenidos por Cheng *et al.* [86] en ANSYS-Fluent. Sin embargo, los perfiles del Nusselt no siguen la tendencia de los estudios experimentales [119] y numéricos [117,118,122] en tuberías con calentamiento no uniforme en dirección circunferencial (figura 2.2). Por ello, en este trabajo se sugiere un FC de acuerdo a la Ec. (5.32) que considere esta tendencia, y los buenos resultados del modelo de Serrrano *et al.* [107] en la zona de no concentración del ECC utilizando la correlación de Petukhov [114]. La incorporación de este FC es evaluada a partir de un análisis de sensibilidad del coeficiente m en la validación del modelo actual en la región SHS del lazo DISS (subsección 5.4) y en la verificación del campo de temperatura en el absorbedor de la plataforma AZTRAK bajo el enfoque *annulus flow type* (subsección 5.3.3.2).

$$C_{h_c} = \begin{cases} 1 & LCR_a(\theta) \leq 1 \\ [LCR_a(\theta)]^m & LCR_a(\theta) > 1 \end{cases} \quad (5.32)$$

5.1.9 Modelo termohidráulico en fluidos caloportadores monofásicos

El modelo unidimensional en estado transitorio para flujos monofásicos basado en las EDP de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía se presenta en las Ecs. (5.33)–(5.35).

$$\frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \frac{\partial G_f}{\partial z} = 0 \quad (5.33)$$

$$\frac{\partial G_f}{\partial t} + \frac{\partial [G_f v_f]}{\partial z} = -\frac{\partial p_f}{\partial z} - \frac{1}{2d_{ai}} \frac{f_w^{DW}}{\rho_f} G_f^2 \quad (5.34)$$

$$\frac{\partial [\rho_f h_f]}{\partial t} + \frac{\partial [G_f h_f]}{\partial z} = \frac{\partial p_f}{\partial t} - \frac{\partial}{\partial t} \left[\frac{G_f^2}{2\rho_f} \right] - \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{G_f^3}{2\rho_f^2} \right] - \frac{1}{2d_{ai}} \frac{f_w^{DW}}{\rho_f^2} G_f^3 + Q_{conv}^{ai-f} \quad (5.35)$$

¹⁹ Hachicha *et al.* [93] no indican nada acerca la inclusión del FC en el CTC, el hecho es que si este no se incorpora, los perfiles de temperatura en el receptor que ellos reportaron no coincidirían con los obtenidos por Cheng *et al.* [86].

Las principales consideraciones asumidas en el planteamiento del modelo termohidráulico son las siguientes:

- se considera un tubo de ST constante y rugosidad de la superficie interior del absorbedor;
- las ecuaciones de conservación se expresan en términos de la velocidad másica, que simplifica el procedimiento de solución para flujo compresible;
- las fuerzas de cuerpo se desprecian al considerar tubos horizontales;
- los esfuerzos viscosos en la pared se aproximan a partir de las pérdidas por fricción en términos del factor de Darcy-Weisbach (f_w^{DW}) que se calcula mediante la correlación explícita de Goudar y Sonnad [202] de la Ec. (5.36);
- la ecuación de la energía se expresa en función de la entalpía. Por lo tanto, en las validaciones en la plataforma AZTRAK la temperatura del fluido se calcula mediante la Ec. (5.37) y las propiedades termofísicas del Syltherm 800 [47]. Mientras que en la instalación experimental DISS se utilizan las tablas del agua y el vapor de la formulación de 1997 de la Asociación Internacional para las propiedades del agua y del vapor (IAPWS-IF97) [48];
- no existen fuentes de generación de calor volumétricas internas.

$$\frac{1.0}{\sqrt{f_w^{DW}}} = a_1 \left[\ln \left(\frac{d_1}{q_1} \right) + \delta_{CFA} \right] \quad 4000 < Re_f ; \quad \forall \varepsilon_{ai}/d_{ai} \quad (5.36)$$

$$a_1 = \frac{2}{\ln(10)}; \quad b_1 = \frac{\varepsilon_{ai}/d_{ai}}{3.7}; \quad d_1 = \frac{\ln(10)}{5.02} Re_f; \quad s_1 = b_1 d_1 + \ln(d_1);$$

$$q_1 = s_1^{(s_1/(s_1+1))}; \quad g_1 = b_1 d_1 + \ln \left(\frac{d_1}{q_1} \right); \quad z_1 = \ln \left(\frac{q_1}{g_1} \right); \quad \delta_{LA} = \frac{g_1}{g_1 + 1};$$

$$\delta_{CFA} = \delta_{LA} \left(1 + \frac{z_1/2}{(g_1 + 1)^2 + (z_1/3)(2g_1 - 1)} \right)$$

$$\Delta h_f \approx c_{p_f} \Delta T_f \quad (5.37)$$

Las CF a la entrada son conocidas y vienen dadas por las Ecs. (5.38)–(5.40). A la salida las CF se desconocen y se obtienen en coherencia con el método de solución y a partir del flujo de calor transferido desde el tubo absorbedor. Por lo tanto, estas se presentan en la subsección 5.2.3, en la que se describe el procedimiento de resolución utilizado en el modelo termohidráulico.

$$p_f = p_f^{in}; \quad z = 0 \quad (5.38)$$

$$G_f = G_f^{in}; \quad z = 0 \quad (5.39)$$

$$h_f = h_f^{in}; \quad z = 0 \quad (5.40)$$

Las CI con las que comienza la simulación bajo la formulación de falso transitorio son las mismas que las CF a la entrada, y se presentan en las Ecs. (5.41)–(5.43).

$$p_f = p_f^{in}; \quad t = t_0; \quad z_{in} \leq z \leq z_{out} \quad (5.41)$$

$$G_f = G_f^{in}; \quad t = t_0; \quad z_{in} \leq z \leq z_{out} \quad (5.42)$$

$$h_f = h_f^{in}; \quad t = t_0; \quad z_{in} \leq z \leq z_{out} \quad (5.43)$$

5.2 Solución mediante el método de volumen finito

El modelo numérico totalmente acoplado se implementa en código Fortran aplicando el MVF, de manera que los sistemas de ecuaciones algebraicas se resuelven iterativamente hasta que se cumplen los criterios de convergencia de las cinco variables principales: (i) las temperaturas del absorbedor y el tubo de vidrio en el receptor; y (ii) velocidad másica, presión y entalpía en el fluido. El procedimiento general de solución detallado se ilustra en la figura 5.1. En el mismo se observa como los factores de concentración local y las propiedades que constituyen el modelo óptico se introducen como parámetros de entrada del modelo térmico-termohidráulico acoplado. De esta forma se reduce el tiempo computacional que requeriría implementar el trazado de rayos para todo el dominio físico en estudio y en cada iteración del modelo totalmente acoplado. Por su parte los modelos térmico y termohidráulico son formulados bajo una estrategia de falso transitorio [197,203] en la que la dependencia temporal se involucra exclusivamente para obtener la solución en estado permanente, es decir, los valores del tiempo anterior son los de la iteración previa. El modelo térmico tridimensional se implementa a partir de la resolución de la ST (2D) del receptor en cada volumen de control (VC) axial. Posteriormente se acopla al modelo termohidráulico unidimensional a través del calor convectivo desde el absorbedor al fluido mediante la ecuación de conservación de la energía, que se resuelve junto a las ecuaciones de continuidad y conservación de cantidad de movimiento.

5.2.1 Discretización del dominio físico

El dominio físico en estudio se discretiza mediante cuatro mallas computacionales uniformes cuya descripción se ilustra en la figura 5.2. Las mallas tridimensionales del absorbedor y el tubo de vidrio, y las mallas unidimensionales (colocada y desplazada) del fluido caloportador discretizadas únicamente en dirección axial. Las dos mallas tridimensionales del receptor se discretizan en las direcciones azimutal y radial en cada ST, y posteriormente se adaptan a la discretización axial de la malla colocada del fluido de trabajo. En cada uno de los nodos computacionales se resuelven las variables de temperatura del absorbedor (T_a) y el vidrio (T_{ge}). Mientras que en la malla colocada del fluido se plantean las ecuaciones de continuidad y de conservación de la energía, mientras que la ecuación de conservación de cantidad de movimiento se implementa en la malla desplazada. Por lo tanto, las variables de presión (p_f) y entalpía (h_f) se resuelven en los centros de los VC de la malla colocada, y la velocidad de flux másico (G_f) se soluciona en las caras o *interfaces* que coincide con los centros de los VC de la malla desplazada. Las coordenadas de los nodos internos y frontera así como los espesores de los VC correspondientes en cada dirección de discretización de las mallas computacionales se presentan en la tabla 5.1.

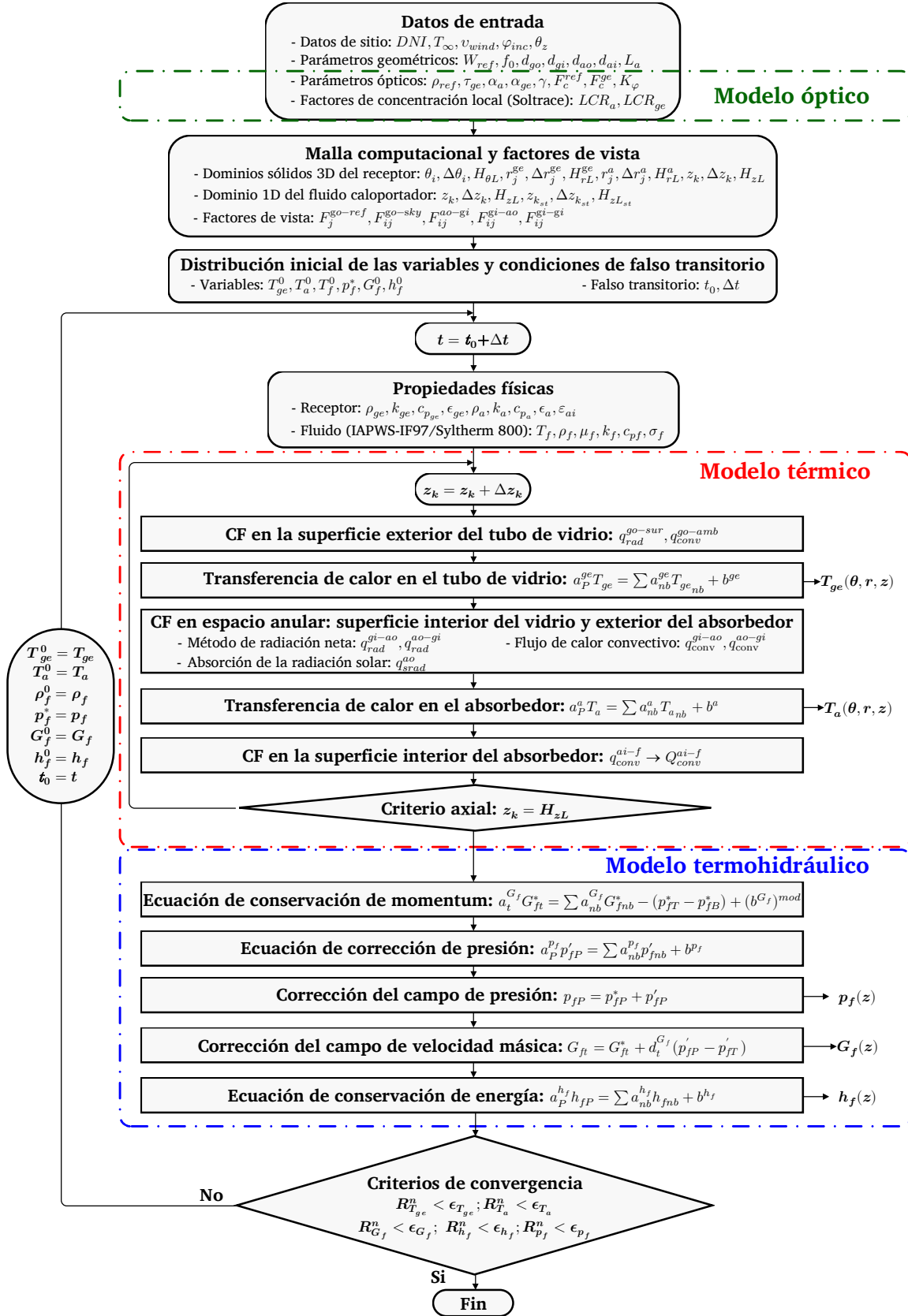


Figura 5.1: Diagrama de flujo del procedimiento de solución del modelo numérico acoplado.

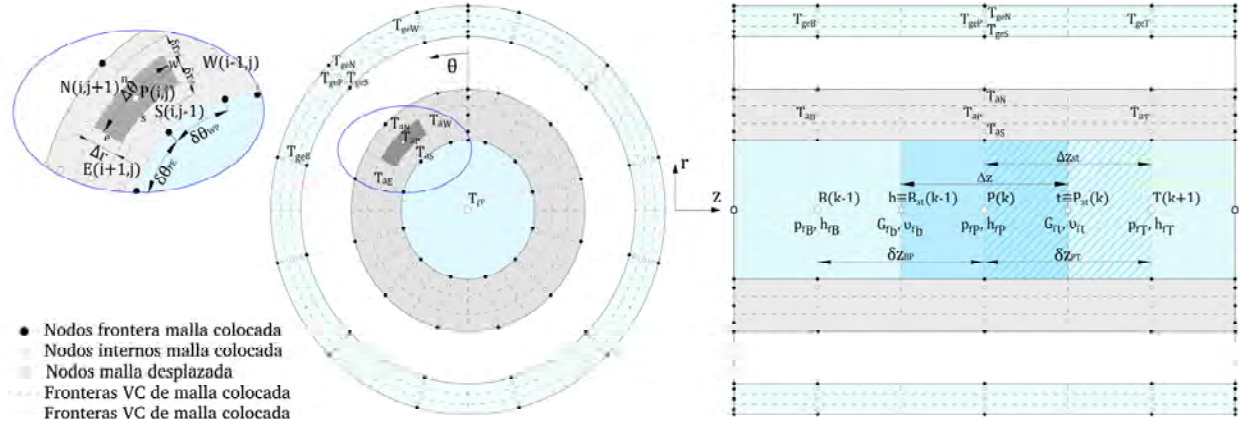


Figura 5.2: Descripción de las mallas computacionales de los modelos térmico y termohidráulico.

Tabla 5.1: Coordenadas y espesores de los volúmenes de control de las mallas computacionales.

Dirección	Nodos	Coordenada	Espesor
Azimutal	Internos	$\theta_i = \frac{\Delta\theta_i}{2} + (i-2) \Delta\theta_{i-1}$	$\Delta\theta_i = \frac{2\pi}{N_\theta - 2}$
	Frontera	$\theta_i = 0; \quad \theta_i = 2\pi;$	$\Delta\theta_i = 0$
Radial	Internos	$r_j = r_i + \frac{\Delta r_j}{2} + (j-2) \Delta r_{j-1}$	$\Delta r_j = \frac{r_o - r_i}{N_r - 2}$
	Frontera	$r_j = r_i; \quad r_j = r_o;$	$\Delta r_j = 0$
Axial-malla colocada	Internos	$z_k = \frac{\Delta z_k}{2} + (k-2) \Delta z_{k-1}$	$\Delta z_k = \frac{L_z}{N_z - 2}$
	Frontera	$z_k = 0; \quad z_k = L_z;$	$\Delta z_k = 0$
Axial-malla desplazada	Internos	$z_{k_{st}} = (k_{st} - 1) \Delta z_{k_{st}}$	$\Delta z_{k_{st}} = \frac{L_z}{N_z - 2}$
	Frontera	$z_{k_{st}} = 0; \quad z_{k_{st}} = L_z;$	$\Delta z_{k_{st}} = 0$

5.2.2 Solución del modelo térmico

La ecuación diferencial de conducción de calor en dos dimensiones y estado transitorio en coordenadas polares se representa a partir de la expresión compacta de la Ec. (5.44), que está compuesta por los mismos sumandos que los de la ecuación de convección-difusión presentada en la Ec (3.44), a excepción de los términos convectivos que no aparecen. Por lo tanto el procedimiento de discretización se limita a la expresión compacta, sin más que posteriormente sustituir los parámetros asociados a cada dominio físico o enfoque considerado.

$$\rho \frac{\partial \phi}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial \theta} \right) + S \quad (5.44)$$

A partir de la Ec. (5.44) se identifican en la tabla 5.2 los parámetros y variables del modelo matemático del absorbedor de la Ec. (5.6), y los de los tres enfoques de modelado del tubo de vidrio (FCRV, FCVR y FS) y que se mostraron en las Ecs. (5.6), (5.8) y (5.9), respectivamente.

Tabla 5.2: Términos de las ecuaciones diferenciales de conducción de calor 2D en estado transitorio y coordenadas polares del absorbedor y del tubo de vidrio (bajo tres enfoques de modelado).

Componente	ϕ	ρ	Γ	S
Tubo absorbedor	T_a	$\rho_a c_{pa}$	k_a	0
Tubo de vidrio-FCVR	T_{ge}	$\rho_{ge} c_{pge}$	k_{ge}	$-\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r q_{srad}^{go}(\theta) e^{-\beta(r_{go}-r)})$
Tubo de vidrio-FCVI	T_{ge}	$\rho_{ge} c_{pge}$	k_{ge}	$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r q_{srad}^{go}(\theta) e^{-\beta(r_{go}-r)})$
Tubo de vidrio-FS	T_{ge}	$\rho_{ge} c_{pge}$	k_{ge}	0

La ecuación diferencial se integra sobre un VC genérico de la ST del tubo absorbedor o del tubo de vidrio de acuerdo a la Ec. (5.45).

$$\begin{aligned} \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} \int_s^n \int_w^e \rho \frac{d\phi}{dt} r d\theta dr dt &= \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} \int_s^n \int_w^e \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \Gamma \frac{d\phi}{dr} \right) r d\theta dr dt \\ &+ \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} \int_s^n \int_w^e \frac{1}{r^2} \frac{d}{d\theta} \left(\Gamma \frac{d\phi}{d\theta} \right) r d\theta dr dt + \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} \int_s^n \int_w^e S r d\theta dr dt \end{aligned} \quad (5.45)$$

Tras las etapas de integración e interpolación de la discretización se obtiene la Ec. (5.46). En los términos difusivos se utiliza una interpolación armónica, y en el término temporal un esquema Euler de primer orden totalmente implícito [197]. Además la discretización del término fuente se subdivide en un término dependiente de la variable incógnita (S_P) y otro independiente (S_C) [195].

$$\begin{aligned} &\left(\underbrace{\rho_P \frac{\Delta V}{\Delta t} - S_P \Delta V + \frac{\Gamma_w \Delta r}{r_P \delta\theta_{PW}} + \frac{\Gamma_e \Delta r}{r_P \delta\theta_{PE}} + \frac{\Gamma_s r_s \Delta\theta}{\delta r_{PS}} + \frac{\Gamma_n r_n \Delta\theta}{\delta r_{PN}}}_{a_P} \right) \phi_P \\ &= \underbrace{\frac{\Gamma_w \Delta r}{r_P \delta\theta_{PW}}}_{a_W} \phi_W + \underbrace{\frac{\Gamma_e \Delta r}{r_P \delta\theta_{PE}}}_{a_E} \phi_E + \underbrace{\frac{\Gamma_s r_s \Delta\theta}{\delta r_{PS}}}_{a_S} \phi_S + \underbrace{\frac{\Gamma_n r_n \Delta\theta}{\delta r_{PN}}}_{a_N} \phi_N + \underbrace{\rho_P \phi_P^0 \frac{\Delta V}{\Delta t} + S_C \Delta V}_b \end{aligned} \quad (5.46)$$

La discretización de los nodos internos [195] y de los términos fuente asociados a los enfoques volumétricos del tubo de vidrio se detallan en el apéndice A. Mientras que la discretización de los nodos frontera (figura 5.3) se describe en las subsecciones 5.2.2.1–5.2.2.4. Los coeficientes de los nodos internos y frontera del absorbedor y del tubo de vidrio se muestran en las tablas 5.3 y 5.4, respectivamente. El sistema de ecuaciones algebraicas para la ecuación 2D de cada uno de los tubos se representa en forma compacta en la Ec. (5.47) y se resuelve iterativamente mediante el algoritmo implícito de Gauss-Seidel y direcciones alternantes [204]. Como criterio de convergencia se utiliza la desviación cuadrática media (DCM) [50], normalizada a partir del valor absoluto del lado izquierdo de la Ec. (5.47), y se determina a partir del valor máximo de estos en cada ST axial según la Ec. (5.48), en la que el superíndice n se refiere a la iteración actual.

$$a_P \phi_P = \sum_{nb=E,W,N,S} a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (5.47)$$

$$R_\phi^n = \left\| \frac{\sqrt{\sum_{k=1}^{N_z} [(a_P \phi_P)^n - (\sum a_{nb} \phi_{nb} + b)^n]^2}}{\sqrt{\sum_{k=1}^{N_z} [(a_P \phi_P)^n]^2}} \right\| < \epsilon_\phi \quad (5.48)$$

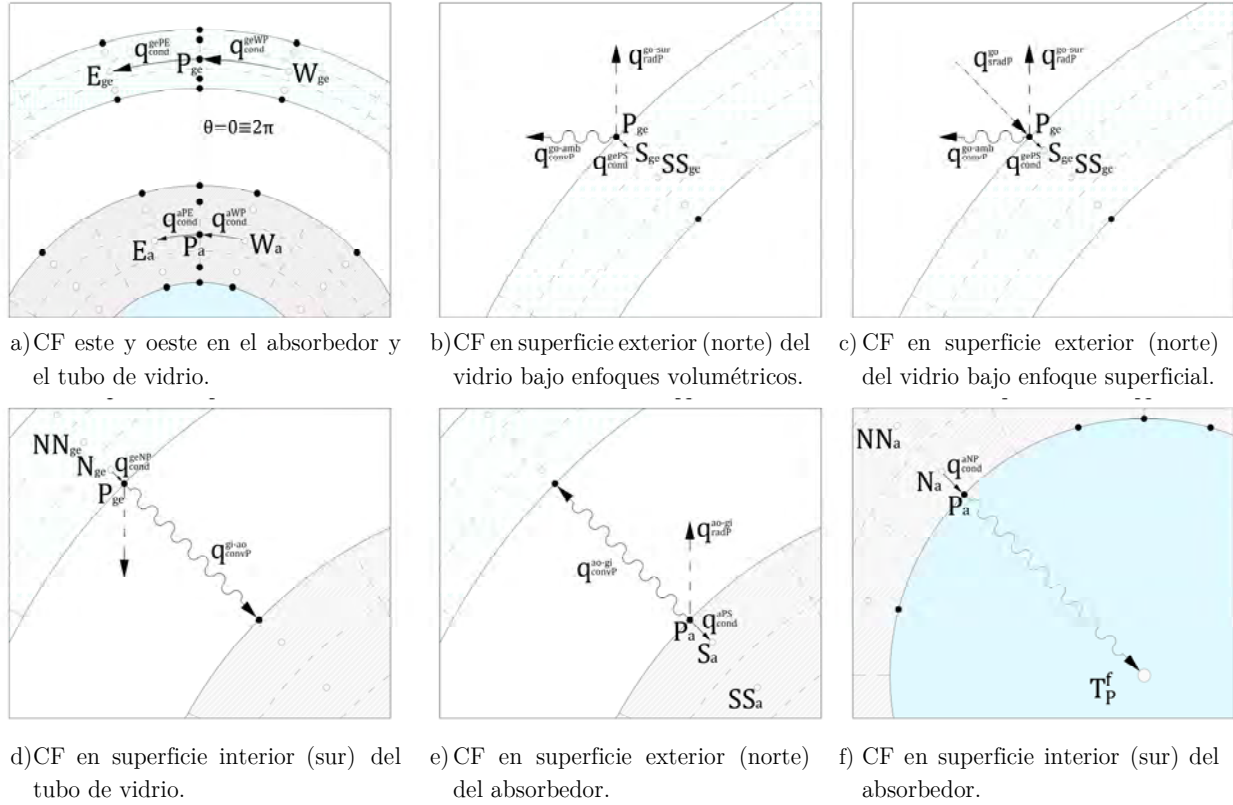

Figura 5.3: Condiciones de frontera del modelo térmico.

Tabla 5.3: Coeficientes del sistema de ecuaciones algebraicas de conducción en el tubo absorbedor.

Nodos	a_W^a	a_E^a	a_S^a	a_N^a	a_P^a	b^a
Internos	$\frac{k_{a_w} \Delta r^a}{r_w^a \delta \theta_{PW}}$	$\frac{k_{a_e} \Delta r^a}{r_e^a \delta \theta_{PE}}$	$\frac{k_{a_s} r_s^a \Delta \theta}{\delta r_{PS}^a}$	$\frac{k_{a_n} r_n^a \Delta \theta}{\delta r_{PN}^a}$	$\rho_a c_{pa} _P \frac{r_P^a \Delta \theta \Delta r^a}{\Delta t} + a_W^a + a_E^a + a_S^a + a_N^a$	$\rho_a c_{pa} _P T_{aP}^0 + \frac{r_P^a \Delta \theta \Delta r^a}{\Delta t}$
Oeste	0	1	0	0	$1 + \frac{k_{a_w} \delta \theta_{PE}}{k_{a_e} \delta \theta_{PW}}$	$\frac{k_{a_w} \delta \theta_{PE}}{k_{a_e} \delta \theta_{PW}} T_{a_w}$
Este	1	0	0	0	$1 + \frac{k_{a_e} \delta \theta_{FW}}{k_{a_w} \delta \theta_{PE}}$	$\frac{k_{a_e} \delta \theta_{FW}}{k_{a_w} \delta \theta_{PE}} T_{a_e}$
Sur	0	0	0	1	$1 + \frac{\delta r_{PN}^a}{k_{a_N}} h_{f_P}$	$\frac{\delta r_{PN}^a}{k_{a_N}} h_{f_P} T_f$
Norte	0	0	1	0	$1 + \frac{\delta r_{PS}^a}{k_{a_S}} h_{an_P}$	$\frac{\delta r_{PS}^a}{k_{a_S}} (q_{srad_P}^{ao} - q_{rad_P}^{ao-gi} + h_{an_P} T_{gi_P})$

Tabla 5.4: Coeficientes del sistema de ecuaciones algebraicas de conducción en el tubo de vidrio.

Nodos	a_W^{ge}	a_E^{ge}	a_S^{ge}	a_N^{ge}	a_P^{ge}	b^{ge}
Internos-FCVR	$\frac{k_{ge_w} \Delta r^{ge}}{r_P^{ge} \delta \theta_{PW}}$	$\frac{k_{ge_e} \Delta r^{ge}}{r_P^{ge} \delta \theta_{PE}}$	$\frac{k_{ge_s} r_s^{ge} \Delta \theta}{\delta r_{PS}^{ge}}$	$\frac{k_{ge_n} r_n^{ge} \Delta \theta}{\delta r_{PN}^{ge}}$	$\rho_{ge} C_{pge} _P \frac{r_P^{ge} \Delta \theta \Delta r^{ge}}{\Delta t} + a_W^{ge} + a_E^{ge} + a_S^{ge} + a_N^{ge}$	$\rho_{ge} C_{pge} _P T_{geP}^0 \frac{r_P^{ge} \Delta \theta \Delta r^{ge}}{\Delta t} - q_{srad}^{go} (r_n e^{-\beta(r_{go}-r_n)} - r_s e^{-\beta(r_{go}-r_s)}) \Delta \theta$
Internos-FCVI	$\frac{k_{ge_w} \Delta r^{ge}}{r_P^{ge} \delta \theta_{PW}}$	$\frac{k_{ge_e} \Delta r^{ge}}{r_P^{ge} \delta \theta_{PE}}$	$\frac{k_{ge_s} r_s^{ge} \Delta \theta}{\delta r_{PS}^{ge}}$	$\frac{k_{ge_n} r_n^{ge} \Delta \theta}{\delta r_{PN}^{ge}}$	$\rho_{ge} C_{pge} _P \frac{r_P^{ge} \Delta \theta \Delta r^{ge}}{\Delta t} + a_W^{ge} + a_E^{ge} + a_S^{ge} + a_N^{ge}$	$\rho_{ge} C_{pge} _P T_{geP}^0 \frac{r_P^{ge} \Delta \theta \Delta r^{ge}}{\Delta t} + q_{srad}^{go} (r_n e^{-\beta(r_{go}-r_n)} - r_s e^{-\beta(r_{go}-r_s)}) \Delta \theta$
Internos-FS	$\frac{k_{ge_w} \Delta r^{ge}}{r_P^{ge} \delta \theta_{PW}}$	$\frac{k_{ge_e} \Delta r^{ge}}{r_P^{ge} \delta \theta_{PE}}$	$\frac{k_{ge_s} r_s^{ge} \Delta \theta}{\delta r_{PS}^{ge}}$	$\frac{k_{ge_n} r_n^{ge} \Delta \theta}{\delta r_{PN}^{ge}}$	$\rho_{ge} C_{pge} _P \frac{r_P^{ge} \Delta \theta \Delta r^{ge}}{\Delta t} + a_W^{ge} + a_E^{ge} + a_S^{ge} + a_N^{ge}$	$\rho_{ge} C_{pge} _P T_{geP}^0 \frac{r_P^{ge} \Delta \theta \Delta r^{ge}}{\Delta t}$
Oeste	0	1	0	0	$1 + \frac{k_{ge_W} \delta \theta_{PE}}{k_{ge_E} \delta \theta_{PW}}$	$\frac{k_{ge_W} \delta \theta_{PE}}{k_{ge_E} \delta \theta_{PW}} T_{geW}$
Este	1	0	0	0	$1 + \frac{k_{ge_E} \delta \theta_{PW}}{k_{ge_W} \delta \theta_{PE}}$	$\frac{k_{ge_E} \delta \theta_{PW}}{k_{ge_W} \delta \theta_{PE}} T_{geE}$
Sur	0	0	0	1	$1 + \frac{\delta r_{PN}^{ge}}{k_{ge_N}} h_{anP} \frac{d_{gi}}{d_{ao}}$	$\frac{\delta r_{PN}^{ge}}{k_{ge_N}} \left(h_{anP} \frac{d_{gi}}{d_{ao}} T_{aoP} - q_{radP}^{gi-ao} \right)$
Norte-FCVR & FCVI	0	0	1	0	$1 + \frac{\delta r_{PS}^{ge}}{k_{ge_S}} [h_{airP} + 4\epsilon_{ge} \sigma_{SB} (T_{geP}^{n-1})^3]$	$\frac{\delta r_{PS}^{ge}}{k_{ge_S}} (h_{airP} T_\infty + \epsilon_{ge} \sigma_{SB} [3(T_{geP}^{n-1})^4 + \epsilon_{ref} F_{ijP}^{go-ref} T_\infty^4 + F_{ijP}^{go-sky} T_{sky}^4])$
Norte-FS	0	0	1	0	$1 + \frac{\delta r_{PS}^{ge}}{k_{ge_S}} [h_{airP} + 4\epsilon_{ge} \sigma_{SB} (T_{geP}^{n-1})^3]$	$\frac{\delta r_{PS}^{ge}}{k_{ge_S}} (q_{sradP}^{go} + h_{airP} T_\infty + \epsilon_{ge} \sigma_{SB} [3(T_{geP}^{n-1})^4 + \epsilon_{ref} F_{ijP}^{go-ref} T_\infty^4 + F_{ijP}^{go-sky} T_{sky}^4])$

(a) Los valores de los coeficientes en las CF oeste, este y sur son los mismos para los tres enfoques de modelado.

5.2.2.1 Condiciones de frontera en la dirección azimutal en ambos tubos

Las CF en dirección azimutal son coincidentes ($0 \equiv 2\pi$) debido a la formulación del MVF particularizada para una geometría circular. En ambos tubos la expresión de la CF presenta la misma forma tal como quedó planteado en las Ecs. (5.2) y (5.10), existiendo por tanto una condición tipo Neumann, en la que los flujos conductivos desde los nodos situados al este y oeste de los nodos frontera son iguales. La expresión discretizada de la CF generalizada para un nodo frontera representativo de cualquiera de los dos tubos se presenta en la Ec. (5.49).

$$-\frac{k_E(T_E - T_P)}{r_P \delta\theta_{PE}} - \left[-\frac{k_W(T_P - T_W)}{r_P \delta\theta_{PW}} \right] = 0 \quad (5.49)$$

Reordenando los términos de la Ec. (5.49) y sabiendo que desde el punto de vista matemático no existen nodos a la izquierda de la frontera oeste ni a la derecha de la frontera este, se identifican los coeficientes de los nodos frontera este y oeste de cualquiera de los tubos en las Ecs. (5.50) y (5.51), respectivamente.

$$\underbrace{\left(1 + \frac{k_W r_P \delta\theta_{PE}}{k_E r_P \delta\theta_{PW}}\right)}_{a_P} T_P = \underbrace{\frac{1}{a_E}}_{a_E} \cdot T_E + \underbrace{\frac{k_W r_P \delta\theta_{PE}}{k_E r_P \delta\theta_{PW}} T_W}_b \quad (5.50)$$

$$\underbrace{\left(1 + \frac{k_E r_P \delta\theta_{PW}}{k_W r_P \delta\theta_{PE}}\right)}_{a_P} T_P = \underbrace{\frac{1}{a_W}}_{a_W} \cdot T_W + \underbrace{\frac{k_E r_P \delta\theta_{PW}}{k_W r_P \delta\theta_{PE}} T_E}_b \quad (5.51)$$

5.2.2.2 Condición de frontera en la superficie exterior del tubo de vidrio

Los nodos de la superficie exterior (norte) del tubo de vidrio presentan una CF tipo Robin al combinar el efecto de las pérdidas radiativas y convectivas, igualado al flujo de calor conductivo al interior del tubo. La expresión discretizada en un nodo representativo para los dos enfoques volumétricos se presenta en la Ec. (5.52), mientras que la Ec. (5.53) se utiliza en el enfoque de FS.

$$\left[-q_{rad_P}^{go-sur} - h_{air_P} (T_{geP} - T_\infty) \right] - \left[-k_{ges} \frac{(T_{ges} - T_{geP})}{\delta r_{PS}^{ge}} \right] = 0 \quad (5.52)$$

$$\left[q_{srad_P}^{go} - q_{rad_P}^{go-sur} - h_{air_P} (T_{geP} - T_\infty) \right] - \left[-k_{ges} \frac{(T_{ges} - T_{geP})}{\delta r_{PS}^{ge}} \right] = 0 \quad (5.53)$$

Las pérdidas convectivas se obtienen directamente con los valores discretos de la temperatura ambiente y del vidrio en los nodos frontera, y del coeficiente convectivo según corresponda con la Ec. (5.18) o la Ec. (5.19). Análogamente se procede con el flujo de calor sobre la superficie exterior del vidrio haciendo uso de la Ec. (5.16) cuando se aplica el enfoque de FS. Por su parte, la expresión discretizada de las pérdidas radiativas para un nodo representativo se muestra en la Ec. (5.54). Además se aplica la linealización de la variable dependiente (T_{ge}) de acuerdo a la Ec. (5.55) [195],

dado que esta presenta una dependencia de la cuarta potencia, obteniéndose como expresión final la Ec. (5.56). La obtención de los factores de vista mediante el método de las cuerdas cruzadas de Hottel [205] se detalla en el apéndice B.

$$q_{rad_P}^{go-sur} = \epsilon_{ge} \sigma_{SB} \left[T_{ge_P}^4 - \epsilon_{ref} F_{ij_P}^{go-ref} T_{\infty}^4 - \epsilon_{sky} F_{ij_P}^{go-sky} T_{sky}^4 \right] \quad (5.54)$$

$$S = S^{n-1} + \left(\frac{dS}{dT_{ge_P}} \right)^{n-1} (T_{ge_P} - T_{ge_P}^{n-1}) = S_C + S_P T_{ge_P} \quad (5.55)$$

$$q_{rad_P}^{go-sur} = \epsilon_{ge} \sigma_{SB} \left[-3(T_{ge_P}^{n-1})^4 - \epsilon_{ref} F_{ij_P}^{go-ref} T_{\infty}^4 - \epsilon_{sky} F_{ij_P}^{go-sky} T_{sky}^4 + 4(T_{ge_P}^{n-1})^3 T_{ge_P} \right] \quad (5.56)$$

Sustituyendo la expresión de las pérdidas radiativas y reordenando se identifican identifican los coeficientes de los nodos frontera de la superficie exterior del vidrio para los enfoques de modelado volumétrico y superficial, de acuerdo a la Ec. (5.57) y la Ec. (5.58), respectivamente.

$$\underbrace{\left(1 + \frac{\delta r_{PS}^{ge}}{k_{ge_S}} [h_{air_P} + 4\epsilon_{ge} \sigma_{SB} (T_{ge_P}^{n-1})^3] \right)}_{a_P^{ge}} T_{ge_P} = \underbrace{\frac{1}{a_S^{ge}} \cdot T_{ge_S}}_{a_S^{ge}} + \underbrace{\frac{\delta r_{PS}^{ge}}{k_{ge_S}} [h_{air_P} T_{\infty} + \epsilon_{ge} \sigma_{SB} (3(T_{ge_P}^{n-1})^4 + \epsilon_{ref} F_{ij_P}^{go-ref} T_{\infty}^4 + \epsilon_{sky} F_{ij_P}^{go-sky} T_{sky}^4)]}_{b^{ge}} \quad (5.57)$$

$$\underbrace{\left(1 + \frac{\delta r_{PS}^{ge}}{k_{ge_S}} [h_{air_P} + 4\epsilon_{ge} \sigma_{SB} (T_{ge_P}^{n-1})^3] \right)}_{a_P^{ge}} T_{ge_P} = \underbrace{\frac{1}{a_S^{ge}} \cdot T_{ge_S}}_{a_S^{ge}} + \underbrace{\frac{\delta r_{PS}^{ge}}{k_{ge_S}} [q_{srad_P}^{go} + h_{air_P} T_{\infty} + \epsilon_{ge} \sigma_{SB} (3(T_{ge_P}^{n-1})^4 + \epsilon_{ref} F_{ij_P}^{go-ref} T_{\infty}^4 + \epsilon_{sky} F_{ij_P}^{go-sky} T_{sky}^4)]}_{b^{ge}} \quad (5.58)$$

5.2.2.3 Condiciones de frontera en el espacio anular

Las ecuaciones discretizadas para un nodo representativo de la superficie interior del tubo de vidrio (sur) y de la superficie exterior del absorbedor (norte) que presentan una CF tipo Robin, se muestran en las Ec. (5.59) y Ec. (5.60), respectivamente. Combinan el intercambio radiativo y convectivo entre las superficies diferenciales, con la conducción de calor al interior de los tubos.

$$\left[-k_{ge_N} \frac{(T_{ge_P} - T_{ge_N})}{\delta r_{PN}^{ge}} \right] - \left[q_{rad_P}^{gi-ao} - h_{an_P} \frac{d_{gi}}{d_{ao}} (T_{ao_P} - T_{ge_P}) \right] = 0 \quad (5.59)$$

$$\left[q_{srad_P}^{ao} - q_{rad_P}^{ao-gi} - h_{an_P} (T_{a_P} - T_{gi_P}) \right] - \left[-k_{a_S} \frac{(T_{a_S} - T_{a_P})}{\delta r_{PS}^a} \right] = 0 \quad (5.60)$$

El flujo convectivo es despreciado si se mantiene el vacío, mientras que si se pierde, se sustituyen los valores discretos de temperatura en los nodos frontera interiores del tubo de vidrio y exteriores del absorbedor, así como el CTC de la Ec. (5.24). De igual manera se procede con el valor discreto del flujo de calor sobre la superficie exterior del absorbedor de la Ec. (5.15). Los flujos radiativos se obtienen integrando sobre cada VC las Ecs. (5.25) y (5.26), resultando las Ecs. (5.61) y (5.62), respectivamente. Estos flujos de calor se calculan a partir del MRN [49] mediante un procedimiento iterativo (figura 5.4), y los factores de vista se obtienen a partir del método de las cuerdas cruzadas de Hottel [205], tal como se detalla en el apéndice B.

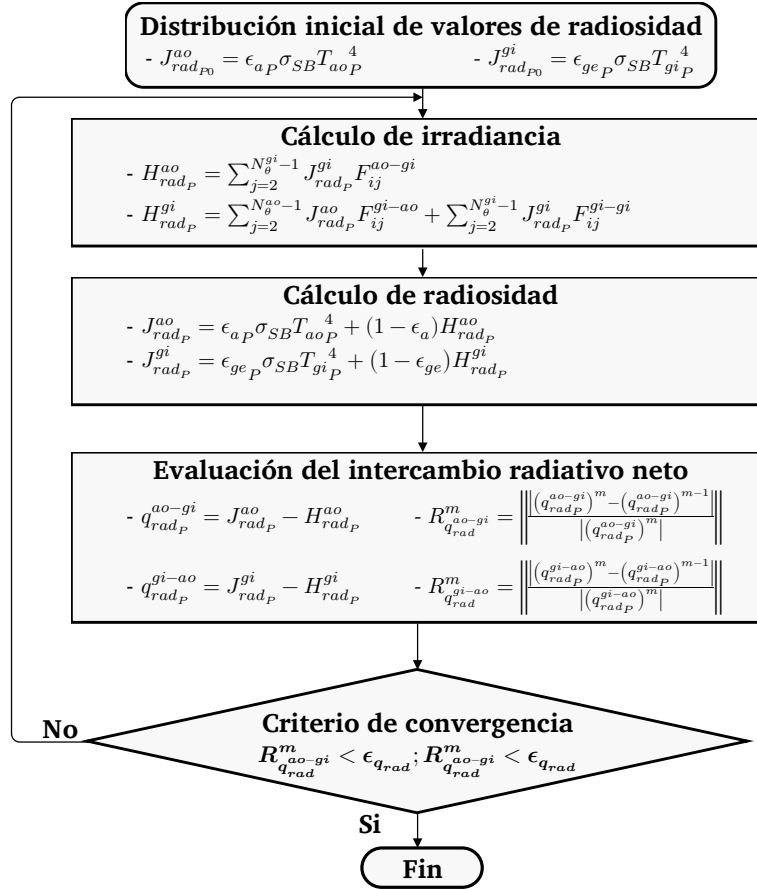


Figura 5.4: Diagrama de flujo del método iterativo de radiación neta en el espacio anular.

$$q_{rad_p}^{ao-gi} = \epsilon_{aP} \left(\sigma_{SB} T_{aop}^4 - \sum_{j=2}^{N_{\theta}^{gi}-1} J_{rad_p}^{gi} F_{ij}^{ao-gi} \right) \quad (5.61)$$

$$q_{rad_p}^{gi-ao} = \epsilon_{geP} \left(\sigma_{SB} T_{gip}^4 - \sum_{j=2}^{N_{\theta}^{ao}-1} J_{rad_p}^{ao} F_{ij}^{gi-ao} - \sum_{j=2}^{N_{\theta}^{gi}-1} J_{rad_p}^{gi} F_{ij}^{gi-gi} \right) \quad (5.62)$$

Reordenando los términos de las Ecs. (5.59) y (5.60) se identifican los coeficientes de los nodos en la frontera sur del tubo de vidrio de acuerdo a la Ec. (5.63), y en la norte del absorbedor de acuerdo a la Ec. (5.64).

$$1 + \underbrace{\frac{\delta r_{PN}^{ge}}{k_{ge_N}} h_{an_P} \frac{d_{gi}}{d_{ao}} T_{ge_P}}_{a_P^{ge}} = \underbrace{1}_{a_N^{ge}} \cdot T_{ge_N} + \underbrace{\frac{\delta r_{PN}^{ge}}{k_{ge_N}} \left(h_{an_P} \frac{d_{gi}}{d_{ao}} T_{ao_P} - q_{rad_P}^{gi-ao} \right)}_{b^{ge}} \quad (5.63)$$

$$1 + \underbrace{\frac{\delta r_{PS}^a}{k_{a_S}} h_{an_P} T_{a_P}}_{a_P^a} = \underbrace{1}_{a_S^a} \cdot T_{a_S} + \underbrace{\frac{\delta r_{PS}^a}{k_{a_S}} \left(q_{srad_P}^{ao} - q_{rad_P}^{ao-gi} + h_{an_P} T_{gi_P} \right)}_{b^a} \quad (5.64)$$

5.2.2.4 Condición de frontera en la superficie interior del absorbedor

La CF discretizada para un nodo representativo de la superficie interior del absorbedor se presenta en la Ec. (5.65) mediante la igualdad del flujo conductivo interno y el flujo convectivo hacia el fluido, obtenido a partir de los valores discretos de la temperatura del fluido y del CTC.

$$\left[-k_{a_N} \frac{(T_{a_P} - T_{a_N})}{\delta r_{PN}^a} \right] - [h_{f_P} (T_{a_P} - T_f)] = 0 \quad (5.65)$$

Reordenando los términos se identifican los coeficientes de los nodos en la frontera sur del absorbedor tal como se muestra en la Ec. (5.66),

$$1 + \underbrace{\frac{\delta r_{PN}^a}{k_{a_N}} h_{f_P} T_{a_P}}_{a_P^a} = \underbrace{1}_{a_N^a} \cdot T_{a_N} + \underbrace{\frac{\delta r_{PN}^a}{k_{a_N}} h_{f_P} T_f}_{b^a} \quad (5.66)$$

5.2.3 Solución del modelo termohidráulico

A partir de la expresión compacta de la ecuación generalizada de convección-difusión unidimensional en dirección axial y estado transitorio de la Ec. (5.67), se representan las EDP del modelo termohidráulico expuestas en las Ecs. (5.33)–(5.35). Los parámetros y variables de cada una de ellas se identifican en la tabla 5.5.

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v\phi)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial z} \right) + S \quad (5.67)$$

Tabla 5.5: Términos de las ecuaciones diferenciales de conservación del fluido caloportador monofásico bajo enfoque unidimensional en estado transitorio.

Ecuación de conservación	ϕ	ρ	Γ	S
Continuidad	1	ρ_f	0	0
Cantidad de movimiento	G_f	1	0	$-\frac{\partial p_f}{\partial z} - \frac{1}{2d_{ai}} \frac{f_w^{DW}}{\rho_f} G_f^2$
Energía	h_f	ρ_f	0	$\frac{\partial p_f}{\partial t} - \frac{\partial}{\partial t} \left[\frac{G_f^2}{2\rho_f} \right] - \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{G_f^3}{2\rho_f^2} \right] - \frac{1}{2d_{ai}} \frac{f_w^{DW}}{\rho_f^2} G_f^3 + Q_{conv}^{ai-f}$

Las ecuaciones de continuidad y conservación de la energía se discretizan sobre la malla colocada, y la de cantidad de movimiento sobre la desplazada. En las caras de los VC se utiliza una interpolación aritmética media para las variables incógnita (G_f, p_f, h_f) y en las propiedades del fluido ($\rho_f, \mu_f, c_{pf}, k_f, \sigma_f$) se aplica una interpolación armónica. Los términos convectivos se obtienen a partir de un esquema ‘*upwind*’ de segundo orden (SOU, second order upwind) [197] o lineal (LUD, linear upwind differencing) [188] compactado a partir de una corrección diferida (DC, deferred correction) [206,207]. Para lidiar con el acoplamiento presión-velocidad se hace uso del algoritmo SIMPLEC (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations Consistent) [208].

Las CF del modelo termohidráulico a la entrada son conocidas y a la salida se desconocen. Sin embargo el rol fundamental que juega el algoritmo de desacople presión-velocidad, es necesario adaptar la CF de la ecuación de cantidad de movimiento a la entrada y a la salida, que afectan a su vez a la ecuación de corrección de presión. Siguiendo las recomendaciones de Moukalled *et al.* [209] a la entrada (aguas abajo o *bottom*) se presentan las siguientes CF:

- una condición tipo Dirichlet en la presión. Dado que se conoce p_f^{in} , por lo que $p_f^{\prime in}$ es nula;
- la velocidad másica se actualiza iterativamente a partir de la ecuación de corrección de presión, incluyendo también a la CF a la entrada (G_f^{in}), que se obtiene a partir de la adaptación de la ecuación de cantidad de movimiento para el nodo frontera.
- una condición tipo Dirichlet para la entalpía a la entrada.

En la salida (aguas arriba o *top*) las condiciones se desconocen y se calculan de acuerdo a las adaptaciones realizadas en la entrada a las CF de cantidad de movimiento y corrección de presión, y para el caso de la entalpía en coherencia con el flujo de calor convectivo transferido al fluido de trabajo. En consecuencia, se presentan las siguientes CF:

- una condición tipo Neumann para la presión en la salida. Dado que G_f^{out} es definida en la ecuación de cantidad de movimiento, $G_f^{\prime out}$ no aparece en la ecuación de corrección de presión. p_f^{out} es extrapolada a partir de un esquema de media aritmética, por lo que $p_f^{\prime out}$ es nula.
- dado que el fenómeno sucede en un tubo cerrado, la velocidad másica a la salida es la misma que a la entrada ($G_f^{out} = G_f^{in}$), obteniéndose una condición tipo Dirichlet.
- en la variable de entalpía se sucede una condición similar a Neumann, que se obtiene a partir de la extrapolación media aritmética de los nodos internos más cercanos a la frontera.

El sistema de ecuaciones algebraicas de cada ecuación de conservación presenta la forma de la Ec. (5.68) que se resuelve mediante el algoritmo de Thomas (TDMA, tridiagonal matrix algorithm), utilizando la DCM de la Ec.(5.69) como criterio de convergencia para las ecuaciones de conservación cantidad de movimiento y energía, normalizadas por la DCM del lado izquierdo de la Ec. (5.68). En el algoritmo de corrección de presión se utiliza como criterio de convergencia el residual másico de la Ec. (5.70). Los coeficientes de los nodos internos y frontera de cada una de las ecuaciones de conservación se presentan en las tablas 5.6–5.8. El procedimiento de discretización detallado de cada una de ellas se desarrolla en la subsección 6.2 para el caso generalizado de flujos monofásicos y bifásicos bajo el enfoque de MHE.

$$a_P \phi_P = \sum_{nb=T,B} a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (5.68)$$

$$R_\phi^n = \frac{\sqrt{\sum[(a_P \phi_P)^n - (\sum a_{nb} \phi_{nb} + b)^n]^2}}{\sqrt{\sum[(a_P \phi_P)^n]^2}} < \epsilon_\phi \quad (5.69)$$

$$R_{P_f}^n = \frac{\max \left[(\rho_P^0 - \rho_P) \frac{\Delta z}{\Delta t} + G_{f_b}^* - G_{f_t}^* \right]}{\sum [\rho_P \frac{\Delta z}{\Delta t}]} < \epsilon_{P_f} \quad (5.70)$$

Tabla 5.6: Coeficientes del sistema de ecuaciones algebraicas de conservación de cantidad de movimiento.^(a)

Nodos	$\mathbf{a}_{B_{st}}^{G_f}$	$\mathbf{a}_{T_{st}}^{G_f}$	$\mathbf{a}_{P_{st}}^{G_f}$	$\mathbf{b}_{st}^{G_f}$
Internos	$\left\ \frac{G_{fb_{st}}}{\rho_{fb_{st}}}, 0 \right\ $	$\left\ -\frac{G_{ft_{st}}}{\rho_{ft_{st}}}, 0 \right\ $	$\frac{\Delta z_{st}}{\Delta t} + a_{B_{st}}^{G_f} + a_{T_{st}}^{G_f} - S_{P_{st}}^{G_f} \Delta z_{st}$	$G_{fP_{st}}^0 \frac{\Delta z_{st}}{\Delta t} + S_{C_{st}}^{G_f} \Delta z_{st} + S_{G_f}^{DC}$
Abajo (entrada)	0	$-\frac{1}{2} \left\ \frac{G_{fb_{st}}}{\rho_{fb_{st}}}, 0 \right\ + \left\ -\frac{G_{ft_{st}}}{\rho_{ft_{st}}}, 0 \right\ $	$\frac{\Delta z_{st}}{\Delta t} + a_{B_{st}}^{G_f} + a_{T_{st}}^{G_f} - S_{P_{st}}^{G_f} \Delta z_{st}$	$G_{fP_{st}}^0 \frac{\Delta z_{st}}{\Delta t} - 2(P_{f_T} - P_{f_P})$ $+ S_{C_{st}}^{G_f^{mod}} \Delta z_{st} + S_{G_f}^{DC}$
Arriba (salida)	1	0	1	G_f^{out}

(a) El término $S_{G_f}^{DC}$ contiene los sumandos de la corrección diferida afectados por el flujo convectivo en cada frontera del VC.

(b) El término $S_{C_{st}}^{G_f^{mod}}$ contiene todos los sumandos del término fuente independiente a excepción del gradiente de presión.

Tabla 5.7: Coeficientes del sistema de ecuaciones algebraicas de conservación de la energía.

Nodos	$\mathbf{a}_B^{h_f}$	$\mathbf{a}_T^{h_f}$	$\mathbf{a}_P^{h_f}$	\mathbf{b}^{h_f}
Internos	$\ G_{fb}, 0\ $	$\ -G_{ft}, 0\ $	$\rho_{fP}^0 \frac{\Delta z}{\Delta t} + a_B^{h_f} + a_T^{h_f} - S_P^{h_f} \Delta z$	$\rho_{fP}^0 h_{fP}^0 \frac{\Delta z}{\Delta t} + S_C^{h_f} \Delta z + S_{h_f}^{DC}$
Abajo (entrada)	0	1	1	h_f^{in}
Arriba (salida)	3/2	0	1	$-h_{f_{ww}}^{n-1}/2$

(a) El término $S_{h_f}^{DC}$ contiene los sumandos de la corrección diferida afectados por el flujo convectivo en cada frontera del VC.

Tabla 5.8: Coeficientes del sistema de ecuaciones algebraicas de continuidad o corrección de presión.

Nodos	$\mathbf{a}_B^{p_f}$	$\mathbf{a}_T^{p_f}$	$\mathbf{a}_P^{p_f}$	\mathbf{b}^{p_f}
Internos	$\frac{1}{a_b^{G_f} - \sum a_{nb}^{G_f}}$	$\frac{1}{a_t^{G_f} - \sum a_{nb}^{G_f}}$	$a_B^{p_f} + a_T^{p_f}$	$(\rho_{fP}^0 - \rho_{fP}) \frac{\Delta z}{\Delta t} + G_{f_b}^* - G_{f_t}^*$
Abajo (entrada)	0	0	1	0
Arriba (salida)	0	0	1	0

5.3 Validación y verificación en la plataforma AZTRAK

Los test de SNL en la plataforma AZTRAK han sido referencia para las validaciones en la mayoría de modelos numéricos de CCP. Sin embargo, presentan la limitación de no disponer de información experimental sobre la distribución de temperaturas en el absorbedor. Lo que exige que

la verificación de los campos de temperatura en el receptor se realice mediante la comparación con los modelos implementados previamente. Además debido a las limitaciones en la capacidad de la bomba volumétrica de alimentación que restringía el caudal másico al 10% del que circulaba en las plantas SEGS, se insertó un tubo sólido en el absorbedor buscando replicar de forma realista la transferencia de calor en el ECC. Esta situación ha derivado en que los modelos precedentes fueran validados bajo dos enfoques: (i) el habitual, denominado *pipe flow type* [86,93]; y (ii) con el tubo insertado conocido como *annulus flow type* [88,89]. Ambos enfoques son validados en esta subsección a nivel de variables de transferencia de calor, verificando también los campos de temperatura en el ECC con los modelos precedentes de según corresponda. En las simulaciones se consideran las propiedades termofísicas de la cubierta selectiva Luz Cermet de la tabla 5.9 y las propiedades ópticas y geométricas de la tabla 4.1 reportadas por Forristall [94].²⁰

Tabla 5.9: Propiedades termofísicas del receptor (Luz Cermet) de la plataforma AZTRAK [94].

Parámetros	Valores
Densidad del tubo de vidrio (ρ_{ge})	2290 kg/m ³
Calor específico del tubo de vidrio (c_{pge})	900 J/kgK
Conductividad térmica del tubo de vidrio (k_{ge})	1.04 W/mK
Emisividad del tubo de vidrio (ϵ_{ge})	0.86
Densidad del absorbedor (ρ_a)	7920 kg/m ³
Calor específico del absorbedor (c_{pa})	500 J/kgK
Conductividad térmica del absorbedor (k_a)	$1.53 \cdot 10^{-2} \cdot T_a + 14.775$, W/mK
Emisividad del absorbedor (ϵ_a)	$3.27 \cdot 10^{-4} \cdot T_a - 6.5971 \cdot 10^{-2}$
Rugosidad de la superficie interior del absorbedor (ϵ_{ai})	$1.365 \cdot 10^{-5}$

Las simulaciones se han implementado considerando Syltherm 800 como fluido caloportador y tres escenarios de operación. En dos el captador está enfocado hacia el sol y se mantiene (vacío *on-sun*) o pierde el vacío (pérdida de vacío *on-sun*), y en el tercero el captador está desenfocado y se pierde el vacío (pérdida de vacío *off-sun*). Los datos experimentales de los tres escenarios, que son los parámetros de entrada al código numérico, se detallan en el apéndice C.1.

5.3.1 Estudio de independencia de malla y de residual

El estudio de independencia de malla y residual se implementa para el caso #1 del escenario de pérdida de vacío *on-sun*. El estudio de independencia de malla se realiza en cada dirección: (i) entre 14–72 nodos azimutalmente (con incrementos de 16 nodos); (ii) de 5 a 23 nodos radialmente (con incrementos de 6); (iii) en la dirección axial de 7 a 25 nodos (con incrementos de 6 nodos).²¹ El estudio de independencia de residual se desarrolla entre 10^{-5} – 10^{-9} .

²⁰ El caso #1 del escenario de vacío *on-sun* también se ha simulado para verificar los perfiles de temperatura en el receptor con los resultados de Hachicha *et al.* [93], considerándose para ello las propiedades de la Tabla 4.1 reportadas por Dudley *et al.* [55] y el receptor como un superficie gris.

²¹ En las direcciones radial y axial el análisis inicia con tres nodos (un VC) para visibilizar el refinamiento de la malla.

Numéricamente se evalúan los gradientes térmicos en cada dirección y la transferencia de calor en las superficies frontera de los dominios sólidos de la ST de salida del receptor. En el fluido se consideran los gradientes térmicos, de presión y de Reynolds entre la entrada y salida; los valores promedio de temperatura, Reynolds y Nusselt; y la transferencia de calor total. Como criterio de convergencia se establece que el ξ_{erp} sea menor al 0.05% respecto a la malla más fina o al residual más pequeño. El estudio numérico se presenta en detalle en el apéndice D.1.

Gráficamente, se evalúan los perfiles de gradiente térmico en cada dirección, los flujos de calor en los límites de la sección de salida y los flujos de calor por unidad de longitud en la dirección axial en el receptor. Mientras que los perfiles axiales de temperatura, presión y los Reynolds se analizan en el dominio del fluido. Las variables más relevantes de los estudios de independencia de malla y residual se ilustran en la figura 5.5.

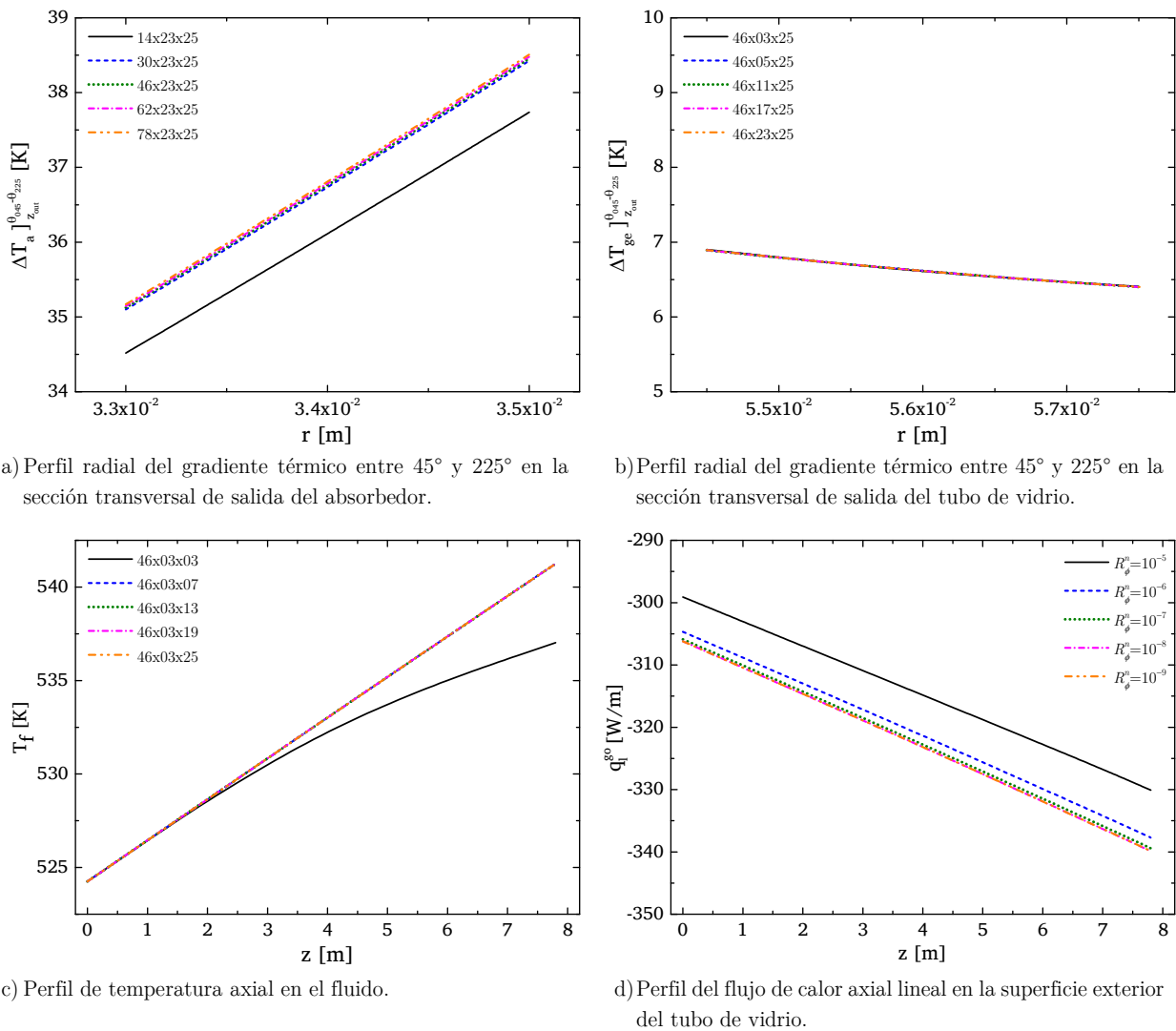


Figura 5.5: Análisis gráfico de independencia de malla (a) azimutal, (b) radial, (c) axial, y (d) de residual; en la plataforma AZTRAK.

A partir de ambos análisis se garantiza la convergencia del modelo para una malla uniforme cuyas características se muestran en la tabla 5.10, y un valor de residual de 10^{-8} . Cabe destacar el tiempo de cómputo ahorrado (38.5–65.4%) en un procesador Intel Core i7-8750H 2.2 GHz con la densidad de malla del modelo actual respecto a los implementados bajo un enfoque similar [89,93], (tabla 5.11). Este ahorro será aún más valioso cuando se simule una fila completa de CCP con longitudes entre 500–1,000 m, en lugar de los 7.8 m de la plataforma AZTRAK.

Tabla 5.10: Densidad de la malla del modelo numérico actual en la plataforma AZTRAK.

Parámetro	Valor
# Nodos ($N_\theta \times N_r \times N_z$) ^(*)	46x03x07
Tamaño de paso azimuthal en receptor ($\Delta\theta_i$)	0.1428 rad
Tamaño de paso radial en el tubo de vidrio (Δr_j^{ge})	$4.0 \cdot 10^{-3}$ m
Tamaño de paso radial en el tubo absorbedor (Δr_j^a)	$6.0 \cdot 10^{-3}$ m
Tamaño de paso axial (Δz_k)	1.56 m

(*) El número de nodos en la dirección radial (N_r) se refiere a cada dominio sólido del receptor.

Tabla 5.11: Desempeño del modelo numérico con la densidad de malla actual y los modelos precedentes en las simulaciones de la plataforma AZTRAK.

Autores (año)	$N_\theta \times N_r \times N_z$	# iteraciones	Tiempo de cómputo (ξ_{erp} , %)
Wirz <i>et al.</i> [89] (2012)	102x04x04	137	3.6 s (38.5)
Hachicha <i>et al.</i> [93] (2013) ^(*)	60x03x60	49	4.3 s (65.4)
Actual	46x03x07	45	2.6 s (– –)

(*) Debido a que los autores no consideraron discretización radial, se utiliza el mismo paso radial que en el modelo actual.

5.3.2 Simulación pipe flow type

Las simulaciones bajo el enfoque habitual (*pipe flow type*) se implementan para los escenarios de vacío y pérdida de vacío con el captador enfocado, considerando los modelos de FCVR y FS en el tubo de vidrio e incorporando en el CTC entre el absorbedor y el fluido el FC de la Ec. (5.31) considerado en [93]. El modelo se valida a nivel de variables de transferencia de calor con los datos experimentales de SNL [55], comparándose además con los dos estudios numéricos de referencia que consideraron el enfoque *pipe flow type*: el tridimensional implementado en ANSYS-Fluent por Cheng *et al.* [86], y el código numérico desarrollado por Hachicha *et al.* en [93] bajo un enfoque similar al actual pero despreciando la discretización radial en los dominios sólidos del ECC. Ambos estudios se consideran también para la verificación de la distribución de temperaturas en el receptor.

5.3.2.1 Variables de transferencia de calor

La precisión obtenida en las simulaciones para las variables de transferencia de calor para los escenarios de vacío (tabla 5.12) y pérdida de vacío (tabla 5.13) con el captador enfocado, certifican

el buen desempeño del modelo, que presenta desviaciones menores al 4.5%. Los resultados de los dos enfoques de modelado de la radiación solar absorbida por el vidrio son muy similares, con desviaciones entre ellos no mayores a 0.1 K a nivel de gradiente de temperatura del fluido y entre 10^{-3} – $4.0 \cdot 10^{-3}$ en cuanto a la eficiencia global. Estas pequeñas discrepancias se originan porque en el enfoque FS la radiación solar no se ve afectada por la atenuación del tubo de vidrio, lo que reduce ligeramente las pérdidas en el espacio anular, y en consecuencia se aumenta la transferencia de calor hacia el fluido (figura 5.6). Por esta razón las diferencias entre ambos enfoques son más notables en el escenario de pérdida de vacío, al ser mayores las pérdidas en el espacio anular.

Tabla 5.12: Gradiente térmico en el fluido y la eficiencia en el escenario de vacío *on-sun*.^(a)

Caso	ΔT_f^{out-in} [K]			η_{col} [-]		
	Exp.	Actual-FCVR (ξ_r ,%)	Actual-FS (ξ_r ,%)	Exp.	Actual-FCVR (ξ_r ,%)	Actual-FS (ξ_r ,%)
1	21.8	21.8 (0.0)	21.8 (0.0)	0.725	0.726 (0.1)	0.726 (0.1)
2	22.3	22.6 (1.3)	22.6 (1.3)	0.709	0.722 (1.8)	0.723 (2.0)
3	22.0	22.4 (1.8)	22.4 (1.8)	0.702	0.717 (2.1)	0.717 (2.1)
4	18.7	18.8 (0.5)	18.8 (0.5)	0.703	0.705 (0.3)	0.706 (0.4)
5	19.1	19.4 (1.6)	19.4 (1.6)	0.680	0.692 (1.8)	0.693 (1.9)
6	18.2	18.1 (-0.5)	18.1 (-0.5)	0.689	0.689 (0.0)	0.690 (0.1)
7	18.5	19.2 (3.8)	19.2 (3.8)	0.623	0.650 (4.3)	0.651 (4.5)
8	18.1	18.7 (3.3)	18.7 (3.3)	0.638	0.663 (3.9)	0.664 (3.9)

(a) El hecho de que el gradiente térmico del fluido sea el mismo en ambos enfoques de modelado y la eficiencia global varíe ligeramente se debe a la precisión del error de redondeo 10^{-1} con la que se presentan los resultados del gradiente térmico, en lugar de la doble precisión utilizada para las variables de temperatura en el código numérico y con las que la eficiencia global es calculada.

Tabla 5.13: Gradiente térmico en el fluido y eficiencia global en dos enfoques de modelado (FCVR y FS) del tubo de vidrio en el escenario de pérdida de vacío *on-sun*.

Caso	ΔT_f^{out-in} [K]			η_{col} [-]		
	Exp.	Actual-FCVR (ξ_r ,%)	Actual-FS (ξ_r ,%)	Exp.	Actual-FCVR (ξ_r ,%)	Actual-FS (ξ_r ,%)
1	17.2	16.9 (-1.7)	17.0 (-1.2)	0.666	0.659 (-1.1)	0.661 (-0.8)
2	16.2	16.2 (0.0)	16.3 (0.6)	0.596	0.602 (1.0)	0.604 (1.3)
3	16.1	16.6 (3.1)	16.7 (3.7)	0.594	0.616 (3.7)	0.620 (4.4)
4	17.8	17.5 (-1.7)	17.6 (-1.1)	0.716	0.705 (-1.5)	0.708 (-1.1)
5	17.4	17.4 (0.0)	17.4 (0.0)	0.692	0.693 (0.1)	0.695 (0.4)
6	17.0	17.1 (0.6)	17.1 (0.6)	0.671	0.678 (1.0)	0.680 (1.3)
7	17.1	17.3 (1.2)	17.4 (1.8)	0.655	0.665 (1.5)	0.669 (2.1)
8	17.0	17.5 (2.9)	17.6 (3.5)	0.626	0.648 (3.5)	0.652 (4.2)
9	16.3	16.8 (3.1)	16.9 (3.7)	0.585	0.607 (3.8)	0.611 (4.4)
10	16.5	16.9 (2.4)	17.0 (3.0)	0.565	0.584 (3.4)	0.587 (3.9)

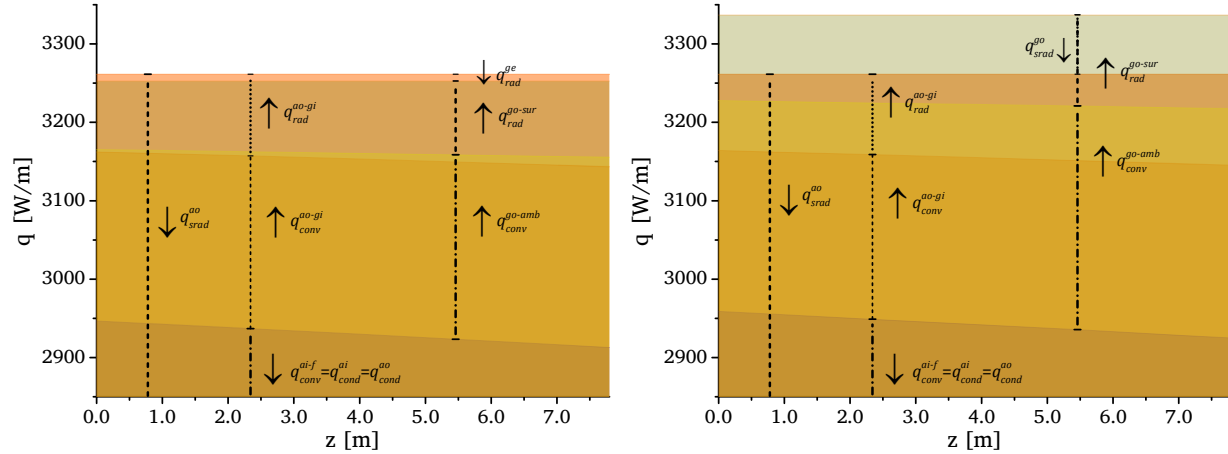


Figura 5.6: Flujos de calor lineales en el receptor (pérdida de vacío *on-sun*; caso #1; DNI=889.7 W/m²): FCVR (izda.) y FS (dcha.).

Dada la ausencia de datos experimentales publicados sobre la distribución de temperaturas en el tubo de vidrio, ambos enfoques de modelado son comparados desde el punto de vista del fenómeno físico, analizando el proceso de transferencia de calor que se produce a lo largo del espesor del vidrio. En este sentido, el calor absorbido en el tubo de vidrio puede calcularse de acuerdo a la Ec. (5.71), que representa la atenuación de la radiación soalr debido a la transmitancia efectiva del tubo. Por otro lado, este calor debe ser igual a la diferencia de calor entre las superficies exterior e interior obtenida numéricamente, como se expresa en la Ec. (5.72).

$$Q_{abs}^{ge} = \sum_{k=2}^{N_z-1} \Delta z_k \left[\sum_{i=2}^{N_\theta-1} q_{srad_i}^{go} (r_{go} - F_c^{ge} \tau_{ge} r_{gi}) \Delta \theta_i \right] \quad (5.71)$$

$$Q_{abs}^{ge-NM} = Q_{in}^{go} - Q_{out}^{gi} \quad (5.72)$$

El análisis comparativo de ambos enfoques se muestran en la tabla 5.14, en la que se verifica la correcta implementación del modelo dado que el calor de entrada y salida en las fronteras del dominio sólido en cada modelo son iguales. Por otro lado, se puede concluir que el enfoque FCVR reproduce correctamente el fenómeno físico, dado que el calor teóricamente absorbido y el obtenido en las simulación numérica es igual. Mientras que en el enfoque FS la absorbción del modelo numérico se produce en la superficie exterior, siendo nulo el calor a través del espesor del vidrio.

Por último, en la tabla 5.15 se compara el desempeño del modelo respecto a los precedentes, a nivel de las desviaciones medias y máximas de las variables de transferencia de calor, presentando el actual una mejora de la precisión entre el 14.5%–18.0% respecto al de Cheng *et al.* [86] y entorno a 1.8%–2.6% respecto a Hachicha *et al.* [93]. Esto se debe a la selección de las propiedades ópticas, que como se indicó en la subsección 4.3, los modelos precedentes seleccionaron las reportadas en [55], que sobreestiman el calor transferido, mientras que el actual considera las optimizadas en [94]. En la figura 5.7 se plasman los resultados numéricos para la eficiencia y pérdidas de calor, incluyendo también los obtenidos por Forristall [94], a los que se aproxima mejor el modelo actual.

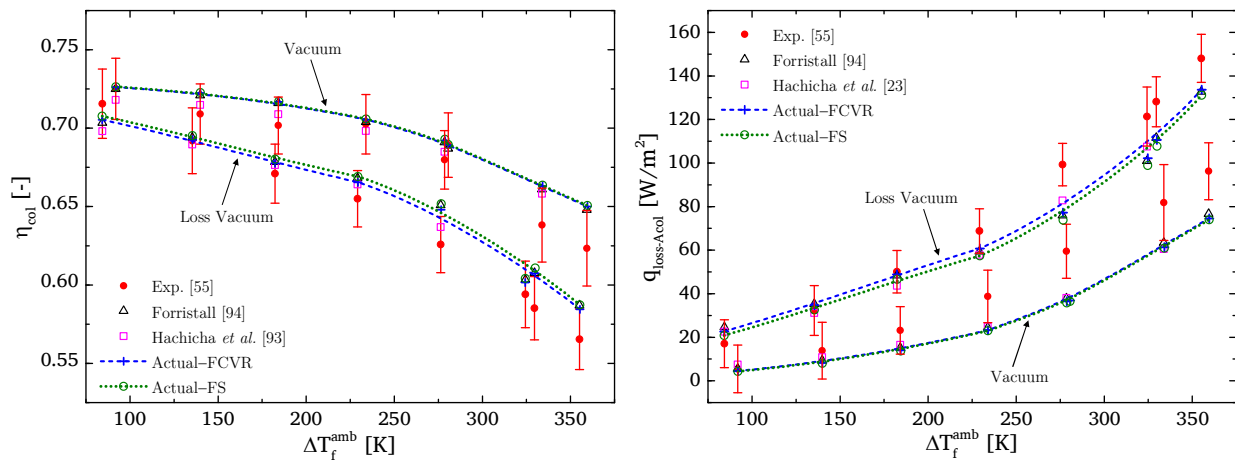
Tabla 5.14: Flujo de calor absorbido por el tubo de vidrio bajo los enfoques FCVR y FS (escenario de pérdida de vacío *on-sun*; caso #1; DNI=889.7 W/m²).

Dominios del tubo de vidrio	Tasa de flujo de calor	Actual-FCVR [W]	Actual-FS [W]
Superficie exterior	Q_{srad}^{go}	0.0	591.5
	$Q_{thloss}^{go} = Q_{conv}^{go-amb} + Q_{rad}^{go-sur}$	-2518.1	-3081.6
	$Q_{in}^{go} = Q_{srad}^{go} + Q_{thloss}^{go}$	<u>-2518.1</u>	<u>-2490.1</u>
	$Q_{out}^{go} = Q_{cond}^{go}$	<u>-2518.1</u>	<u>-2490.1</u>
Superficie interior	$Q_{in}^{gi} = Q_{cond}^{gi}$	<u>-2585.5</u>	<u>-2490.1</u>
	$Q_{out}^{gi} = Q_{conv}^{gi-ao} + Q_{rad}^{gi-ao}$	<u>-2585.5</u>	<u>-2490.1</u>
Espesor	$Q_{abs}^{ge} = Q_{in}^{go} - Q_{out}^{gi}$	67.3	0.0
	Q_{abs}^{ge-NM}	67.3	67.3

Tabla 5.15: Desviaciones promedio y máxima del gradiente térmico del fluido y la eficiencia global en el modelo actual y los precedentes (escenarios de vacío y pérdida de vacío *on-sun*).

Modelo	Vacío				Pérdida de vacío			
	ΔT_f^{out-in} [K]		η_{col} [-]		ΔT_f^{out-in} [K]		η_{col} [-]	
	$ \xi_r^{mean} $	ξ_r^{max}	$ \xi_r^{mean} $	ξ_r^{max}	$ \xi_r^{mean} $	ξ_r^{max}	$ \xi_r^{mean} $	ξ_r^{max}
Cheng <i>et al.</i> [86] ^(a)	15.7 %	21.1 %	16.5 %	22.3 %	NDA	NDA	NDA	NDA
Hachicha <i>et al.</i> [93] ^(b)	4.3 %	6.3 %	1.3 %	3.2 %	3.9 %	5.5 %	1.3 %	2.4 %
Actual-FCVR	1.6 %	3.8 %	1.8 %	4.3 %	1.7 %	3.1 %	2.1 %	3.8 %
Actual-FS	1.6 %	3.8 %	1.9 %	4.5 %	1.9 %	3.7 %	2.4 %	4.4 %

- (a) Las desviaciones para el escenario de vacío se han estimado considerando los tres casos (#1, #5, #7) reportados en [86]. Además, la eficiencia global se ha recalculado a partir de la temperatura de salida reportada por los autores, dado que sus resultados de eficiencia global se obtuvieron mediante la regresión polinómica obtenida a partir los datos experimentales en [55].
- (b) Los autores utilizaron la regresión polinómica obtenida a partir los datos experimentales en [55] en sus resultados de eficiencia global. Además no reportaron resultados desagregados para temperatura de salida, sinodo imposible recalculer la eficiencia global.

**Figura 5.7:** Eficiencia global (izda.) y pérdidas térmicas (dcha.) con el captador enfocado *on-sun* (vacío y pérdida de vacío).

Las desviaciones en la eficiencia reportadas por Hachicha *et al.* [93] son menores que en el modelo actual y que las reportadas por los autores para el gradiente térmico del fluido, al contrario que en el resto de modelos. Esto se debe a un incorrecto procedimiento para calcular sus resultados de eficiencia global, dado que utilizaron la regresión polinómica obtenida experimentalmente en [55] en lugar de la Ec. (3.7), que es la adecuada al comparar resultados numéricos y experimentales. Si la hubieran calculado correctamente, sus desviaciones de eficiencia global se situarían alrededor de un 0.2–0.7% por encima de las del gradiente térmico del fluido.

5.3.2.2 Verificación de los perfiles de temperatura en el receptor

La comparación de los perfiles azimutales de temperatura en las superficies exteriores de la ST intermedia del ECC, y los perfiles axiales para tres ángulos azimutales diferentes (figura 5.8), concuerdan con el análisis de transferencia de calor. Los modelos previos [86,93] presentan mayores temperaturas en la zona de concentración del receptor, a consecuencia de los parámetros ópticos seleccionados, que incrementan el flujo de calor en el absorbedor (figura 4.4, izda.). Por otro lado, comparando los dos enfoques de modelado de la radiación solar absorbida pro el tubo de (FCVR y FS) se observa que esta solo influye en la distribución de temperatura en el mismo, pero no en la del absorbedor. Bajo el enfoque FCVR las diferencias de temperatura entre las zonas de concentración y no concentración no son tan altas debido al efecto de flujo de calor radiativo incorporado en la ecuación general de conducción, que reduce la conducción de calor (perdida) a través del espesor del vidrio.

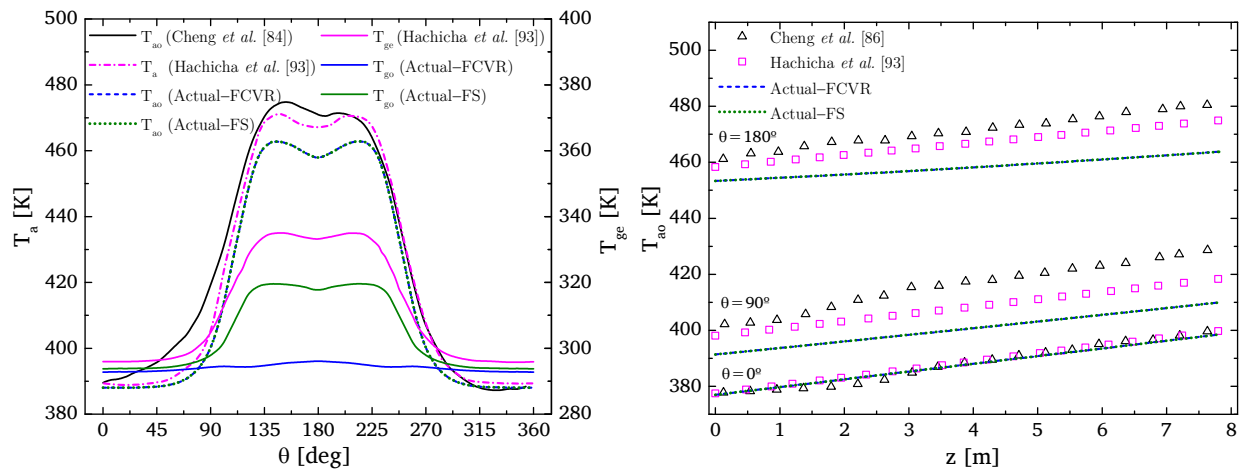


Figura 5.8: Perfiles de temperatura en el receptor (vacío *on-sun*; caso #1; DNI=933.7 W/m²): azimutales en las superficies exteriores del absorbedor y tubo de vidrio en $z=4.0$ m (izda.) y axiales en superficie exterior a tres ángulos diferentes (dcha.).

El modelo también ha sido simulado para el caso #1 del escenario de pérdida de vacío bajo las consideraciones asumidas en [93], comparando los perfiles azimutales de temperatura en la ST

intermedia del receptor con los resultados de los autores (figura 5.9, izda.²²). Los perfiles de ambos modelos son casi idénticos, lo que verifica la correcta implementación del modelo actual. Cabe recordar que en las simulaciones se ha incorporado un FC constante en el CTC que multiplica por cuatro el número de Nusselt de la correlación de Gnielinski [115], de acuerdo al considerado en [93] para hacer coincidir la distribución térmica en el ECC con los resultados numérico obtenidos por Cheng *et al.* [86] en ANSYS-Fluent. Si este FC no hubiese sido involucrado los gradientes térmicos en la ST del ECC serían superiores a los obtenidos, que se sitúan en torno a los 100 K. Estos valores no son habituales en las plantas comerciales de CCP funcionando con aceite térmico como fluido caloportador, situándose incluso dos veces por encima del rango de gradientes térmicos que se presentan en GDV, cuando debería ser menor. Esta situación se produce por las particularidades de la plataforma AZTRAK (10% del flujo másico del de una planta comercial) y particularmente del caso #1, en el que ocurre un régimen transicional ($\overline{Re} \approx 5250$).

Además, aunque los perfiles de temperatura conciden con los obtenidos por el modelo previo [86] implementado en *software* comercial CFD, los perfiles del Nusselt local no presentan la tendencia de los reportados en los estudios del pasado sobre tuberías sujetas a calentamiento no uniforme circunferencialmente (figura 2.2). Estos perfiles (figura 5.9, dcha.) crecen en la zona de concentración al igual que el flujo de calor normalizado, cuando teóricamente deberían decrecer. Por lo tanto es necesario desarrollar nuevos estudios experimentales con aceite térmico para poder predecir de forma correcta el CTC circunferencialmente y en consecuencia el campo de temperatura en el absorbedor, dado que la ausencia de información experimental en el tubo receptor de la plataforma AZTRAK o de otros estudios que consideren aceite térmico como fluido caloportador no lo permite.

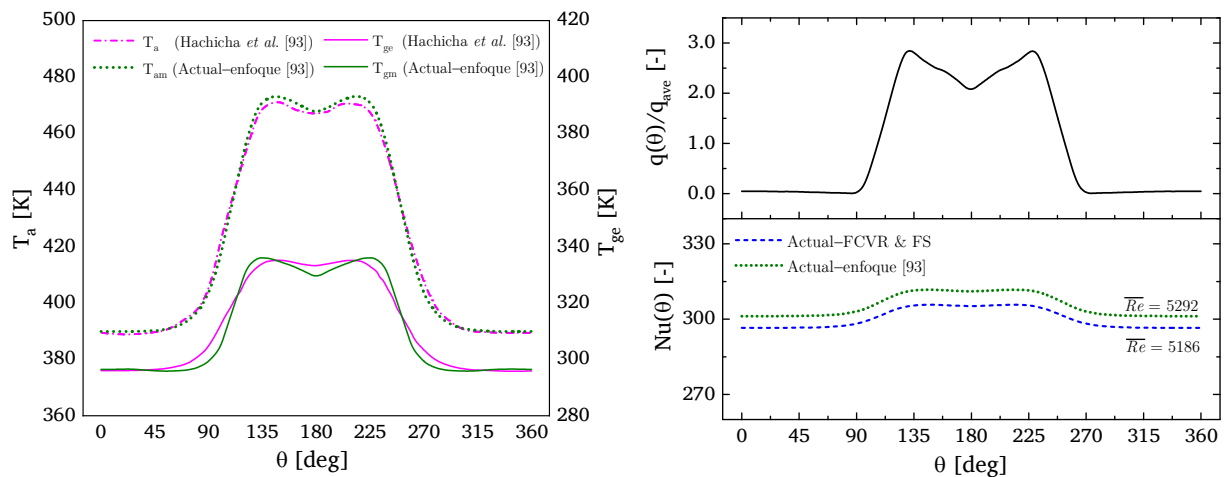


Figura 5.9: Perfiles azimutales de temperatura en el receptor bajo las consideraciones en [93] (izda.) y del Nusselt bajo las consideraciones de este trabajo y en [93] (dcha.) en el escenario de vacío *on-sun* (caso #1; $DNI=933.7 \text{ W/m}^2$; $z=4.0 \text{ m}$).

²² En [93] la coordenada radial fue despreciada en los dominios sólidos del receptor. Por lo tanto en la comparación de los perfiles azimutales del modelo actual se presentan a nivel del radio intermedio del absorbedor y el tubo de vidrio.

5.3.3 Simulación con tubo insertado

Las simulaciones considerando el tubo insertado (*annulus flow type*) se implementan a cabo con el objetivo reproducir de manera realista las condiciones del modelo físico de la plataforma AZTRAK, además de para evaluar el impacto sobre la distribución de temperaturas en el receptor. El modelo matemático es el mismo que el de la subsección 5.1, salvo por (i) la ST efectiva del fluido en la que hay que considerar la Ec (5.73) para involucrar el tubo insertado, (ii) las correlaciones del CTC absorbedor-fluido y el factor de fricción, en las que el diámetro hidráulico sustituye al diámetro interior y se calcula de acuerdo a al Ec. (5.74). El tubo insertado tiene un diámetro de $5.08 \cdot 10^{-2}$ m.

$$A_{ST} = \frac{\pi(d_{ai}^2 - d_{ip}^2)}{4} \quad (5.73)$$

$$d_h = \frac{4 A_{ST}}{P_{wet}} = \frac{4 \pi(d_{ai}^2 - d_{ip}^2)/4}{\pi(d_{ai} + d_{ip})} = d_{ai} - d_{ip} \quad (5.74)$$

El modelo se simula para los escenarios de vacío y pérdida de vacío con el captador enfocado, y también para el de pérdida de vacío con el captador desenfocado. A nivel de variables de transferencia de calor se valida con los datos experimentales de SNL [55] y se compara con los resultados de las simulaciones del modelo actual bajo el enfoque *pipe flow type* y FS presentado en la subsección anterior, así como con los obtenidos en ANSYS-Fluent por Cheng *et al.* [86].

Los campos de temperatura en el receptor obtenidos en [88,89] se utilizan para verificar los del modelo actual, por ello la radiación solar absorbida por el tubo de vidrio se modela bajo el enfoque de FS en todas las simulaciones, e inicialmente no se involucra FC en el CTC, siguiendo las consideraciones de Wirz *et al.* [89]. No obstante, la verificación de los campos de temperatura del ECC con los resultados de Cheng *et al.* [86] pone en evidencia la incapacidad de las correlaciones estándar de CTC para representarlos correctamente. Por ello se estudia la incorporación de un FC de acuerdo a la Ec. (5.32) en condiciones de flujo turbulento, y una combinación de este y un valor constante, similar al utilizado en el enfoque *pipe flow type*, para los casos de flujo transicional.

5.3.3.1 Variables de transferencia de calor

En la tabla 5.16 se muestran las desviaciones promedio y máximas del gradiente térmico del fluido y la eficiencia global del captador del modelo con tubo insertado (*annulus*) comparados con los del enfoque *pipe flow type*. Los resultados desglosados de cada caso simulado se detallan en el apéndice E. Se observa que la inclusión o no del tubo al interior del absorbedor no tiene un impacto relevante a nivel de las variables de transferencia de calor, con desviaciones en torno un 0.2–0.8% entre ambos modelos. Las desviaciones son ligeramente menores en el caso del enfoque con tubo insertado debido a que la cantidad de calor transferido al fluido es menor debido a que los perfiles azimutales de temperatura son mayores en la zona de concentración, incrementando el valor de la emisividad de la cubierta selectiva del absorbedor (directamente proporcional a la temperatura) y en consecuencia las pérdidas radiativas en el espacio anular.

Tabla 5.16: Desviaciones promedio y máxima del gradiente térmico del fluido y la eficiencia global del modelo actual (*pipe flow type* y *annulus*) en ambos escenarios y el captador enfocado *on-sun*.

Modelo	Vacío				Pérdida de vacío			
	$\Delta T_f^{out-in} [K]$		$\eta_{col} [-]$		$\Delta T_f^{out-in} [K]$		$\eta_{col} [-]$	
	$ \xi_r^{mean} $	ξ_r^{max}	$ \xi_r^{mean} $	ξ_r^{max}	$ \xi_r^{mean} $	ξ_r^{max}	$ \xi_r^{mean} $	ξ_r^{max}
<i>Annulus</i>	1.4%	3.2%	1.6%	3.7%	1.7%	3.1%	2.0%	3.6%
<i>Pipe flow type</i>	1.6%	3.8%	1.9%	4.5%	1.9%	3.7%	2.4%	4.4%

Por lo tanto, el impacto principal de la consideración del tubo insertado se produce en la distribución de temperaturas en el tubo receptor a consecuencia de la diferencia en valores del número de Reynolds en cada VC axial, y en los valores locales azimutales del número de Nusselt, que impactan en la correlación del CTC. Esta diferencia se muestra en los valores promedio de los números de Reynolds y Nusselt de los ocho casos del escenario de vacío de la figura 5.10 (izda.). Donde se observa como como el número de Reynolds de la simulación con el tubo insertado se reduce respecto al enfoque *pipe flow type* debido a que el diámetro hidráulico es menor que el diámetro interno del absorbedor. Por lo tanto Nusselt azimutal y en consecuencia el Nusselt promedio también se reducen, más aún cuando en las simulaciones del *pipe flow type* se ha considerado un FC que cuadruplica el obtenido mediante la correlación estándar de Gnielinski [115] y en el enfoque ‘*annulus*’ no se involucra ningún FC. El efecto sobre el Nusselt azimutal en la ST intermedia del receptor se presenta para el caso del escenario de vacío *on-sun* en la figura 5.10 (dcha.), en la que se observa que en ninguno de los dos enfoques los perfiles siguen la tendencia de los estudios del pasado con DNUFC en dirección circunferencial.

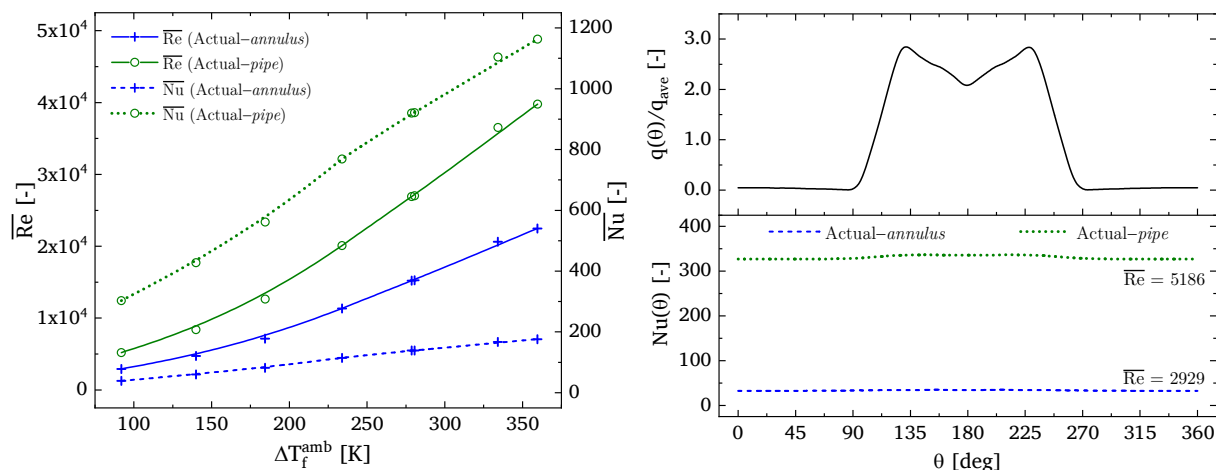


Figura 5.10: Perfiles axiales de Reynolds y Nusselt promedio (izda.) en el escenario de vacío *on-sun* y perfiles azimutales del Nusselt para el caso #1 (DNI=933.7 W/m²) en z=4.0 m (dcha.).

El modelo con tubo insertado también se ha simulado para el escenario de pérdida de vacío con el captador desenfocado y sus resultados numéricos de la tabla 5.17. Estos certifican el buen desempeño del mismo a nivel con desviaciones del gradiente térmico no superiores a 0.2 K y pérdidas de calor inferiores al 7.5%. Además mejora la precisión de los resultados reportados por Cheng *et al.*

[88], en torno al 17.0% y 15.0% para el gradiente del fluido térmico y las pérdidas térmicas, respectivamente. Estas mejoras se atribuyen a la mejor elección de las propiedades ópticas [94] del modelo actual, al igual que en las simulaciones de la subsección 5.3.2.

Tabla 5.17: Gradiente térmico en el fluido y pérdidas térmicas (escenario de pérdida de vacío *off-sun*).

Caso	ΔT_f^{out-in} [K]			$q_{loss-Acol}$ (W/m^2)		
	Exp.	Actual ($\xi_r, \%$)	Cheng <i>et al.</i> [88] ($\xi_r, \%$)	Exp.	Actual ($\xi_r, \%$)	Cheng <i>et al.</i> [88] ($\xi_r, \%$)
1	0.5	0.4 (20.0)	0.6 (20.0)	13.7	14.4 (5.1)	17.2 (25.5)
2	0.7	0.8 (14.3)	1.0 (42.9)	24.7	26.0 (5.3)	32.0 (29.6)
3	1.1	1.1 (0.0)	1.5 (36.4)	36.3	36.7 (1.1)	46.9 (29.2)
4	1.6	1.5 (-6.3)	2.0 (25.0)	54.8	51.2 (-6.6)	66.2 (20.8)
5	2.4	2.2 (-8.3)	2.8 (16.7)	78.3	72.7 (-7.2)	88.2 (12.6)
6	3.0	2.8 (-6.7)	3.5 (16.7)	98.6	91.2 (-7.5)	108.4 (9.9)
$ \xi_r^{mean} $		(9.3)	(26.3)	(5.5)		(21.3)
ξ_r^{max}		(20.0)	(42.9)	(-7.5)		(29.6)

Los resultados gráficos que certifican las conclusiones del análisis numérico para el escenario de pérdida de vacío con captador enfocado se muestran en la figura 5.11 (izda. casos #4-#10) y desenfocado (figura 5.11, dcha.). Tal como sucede en el caso del enfoque habitual, los resultados de eficiencia global presentados por Cheng *et al.* [88] parecen estar más cerca de los experimentales que el modelo actual. Esto sucede porque los autores utilizaron para su cálculo la regresión polinómica obtenida a partir de los datos experimentales en [55]. Dado que la regresión es función de la DNI y la diferencia entre la temperatura promedio del fluido y el ambiente, sitúa los valores de la eficiencia global próximos a los experimentales que si se calculan correctamente mediante la Ec. (3.7). De lo contrario no es posible explicar que las desviaciones en el gradiente del fluido y las pérdidas térmicas están más alejadas de los datos experimentales que en el modelo actual.

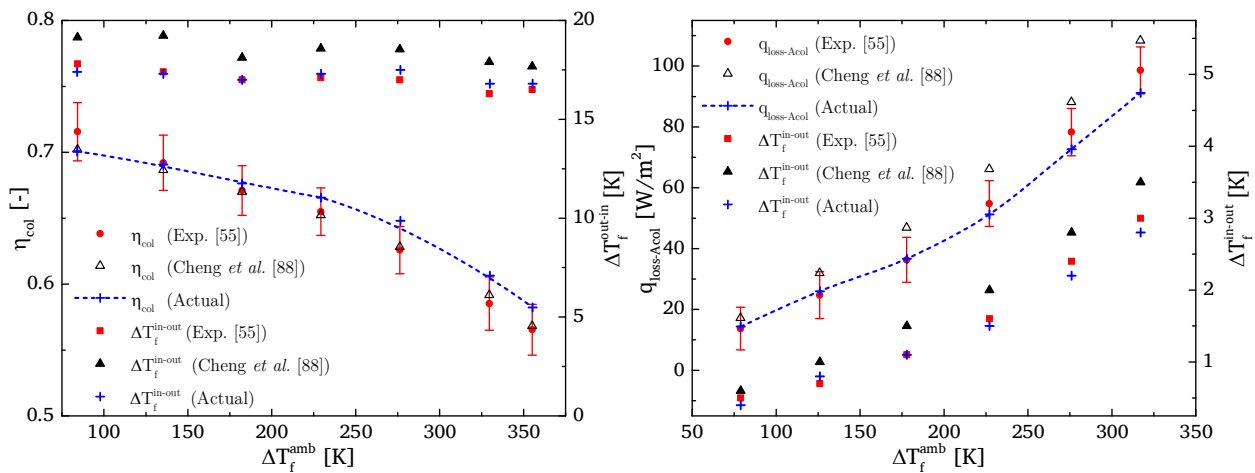


Figura 5.11: Perfiles del modelo actual (*annulus type*) en escenario de pérdida de vacío: eficiencia y captador enfocado (izda.); pérdidas térmicas y captador desenfocado (dcha.).

5.3.3.2 Verificación del campo de temperatura en el receptor

Las distribuciones de temperatura en el receptor para los casos #1 y #7 del escenario de vacío *on-sun* se verifican con los de Wirz *et al.* [89], sin involucrar ningún FC en el CTC. La comparación numérica (tabla 5.18) arroja una similitud aceptable con desviaciones entre 3.9–6.9% para el gradiente máximo de temperatura en el absorbedor. Estas desviaciones se deben a las discrepancias en los perfiles azimutales de temperatura de la zona de concentración (figura 5.12), en coherencia con el modelado óptico (figura 4.4, izda.), en el que el flujo de calor sobre la superficie exterior del absorbedor en la zona de concentración es ligeramente superior en el modelo actual. Mientras que las divergencias en los perfiles azimutales de temperatura del tubo de vidrio se derivan principalmente de las discrepancias en los perfiles del flujo de calor en su superficie exterior como resultado de la diferencia de enfoque en el modelo óptico (figura 4.4, dcha.) y de la diferencia en el procedimiento metodológico para determinar los flujos radiativos en el espacio anular y las pérdidas radiativas hacia el ambiente. En el modelo actual se utiliza el MRN en el espacio anular y se considera la superficie del reflector y el cielo equivalente para determinar las pérdidas radiativas. Mientras que Wirz *et al.* [89] utilizaron el trazado de rayos de MC en el espacio anular y solo consideraron el cielo equivalente en el intercambio radiativo entre el tubo de vidrio y el entorno.

Tabla 5.18: Gradiente térmico máximo en la ST de entrada del absorbedor y números adimensionales en el escenario de vacío *on-sun*.

Caso	ΔT_{ao}^{max} [K]		Números adimensionales (actual)			
	Wirz <i>et al.</i> [89] ($\xi_r, \%$)	Actual ($\xi_r, \%$)	\overline{Re} [-]		\overline{Nu} [-]	
1	128.5	137.4 (6.9)	2929		38.9	
7	51.8	53.8 (3.9)	22470		176.1	

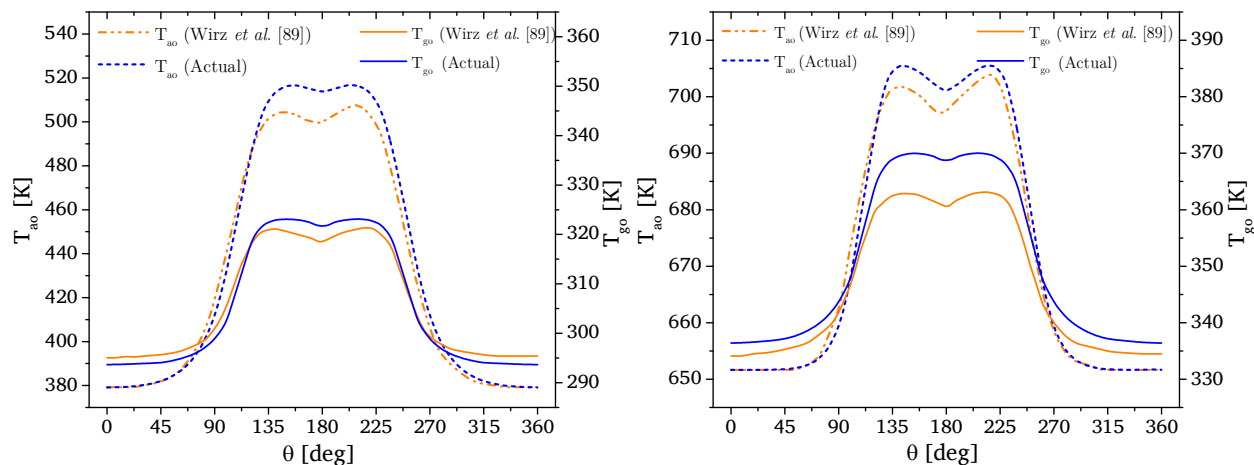


Figura 5.12: Perfiles azimutales de temperatura del receptor en la ST de entrada del escenario de vacío *on-sun*: caso #1; DNI=933.7 W/m² (izda.) y caso #7; DNI=920.9 W/m² (dcha.).

Pese a la correcta verificación de la distribución de temperaturas en el receptor respecto a la obtenida por Wirz *et al.* [89] sin incluir ningún FC en el CTC, los perfiles azimutales del Nusselt

(figura 5.10, dcha.) no siguen la tendencia de los estudios previos con DNUFC. Dado que en la plataforma AZTRAK no existe información experimental para certificar estos resultados, a continuación se verifican cualitativamente con los obtenidos por Cheng *et al.* [88] en ANSYS-Fluent, por las siguientes razones: (i) es de los escasos estudios de la literatura que considerando el enfoque de tubo insertado (annulus) presentan información relativamente detallada sobre los campos de temperatura y sus variables asociadas en el receptor; (ii) dado que el fluido se modela en 3D ofrecen en principio mejores garantías del modelado fluido-absorbedor, y por lo tanto de la correcta predicción de los campos de temperatura del ECC; (iii) el modelo es el mismo que el considerado para las verificaciones en el enfoque *pipe-flow type* [86], incorporando el tubo insertado. Dado que en el enfoque habitual es necesario incorporar un FC en el CTC para hacer coincidir los perfiles de temperatura en el absorbedor con los obtenidos mediante ANSYS-Fluent en [86], se evalúa a continuación la necesidad de involucrarlo al considerar el tubo insertado.

En primer lugar se evalúan los valores del Nusselt y factor de fricción en los ocho casos simulados por Cheng *et al.* [88] bajo condiciones turbulentas $\overline{Re} = 15,224 - 21,634$ en flujo totalmente desarrollado (Syltherm 800; $T_f^{in} = 573.2 - 650.2$; $DNI=877.0 \text{ W/m}^2$) para el escenario de pérdida de vacío. Con el modelo actual se evalúa la incorporación de un FC en la zona de concentración de la radiación solar de acuerdo a la Ec. (5.32) a partir de un análisis de sensibilidad del exponente m ($C_{h_c} = [LCR_a(\theta)]^m$). En la figura 5.13 (izda.) se presentan los resultados del análisis que permiten concluir que un valor de $m=-0.02$ ofrece la mejor precisión respecto a los reportados en [88] a nivel del Nusselt promedio; mientras que la inclusión del FC no influye en los valores del factor de fricción. Además, al involucrar el FC los perfiles azimutales del Nusselt (figura 5.13, dcha.) siguen la tendencia de los reportados en los estudios del pasado (figura 2.2), decreciendo a medida que se incrementa el nivel de radiación en el receptor.

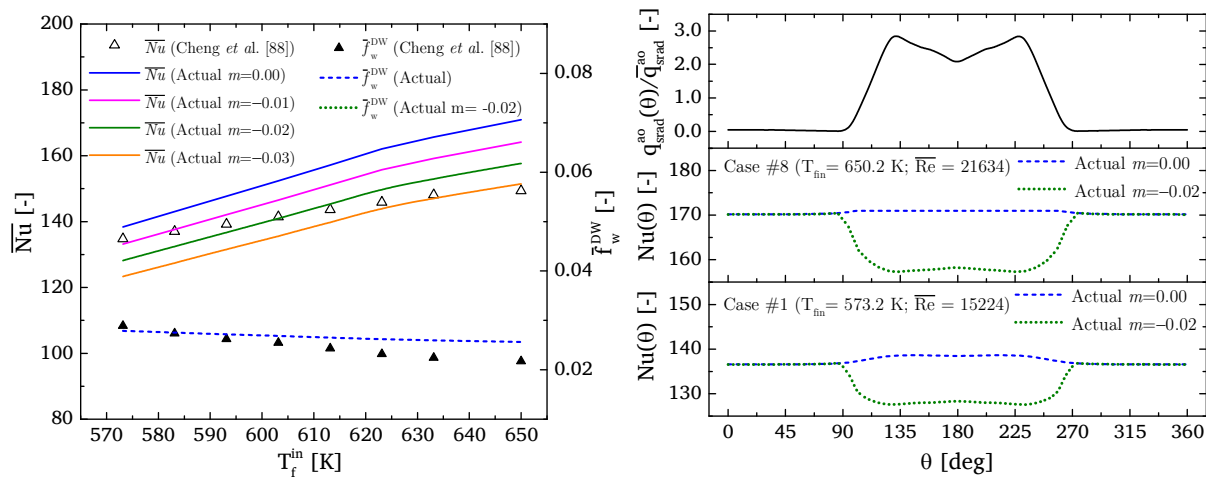


Figura 5.13: Perfiles axiales del Nusselt y factor de fricción promedio (izda.) y azimutales del Nusselt en la ST intermedia en los casos #1 y #8 (dcha.) considerados por Cheng *et al.* [88].

Para la verificación cualitativa del campo de temperatura en el receptor se considera el caso #4 del escenario de pérdida de vacío *on-sun*, que es el reportado por Cheng *et al.* [88], en el que el régimen de flujo es transicional ($\overline{Re} \approx 5250$), obligando a modificar el tipo de FC a involucrar.

Inicialmente se evalúa el FC definido para los casos de régimen turbulento ($C_{h_c} = [LCR_a(\theta)]^{-0.02}$), sin embargo valores tan pequeños del Nusselt en regímenes transicionales ($\overline{Nu} \approx 30 - 100$) provocan que con este FC se incrementen los gradientes de temperatura, que por sí solos están sobreestimados. Por eso y tras la verificación bajo el enfoque *pipe flow type* (subsección 5.3.2) y un FC constante en el perfil azimutal, se evalúa la combinación de ambas estrategias de acuerdo a la Ec. (5.75).

$$C_{h_c} = \begin{cases} K & \text{si } LCR_a(\theta) \leq 1 \\ K [LCR_a(\theta)]^m & \text{si } LCR_a(\theta) > 1 \end{cases} \quad (5.75)$$

Tras un análisis de sensibilidad cualitativo para UN FC constante, se concluye que un valor de $K = 2.5$ es el que mejor aproxima los resultados del modelo actual a los obtenidos por Cheng *et al.* [88]. Así se ilustra en las figuras 5.14 y 5.15, donde se muestran los campos de temperatura en diferentes secciones angulares y transversales del ECC de los resultados obtenidos en [88], y las del modelo actual sin FC y con el FC sugerido. Además en la figura 5.16 se muestran los perfiles azimutales de temperatura y Nusselt en la superficie exterior de la ST intermedia del absorbedor obtenidos con el modelo actual: (i) sin FC ($C_{h_c} = 1.00$); (ii) con el FC sugerido para flujos turbulentos ($C_{h_c} = [LCR_a(\theta)]^{-0.02}$); (iii) con el FC sugerido para los casos transicionales ($C_{h_c} = 2.5 [LCR_a(\theta)]^{-0.02}$). En los perfiles de temperatura se visibiliza como al incorporar el FC constante ($K = 2.5$) se reducen los gradientes de temperatura. Mientras que en los perfiles azimutales del Nusselt se observa como con el FC se consigue una tendencia similar a la reportada en estudios previos, decreciendo mientras aumenta el flujo de calor en la zona de concentración.

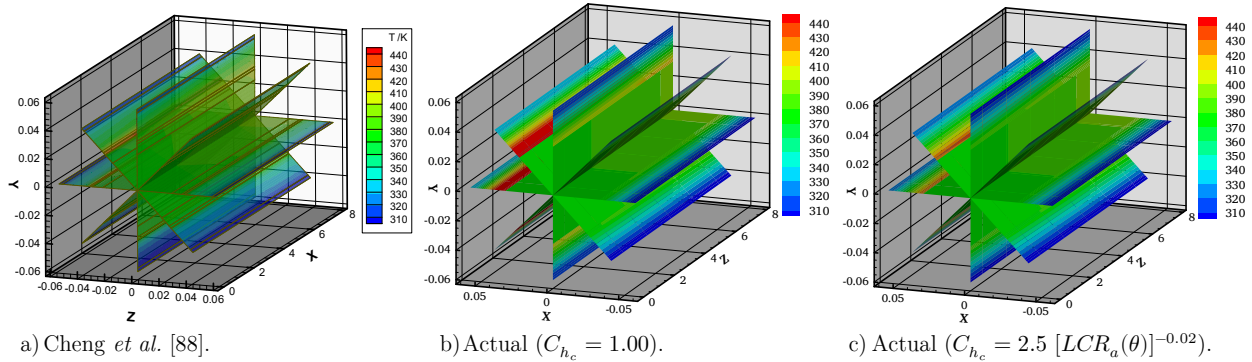


Figura 5.14: Campos de temperatura en tres secciones axiales del receptor (escenario de pérdida de vacío *on-sun*; caso #4; $DNI=813.1 \text{ W/m}^2$).

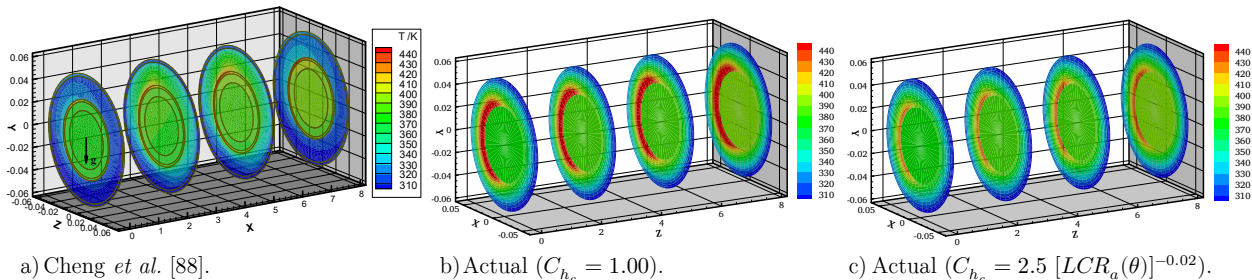


Figura 5.15: Campos de temperatura en cuatro ST del receptor (escenario de pérdida de vacío *on-sun*; caso #4; $DNI=813.1 \text{ W/m}^2$).

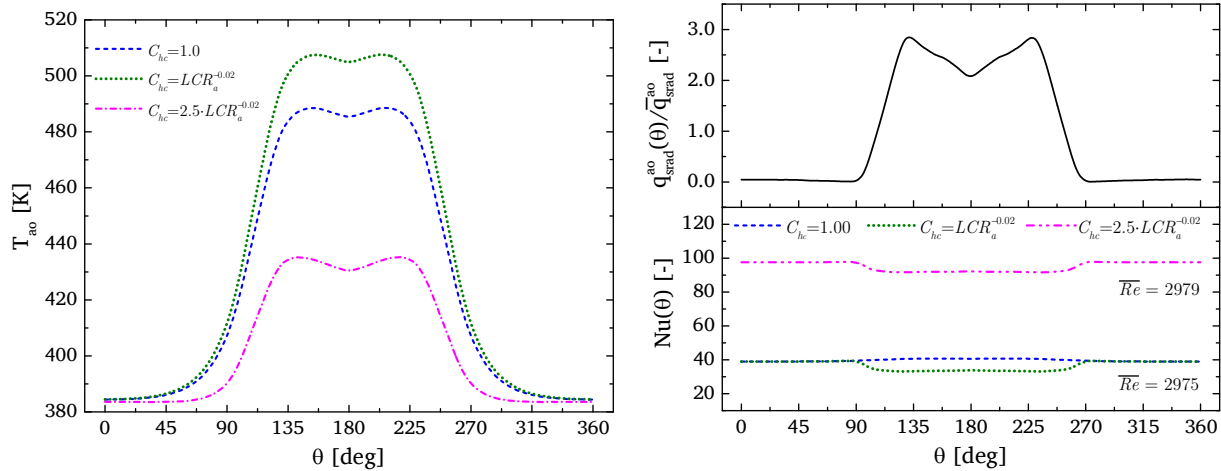


Figura 5.16: Perfiles azimutales de temperatura (izda.) y del Nusselt (dcha.) en ST intermedia del escenario de pérdida de vacío *on-sun*; caso #4; DNI=813.1 W/ m².

El procedimiento de verificación implementado en el receptor de la plataforma AZTRAK ha demostrado la necesidad de incorporar un FC en las correlaciones estándar del CTC para predecir de manera correcta los campos de temperatura en el receptor y las variables asociadas (Nu , Re) con el CTC. Además se ha demostrado la capacidad del código numérico actual para llevar a cabo esta tarea. En cualquier caso es necesario el desarrollo de estudios experimentales con aceite como fluido caloportador y en condiciones reales de operación para validar de manera correcta estas predicciones.

5.4 Validación en la región de sobrecalentamiento del lazo DISS

El lazo DISS es la instalación de CCP a escala real con mayor cantidad de dispositivos experimentales, principalmente [72,107]: (i) pirheliómetro modelo NIP del Eppley con incertidumbre entre ± 10 W/m² (ii) caudalímetros tipo placa orificio modelo 3095MV de Fisher-Rosemount con incertidumbre máxima de ± 0.05 kg/s (iii) transmisores coplanares de presión absoluta y diferencial modelo 3051 Fisher-Rosemount con precisión de ± 0.6 bar y ± 0.04 bar, respectivamente; (iv) termopares tipo J (clase I) con incertidumbre de ± 1.5 K para determinar la temperatura del fluido a la salida de cada CCP; y (v) termocuplas tipo K (clase I) con incertidumbre de ± 1.5 K en las secciones transversales de ensayo (STE) del absorbedor (figura 5.17), que se posicionan como instalación de referencia para la validación de los modelos térmicos tridimensionales del ECC.

El sistema físico considerado para la validación del modelo térmico consiste en un tramo de tubería de 4.06 m de la región de sobrecalentamiento del antiguo receptor del lazo DISS. En el mismo se simulan ocho casos que cubren los tres rangos de presión de operación (30, 60, 100 bar) estudiados por Serrano *et al.* [107] cuyas condiciones se detallan en el apéndice C.2. Las propiedades termofísicas del receptor se muestran en la tabla 5.19, y las propiedades ópticas y geométricas son las presentadas en la tabla 4.4. El modelo se simula bajo el enfoque de FCVR en el tubo de vidrio, considerando que el vacío se mantiene en el espacio anular, e incorporando el FC de la Ec. (5.32) en el CTC junto a un análisis de sensibilidad para el exponente m (-0.15, 0.00).

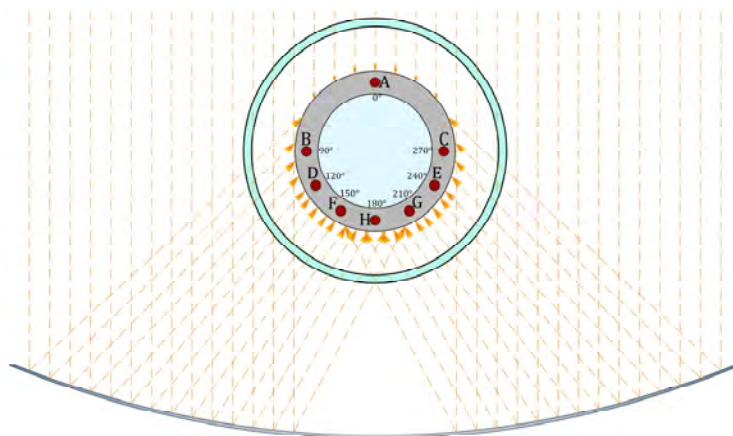


Figura 5.17: Configuración de la sección transversal de ensayo del receptor en la instalación DISS con la localización de las termocuplas (A-H).

Tabla 5.19: Propiedades termofísicas del receptor de la instalación DISS (2000–2003) [4,107,150].^(a)

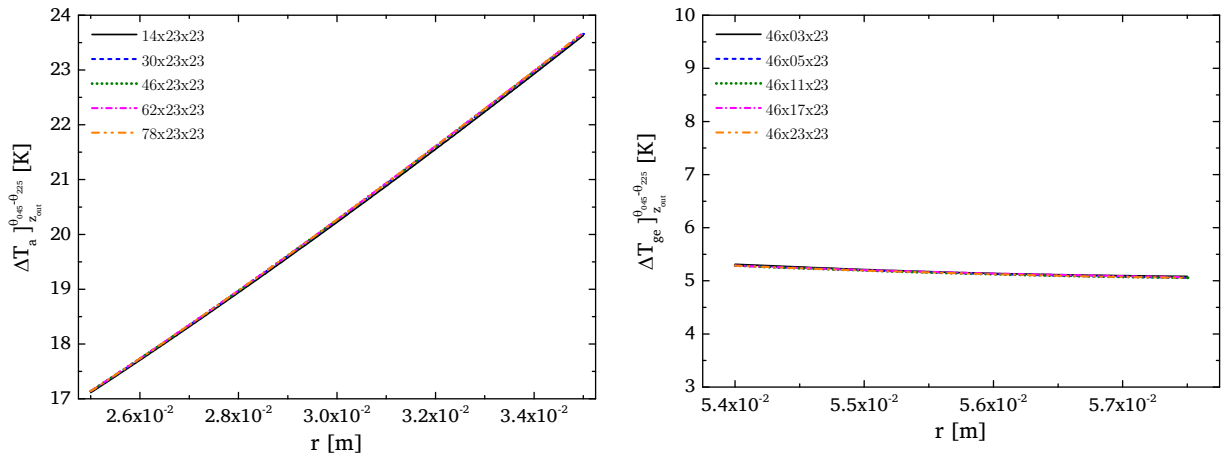
Parámetros	Valores
Densidad del tubo de vidrio (ρ_{ge})	2230 kg/m ³
Calor específico del tubo de vidrio (c_{pge})	900 J/kgK
Conductividad térmica del tubo de vidrio (k_{ge})	1.2 W/mK
Emisividad del tubo de vidrio (ϵ_{ge})	0.86
Densidad del absorbedor (ρ_a)	7763 kg/m ³
Calor específico del absorbedor (c_{pa})	$503.0999 - 2.3678 \cdot T_a + 5.72 \cdot 10^{-4} \cdot T_a^2$, J/kgK
Conductividad térmica del absorbedor (k_a)	$76.783 - 4.69 \cdot 10^{-2} \cdot T_a$, W/mK
Emisividad del absorbedor (ϵ_a)	$5.115 \cdot 10^{-2} + 2.6042 \cdot 10^{-4} \cdot T_a$
Rugosidad de la superficie interior del absorbedor (ϵ_{ai})	$13.65 \cdot 10^{-6}$
Modificador por ángulo de incidencia ($K_\varphi^{LS3-2x25}$)	$1 - 1.88 \cdot 10^{-3} \cdot \varphi_{inc} - 1.49206 \cdot 10^{-4} \cdot \varphi_{inc}^2$

(a) En la simulación del modelo bajo las consideraciones de Serrano *et al.* [107] las propiedades termofísicas del absorbedor se asumen como constantes con los siguientes valores: $c_{pa}=500$ J/kgK; $k_a=38$ W/mK; $\epsilon_a=0.15$

5.4.1 Estudio de independencia de malla y de residual

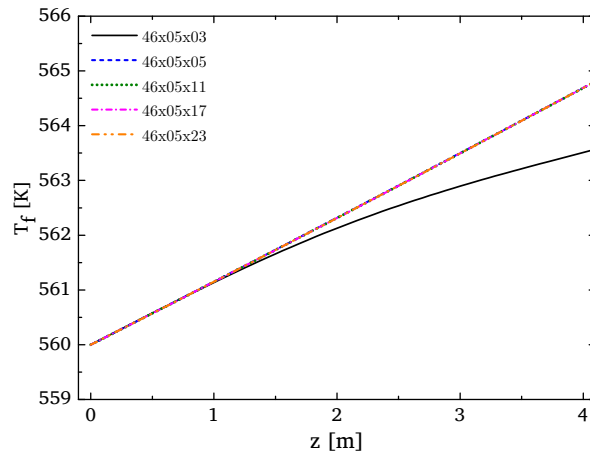
El estudio de independencia de malla y residual se ha implementado para el caso #1 de los considerados en [107]. Para ello se ha seguido el mismo procedimiento que en la plataforma AZTRAK, variando exclusivamente los rangos del número de nodos en cada dirección: azimutalmente se consideran entre 14–72 (con incrementos de 16); (ii) radial y axialmente de 5 a 23 nodos (con incrementos de 6).²³ La independencia residual se estudia entre 10^{-5} – 10^{-9} . El criterio de convergencia también se fija en que el ξ_{erp} sea inferior al 0.05% respecto a la malla más fina o al residual más pequeño. El análisis numérico se detalla en el apéndice D.2, mientras que las variables más relevantes del estudio de independencia se ilustran en la figura 5.18.

²³ En las direcciones radial y axial el análisis inicia con 3 nodos (equivalente a un VC) para visibilizar el refinamiento de la malla.

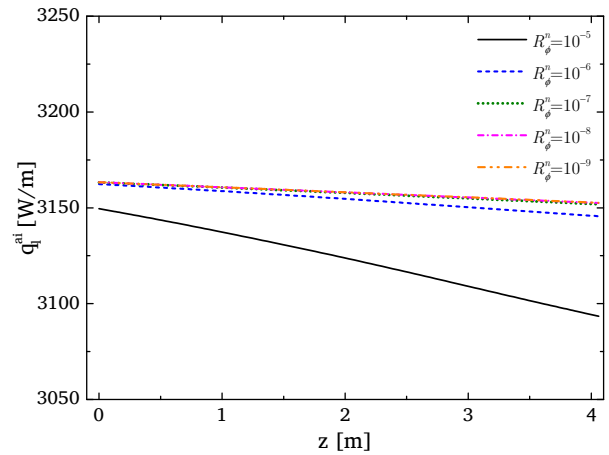


a) Perfil radial del gradiente térmico entre 45° y 225° en la sección transversal de salida del absorbedor.

b) Perfil radial del gradiente térmico entre 45° y 225° en la sección transversal de salida del tubo de vidrio.



c) Perfil de temperatura axial en el fluido.



d) Perfil del flujo de calor axial lineal en la superficie exterior del tubo absorbedor.

Figura 5.18: Análisis gráfico de independencia de malla (a) azimutal, (b) radial, (c) axial, y (d) de residual; en la región de sobrecalentamiento de la instalación DISS.

La convergencia del modelo se garantiza para un residual de 10^{-8} y una malla uniforme de acuerdo a la tabla 5.20. El tiempo de cómputo ahorrado con esta respecto a la utilizada por Serrano *et al.* [107] resulta más significativo que en los casos de la plataforma AZTRAK debido a la discretización axial (5 nodos frente a 546), permitiendo un ahorro de casi 20 minutos (tabla 5.21), resultará especialmente significativo en las simulaciones del capítulo 6 para los 620 m del lazo DISS.

Tabla 5.20: Densidad de la malla del modelo numérico actual en la instalación DISS.

Parámetro	Valor
# Nodos ($N_\theta \times N_r \times N_z$)	46x05x05
Tamaño de paso azimutal en receptor ($\Delta\theta_i$)	0.1428 rad
Tamaño de paso radial en el tubo de vidrio (Δr_j^{ge})	$2.33 \cdot 10^{-3}$ m
Tamaño de paso radial en el tubo absorbedor (Δr_j^a)	$6.7 \cdot 10^{-3}$ m
Tamaño de paso axial (Δz_k)	1.35 m

Tabla 5.21: Desempeño del modelo numérico con la densidad de malla actual y la del modelo previo en región de sobrecalentamiento de la instalación (2000–2003).

Autores (año)	$N_\theta \times N_r \times N_z$	# iteraciones	Tiempo de cómputo (ξ_{erp} , %)
Serrano <i>et al.</i> [107] (2014)	72x18x546	217	1,175.0 s (14,841.5)
Actual	46x05x05	161	7.9 s (– –)

5.4.2 Análisis de transferencia de calor y caída de presión

El modelo presenta buena capacidad para reproducir el fenómeno de transferencia de calor con desviaciones medias en el gradiente térmico del fluido (tabla 5.22) y la eficiencia global (tabla 5.23) entre 6.4%–7.0%. Las desviaciones se subestiman por encima del 10.0% en dos casos (#2, #5) para el gradiente del fluido y en el caso #5 para la eficiencia. Estos valores se deben a que el calor transferido es el menor de los ocho casos, pero en términos absolutos la desviación del gradiente no supera los 0.5 K que se sitúa en el rango de incertidumbre de los termopares (± 1.5 K). La incorporación del FC no impacta notablemente en las variables de transferencia de calor con diferencias entre el modelo sin FC ($m=0.0$) y el de menor exponente ($m=-0.15$) no mayores a 0.1 K en el gradiente térmico y $5 \cdot 10^{-3}$ para la eficiencia. Estas variaciones se originan por el ligero aumento de la temperatura del absorbedor en la zona de concentración al involucrar el FC, que aumenta que la emitancia de la cubierta selectiva e incrementa las pérdidas térmicas. Además el modelo actual mejora la precisión obtenida por Serrano *et al.* [107] alrededor de un 4.0%, debido a una elección más realista de los parámetros ópticos del CCP y de la inclusión de la dependencia térmica en la emitancia, que evita la sobreestimación del calor transferido al fluido.

El desempeño hidráulico del modelo evaluado a partir de la caída de presión (tabla 5.24) resulta idéntico en todos los modelos, dado que todos utilizan la correlación explícita de Goudar-Sonnad [202]. En comparación con los datos experimentales presenta una precisión aceptable con una desviación media de 6.7% y la máxima por debajo del 20.0%.

Tabla 5.22: Gradiente térmico (K) del fluido en región de sobrecalentamiento de la instalación DISS.

Caso	Exp.	Modelo actual				Serrano <i>et al.</i> [107] (ξ_r , %)
		$m=0.00$ (ξ_r , %)	$m=-0.05$ (ξ_r , %)	$m=-0.10$ (ξ_r , %)	$m=-0.15$ (ξ_r , %)	
1	5.0	4.8 (-4.0)	4.8 (-4.0)	4.7 (-6.0)	4.7 (-6.0)	5.4 (8.0)
2	4.9	4.4 (-10.2)	4.4 (-10.2)	4.4 (-10.2)	4.4 (-10.2)	5.0 (2.0)
3	7.1	6.9 (-2.8)	6.8 (-4.2)	6.8 (-4.2)	6.8 (-4.2)	7.8 (9.9)
4	7.3	6.8 (-6.8)	6.8 (-6.8)	6.7 (-8.2)	6.7 (-8.2)	7.8 (6.8)
5	3.9	3.4 (-12.8)	3.4 (-12.8)	3.4 (-12.8)	3.4 (-12.8)	4.3 (10.3)
6	6.6	7.0 (6.1)	6.9 (4.5)	6.9 (4.5)	6.9 (4.5)	7.6 (15.2)
7	5.4	5.8 (7.4)	5.8 (7.4)	5.8 (7.4)	5.8 (7.4)	6.5 (20.4)
8	7.5	7.7 (2.7)	7.7 (2.7)	7.7 (2.7)	7.6 (2.7)	8.7 (16.0)
$ \xi_r^{mean} $		(6.6)	(6.6)	(7.0)	(6.8)	(11.1)
ξ_r^{max}		(-12.8)	(-12.8)	(-12.8)	(-12.8)	(20.4)

Tabla 5.23: Eficiencia global (–) en la región de sobrecalentamiento de la instalación DISS.

Caso	Exp.	Modelo actual								Serrano <i>et al.</i> [107]	
		m=0.00 (ξ_r , %)		m=-0.05 (ξ_r , %)		m=-0.10 (ξ_r , %)		m=-0.15 (ξ_r , %)		(ξ_r , %)	
1	0.64	0.613	(-4.2)	0.612	(-4.4)	0.611	(-4.5)	0.610	(-4.7)	0.69	(7.8)
2	0.65	0.600	(-7.7)	0.599	(-7.8)	0.598	(-8.0)	0.597	(-8.2)	0.67	(3.1)
3	0.62	0.608	(-1.9)	0.607	(-2.1)	0.605	(-2.3)	0.604	(-2.6)	0.67	(8.1)
4	0.64	0.591	(-7.7)	0.590	(-7.8)	0.588	(-8.1)	0.587	(-8.3)	0.68	(6.3)
5	0.52	0.440	(-15.4)	0.439	(-15.6)	0.438	(-15.8)	0.437	(-16.0)	0.57	(9.6)
6	0.62	0.652	(5.2)	0.651	(5.2)	0.649	(4.7)	0.647	(4.4)	0.71	(14.5)
7	0.58	0.619	(6.7)	0.618	(6.7)	0.616	(6.2)	0.615	(6.0)	0.69	(19.0)
8	0.60	0.613	(2.2)	0.611	(2.2)	0.610	(1.7)	0.608	(1.3)	0.69	(15.0)
$ \xi_r^{mean} $		(6.4)		(6.4)		(6.4)		(6.4)		(10.4)	
ξ_r^{max}		(-15.4)		(-15.6)		(-15.8)		(-16.0)		(19.0)	

Tabla 5.24: Caída de presión (bar) en región de sobrecalentamiento de la instalación DISS.

Caso	Exp.	Modelo actual ^(a) (ξ_r , %)		Serrano <i>et al.</i> [107] (ξ_r , %)	
1	0.024	0.022	(-8.3)	0.022	(-8.3)
2	0.017	0.015	(-11.8)	0.015	(-11.8)
3	0.031	0.030	(-3.2)	0.030	(-3.2)
4	0.029	0.028	(-3.4)	0.028	(-3.4)
5	0.015	0.012	(-20.0)	0.012	(-20.0)
6	0.017	0.017	(0.0)	0.017	(0.0)
7	0.027	0.026	(-3.7)	0.026	(-3.7)
8	0.035	0.034	(-2.9)	0.034	(-2.9)
$ \xi_r^{mean} $		(6.7)		(6.7)	
ξ_r^{max}		(-20.0)		(-20.0)	

5.4.3 Distribución del campo temperatura en el tubo receptor

La comparación del gradiente térmico en la ST del tubo absorbedor que se presenta en la tabla 5.25 incluye el análisis de sensibilidad sobre el exponente m del FC, permite concluir que un valor de $m=-0.10$ ofrece la mejor precisión respecto a los datos experimentales. Su inclusión reduce la desviación medias desde el 22.2% si no se incorpora hasta el 6.9%. Mientras que la desviación máxima pasa de una subestimación del -31.3% a una sobreestimación del 12.8%, con lo que se mejora la precisión y sitúa las predicciones del modelo en el rango de seguridad a nivel de estrés térmico. Este efecto se logra por la reducción del Nusselt local en la zona de concentración.

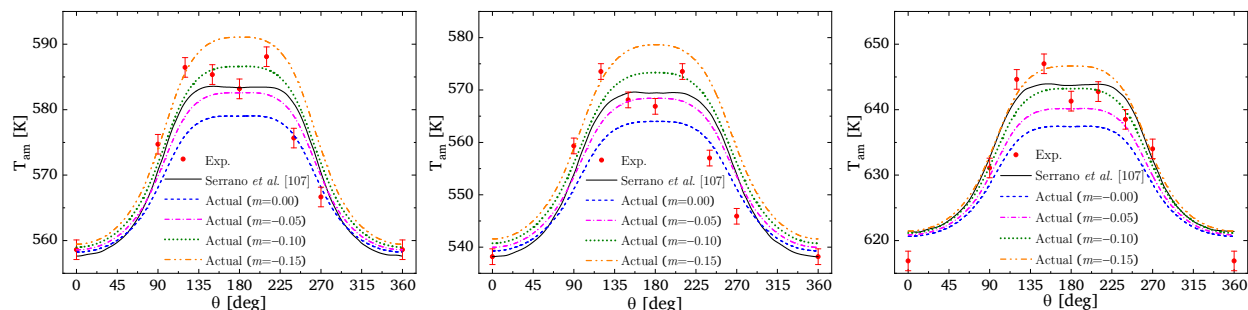
El modelo con FC ($m=-0.10$) presenta una precisión similar en la desviación media en comparación con Serrano *et al.* [107]. Sin embargo, y a pesar de que en [107] la transferencia de calor es sobreestimada, sus predicciones sobre los gradientes en la ST se sitúan en general por debajo de las del modelo actual, e.g. su desviación máxima es del -13.2% ante el 12.8% en el actual. El único

caso (#5) en el que sus resultado es ligeramente superior se debe al reducido valor experimental reportado para la reflectividad efectiva (0.75), que impacta en el factor de ensuciamiento del vidrio calculado con el actual modelo (0.806) frente al valor nominal (0.98) considerado en [107].

Tabla 5.25: Gradiente térmico (K) en la ST de salida del absorbedor (A-H) en región de sobrecalentamiento de la instalación DISS.

Caso	Exp.	Modelo actual				Serrano <i>et al.</i> [107]	
		$m=0.00$ (ξ_r , %)	$m=-0.05$ (ξ_r , %)	$m=-0.10$ (ξ_r , %)	$m=-0.15$ (ξ_r , %)	$(\xi_r, \%)$	
1	28.3	23.0 (-18.7)	26.6 (-6.0)	30.7 (8.5)	35.2 (24.4)	28.6 (1.1)	
2	24.5	20.8 (-15.1)	24.0 (-2.0)	27.6 (12.7)	31.6 (29.0)	25.9 (5.7)	
3	33.1	25.3 (-23.6)	29.1 (-12.1)	33.3 (0.6)	37.9 (14.5)	30.9 (-6.6)	
4	28.9	24.7 (-14.5)	28.4 (-1.7)	32.6 (12.8)	37.0 (28.0)	31.1 (7.6)	
5	24.3	16.7 (-31.3)	19.2 (-21.0)	22.0 (-9.5)	25.1 (3.3)	22.6 (-7.0)	
6	37.8	27.9 (-26.2)	32.1 (-15.1)	36.9 (-2.4)	42.0 (11.1)	32.8 (-13.2)	
7	32.6	25.8 (-20.9)	29.8 (-8.6)	34.1 (4.6)	39.1 (19.9)	31.0 (-4.9)	
8	37.9	27.6 (-27.2)	7.7 (2.7)	36.3 (-4.2)	41.3 (30.7)	33.7 (-11.1)	
$ \xi_r^{mean} $		(22.2)	(10.3)	(6.9)	(20.1)	(7.2)	
ξ_r^{max}		(-31.3)	(-21.0)	(12.8)	(30.7)	(-13.2)	

En la figura 5.19 se corrobora el análisis numérico sobre el gradiente térmico en la ST comparando los perfiles azimutales de temperatura en el absorbedor del modelo actual (incluyendo un análisis de sensibilidad del FC) con los datos experimentales y el de Serrano *et al.* [107]. Se observa que aunque en algunos casos el modelo actual con el FC ($m=-0.10$) sobreestima el gradiente térmico por encima del 10.0%, el perfil completo está más próximo a las termocuplas cercanas a la posición central (H) de la zona de concentración. Además los perfiles azimutales del Nusselt (figura 5.20) concuerdan con la tendencia de los reportados en el pasado con DNUFC circunferencialmente, decreciendo en la zona de concentración en la que el flujo de calor se incrementa. A pesar de que en el futuro será necesario obtener correlaciones empíricas del CTC más precisas, el enfoque actual con el FC resulta mucho más realista y coherente que los modelos precedentes [74,107] en los que se consideraban (i) correlaciones estándar del CTC, (ii) parámetros ópticos sobreestimados y (iii) valores constantes y subestimados de la conductividad térmica y la emisividad del absorbedor.



a) Caso #2 (operación a 60 bar).

b) Caso #4 (operación a 30 bar).

c) Caso #5 (operación a 100 bar).

Figura 5.19: Perfiles azimutales de temperatura en la ST de salida del absorbedor en región de sobrecalentamiento de la instalación DISS.

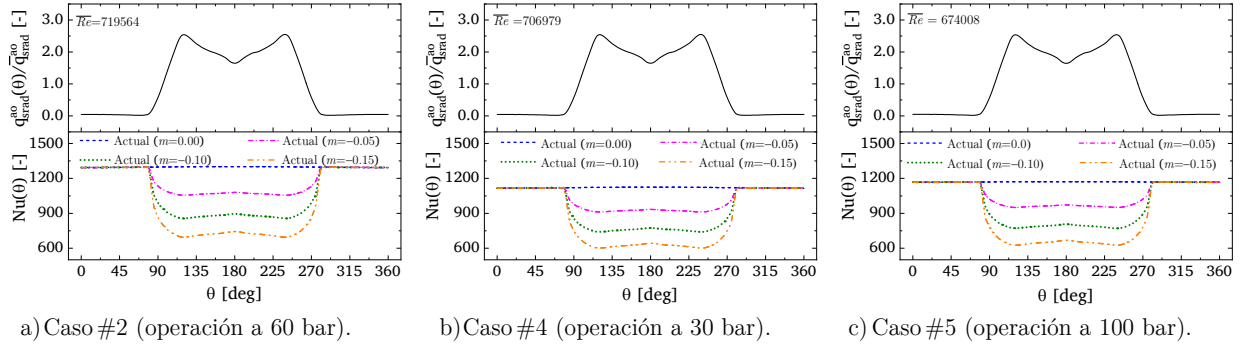


Figura 5.20: Perfiles azimutales del Nusselt en la ST de salida del receptor en la región de sobrecalentamiento de la instalación DISS para diferentes FC del CTC con $m=[0.0, -0.15]$.

Con el objetivo de evaluar el enfoque de FCVI para la radiación solar absorbida por el tubo de vidrio y de disipar cualquier duda sobre el desempeño del modelo actual, el mismo se ha simulado para el caso #1 bajo las consideraciones asumidas por Serrano *et al.* [107], estas son: (i) valores ópticos nominales;²⁴ propiedades termofísicas constantes del tubo absorbedor indicadas en la nota al pie de la tabla 5.19; y (iii) correlación estándar de Petukhov [114] para el CTC y para su coeficiente de fricción asociado (f_{h_c}) la de Goudar-Sonnad [202]. Los resultados de la simulación a nivel de perfiles azimutales y campos de temperatura en la ST de salida del receptor se ilustran en las figuras 5.21 y 5.22, respectivamente. En las que se comparan con los reportados por Serrano *et al.* [107] y con los obtenidos con el modelo actual incluyendo el FC que mejor precisión ofrece a nivel de gradientes de temperatura en el CTC ($m=-0.10$).

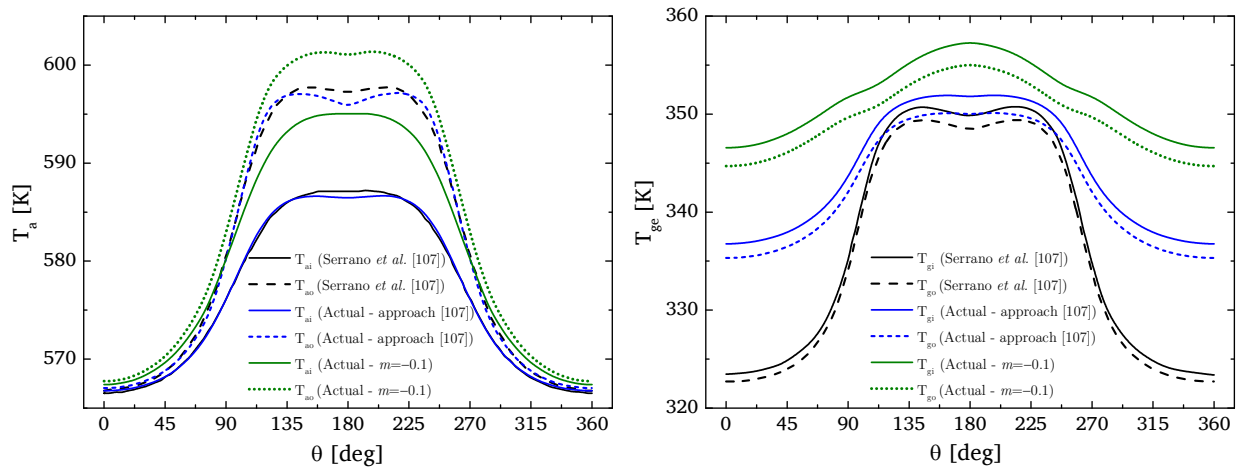


Figura 5.21: Perfiles azimutales de temperatura en la ST de salida del receptor en los tres modelos numéricos (caso #1; DNI=921.W/m²): absorbedor (izda.) y tubo de vidrio (dcha.).

En ambas figuras se observa como los resultados de la simulación con el código actual bajo las consideraciones en [107] se superponen con los obtenidos por los autores en el el absorbedor y

²⁴ Además de los definidos en la nota al pie de la tabla 5.19, la modificación principal se produce en el vidrio considerando constante el factor de ensuciamiento ($F_c^{ge} = 0.98$) y despreciar pérdidas reflectivas en la absorptividad ($\alpha_{ge} = 1 - \tau_{ge}$).

son similares en la zona de concentración del tubo de vidrio. Mientras que las diferencias en la zona de no concentración del tubo de vidrio pueden derivarse de: (i) la metodología experimental utilizada en [107] para obtener el coeficiente de atenuación, frente al procedimiento teórico con el que se modela en este trabajo; (ii) la no consideración de la cordenada radial al obtener el término flujo de calor volumétrico a partir de la derivación del flujo de calor radiativo atenuado en el vidrio.

Por otro lado, la menor diferencia entre las superficies exterior e interior de los perfiles del absorbedor en el modelo con FC respecto al resto de modelos, es coherente con el hecho de que la transferencia de calor hacia el fluido caloportador es inferior, dado que las propiedades ópticas no están sobreestimadas y la emitancia de la cuebierta selectiva no se subestima: El hecho de que los perfiles de temperatura en la zona de concentración del absorbedor sean mayores en el modelo actual con FC derivan a su vez en el incremento de sus homólogos en el tubo de vidrio. Además estos perfiles son menos pronunciados que en el resto de modelos por el enfoque de modelado de la radiación solar absorbida (FCVR frente a FVCI) y porque el valor de la absortividad es la mitad que en los otros modelos (0.02 frente a 0.04).

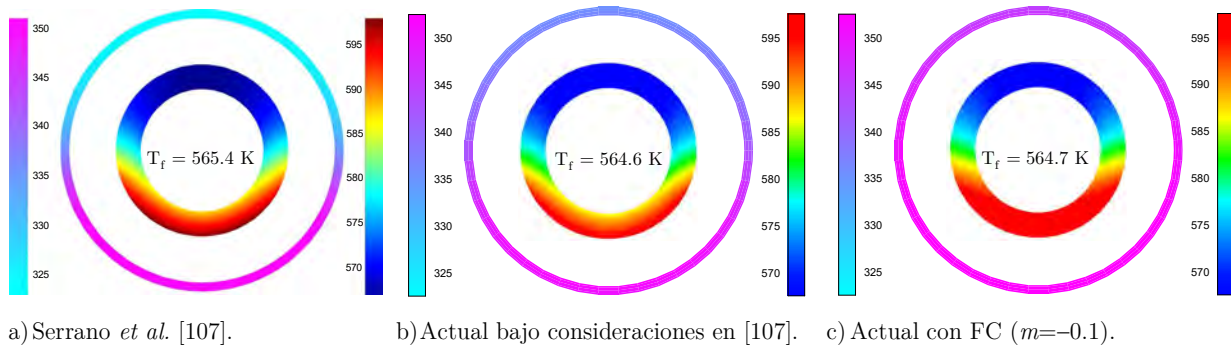


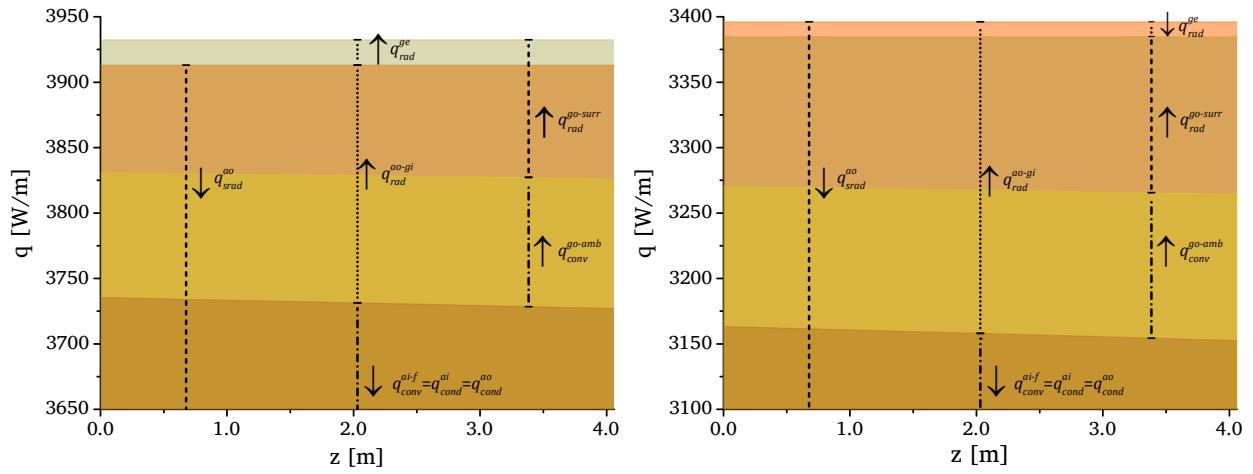
Figura 5.22: Campos de temperaturas 2D en la ST de salida del receptor en los tres modelos numéricos (caso #1; DNI=921 W/m²).

Por último en la tabla 5.26 se compara numéricamente la energía transferida a lo largo del espesor del tubo de vidrio para los enfoques de FCVR y FCVI, y los flujos lineales de calor en el receptor se representan en la figura 5.23. A partir de ambas se verifica la correcta implementación de ambos modelos al cumplirse la igualdad de la cantidad de calor transferida en las fronteras interior y exterior del tubo de vidrio.

Más allá de la discrepancia en la energía absorbida por el tubo de vidrio en cada enfoque como resultado de la diferencia del valor de la absortividad, la cuestión más reseñable reside en que el calor absorbido en el enfoque de modelado de FCVI obtenido mediante la Ec. (5.72) tiene la misma magnitud pero es de signo contrario al calculado con la simulación mediante la Ec. (5.71). Este valor puede considerarse aceptable para una fuente de calor interna opaca a la radiación infrarroja, pero no coincide con el sugerido por las principales referencias para la radiación en medios semitransparentes [49,136,137], con los que si es coherente el modelo de FCVR. Sin embargo, la falta de información experimental sobre los campos de temperatura en el tubo vidrio no permite determinar cuál es el más adecuado.

Tabla 5.26: Flujo de calor absorbido por el tubo de vidrio bajo los enfoques de modelado FCVR y FCVI [107] (caso #1; DNI=921.W/m²).

Tubo de vidrio	Tasa de flujo de calor	Actual-FCVR ($m=-0.10$) [W]	Actual-FCVI [107] [W]
Superficie exterior	Q_{srad}^{go}	0.0	0.0
	$Q_{thloss}^{go} = Q_{conv}^{go-amb} + Q_{rad}^{go-sur}$	-959.3	-816.3
	$Q_{in}^{go} = Q_{srad}^{go} + Q_{thloss}^{go}$	<u>-959.3</u>	<u>-816.3</u>
	$Q_{out}^{go} = Q_{cond}^{go}$	<u>-959.3</u>	<u>-816.3</u>
Superficie interior	$Q_{in}^{gi} = Q_{cond}^{gi}$	-1004.6	-737.6
	$Q_{out}^{gi} = Q_{conv}^{gi-ao} + Q_{rad}^{gi-ao}$	<u>-1004.6</u>	<u>-737.6</u>
Espesor	$Q_{abs}^{ge} = Q_{in}^{go} - Q_{out}^{gi}$	45.3	-78.7
	Q_{abs}^{ge-NM}	45.3	78.7

**Figura 5.23:** Perfil axial de los flujos de calor lineales en el receptor (caso #1; DNI=921.W/m²): FCVR y factor de corrección con $m=-0.1$ (izda.) y FCVI con las consideraciones en [107] (dcha.).

Capítulo 6

Modelo termohidráulico unidimensional en generación directa de vapor acoplado al modelo térmico tridimensional del receptor

El estrés térmico al que se ve sometido el tubo absorbedor en el proceso de GDV en CCP se deriva de las elevadas caídas de presión y gradientes circunferenciales de temperatura,²⁵ que exigen determinar con precisión los campos de temperatura 3D en el absorbedor y su comportamiento termohidráulico. En este sentido el modelado del flujo bajo un enfoque unidimensional resulta suficiente para predecir los perfiles axiales de presión y temperatura en el fluido. Pero debe acompañarse del modelado térmico 3D del receptor y de mapas de patrones de flujo que estimen correctamente los CTC en la región de flujo bifásico y en consecuencia el campo de temperatura en el absorbedor. Siendo especialmente ineludibles en la configuración *un solo paso*, dado que los patrones de flujo al final de la región de evaporación (*dry-out* y niebla) resultan críticos. Desde la puesta en marcha de la instalación experimental DISS se han desarrollado diferentes herramientas de M&S para GDV en CCP [13]. Sin embargo, tras el análisis del estado del arte (capítulo 2) no existe hasta la fecha un código numérico que cubra con ambos postulados (mapa de patrones de flujo y modelado térmico 3D) simultáneamente. En este capítulo se presenta por tanto un modelo termohidráulico para GDV en CCP bajo el enfoque homogéneo en equilibrio, que considera los patrones de flujo y se acopla al modelo térmico 3D del receptor presentado en el capítulo 5. Las ecuaciones involucradas en el modelo termohidráulico se muestran en la sección 6.1, y su discretización mediante el MVF se detalla en la sección 6.2. El modelo totalmente acoplado se valida para las regiones monofásicas de la instalación DISS en la sección 6.3, y en el lazo completo de captadores bajo la configuración *un solo paso* en las secciones 6.4 y 6.5.

6.1 Modelos matemáticos

Las ecuaciones gobernantes del enfoque homogéneo en equilibrio unidimensional se detallan en la subsección 6.1.1, y en la 6.1.2 se presentan diversas correlaciones del CTC y del factor de pérdidas por fricción para flujos monofásicos. Las transiciones del mapa de patrones de flujo bifásico de Wojtan *et al.* [50] y sus respectivas correlaciones del CTC y del factor de pérdidas por fricción se

25 En la antigua instalación DISS (500 m) la caída de presión varía entre 1–3 bar [72], dependiendo del nivel de presión de operación, y en la nueva instalación (900 m) estas pueden alcanzar hasta los 10 bar [152]. Mientras que los gradientes circunferenciales de temperatura se sitúan en ambos casos en torno a los 30–40 K [72,152].

muestran en detalle en la subsección 6.1.3. En la subsección 6.1.4 se presenta una estrategia mejorada del FC a incorporar en las correlaciones estándar del CTC necesaria para involucrar la DNUFC.

6.1.1 Ecuaciones de conservación de flujo de fluidos

El modelo unidimensional en estado transitorio para GDV basado en el enfoque homogéneo en equilibrio de las EDP de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía se presenta en las Ecs. (6.1)–(6.3).

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \frac{\partial G_m}{\partial z} = 0 \quad (6.1)$$

$$\frac{\partial G_m}{\partial t} + \frac{\partial [G_m v_m]}{\partial z} = -\frac{\partial p_m}{\partial z} + F_w \quad (6.2)$$

$$\frac{\partial [\rho_m h_m]}{\partial t} + \frac{\partial [G_m h_m]}{\partial z} = \frac{\partial p_m}{\partial t} - \frac{\partial}{\partial t} \left[\frac{G_m^2}{2\rho_m} \right] - \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{G_m^3}{2\rho_m^2} \right] + F_w \frac{G_m}{\rho_m} + Q_{conv}^{ai-m} \quad (6.3)$$

Las ecuaciones de conservación y las consideraciones asumidas en el planteamiento del modelo termohidráulico para GDV tienen prácticamente el mismo aspecto que las presentadas en la subsección 5.1.9 para flujos monofásicos, con las siguientes salvedades:

- las propiedades y variables incógnita se expresan en términos de la mezcla bifásica, que en el caso de las regiones monofásicas se asumen también como una mezcla pero con un único fluido de trabajo;
- las pérdidas por fricción asociadas al término F_w se calculan de acuerdo a la Ec. (6.4), definiendo el coeficiente asociado al factor de pérdidas por fricción (f_w^{Mom}) para que una misma expresión pueda recoger las correlaciones de las regiones monofásicas y de la mezcla bifásica;
- el calor transferido desde el absorbedor hacia el fluido se determina mediante la Ec. (6.5) considerando en el caso de la mezcla bifásica la vinculación con cada una de las fases por separado a partir de los ángulos seco y húmedo, para el vapor y el líquido, respectivamente;
- las propiedades de la mezcla en la región bifásica y la de los flujos monofásicos (agua o vapor) se calculan exclusivamente mediante las tablas IAPWS-IF97 [48].

$$F_w = -\frac{1}{2d_{ai}} f_w^{Mom} G_m^2; \quad f_w^{Mom} \begin{cases} \frac{f_w^{DW}}{\rho_{m=l,g}} & x \leq 0; x \geq 1 \\ \text{depende del patrón de flujo} & 0 < x < 1 \end{cases} \quad (6.4)$$

$$Q_{conv}^{ai-m} = \frac{\sum q_{conv}^{ai-k}(\theta) \cdot r_{ai} d\theta}{\pi d_{ai}^2/4} \quad (6.5)$$

Las CF del modelo son las mismas que las presentadas en las Ecs. (5.38)–(5.40) para flujos monofásicos. Es decir, valores conocidos (tipo Dirichlet) de presión, velocidad másica y entalpía a la entrada, y desconocidos a la salida, que se determinan a partir de extrapolaciones y en coherencia

con el procedimiento de solución. De igual manera las CI asociadas al falso transitorio son iguales a las presentadas en las Ecs. (5.41)–(5.43) y coinciden con las CF a la entrada.

6.1.2 Coeficiente de transferencia de calor y pérdidas por fricción en flujos monofásicos

Las regiones monofásicas de GDV se componen de la zona de líquido subenfriado (SCL, *subcooled liquid*) y vapor sobrecalentado (SHS). En estas regiones se han utilizado diversas correlaciones del CTC y su factor de fricción asociado (f_{h_c}) si corresponde, así como del factor de pérdidas por fricción (f_w^{DW}) en las diferentes herramientas de M&S de GDV en CCP [13]. Con el objetivo de determinar la más idónea se han evaluado aquellas más utilizadas para cada uno de estos tres parámetros.

Para el CTC absorbedor-fluido, además de la correlación de Gnielinski [115] de la Ec. (5.29) considerada en las validaciones para flujos monofásicos del capítulo 5, se han considerado las correlaciones de Dittus y Boelter [173], Petukhov y Kirilov [210] y la de Petukhov [114]. El número de Nusselt de cada una de ellas y sus rangos de validez se muestran en la tabla 6.1.

Tabla 6.1: Correlaciones del CTC (Nusselt) para el modelado de los flujos monofásicos de GDV.

Correlación	Número de Nusselt	Rango de validez
Dittus y Boelter [173]	$Nu_f(\theta) = 0.023 Re_f^{0.8} Pr_f^n$ <ul style="list-style-type: none"> • $n = 0.4$ ($T_{ai}(\theta) > T_f$) • $n = 0.3$ ($T_{ai}(\theta) < T_f$) 	<ul style="list-style-type: none"> • $10^4 < Re_f$ • $0.6 < Pr_f < 160$
Petukhov y Kirilov [210]	$Nu_f(\theta) = \frac{(f_{h_c}/8) Re_f Pr_f}{1 + 3.4f_{h_c} + (11.7 + 1.8 Pr_f^{-1/3}) (f_{h_c}/8)^{1/2} (Pr_f^{2/3} - 1)} \left(\frac{\mu_f}{\mu_{ai}(\theta)} \right)^n$ <ul style="list-style-type: none"> • El factor de corrección de viscosidad y su exponente n se propuso en [114]. 	<ul style="list-style-type: none"> • $10^4 < Re_f < 5 \cdot 10^6$ • $0.5 < Pr_f < 2000$
Petukhov [114]	$Nu_f(\theta) = \frac{(f_{h_c}/8) Re_f Pr_f}{1.07 + 12.7 (f_{h_c}/8)^{1/2} (Pr_f^{2/3} - 1)} \left(\frac{\mu_f}{\mu_{ai}(\theta)} \right)^n$ <ul style="list-style-type: none"> • $n = 0.11$ para líquidos ($T_{ai}(\theta) > T_f$). • $n = 0.25$ para líquidos ($T_{ai}(\theta) < T_f$). • $n = 0.00$ para gases. 	<ul style="list-style-type: none"> • $10^4 < Re_f < 5 \cdot 10^6$ • $0.5 < Pr_f < 2000$

Tres de las correlaciones [114,115,210] incorporan un coeficiente de fricción (f_{h_c}) asociado al CTC. Para este parámetro Gnielinski [200] recomienda la correlación de Konakov [201] que se presenta en la Ec. (5.30). Sin embargo, con el código actual se han evaluado también otras tres correlaciones: (i) la de Colebrook [211] sugerida por algunos autores [4,107] en el modelado de GDV con la intención de involucrar la rugosidad del absorbedor; (ii) la expresión de Filonienko [212]²⁶, que

26 La correlación de Filonienko [212] fue considerada por Petukhov [114] y en los primeros trabajos de Gnielinski [115]. Sin embargo, recientemente Gnielinski [200] recomendó la correlación de Konakov [201], puesto que presenta mejores resultados para $Re_f > 10^5$.

comúnmente ha sido utilizada en el modelado de flujo en tuberías; (iii) la expresión desarrollada recientemente por Sahin [213,214] a partir de los datos experimentales de transferencia de calor de la plataforma AZTRAK y considerando aceites térmicos como fluido de trabajo. Las expresiones de cada una de estas correlaciones se presentan en la tabla 6.2.

Tabla 6.2: Correlaciones del coeficiente de fricción asociado al CTC consideradas en el modelado de los flujos monofásicos de GDV.

Correlación	Coefficiente de fricción	Rango de validez	Superficie
Colebrook [211]	$f_{h_c} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon_{ai}/d_{ai}}{3.7} + \frac{2.51}{Re_f \sqrt{f_{h_c}}} \right)$	$4000 < Re_f$	Rugosa
Filonienko [212]	$f_{h_c} = (1.82 \log_{10} Re_f - 1.64)^{-2}$	$4000 < Re_f < 5 \cdot 10^7$	Lisa
Sahin [213,214]	$f_{h_c} = A_1 \ln \left[\left(\frac{A_2}{Re_f} \right)^a \right] + B \ln[(Re_f)^b] + C (Re_f)^c$ $A_1 = -1.432 \cdot 10^{-2}$; $A_2 = 2.27 \cdot 10^{-5}$; $B = 2.37274$; $C = 0.4409$; $a = 1.66 \cdot 10^{-3}$; $b = -2.05403$; $c = -0.47315$;	$3783 < Re_f < 2.97533 \cdot 10^5$	Rugosa

El modelado del factor de pérdidas por fricción de Darcy-Weischbach en tuberías rugosas se evalúa generalmente a partir de la correlación implícita de Colebrook [211] de la tabla 6.2. Sin embargo para reducir el coste computacional de su procedimiento iterativo, se han desarrollado diversas correlaciones explícitas. Además de la correlación de Goudar y Sonnad [202] de la Ec. (5.36) se han evaluado las de Moody [215] y Chen [216] que se muestran en la tabla 6.3.

Tabla 6.3: Correlaciones del factor de pérdidas por fricción consideradas en el modelado de los flujos monofásicos de GDV.

Correlación	Factor de fricción	Rango de validez
Moody [215]	$f_w^{DW} = 0.0055 \left[1 + \left(2 \cdot 10^4 \left(\frac{\varepsilon_{ai}}{d_{ai}} \right) + \frac{10^6}{Re_f} \right)^{1/3} \right]$	$4000 < Re_f < 10^8$ $0 < \varepsilon_{ai}/d_{ai} < 10^{-2}$
Chen [216]	$\frac{1.0}{\sqrt{f_w^{DW}}} = -2 \log_{10} \left[\frac{\varepsilon_{ai}/d_{ai}}{3.7065} - \frac{5.042}{Re_f} \log_{10} \left(\frac{(\varepsilon_{ai}/d_{ai})^{1.1098}}{2.8257} + \frac{5.8506}{Re_f^{0.8981}} \right) \right]$	$4000 < Re_f < 4 \cdot 10^8$

Además de los regímenes monofásicos genéricos de líquido subenfriado y vapor sobrecalentado, también se ha modelado el régimen de ebullición del líquido subenfriado (SCLNB, subcooled liquid nucleate boiling), que aparece como paso previo a la ebullición saturada del flujo bifásico; iniciando cuando la temperatura de la cara interna del absorbedor es superior a la temperatura de saturación a la presión del agua líquida [4]. Esta condición presentada en la Ec. (6.6) se utiliza para determinar el inicio de la ebullición nucleada (ONB, onset nucleate boiling), durante la que es necesario realizar pequeñas modificaciones a las correlaciones del CTC y del factor de pérdidas por fricción.

$$T_{ai}(\theta) > T_{sat} \quad (6.6)$$

En los regímenes de flujo en ebullición el flujo de calor total transferido al fluido se compone de una componente asociada con la convección forzada (q_{cb}) y otra asociada a la ebullición nucleada (q_{nb}) tal como se muestra en la Ec. (6.7).

$$q_{conv}(\theta) = q_{cb}(\theta) + q_{nb}(\theta) \quad (6.7)$$

Particularizando para el caso del régimen en ebullición del líquido subenfriado el flujo de calor asociado a la convección forzada se corresponde con la transferencia de calor superficial desde la cara interna del absorbedor hacia el fluido, mientras que el de ebullición nucleada se debe al excedente de calor entre la cara interna y la temperatura de saturación. De esta forma, el flujo de calor puede expresarse en función del CTC convectivo superficial del líquido y del asociado a la ebullición nucleada de acuerdo a la Ec. (6.8).

$$q_{conv}^{ai-SCLNB}(\theta) = h_{cb}^l(\theta) [T_{ai}(\theta) - T_l] + h_{nb}^l(\theta) [T_{ai}(\theta) - T_{sat}] \quad (6.8)$$

El CTC superficial del líquido (h_{cb}^l) se calcula con la correlación estándar seleccionada para modelar el fenómeno de flujo monofásico, mientras que el CTC asociado a la ebullición nucleada se determina a partir de la Ec. (6.9), utilizando el flujo de calor convectivo ($q_{conv}^{ai-SCLNB}$) de la iteración anterior.

$$h_{nb}^l(\theta) = \frac{q_{conv}^{ai-SCLNB}(\theta) - h_{cb}^l(\theta) [T_{ai}(\theta) - T_l]}{[T_{ai}(\theta) - T_{sat}]} \quad (6.9)$$

Por su parte, el factor de pérdidas por fricción se determina a partir de la interpolación del asociado al régimen monofásico en la zona de inicio de la ebullición nucleada (ONB) y el factor bifásico en la zona final de (ENB, of end nucleate boiling), de acuerdo a la Ec. (6.10).

$$f_{w-SCLNB}^{Mom} = f_{w-x_{ONB}}^{Mom} - \frac{x - x_{ONB}}{x_{ENB} - x_{ONB}} (f_{w-x_{ONB}}^{Mom} - f_{w-x_{ENB}}^{Mom}) \quad (6.10)$$

6.1.3 Mapa de patrones de flujo bifásico y correlaciones del coeficiente de transferencia de calor y del factor de pérdidas por fricción

La ocurrencia de los patrones de flujo bifásico en el código numérico actual se ha utilizado el mapa de Wojtan *et al.* [50] que es una extensión del desarrollado por Kattan *et al.* [192] para condiciones no adiabáticas.²⁷ Además Wojtan *et al.* [161] desarrollaron las correlaciones del CTC convectivo entre el tubo y la mezcla bifásica para cada patrón. Posteriormente Moreno y Thome [162,163] obtuvieron las respectivas correlaciones del factor de pérdidas fricción. En todos los trabajos anteriores las correlaciones fueron validadas para los refrigerantes R22 y R410A utilizando un enfoque de modelado unidimensional tanto para la tubería como para los fluidos de trabajo.

²⁷ El mapa de Kattan *et al.* [192] es un adaptación para condiciones no adiabáticas del mapa de Steiner [249] que a su vez es una modificación del mapa de Taitel y Dukler [16].

Además el valor de rugosidad interna de la tubería se desconocía. Dado que el modelo térmico del receptor de la presente tesis doctoral se ha implementado bajo un enfoque tridimensional y la rugosidad de la superficie interna del tubo absorbedor es conocida, se han realizado ligeras adaptaciones a este conjunto de correlaciones que se detallan a continuación.

6.1.3.1 Parámetros geométricos y transiciones del mapa de patrones de flujo

El mapa de patrones de flujo de Wojtan *et al.* [50] se fundamenta en el modelo equivalente de espesor de película en la ST de la tubería extrapolado a partir de la configuración del patrón de flujo estratificado (figura 6.1). A partir del que se definen los principales parámetros geométricos adimensionales involucrados en las transiciones del mapa: (i) las superficies adimensionales de las ST de cada fase (A_{ld} , A_{gd}) de las Ec. (6.11) y Ec. (6.12); (ii) la altura vertical adimensional de la fase líquida (h_{ld}) calculada según la Ec. (6.13); (iii) el perímetro adimensional de la interfase (P_{id}) que se obtiene de acuerdo a la Ec. (6.14); (iv) el ángulo del patrón de flujo estratificado (θ_{str}) de la Ec. (6.15) para el que se utiliza la correlación explícita de Biberg [217]; y (v) la fracción de vacío ($\alpha_{g_{ste}}$) de la Ec. (6.16) adaptada por Steiner [218] sobre la propuesta por Rouhani y Axelson [219].

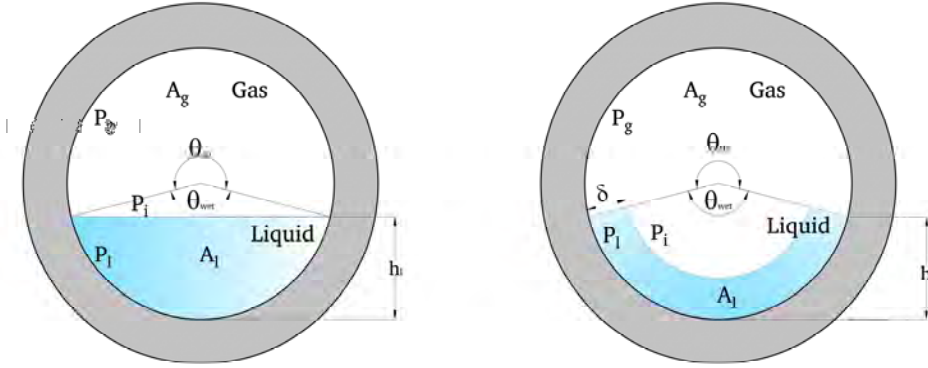


Figura 6.1: Modelo equivalente de espesor de película para el patrón de flujo estratificado.

$$A_{ld} = \frac{A_l}{d_{ai}^2} = \frac{A_{ST}(1 - \alpha_{g_{ste}})}{d_{ai}^2} = \frac{\pi(1 - \alpha_{g_{ste}})}{4} \quad (6.11)$$

$$A_{gd} = \frac{A_g}{d_{ai}^2} = \frac{A_{ST}\alpha_{g_{ste}}}{d_{ai}^2} = \frac{\pi\alpha_{g_{ste}}}{4} \quad (6.12)$$

$$h_{ld} = \frac{h_l}{d_{ai}} = 0.5 \left[1 - \cos \left(1 - \frac{2\pi - \theta_{str}}{2} \right) \right] \quad (6.13)$$

$$P_{id} = \sin \left(1 - \frac{2\pi - \theta_{str}}{2} \right) \quad (6.14)$$

$$\theta_{str} = 2\pi - 2 \left\{ \pi(1 - \alpha_{g_{ste}}) + \left(\frac{3\pi}{2} \right)^{1/3} \left[1 - 2(1 - \alpha_{g_{ste}}) + (1 - \alpha_{g_{ste}})^{1/3} - \alpha_{g_{ste}}^{1/3} \right] - \frac{1}{200} (1 - \alpha_{g_{ste}}) \alpha_{g_{ste}} [1 - 2(1 - \alpha_{g_{ste}})] [1 + 4((1 - \alpha_{g_{ste}})^2 + \alpha_{g_{ste}}^2)] \right\} \quad (6.15)$$

$$\alpha_{g_{ste}} = \frac{x}{\rho_g} \left\{ [1 + 0.12(1-x)] \left(\frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_l} \right) + \frac{1.18(1-x) [g\sigma(\rho_l - \rho_g)]^{0.25}}{G_m \rho_l^{0.5}} \right\}^{-1} \quad (6.16)$$

Además de los parámetros geométricos, las transiciones en la sección final de la evaporación dependen de los flujos de calor promedio hacia la mezcla bifásica y del crítico que se calculan con las Ecs. (6.17) y (6.18), respectivamente.

$$\bar{q}_{conv}^{ai-m} = \frac{\sum q_{conv}^{ai-k}(\theta) \cdot r_{ai} d\theta}{\pi d_{ai}} \quad (6.17)$$

$$q_{crit} = 0.131 \rho_g^{0.5} h_{lg} [g(\rho_l - \rho_g) \sigma]^{0.25} \quad (6.18)$$

A partir de las Ec. (6.11)–(6.18) y de las expresiones de los números adimensionales que se detallan en el apéndice F.1, se obtienen las transiciones entre los patrones de flujo para la calidad del vapor en la abscisa y para la velocidad másica en la ordenada (tabla 6.4).

Tabla 6.4: Transiciones del mapa de patrones de flujo bifásico de Wojtan *et al.* [50] adaptado al modelo actual de GDV en CCP.^(a)

Abscisa (x) y ordenada (G_m)	Transición
$x_{IA} = \left\{ \left[0.34^{1/0.875} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{-1/1.75} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{-1/7} \right] + 1 \right\}^{-1}$	I-A
$x_{di} = 0.58 \exp \left[0.52 - 0.235 We_g^{0.17} Fr_g^{0.37} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.25} \left(\frac{\bar{q}_{conv}^{ai-m}}{q_{crit}} \right)^{0.7} \right]$	SW/A-DO
$x_{de} = 0.61 \exp \left[0.57 - 5.8 \cdot 10^{-3} We_g^{0.38} Fr_g^{0.15} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{-0.09} \left(\frac{\bar{q}_{conv}^{ai-m}}{q_{crit}} \right)^{0.27} \right]$	DO-M
$G_{bub} = \left[\frac{256 A_{gd} A_{id}^2 d_{ai}^2 \rho_l (\rho_l - \rho_g) g}{0.3164 (1-x)^{1.75} \pi^2 P_{id} \mu_l^{0.25}} \right]^{1/1.75}$	BB-I
$G_{str} = \left[\frac{226.3^2 A_{id} A_{gd}^2 \rho_g (\rho_l - \rho_g) \mu_l g}{x^2 (1-x) \pi^3} \right]^{1/3} \begin{cases} G_{str} = G_{str}(x_{IA}) & x < x_{IA} \\ G_{str} = G_{str} & x \geq x_{IA} \end{cases}$	S – SL + SV S – SW
$G_{wavy} = \begin{cases} \left\{ \frac{16 g A_{gd}^3 d_{ai} \rho_l \rho_g}{\pi^2 x^2 \sqrt{1 - (2 h_{id} - 1)^2}} \left[\frac{\pi^2}{25 h_{id}^2} \left(\frac{We_l}{Fr_l} \right)^{-1} + 1 \right] \right\}^{1/2} + 50 & G_{wavy} < G_{do} \\ G_{do} & G_{wavy} \geq G_{do} \end{cases}$	SL-I SW-A SW-DO
$G_{do} = \begin{cases} \left\{ \frac{1}{0.235} \left[\ln \left(\frac{0.58}{x} \right) + 0.52 \right] \left(\frac{d_{ai}}{\rho_g \sigma} \right)^{-0.17} \left(\frac{1}{g d_{ai} \rho_g (\rho_l - \rho_g)} \right)^{-0.37} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{-0.25} \left(\frac{\bar{q}_{conv}^{ai-m}}{q_{crit}} \right)^{-0.7} \right\}^{0.926} & G_{str} < G_{do} \\ G_{str} & G_{str} \geq G_{do} \end{cases}$	A-DO ^(b) S-DO
$G_{mist} = \begin{cases} \left\{ \frac{1}{0.0058} \left[\ln \left(\frac{0.61}{x} \right) + 0.57 \right] \left(\frac{d_{ai}}{\rho_g \sigma} \right)^{-0.38} \left(\frac{1}{g d_{ai} \rho_g (\rho_l - \rho_g)} \right)^{-0.15} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.09} \left(\frac{\bar{q}_{conv}^{ai-m}}{q_{crit}} \right)^{-0.27} \right\}^{0.943} & G_{str} < G_{mist} \\ G_{str} & G_{str} \geq G_{mist} \end{cases}$	DO-M S-M

(a) El patrón de flujo burbuja no fue identificado por Wojtan *et al.* [50] durante las validaciones debido a que se produce a velocidades más elevadas. Sin embargo se incluye la expresión de la transición BB-I, que fue determinada por Kattan *et al.* [192]

(b) El término del neperiano puede provocar errores numéricos por lo que la calidad para estos casos se fija en $x = 0.58/e^{-0.52}$.

La configuración de los patrones de flujo se completa con tres parámetros geométricos, necesarios para la obtención de las correlaciones del CTC y del factor de fricción: (i) el ángulo seco (θ_{dry}) que se define con el ratio del perímetro interior del tubo en contacto con la fase gaseosa; (ii) el ángulo húmedo (θ_{wet}) homólogo del seco para la fase líquida; y (iii) el espesor de película del líquido. Los tres parámetros se definen en coherencia con el modelo equivalente de espesor de película de líquido para flujo estratificado, que es extrapolado para el resto de los patrones de flujo de acuerdo al planteamiento de Thome *et al.* [220], identificándose tres configuraciones principales (figura 6.2).

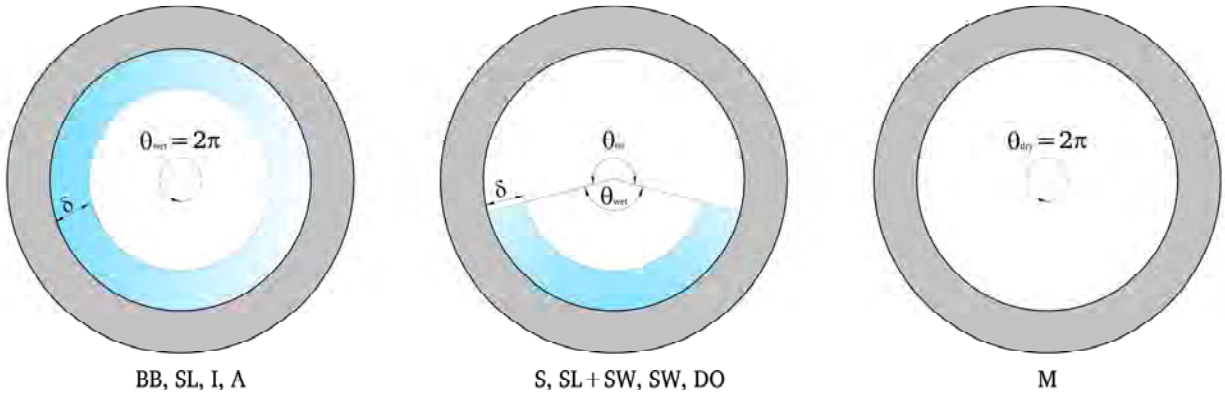


Figura 6.2: Configuraciones de los patrones de flujo de acuerdo al modelo de espesor de película.

Las expresiones del ángulo seco (θ_{dry}) en los patrones de flujo en los que una sola fase contacta con la superficie interior del tubo son directas, siendo $\theta_{dry} = 0$ (líquido) y $\theta_{dry} = 2\pi$ (gas), mientras que el resto se obtienen combinando interpolaciones en torno al ángulo estratificado (θ_{str}) de los parámetros de calidad del vapor y velocidad másica de los patrones correspondientes (tabla 6.5). El ángulo húmedo (θ_{wet}) se determina de manera directa a partir de la Ec. (6.19), y el espesor de película del líquido que se calcula mediante la correlación de Thome *et al.* [220] de la Ec. (6.20).²⁸

Tabla 6.5: Ángulo seco de los diferentes patrones de flujo bifásico [161].

Patrón de flujo	Ángulo seco
BB, SL, I, A	$\theta_{dry} = 0$
S	$\theta_{dry} = \theta_{str}$
SL+SW	$\theta_{dry} = \left(\frac{x}{x_{IA}}\right) \left(\frac{G_{wavy}^{x_{IA}} - G_m}{G_{wavy}^{x_{IA}} - G_{str}^{x_{IA}}}\right)^{0.61} \theta_{str}$
SW	$\theta_{dry} = \left(\frac{G_{wavy} - G_m}{G_{wavy} - G_{str}}\right)^{0.61} \theta_{str}$
DO	$\theta_{dry} = \theta_{dry A,SW} \left(\frac{x - x_{di}}{x_{de} - x_{di}}\right) (\theta_{dry A,SW} - \theta_{dry M})$
M	$\theta_{dry} = 2\pi$

28 En el modelo original de espesor de película definido por Moreno y Thome [163] la correlación de Thome *et al.* [220] se utilizó para el patrón de flujo SL+SW, mientras que en el resto se utilizó la definida por Kattan *et al.* [244]. Sin embargo y con el objetivo de homogeneizar los modelos de CTC y de factor de fricción, en el modelo de la presente tesis doctoral se utiliza en todos los casos la correlación de Thome *et al.* [220].

$$\theta_{wet} = 2\pi - \theta_{dry} \quad (6.19)$$

$$\delta = \begin{cases} \frac{d_{ai}}{2} - \sqrt{\left(\frac{d_{ai}}{2}\right)^2 - \left(\frac{2A_l}{2\pi - \theta_{dry}}\right)} & \delta \leq \frac{d_{ai}}{2} \\ \frac{d_{ai}}{2} & \delta > \frac{d_{ai}}{2} \end{cases} \quad (6.20)$$

6.1.3.2 Coeficiente convectivo de transferencia de calor

El CTC para la mezcla bifásica del modelo unidimensional desarrollado por Wojtan *et al.* [161] para todos los patrones de flujo bifásico a excepción del *dry-out* y el niebla se define a partir de la Ec. (6.21).

$$h_m = h_{tp} = \frac{\theta_{dry} h_g + (2\pi - \theta_{dry}) h_l}{2\pi} \quad (6.21)$$

Dado que en el modelo actual se utiliza un enfoque 3D del receptor el CTC en cada VC de la superficie interior del absorbedor en dirección azimutal se determina en función de si este contacta con la fase líquida o gaseosa. Esta situación se determina a partir de las expresiones del ángulo seco (tabla 6.5) e incorporando la inclinación del CCP (Ec. (3.4)) en la distribución de los factores de concentración local del receptor (LCR_a , LCR_{ge}). De esta forma, el CTC de la fase gaseosa se calcula con la correlación de Dittus y Boelter [173] con la Ec. (6.22), y en la fase líquida mediante una aproximación asintótica de los coeficientes convectivo superficial y de ebullición nucleada de acuerdo a la Ec. (6.23).

$$h_g(\theta) = 0.023 Re_g^{0.8} Pr_g^{0.4} \frac{k_g}{d_{ai}} \quad (6.22)$$

$$h_l(\theta) = \sqrt[3]{h_{cb}^3 + h_{nb}^3} \quad (6.23)$$

El CTC convectivo superficial de la fase líquida se obtiene a partir de una expresión similar al de la fase gaseosa mediante la Ec. (6.24). Mientras que el de ebullición nucleada se calcula con la correlación de Cooper [221] de la Ec. (6.25).

$$h_{cb}(\theta) = 0.0133 Re_l^{0.69} Pr_l^{0.4} \frac{k_l}{\delta} \quad (6.24)$$

$$h_{nb}(\theta) = 0.8 \left\{ 55 p_r^{0.12-0.2 \log(\varepsilon_{ai} \cdot 10^6)} [-\log(p_r)]^{-0.55} M^{-0.5} [\overline{q_{conv}^{ai-l}}]^{0.67} \right\} \quad (6.25)$$

$$p_r = \frac{p}{p_{crit}}; \quad \overline{q_{conv}^{ai-l}} = \frac{\sum q_{conv}^{ai-l}(\theta) \cdot r_{ai} d\theta}{\pi d_{ai}} \cdot \frac{\theta_{wet}}{2\pi};$$

El CTC del patrón de flujo *dry-out* para cada una de las fases en el modelo actual, se obtiene a partir de la Ec. (6.26), interpolando los CTC en la inyección (anular o estratificado-ondulado) y deyección (niebla) del mismo.²⁹

$$h_k^{do}(\theta) = h_k^{x_{di}}(\theta)|_{A,SW} - \frac{x - x_{di}}{x_{de} - x_{di}} (h_k^{x_{di}}(\theta)|_{A,SW} - h_k^{x_{de}}(\theta)|_M) \quad (6.26)$$

El CTC del patrón de flujo niebla planteado por Wojtan *et al.* [161] se obtiene mediante la Ec. (6.27), que involucra la condición de no equilibrio termodinámico a partir del parámetro Y . Sin

$$h_{mist} = 0.0117 Re_H^{0.79} Pr_g^{1.06} Y^{-1.83} \frac{k_g}{d_{ai}} \quad (6.27)$$

$$\text{con } Y = 1 - 0.1 \left[\left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \right) (1 - x) \right]^{0.4}$$

Dado que el modelo actual se basa en el enfoque homogéneo en equilibrio, se adapta el CTC de la región de sobrecalentamiento de acuerdo a la Ec (6.28). El número de Nusselt y su coeficiente de fricción asociado (f_{h_c}) se calculan mediante las correlaciones de Gnielinski [115] y Konakov [201] bajo condiciones de vapor saturado de acuerdo a las Ecs. (6.29) y (6.30), respectivamente .

$$h_g^{mist}(\theta) = \frac{Nu_g^{mist}(\theta) k_g}{d_{ai}} \quad (6.28)$$

$$Nu_g^{mist}(\theta) = \frac{(f_{h_c}/8) Re_H Pr_g}{1.07 + 12.7 (f_{h_c}/8)^{1/2} (Pr_g^{2/3} - 1)} \left(\frac{T_m}{T_{ai}(\theta)} \right)^{-0.18} \quad (6.29)$$

$$f_{h_c} = (1.8 \log_{10} Re_H - 1.5)^{-2} \quad (6.30)$$

Los números adimensionales involucrados en las expresiones de los CTC de cada una de las fases se detallan en el apéndice F.1. Además, dado que todas estas correlaciones se obtuvieron para condiciones de DUFC, en las validaciones se analiza la incorporación de un FC en el CTC para involucrar la DNUFC como se detalla en la subsección 6.1.4.

6.1.3.3 Factor de pérdidas por fricción

Las correlaciones de las pérdidas por fricción (F_w) asociadas a cada uno de los patrones de flujo bifásico del mapa de Wojtan *et al.* [50] fueron obtenidas por Moreno y Thome [163] para una tubería lisa y mediante el enfoque del factor de fricción de Fanning³⁰. En el modelo actual la superficie interior del absorbedor presenta rugosidad y las pérdidas por fricción se definen en

²⁹ La correlación del CTC para el patrón de flujo *dry-out* del modelo unidimensional de Wojtan *et al.* [161] es la misma que en el actual pero interpolando los CTC de la mezcla bifásica, en lugar de los de cada una de las fases.

³⁰ El factor de pérdidas por fricción de Fanning se corresponde con una cuarta parte del factor de Darcy-Weisbach, es decir [250]: $f_w^{DW} = 4f_w^{Fan}$.

términos del coeficiente asociado al factor de fricción de Darcy-Weisbach (f_w^{Mom}), por lo que ha sido necesario realizar pequeñas modificaciones respecto a las originales [163]. En la tabla 6.6. se muestran las correlaciones para los coeficientes asociados al factor de fricción de cada patrón de flujo en el modelo actual. Las ecuaciones detalladas de los correspondientes factores de pérdidas por fricción (f_{m0} , f_{l0} , f_{i-an} , f_{str} , f_{sw}) se detallan en el apéndice F.2.

Tabla 6.6: Coeficiente asociado al factor de pérdidas por fricción de los patrones de flujo bifásico [163].

Patrón de flujo	f_w^{Mom} [kg^{-1}m^3]
BB	$f_{w-BB}^{Mom} = f_m / \rho_m$
SL, I	$f_{w-SL,I}^{Mom} = (f_{l0}/\rho_l)(1 - \alpha_{g_{ste}}/\alpha_{g_{ste}}^{IA})^{0.25} + (f_{i-an}/\rho_g) (x/\alpha_{g_{ste}})^2 (\alpha_{g_{ste}}/\alpha_{g_{ste}}^{IA})^{0.25}$
A	$f_{w-A}^{Mom} = (f_{i-an}/\rho_g) (x/\alpha_{g_{ste}})^2$
S	$f_{w-S}^{Mom} = \begin{cases} (f_{l0}/\rho_l)(1 - \alpha_{g_{ste}}/\alpha_{g_{ste}}^{IA})^{0.25} + (f_{str}/\rho_g) (x/\alpha_{g_{ste}})^2 (\alpha_{g_{ste}}/\alpha_{g_{ste}}^{IA})^{0.25} & x < x_{IA} \\ (f_{str}/\rho_g) (x/\alpha_{g_{ste}})^2 & x \geq x_{IA} \end{cases}$
SW	$f_{w-SW}^{Mom} = (f_{sw}/\rho_g) (x/\alpha_{g_{ste}})^2$
SL+SW	$f_{w-SL+SW}^{Mom} = (f_{l0}/\rho_l)(1 - \alpha_{g_{ste}}/\alpha_{g_{ste}}^{IA})^{0.25} + (f_{sw}/\rho_g) (x/\alpha_{g_{ste}})^2 (\alpha_{g_{ste}}/\alpha_{g_{ste}}^{IA})^{0.25}$
DO	$f_{w-DO}^{Mom} = f_{w-di}^{Mom} _{A,SW} - \frac{x - x_{di}}{x_{de} - x_{di}} (f_{w-di}^{Mom} _{A,SW} - f_{w-de}^{Mom} _M)$
M	$f_{w-M}^{Mom} = f_m / \rho_m$

6.1.4 Corrección del coeficiente de transferencia de calor incorporando el efecto de la distribución no uniforme del flujo de calor

Durante la validación llevada a cabo en el capítulo 5 para la región de sobrecalentamiento de la instalación DISS, quedó demostrado que las correlaciones estándar del CTC para DUFC no son capaces de predecir con precisión el campo de temperatura en el absorbedor. Ante esta problemática se identificó un factor corrector presentado en la Ec. (5.32) que al incorporarse en las expresiones tradicionales del CTC mejora la precisión de los gradientes térmicos (A-H) del absorbedor alrededor de un 25–30%, pasando de subestimaciones del 22.2% a sobreestimaciones del 6.9%. Esta mejora es posible gracias al efecto inverso respecto al perfil del flujo de calor que el FC provoca en el número de Nusselt azimutal, en coherencia con los perfiles reportados en estudios pasados en tuberías sujetas a calentamiento circunferencial no uniforme (Figura 6.3.a).

Pese a las buenas prestaciones ofrecidas por el FC de la Ec. (5.32) para la predicción de los gradientes térmicos en las posiciones centrales de la zona de radiación concentrada (H) y sin concentración (A) del absorbedor, en algunos casos su precisión se reduce a la hora de determinar los gradientes máximos y el perfil circunferencial de temperatura en la zona concentración. Con el objetivo de mejorar estas estimaciones se ha identificado una nueva función del FC de acuerdo a la Ec. (6.31), de manera que el Nusselt local reproduzca exactamente el perfil circunferencial inverso del LCR_a (figura 6.3.b). El FC depende de un multiplicador (M) para cuya determinación se han desarrollado sendos análisis de sensibilidad en el rango $[-0.75, 0.00]$ en las regiones monofásicas y

$[-0.95, 0.00]$ en las bifásicas considerando un valor unitario para el exponente n . Este rango se ha establecido considerando: (i) la relación 1:3 entre la disminución del Nusselt ($\sim 10\%$) y el incremento del flujo de calor normalizado ($\sim 30\%$) reportada en los estudios del pasado (figura 6.3.a); (ii) los buenos resultados ofrecidos por el FC considerado en el capítulo 5, para el gradiente térmico A-H (figura 6.3.b). Además en las validaciones monofásicas, también se ha evaluado la incorporación del exponente n $[0, 2.5]$ para el valor mínimo del multiplicador ($M=-0.75$) con el objetivo de evaluar si es posible obtener una buena precisión en la estimación de los gradientes térmico máximo y A-H simultáneamente (figura 6.3.c).

$$C_{hc}(\theta) = 1 + M \left[\frac{LCR_a^{min} + LCR_a(\theta) \sin(-\pi/2)}{LCR_a^{max} - LCR_a^{min}} \right]^n \quad (6.31)$$

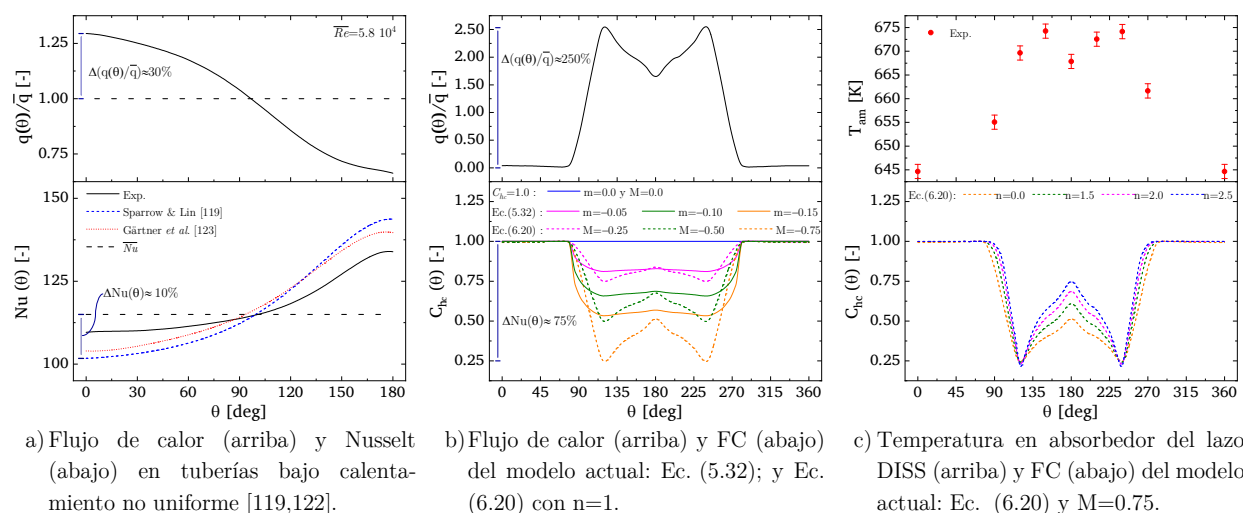


Figura 6.3: Identificación de los factores de corrección del CTC evaluados en la instalación DISS.

6.2 Solución mediante el método de volumen finito

El procedimiento general de solución del modelo numérico totalmente acoplado es el mismo que el ilustrado en el capítulo 5 para flujos monofásicos (figura 5.1), con las siguientes salvedad de la incorporación de las propiedades físicas de calidad del vapor (x) y fracción de vacío (α_g) para delimitar las regiones de modelado: precalentamiento, evaporación y sobrecalentamiento. De tal forma que las correlaciones del CTC y del factor de fricción se calculan de acuerdo al estado de fase del fluido, líquido subenfriado, mezcla bifásica o vapor sobrecalentado. Además, en la región de evaporación dichas correlaciones se subdividen de acuerdo a la ocurrencia del patrón de flujo bifásico que se determina mediante el mapa de Wojtan *et al.* [161]. El diagrama general de solución incluyendo las consideraciones de flujo bifásico y patrones de flujo se ilustra en la figura 6.4. El modelo óptico de la DNUFC y el modelo térmico del receptor y resolución han sido presentados en detalle en los capítulos 4 y 5, respectivamente. Por lo tanto esta sección se centra en la metodología de solución del modelo termohidráulico homogéneo en equilibrio.

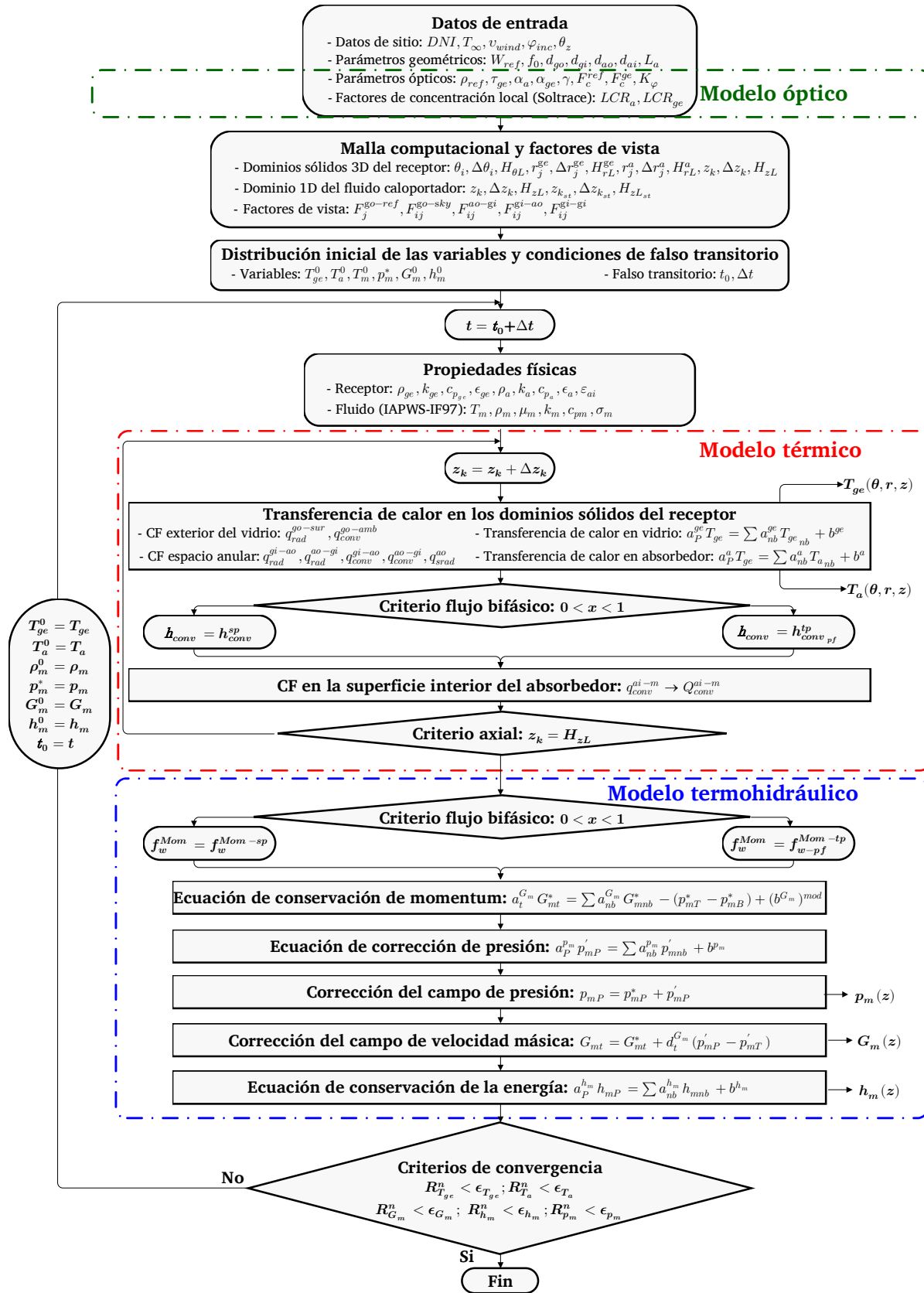


Figura 6.4: Diagrama de flujo del procedimiento de solución del modelo acoplado para flujos bifásicos.

6.2.1 Discretización del dominio físico

En este capítulo la validación y verificación del modelo numérico se lleva a cabo a partir de la simulación en dos sistemas físicos principales de la instalación experimental DISS. Primero, en la sección 6.3 se consideran los captadores #1 y #10 junto a sus respectivas interconexiones de entrada y salida para estudiar el comportamiento de las regiones monofásicas de líquido subenfriado y vapor sobrecalentado, respectivamente. En segundo lugar se estudia la fila completa de captadores (secciones 6.4 y 6.5) incluyendo las interconexiones inicial, final e intermedias bajo la configuración *un solo paso*. En este sentido el dominio físico bajo estudio difiere ligeramente del presentado en el capítulo 5, dado que además del tubo receptor en los CCP hay que considerar las interconexiones.

La discretización del dominio físico se lleva a cabo a partir de cuatro mallas computacionales: las dos tridimensionales del receptor y las mallas axiales colocada y desplazada del fluido. Las mallas de la ST del tubo receptor se discretizan mediante tamaños de paso (azimutal y radial) uniformes, al igual que en el capítulo 5 (figura 5.2 y tabla 5.1). Mientras que la discretización axial se lleva a cabo a partir de la combinación de mallas uniformes para cada captador e interconexión. De esta forma la transición interconexión-captador o viceversa coincide con la frontera de los VC de la malla axial involucrados en la transición y también con el nodo central de la malla colocada.

La descripción generalizada de las mallas axiales para los dos dominios físicos bajo estudio (regiones monofásicas o lazo experimental DISS completo) se muestra en la figura 6.5. Esta se completa con la tabla 6.7 en la que se detallan las coordenadas de los nodos internos y frontera de las mallas axiales colocada y desplazada de acuerdo al tipo de elemento (interconexión inicial, intermedia o final y los captadores), junto a los espesores de los VC que las integran.

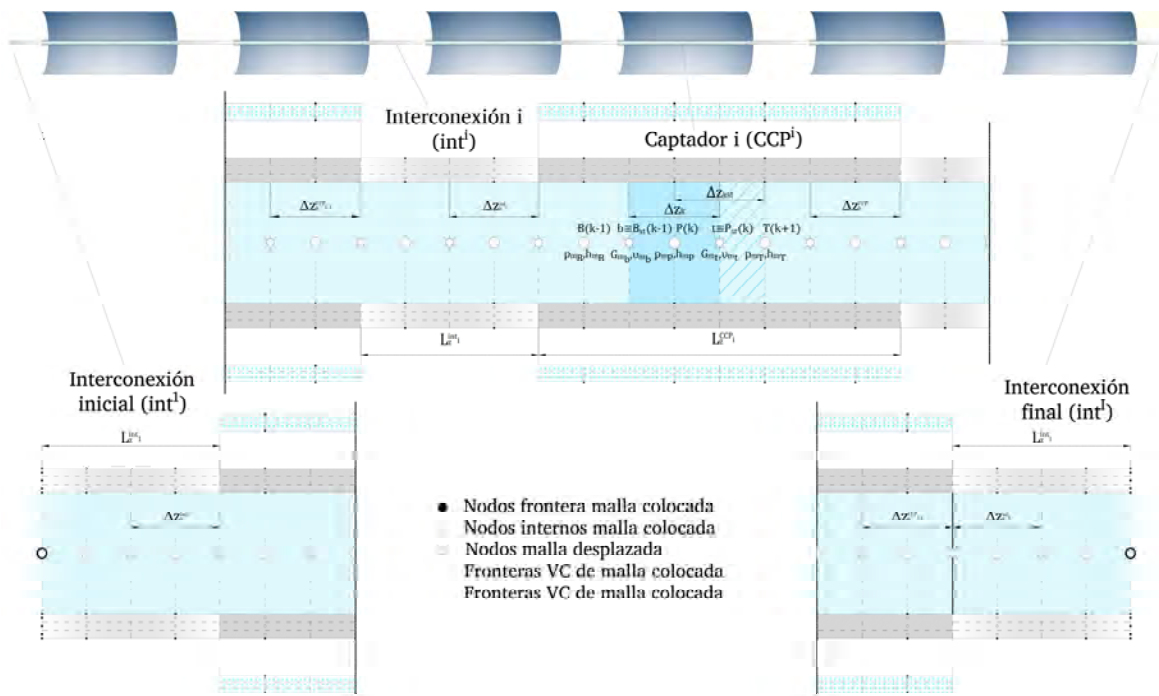


Figura 6.5: Descripción de la malla computacional del modelo termohidráulico.

Tabla 6.7: Coordenadas y espesores de los volúmenes de control en malla computacional del fluido.

Elemento	Nodos	Coordenada	Espesor
Interconexión inicial-malla colocada	Internos	$z_k = \frac{\Delta z_k^{int_1}}{2} + (k^{int_1} - 2)\Delta z_k^{int_1}$	$\Delta z_k^{int_1} = \frac{L_z^{int_1}}{N_z^{int_1} - 1}$
	Frontera	$z_k = 0$	$\Delta z_k^{int_1} = 0$
Interconexión final-malla colocada	Internos	$z_k = z_{N_z}^{CCP_{I-1}} + \frac{\Delta z_k^{CCP_{I-1}} + \Delta z_k^{int_I}}{2} + (k^{int_I} - 1)\Delta z_k^{int_I}$	$\Delta z_k^{int_I} = \frac{L_z^{int_I}}{N_z^{int_I} - 1}$
	Frontera	$z_k^{int_I} = L_z$	$\Delta z_k^{int_I} = 0$
Interconexiones intermedias-malla colocada	Internos	$z_k = z_{N_z}^{CCP_{i-1}} + \frac{\Delta z_k^{CCP_{i-1}} + \Delta z_k^{int_i}}{2} + (k^{int_i} - 1)\Delta z_k^{int_i}$	$\Delta z_k^{int_i} = \frac{L_z^{int_i}}{N_z^{int_i}}$
Receptor en captadores-malla colocada	Internos	$z_k = z_{N_z}^{int_i} + \frac{\Delta z_k^{int_i} + \Delta z_k^{CCP_i}}{2} + (k^{CCP_i} - 1)\Delta z_k^{CCP_i}$	$\Delta z_k^{CCP_i} = \frac{L_z^{CCP_i}}{N_z^{CCP_i}}$
Malla desplazada-todos los elementos	Internos	$z_{k_{st}} = z_k + \frac{\Delta z_k}{2}$	$\Delta z_{k_{st}} = z_{k+1} - z_k$
	Frontera	$z_{k_{st}} = 0; \quad z_{k_{st}} = L_z;$	$\Delta z_{k_{st}} = 0$

6.2.2 Discretización de la ecuación generalizada de convección-difusión

De manera análoga al modelo termohidráulico considerado para flujos monofásicos, la expresión compacta de convección-difusión unidimensional en dirección axial y estado transitorio de la Ec. (6.32) permite representar las EDP de conservación del MHE expuestas en las Ecs. (6.1)–(6.3). Los parámetros y variables de cada una de las ecuaciones de conservación asociados a los términos de la ecuación compacta se identifican en la tabla 6.8.

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v\phi)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial z} \right) + S \quad (6.32)$$

Tabla 6.8: Términos de las ecuaciones diferenciales de conservación del fluido caloportador bajo el enfoque homogéneo en equilibrio unidimensional y estado transitorio.

Ecuación de conservación	ϕ	ρ	Γ	S
Continuidad	1	ρ_m	0	0
Cantidad de movimiento	G_m	1	0	$-\frac{\partial p_m}{\partial z} - \frac{1}{2d_{ai}} f_w^{Mom} G_m^2$
Energía	h_m	ρ_m	0	$\frac{\partial p_m}{\partial t} - \frac{\partial}{\partial t} \left[\frac{G_m^2}{2\rho_m} \right] - \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{G_m^3}{2\rho_m^2} \right] - \frac{1}{2d_{ai}} f_w^{Mom} \frac{G_m^3}{\rho_m} + Q_{conv}^{ai-m}$

La expresión compacta de la ecuación generalizada de convección-difusión de simplifica la solución del modelo termohidráulico a la discretización de esta ecuación generalizada junto con un algoritmo de desacople presión-velocidad. A continuación se describe brevemente el procedimiento de discretización cuyo desarrollo matemático se detalla en el apéndice G.1.

La ecuación diferencial de convección-difusión se integra sobre un VC de la malla axial del fluido caloportador, tal como se presenta en la Ec. (6.33).

$$\begin{aligned}
& \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} \int_b^t \frac{d(\rho\phi)}{dt} dz dt + \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} \int_b^t \frac{d(\rho v\phi)}{dz} dz dt \\
& = \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} \int_b^t \frac{d}{dz} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dz} \right) dz dt + \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} \int_b^t S dz dt
\end{aligned} \tag{6.33}$$

La expresión discreta para los nodos internos de la ecuación general de convección-difusión unidimensional en dirección axial y estado transitorio se presenta en la Ec. (6.34), como resultado del procedimiento de integración e interpolación, con las siguientes características principales:

- la estrategia de interpolación se basa en la formulación generalizada compacta de convección-difusión desarrollada por Patankar [195], que permite aglutinar diferentes esquemas de interpolación a partir de una función del número de Péclet ($\mathcal{A}(|Pe_{if}|)$) en la *interface*.
- además para expresar de manera compacta y sencilla el esquema ‘*upwind*’ de segundo orden (SOU) [197] que se considera en este trabajo, se aplica la estrategia de corrección diferida [206,207], que se incorpora (S_{if}^{DC}) en el coeficiente asociado al término independiente.
- el término fuente se subdivide en un término dependiente de la variable incógnita (S_P) y otro independiente (S_C);
- las variables incógnita (G_m, p_m, h_m) en las caras (*interface*) de los VC se obtienen a partir de la interpolación aritmética media, y las de las propiedades del fluido ($\rho_m, \mu_m, c_{pm}, k_m, \sigma_m$) mediante la interpolación armónica.

$$\begin{aligned}
& \left(\underbrace{\rho_P^0 \frac{\Delta z}{\Delta t} - S_P \Delta z + \underbrace{D_b \mathcal{A}(|Pe_b|) + \|F_b, 0\|}_{a_B} + \underbrace{D_t \mathcal{A}(|Pe_t|) + \|-F_t, 0\|}_{a_T}}_{a_P} \right) \phi_P \\
& = \underbrace{(D_t \mathcal{A}(|Pe_b|) + \|F_b, 0\|)}_{a_B} \phi_B + \underbrace{(D_t \mathcal{A}(|Pe_t|) + \|-F_t, 0\|)}_{a_T} \phi_T \\
& + \underbrace{\rho_P^0 \phi_P^0 \frac{\Delta z}{\Delta t} + S_C \Delta z - F_t S_t^{DC} + F_b S_b^{DC}}_b
\end{aligned} \tag{6.34}$$

Además de los parámetros definidos en la tabla 6.8. (ρ, ϕ) y los del término fuente (S_P, S_C), en los coeficientes de la ecuación general discreta aparecen los flujos difusivos (D_{if}), los convectivos (F_{if}), una función del número de Péclet ($\mathcal{A}(|Pe_{if}|)$) y el término de corrección diferida en la *interface* (S_{if}^{DC}). Los flujos difusivos y convectivos se definen a partir de las Ecs. (6.35) y (6.36), respectivamente, y se representan en la figura 6.6 . Mientras que las expresiones de la función del número de Péclet y de corrección diferida se describen en la subsección 6.2.3 sobre los esquemas de interpolación.

$$D_{if} = \frac{\Gamma_{if}}{\delta z_{CD}} \tag{6.35}$$

$$F_{if} = (\rho v)_{if} = \rho_{if} v_{if} \tag{6.36}$$

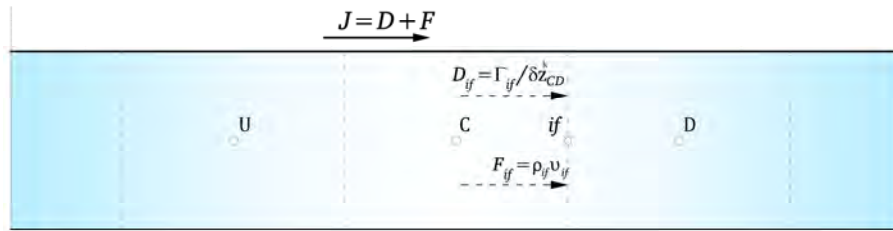


Figura 6.6: Flujos convectivos y difusivos en una *interface* genérica en el enfoque unidimensional.

Una vez discretizada la ecuación general de convección-difusión se sustituyen las variables incógnita y parámetros definidos en la en la tabla 6.8 para cada ecuación de conservación, y se obtienen los coeficientes de los nodos internos de cada una. Las ecuaciones de continuidad y conservación de la energía se resuelven en la malla colocada y la de cantidad de movimiento en la malla desplazada. Los coeficientes internos de las ecuaciones de conservación de cantidad de movimiento y energía se obtienen directamente y se presentan en la subsección 6.2.4. En la ecuación de continuidad o corrección de presión además de la sustitución de sus respectivos parámetros en la ecuación generalizada, es necesario implementar un algoritmo de desacople presión-velocidad. En este trabajo se ha utilizado el algoritmo SIMPLEC que se describe en la subsección 6.2.5. Por último en la subsección 6.2.6 se detalla el procedimiento para obtener los coeficientes de los nodos frontera.

El sistema de ecuaciones algebraicas de cada ecuación de conservación y los criterios de convergencia son los mismos que los del modelo termohidráulico del caso monofásico presentado en el capítulo 5. El sistema de ecuaciones se expresa en forma compacta de acuerdo a la Ec. (5.68) y se resuelve mediante el algoritmo de Thomas. Como criterio de convergencia se utiliza la DCM normalizada de la Ec. (5.69) para las ecuaciones de conservación de cantidad de movimiento y energía, y el residual másico de la Ec. (5.70) para la ecuación de corrección de presión.

6.2.3 Esquemas de interpolación

En la discretización de los términos convectivos de la ecuación generalizada es recomendable que los esquemas de interpolación sean conservativos, acotados y cumplan la propiedad de transportividad [188]. Existen diferentes esquemas numéricos que generalmente pueden dividirse en esquemas de bajo y alto orden de acuerdo al número de nodos considerados en la aproximación [196].

Para facilitar la incorporación de los diferentes esquemas de interpolación en los problemas de convección-difusión Patankar [195] definió una expresión compacta generalizada en función del número de Péclet, tal como se presenta en la tabla 6.9. Dichos esquemas son considerados generalmente como de bajo orden, aunque estrictamente el esquema centrado (CDS, central difference scheme) es de segundo orden. Los más adecuados para los problemas de convección-difusión son el *upwind* (UDS, upwind difference scheme), híbrido y de ley de potencia, dado que cumplen las tres propiedades recomendadas y son muy estables, en especial el *upwind*. Aunque en problemas multidimensionales en los que la velocidad del flujo no es paralela a alguno de los ejes de coordenadas pueden presentar el inconveniente de falsa difusión [188]. El esquema centrado no es

recomendable porque carece de transportividad y ofrece soluciones irreales para valores grandes del número de Péclet. Mientras que el esquema exponencial si bien cuenta con mejor precisión presenta un alto coste computacional.

Tabla 6.9: Esquemas numéricos de bajo orden para flujos convectivos [195].

Esquema numérico	Fórmula para $\mathcal{A}(Pe)$
<i>Upwind</i> (UDS) o <i>upwind</i> de bajo orden (LOU)	1.0
Centrado (CDS)	$1.0 - 0.5 Pe $
Híbrido	$\ 0.0, 1.0 - 0.5 Pe \ $
Ley de potencia	$\ 0.0, (1.0 - 0.1 Pe)^5\ $
Exacto o exponencial	$\frac{ Pe }{e^{ Pe } - 1.0}$

A pesar de la buena estabilidad ofrecida por los esquemas híbrido y ‘*upwind*’ su precisión es de primer orden. Con el objetivo de mejorarla, manteniendo la estabilidad y sensibilidad respecto al flujo (transportividad) del esquema ‘*upwind*’, se han desarrollado diferentes esquemas de alto orden. Las dos técnicas más comunes que utilizan una expresión compacta y generalizada a partir de los esquemas *upwind* de bajo orden son la corrección diferida [206,207] y la variación total decreciente (TVD, total variation diminishing) [222,223]. Además combinando ambas estrategias se involucran de forma sencilla esquemas numéricos de bajo y alto orden en los problemas de convección-difusión.

La técnica de corrección diferida establece que la interpolación de alto orden puede expresarse a partir de la suma de un esquema *upwind* de bajo orden (LOU, low order upwind) y el término corrección diferida, de acuerdo a la Ec. (6.37).

$$\phi_{if}^{HO} = \phi_{if}^{LOU} + (\phi_{if}^{HO} - \phi_{if}^{LOU}) = \phi_{if}^{LOU} + S_{if}^{DC} \quad (6.37)$$

Considerando los tres nodos consecutivos de la figura 6.6, la formulación generalizada de los esquemas TVD depende del nodo central (ϕ_C), el gradiente entre este y el nodo aguas arriba (ϕ_U), y una función delimitadora ($\psi(r_{if})$), tal como se define en la Ec. (6.38). El nodo central (ϕ_C), se corresponde con el esquema *upwind* en la frontera (ϕ_{if}^{LOU}). Mientras que la función delimitadora $\psi(r_{if})$ toma diferentes valores de acuerdo al esquema seleccionado (tabla 6.10) y que depende de la razón entre gradientes consecutivos (r_{if}), que se presenta en la Ec. (6.39).

$$\phi_{if}^{HO} = \phi_C + \frac{1}{2}\psi(r_{if})(\phi_D - \phi_C) = \phi_{if}^{LOU} + \frac{1}{2}\psi(r_{if})(\phi_D - \phi_C) \quad (6.38)$$

$$r_{if} = \frac{(\phi_C - \phi_U)}{(\phi_D - \phi_C)} \quad (6.39)$$

A partir de las Ecs. (6.37) y (6.38), es posible definir directamente la relación entre el término de corrección diferida y la función delimitadora $\psi(r_{if})$ de acuerdo a la Ec. (6.40).

$$S_{if}^{DC} = \frac{1}{2} \psi(r_{if})(\phi_D - \phi_C) \quad (6.40)$$

Con esta última relación quedan definidos todos los términos involucrados en los coeficientes de la ecuación general discreta de convección-difusión presentada en la Ec. (6.34), y solo resta determinar el tipo de esquema numérico a utilizar. En el código numérico actual se han simulado los esquemas UDS, CDS, LUD y QUICK con resultados muy similares. El impacto de los esquemas numéricos de alto orden en este trabajo no resulta tan relevante debido a que es un modelo unidimensional y en las ecuaciones de conservación los términos difusivos son nulos. Sin embargo y dado que la elección de un esquema de alto orden no impacta en el coste computacional, se ha utilizado el esquema LOU para todas las validaciones que se presentan en este capítulo.

Tabla 6.10: Expresiones matemáticas y función delimitadora de los principales esquemas numéricos [197].

Esquema numérico	Expresión del esquema ϕ_{if}	Función $\psi(r)$
<i>Upwind</i> (UDS) o <i>upwind</i> de bajo orden (LOU)	$\phi_{if} = \phi_C$	0
<i>Downwind</i> (DDS)	$\phi_{if} = \phi_D$	2
Centrado (CDS)	$\phi_{if} = \frac{1}{2}(\phi_D + \phi_C)$	1
<i>Upwind</i> lineal (LUD) o de segundo orden (SOU)	$\phi_{if} = \frac{3}{2}\phi_C - \frac{1}{2}\phi_U$	r
FROMM	$\phi_{if} = \phi_C + \frac{(\phi_D - \phi_U)}{4}$	$\frac{1+r}{2}$
Interpolación cuadrática ascendente de cinética convectiva (QUICK)	$\phi_{if} = \frac{3}{8}\phi_D + \frac{3}{4}\phi_C - \frac{3}{8}\phi_U$	$\frac{3+r}{4}$

6.2.4 Coeficientes internos de las ecuaciones de conservación de cantidad de movimiento y energía

Los coeficientes de los nodos internos de la ecuación de conservación de cantidad de movimiento se obtienen a partir de la sustitución de los parámetros correspondientes a dicha ecuación de la tabla 6.8 en la expresión discreta de la ecuación general de convección-difusión presentada en la Ec. (6.34). Los coeficientes se presentan en las Ecs. (6.41)–(6.44). En la Ec. (6.45) se presetan los términos fuente dependiente e independiente respecto a la variable incógnita (velocidad másica), cuya discretización detallada se describe en el apéndice G.2. Por último en la Ec. (6.46) se detallan los términos de corrección diferida en cada *interface* para un esquema LUD.

$$a_{B_{st}}^{G_m} = \left\| \frac{G_{mb_{st}}}{\rho_{mb_{st}}}, 0 \right\| \quad (6.41)$$

$$a_{T_{st}}^{G_m} = \left\| -\frac{G_{mt_{st}}}{\rho_{mt_{st}}}, 0 \right\| \quad (6.42)$$

$$a_{P_{st}}^{G_m} = \frac{\Delta z_{st}}{\Delta t} - S_{P_{st}}^{G_m} \Delta z_{st} + a_{B_{st}}^{G_m} + a_{T_{st}}^{G_m} \quad (6.43)$$

$$b_{st}^{G_m} = G_{mP_{st}}^0 \frac{\Delta z_{st}}{\Delta t} + S_{C_{st}}^{G_m} \Delta z_{st} - \frac{G_{mt_{st}}}{\rho_{mt_{st}}} S_{t_{st}}^{DC-G_m} + \frac{G_{mb_{st}}}{\rho_{mb_{st}}} S_{b_{st}}^{DC-G_m} \quad (6.44)$$

$$S_{C_{st}}^{G_m} = -\frac{(p_{mt_{st}} - p_{mb_{st}})}{\Delta z_{st}} + \frac{1}{2d_{ai}} f_{wP_{st}}^{Mom} (G_{mP_{st}}^{n-1})^2; \quad S_{P_{st}}^{G_m} = -\frac{1}{d_{ai}} f_{wP_{st}}^{Mom} G_{mP_{st}}^{n-1} \quad (6.45)$$

$$S_{t_{st}}^{DC-G_m} = \frac{1}{2} (G_{mP_{st}} - G_{mB_{st}}); \quad S_{b_{st}}^{DC-G_m} = \frac{1}{2} (G_{mB_{st}} - G_{mBB_{st}}) \quad (6.46)$$

Mediante un procedimiento análogo al anterior se obtienen los coeficientes de los nodos internos de la ecuación de conservación de la energía que se presentan entre las Ec. (6.47)–(6.50). Los componentes del término fuente se muestran en la Ec. (6.51) y su procedimiento de discretización detallado se presenta en el apéndice G.3. En esta ecuación el término fuente dependiente de la variable incógnita (entalpía) es nulo. Finalmente, en la Ec. (6.52) se detallan los términos de corrección diferida en cada *interface* para un esquema LUD.

$$a_B^{h_m} = \|G_{mb}, 0\| \quad (6.47)$$

$$a_T^{h_m} = \|-G_{mt}, 0\| \quad (6.48)$$

$$a_P^{h_m} = \rho_{mP}^0 \frac{\Delta z}{\Delta t} - S_P^{h_m} \Delta z_{st} + a_B^{h_m} + a_T^{h_m} \quad (6.49)$$

$$b^{h_m} = \rho_{mP}^0 h_{mP}^0 \frac{\Delta z}{\Delta t} + S_C^{h_m} \Delta z - G_{mt} S_t^{DC-h_m} + G_{mb} S_b^{DC-h_m} \quad (6.50)$$

$$S_C^{h_m} = \frac{p_{mP} - p_{mP}^0}{\Delta t} - \frac{1}{2\Delta t} \left[\frac{G_{mP}^2}{\rho_{mP}} - \frac{(G_{mP}^0)^2}{\rho_{mP}^0} \right] - \frac{1}{2\Delta z} \left[\frac{G_{mt}^3}{\rho_{mt}^2} - \frac{G_{mb}^3}{\rho_{mb}^2} \right] - \frac{1}{2d_{ai}} f_{wP}^{Mom} \frac{G_{mP}^3}{\rho_{mP}} + Q_{convP}^{ai-m}; \quad S_P^{h_m} = 0 \quad (6.51)$$

$$S_t^{DC-h_m} = \frac{1}{2} (h_{mP} - h_{mB}); \quad S_b^{DC-h_m} = \frac{1}{2} (h_{mB} - h_{mBB}) \quad (6.52)$$

6.2.5 Coeficientes de los nodos internos de la ecuación de corrección de presión: algoritmo SIMPLEC

El problema principal para la resolución de las ecuaciones gobernantes en dinámica de fluidos reside en el rol que desempeña el gradiente de presión. Las ecuaciones de continuidad y conservación de cantidad de movimiento están fuertemente acopladas debido a que no existe una ecuación específica de transporte para la presión.

Durante la década de 1960 el matemático Alexandre Chorin y el grupo de investigación T3 del Laboratorio Nacional de Los Álamos (LANL, Los Alamos National Laboratory) liderado por Frank Harlow desarrollaron diversos algoritmos para abordar la problemática del acople presión-

velocidad en las ecuaciones de Navier Stokes [224]. Desde el grupo T3 destacan la formulación de la función corriente-vorticidad [225] y el método de marca y celda (MAC, marked and cell) [226]. Mientras que Chorin desarrolló el método de compresibilidad artificial (ACM, artificial compressibility method) [227], y el método de proyección [228].

A partir de los conceptos de malla desplazada introducido por Harlow y Welch [226] y de los campos auxiliares de velocidad y presión para su desacople planteado por Chorin [228], en 1972 Patankar y Spalding [229] desarrollaron el algoritmo SIMPLE que revolucionó la solución de problemas CFD [224]. Desde su presentación se ha convertido en la base para el desarrollo de infinidad de métodos de resolución del acople presión-velocidad, entre otros: SIMPLER [195], SIMPLEC [208], SIMPLEST [230], SIMPLEX [231], PISO [232]; siendo en la actualidad el más extendido en las herramientas CFD, especialmente en el *software* comercial.

Fundamentalmente la metodología de los algoritmos tipo SIMPLE consiste en obtener de forma explícita un campo de corrección de presión en la ecuación de continuidad, a partir de la que se corrigen iterativamente los campos de velocidad y presión supuestos hasta obtener los campos solución o correctos.

En primer lugar es necesario obtener una expresión del campo de velocidad solución (v_{if}) en términos de un campo de velocidad supuesto (v_{if}^*) y de un paso corrector de presión ($p'_C - p'_D$), tal como se presenta en la Ec. (6.53) para una *interface* genérica (*if*) de la malla colocada como la presentada en la figura 6.6.

$$v_{if} = v_{if}^* + d_{if} (p'_C - p'_D) \quad (6.53)$$

El coeficiente d_{if} varía en función del algoritmo seleccionado. En este trabajo se ha utilizado el algoritmo SIMPLEC planteado por Van Doormaal y Raithby [208] como una extensión consistente del SIMPLE. Además, en lugar de la variable de velocidad, comúnmente utilizada en el desarrollo de esta serie de algoritmos, se considera la velocidad másica. Por lo tanto las expresiones de los campos de velocidad másica correcta (G_m) en términos de los campos supuestos (G_m^*) y de los pasos correctores de presión (p'_m) se expresan de acuerdo a las Ecs. (6.54) y (6.55), para las *interfaces* aguas abajo (*b*) y aguas arriba (*t*), respectivamente. El desarrollo matemático detallado para su obtención se describe en el apéndice G.4.

$$G_{mt} = G_{mt}^* + d_t^{G_m} (p'_{mP} - p'_{mT}) = G_{mt}^* + \frac{1}{a_t^{G_m} - \sum_{nb=T_{st}, B_{st}} a_{nb}^{G_m}} (p'_{mP} - p'_{mT}) \quad (6.54)$$

$$G_{mb} = G_{mb}^* + d_b^{G_m} (p'_{mB} - p'_{mP}) = G_{mb}^* + \frac{1}{a_b^{G_m} - \sum_{nb=P_{st}, B_{st}} a_{nb}^{G_m}} (p'_{mB} - p'_{mP}) \quad (6.55)$$

A continuación se sustituyen en la ecuación discreta de convección-difusión presentada en la Ec. (6.34) los parámetros de la ecuación de continuidad de la tabla 6.8. Y además los flujos convectivos, que se corresponden con la velocidad másica, se sustituyen por las Ecs. (6.54) y (6.55). Y se obtiene la ecuación de corrección de presión como se muestra en la Ec. (6.56).

$$(\rho_{mP} - \rho_{mP}^0) \frac{\Delta z}{\Delta t} + [G_{mt}^* + d_t^{G_m} (p'_{mP} - p'_{mT})] - [G_{mb}^* + d_b^{G_m} (p'_{mB} - p'_{mP})] = 0 \quad (6.56)$$

Reordenando la Ec. (6.56) se identifican los coeficientes de los nodos internos de la ecuación discreta de corrección de presión de acuerdo a las Ecs. (6.57)–(6.60).

$$a_B^{p_m} = d_b^{G_m} \quad (6.57)$$

$$a_T^{p_m} = d_t^{G_m} \quad (6.58)$$

$$a_P^{p_m} = a_B^{p_m} + a_T^{p_m} \quad (6.59)$$

$$b^{p_m} = (\rho_{mP}^0 - \rho_{mP}) \frac{\Delta z}{\Delta t} + G_{mb}^* - G_{mt}^* \quad (6.60)$$

Obtenidos los coeficientes de la ecuación discreta de corrección de presión, es posible incorporar la metodología del algoritmo SIMPLEC para la resolución de las ecuaciones de conservación del fluido. La misma está incorporada en la etapa del modelo termohidráulico de los diagramas de flujo del procedimiento de solución del modelo numérico acoplado de la figura 5.1 y la figura 6.4, para flujos monofásicos y el MHE, respectivamente. Puede resumirse en siete pasos principales:

- (i) Suposición de un campo de presión (p_m^*).
- (ii) Resolución de la ecuación discreta de cantidad de movimiento obteniendo la velocidad másica supuesta (G_m^*).
- (iii) Resolución de la ecuación discreta de corrección de presión (p'_m).
- (iv) Corrección del campo supuesto de presiones a partir del campo de corrección ($p_m = p_m^* + p'_m$).
- (v) Corrección del campo de velocidades másicas supuestas a partir del campo supuesto y el paso predictor de corrección de presiones ($G_{mif} = G_{mif}^* + d_{if}^{G_m} (p'_{mC} - p'_{mD})$).
- (vi) Resolución de la ecuación de conservación de la energía (h_m).
- (vii) Renombrar los valores de presión ($p_m^* = p_m$) y repetir el proceso de manera iterativa desde el paso (ii) hasta alcanzar la convergencia.

6.2.6 Condiciones de frontera

El planteamiento de las CF del modelo termohidráulico resulta fundamental para obtener una solución precisa y coherente de los perfiles axiales de presión, velocidad y temperatura en el fluido. Los objetivos principales de los modelos termohidráulicos en plantas de generación de energía son (i) predecir la cantidad de energía transferida hacia el fluido, (ii) las condiciones de presión y temperatura de salida del fluido que alimenta a la turbina. Esta información se obtiene a partir de unas condiciones iniciales o de entrada de las variables incógnita, así como de otros parámetros involucrados en el proceso (condiciones del ambiente, propiedades termofísicas del fluido, etc.).

Por lo tanto, desde un punto de vista físico del problema, las condiciones a la entrada (frontera *bottom* o aguas abajo) son conocidas, mientras que a la salida (frontera *top* o aguas arriba) se

desconocen, y se obtienen a partir de la implementación del modelo numérico. De esta forma se resuelven la mayoría de los modelos numéricos termohidráulicos unidimensionales en CCP, implementados bajo el enfoque de balances globales, o discretizados a partir del MVF o el MDF pero resueltos paso a paso (en cada VC).

En el modelo numérico actual también se sigue esta estrategia para la obtención de las variables de presión y entalpía a la salida a partir de la extrapolación de sus valores en los últimos nodos internos del dominio físico. Sin embargo, el rol fundamental que juega el algoritmo SIMPLEC en el desacople presión-velocidad, impide considerar conocidas estas dos variables simultáneamente en la misma frontera. Por ello y dado que el modelo se simula en una tubería cerrada, la velocidad másica se considera conocida en la salida ($G_m^{out} = G_m^{in}$), y se desconoce su valor de entrada. Esto conlleva unas ligeras modificaciones en la CF a la entrada de la ecuación de cantidad de movimiento, que a su vez afecta a los coeficientes del primer VC de la ecuación de corrección de presión. La descripción de las CF de presión, velocidad másica y entalpía asociadas a cada una de las ecuaciones discretas del modelo termohidráulico se presentan en las siguientes subsecciones.

6.2.6.1 Presión

El campo de presión presenta una CF de primera clase tipo Dirichlet en la entrada (*bottom*) en la que el valor de presión es conocido. Mientras que en la salida (*top*) presenta una de segunda clase tipo Neuman, dado que se extrapola a partir de los valores de la variable en los dos últimos nodos internos de la malla colocada, y que equivale a un flujo de presión. La representación de los nodos y variables involucradas en cada CF se ilustran en la figura 6.7, y las expresiones matemáticas a la entrada y la salida se muestran en las Ecs. (6.61) y (6.62), respectivamente.

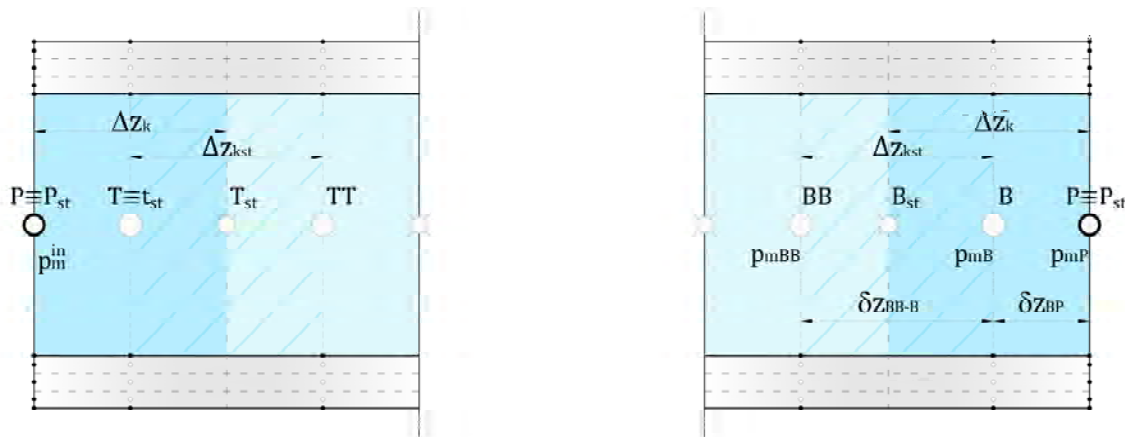


Figura 6.7: Condiciones de frontera de la presión: entrada (izda.) y salida (dcha.).

$$p_{mP} = p_m^{in} \tag{6.61}$$

$$p_{mP} = p_{mB} + (p_{mB} - p_{mBB}) \frac{\delta z_{BP}}{\delta z_{BB-B}} = \frac{3p_{mB} - p_{mBB}}{2} \tag{6.62}$$

Las CF de las Ecs. (6.61) y (6.62) se utilizan para determinar el campo de presión correcto (paso iv del algoritmo SIMPLEC). Sin embargo, para la resolución del sistema de ecuaciones del campo de corrección de presiones es necesario considerar las CF correspondientes a la presión de corrección. Dado que en ambas fronteras el campo de presión es conocido ($p_m^* = p_m = p_m^{frontera}$), ya sea porque es un parámetro de entrada o porque se extrapola a partir de los nodos internos, el campo de corrección de presiones es nulo en las fronteras ($p'_m = 0$). La expresión que caracteriza ambas CF y los coeficientes asociados a las mismas se presenta en la Ec. (6.63), en la que se observa que todos son nulos a excepción del asociado al nodo central.

$$\underbrace{1}_{a_p^{p_m}} \cdot p'_{mP} = \underbrace{0}_{b_p^{p_m}} \tag{6.63}$$

En la ecuación de corrección de presión también es necesario realizar una ligera modificación en los coeficientes del nodo central del primer VC, provocada por la expresión de la CF de la velocidad másica a la entrada. Este procedimiento se detalla en el apéndice G.5.

6.2.6.2 Velocidad másica

La velocidad másica presenta una CF tipo Dirichlet en la salida y en la entrada se calcula a partir de la adaptación de la ecuación de cantidad de movimiento incorporando la actualización iterativa de la ecuación de corrección de presión. La representación de los nodos y variables involucradas en cada CF se ilustran en la figura 6.8.

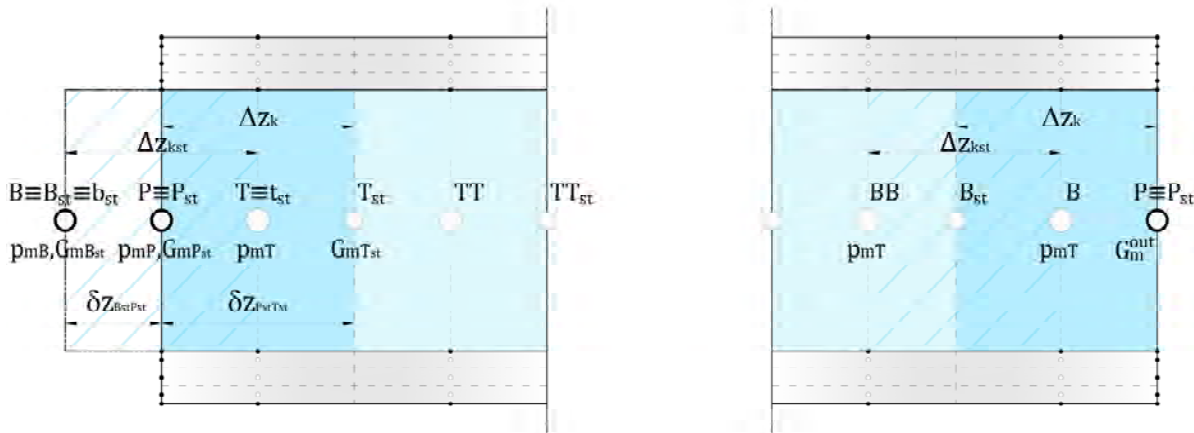


Figura 6.8: Condiciones de frontera de la velocidad másica: entrada (izda.) y salida (dcha.).

La expresión matemática de la CF a la salida y la identificación de sus coeficientes se detallan en las Ecs. (6.64) y (6.65), respectivamente. Los coeficientes vecinos son nulos, dado que la variable aguas abajo (B) no está involucrada y aguas arriba (T) el dominio físico no existe.

$$G_{mP_{st}} = G_m^{out} \tag{6.64}$$

$$\underbrace{1}_{a_{P_{st}}^{G_m}} \cdot G_{mP_{st}} = \underbrace{G_m^{out}}_{b_{st}^{G_m}} \quad (6.65)$$

Para obtener la CF de velocidad másica en la salida es necesario incorporar un nodo “fantasma” (B_{st}), que se ubica aguas abajo del nodo frontera a la misma distancia que la que hay entre el nodo frontera ($\overline{P_{st}T}$), tal como se ha presentado en la figura 6.8 (izda.). De esta forma, se consigue una frontera ficticia de la malla desplazada, homóloga a la de la malla colocada y sobre la que también se ubica un nodo “fantasma” para la malla colocada (B). Las variables de velocidad másica y presión en el nodo ficticio, se obtienen a partir de extrapolaciones de acuerdo a las Ecs. (6.66) y (6.67), respectivamente.

$$G_{mB_{st}} = G_{mP_{st}} - (G_{mT_{st}} - G_{mP_{st}}) \frac{\delta z_{B_{st}P_{st}}}{\delta z_{P_{st}T_{st}}} = \frac{3G_{mP_{st}} - G_{mT_{st}}}{2} \quad (6.66)$$

$$p_{mB} = p_{mP} - (p_{mT} - p_{mP}) \frac{\delta_{BP}}{\delta_{PT}} = 2 p_{mP} - p_{mT} \quad (6.67)$$

A continuación, se adapta el término independiente de la ecuación de cantidad de movimiento en la frontera (P_{st}), expresando el gradiente de presión explícitamente según la Ec. (6.68). Inicialmente se involucra el nodo “fantasma” (B), pero dado que este no forma parte del dominio físico, se aplica la extrapolación de la Ec. (6.67). Los sumandos del término independiente modificado son los habituales a excepción del gradiente de presión, tal como se detallan en las Ecs. (6.69)–(6.71).

$$b_{st}^{G_m} = -(p_{mT} - p_{mB}) + (b_{st}^{G_m})^{mod} = -2(p_{mT} - p_{mP}) + (b_{st}^{G_m})^{mod} \quad (6.68)$$

$$(b_{st}^{G_m})^{mod} = G_{mP_{st}}^0 \frac{\Delta z_{st}}{\Delta t} + S_{C_{st}}^{G_m^{mod}} \Delta z_{st} + S_{G_m}^{DC} \quad (6.69)$$

$$S_{C_{st}}^{G_m^{mod}} = \frac{1}{2d_{ai}} f_{wP_{st}}^{Mom} (G_{mP_{st}}^{n-1})^2 \quad (6.70)$$

$$S_{G_m}^{DC} = -\frac{G_{mt_{st}}}{\rho_{mt_{st}}} S_{t_{st}}^{DC-G_m} + \frac{G_{mb_{st}}}{\rho_{mb_{st}}} S_{b_{st}}^{DC-G_m} \quad (6.71)$$

Por último se adapta la ecuación discretizada de cantidad de movimiento a las condiciones del nodo frontera (P_{st}), es decir, incorporando en las variables de los nodos “fantasma” (B, B_{st}) las extrapolaciones de las Ecs. (6.66) y (6.67), y el término independiente de la Ec. (6.68). De esta forma se obtiene la expresión discreta de acuerdo a la Ec. (6.72).

$$\begin{aligned} & \left(\frac{\Delta z_{st}}{\Delta t} - S_{P_{st}}^{G_m} \Delta z_{st} + \left\| \frac{G_{mb_{st}}}{\rho_{mb_{st}}}, 0 \right\| + \left\| -\frac{G_{mt_{st}}}{\rho_{mt_{st}}}, 0 \right\| \right) G_{mP_{st}} \\ & = \left\| \frac{G_{mb_{st}}}{\rho_{mb_{st}}}, 0 \right\| \left(\frac{3}{2} G_{mP_{st}} - \frac{1}{2} G_{mT_{st}} \right) + \left\| -\frac{G_{mt_{st}}}{\rho_{mt_{st}}}, 0 \right\| G_{mT_{st}} \\ & \quad - 2(p_{mT} - p_{mP}) + G_{mP_{st}}^0 \frac{\Delta z_{st}}{\Delta t} + S_{C_{st}}^{G_m^{mod}} \Delta z_{st} + S_{G_m}^{DC} \end{aligned} \quad (6.72)$$

Reordenando la Ec. (6.72), y sabiendo que aguas abajo (*bottom*) del nodo frontera no existe dominio físico ($a_{B_{st}}^{G_m} = 0$), se identifican los coeficientes como se indica en la Ec. (6.73). Cabe señalar, que los flujos convectivos asociados a la ‘*interface*’ aguas abajo (b_{st}), se calculan a partir de extrapolaciones equivalentes a la presentada para la velocidad másica en la Ec. (6.66). Igualmente, se adaptan a la frontera las interpolaciones asociadas a la corrección diferida ($S_{G_m}^{DC}$).

$$\begin{aligned}
 & \underbrace{\left(\frac{\Delta z_{st}}{\Delta t} - S_{P_{st}}^{G_m} \Delta z_{st} - \frac{1}{2} \left\| \frac{G_{mb_{st}}}{\rho_{mb_{st}}}, 0 \right\| + \left\| -\frac{G_{mt_{st}}}{\rho_{mt_{st}}}, 0 \right\| \right)}_{a_{P_{st}}^{G_m}} G_{mP_{st}} \\
 & = \underbrace{\left(-\frac{1}{2} \left\| \frac{G_{mb_{st}}}{\rho_{mb_{st}}}, 0 \right\| + \left\| -\frac{G_{mt_{st}}}{\rho_{mt_{st}}}, 0 \right\| \right)}_{a_{T_{st}}^{G_m}} G_{mT_{st}} \\
 & \underbrace{-2(p_{mT} - p_{mP}) + G_{mP_{st}}^0 \frac{\Delta z_{st}}{\Delta t} + S_{C_{st}}^{G_m \text{ mod}} \Delta z_{st} + S_{G_m}^{DC}}_{b_{st}^{G_m}}
 \end{aligned} \tag{6.73}$$

6.2.6.3 Entalpía

Las entalpía presenta una CF de primera clase tipo Dirichlet a la entrada (*bottom*), en la que el valor de presión es conocido. En la salida (*top*) presenta una condición de segunda clase tipo Neuman, en la que la variable es obtenida a partir de la extrapolación de los valores de la variable en los dos últimos nodos internos de la malla colocada. La representación de los nodos y variables involucradas en cada CF se ilustran en la figura 6.9.

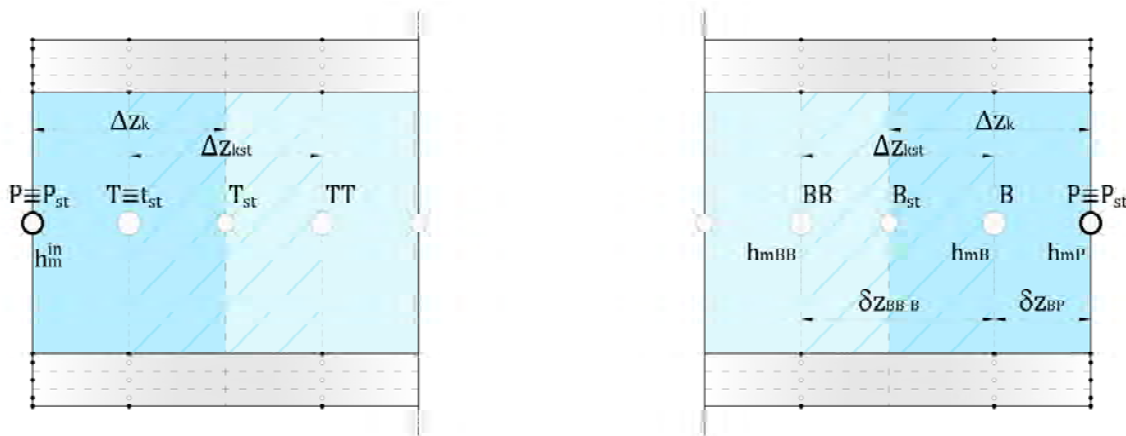


Figura 6.9: Condiciones de frontera de la entalpía: entrada (izda.) y salida (dcha.).

La expresión que define la CF a la entrada se muestra en la Ec. (6.74), y la identificación de los coeficientes de la ecuación discreta, en la Ec. (6.75). Los coeficientes en los nodos vecinos son nulos existiendo solo coeficiente en el nodo central y el término independiente.

$$h_{mP} = h_m^{in} \tag{6.74}$$

$$\underbrace{1}_{a_P^{h_m}} \cdot h_{mP} = \underbrace{h_m^{in}}_{b^{h_m}} \tag{6.75}$$

La CF en la salida se muestra en la Ec. (6.76). Una vez reordenada, se identifican los coeficientes en la Ec. (6.77). En este caso el único coeficiente nulo es el del nodo aguas arriba (T), dado no existe dominio físico a partir de la frontera.

$$h_{mP} = h_{mB} + (h_{mP} - h_{mBB}) \frac{\delta z_{BP}}{\delta z_{BB-B}} = \frac{3h_{mB} - h_{mBB}}{2} \tag{6.76}$$

$$\underbrace{1}_{a_P^{h_m}} \cdot h_{mP} = \underbrace{\frac{3}{2}}_{a_B^{h_m}} h_{mB} + \underbrace{\left(-\frac{1}{2}h_{mBB}\right)}_{b^{h_m}} \tag{6.77}$$

6.3 Validación del modelo acoplado en las regiones monofásicas de la instalación DISS

Para la validación del modelo totalmente acoplado en las regiones monofásicas de GDV se consideran los captadores #1 y #10, junto a sus respectivas interconexiones de entrada y salida. En la figura 6.10 se ilustran los modelos físicos de cada uno de los captadores, incluyendo sus características geométricas en dirección axial y la posición de los transductores de presión y de las termocuplas en el fluido, y en las STE del tubo absorbedor. En la figura 6.10 se resumen estas características principales,. Ambos captadores son tipo LS3, pero con diferente longitud (LS3-2x25, LS3-1x25), por lo que presentan modificadores por ángulo de incidencia distintos (tabla 6.12). Las propiedades ópticas y geométricas del captador LS3 se presentaron en detalle en la tabla 4.4, y las propiedades termofísicas del receptor en la tabla 5.22. Además en las simulaciones las interconexiones se consideran horizontales, completamente aisladas, y con las mismas características geométricas y termofísicas que las del tubo absorbedor.

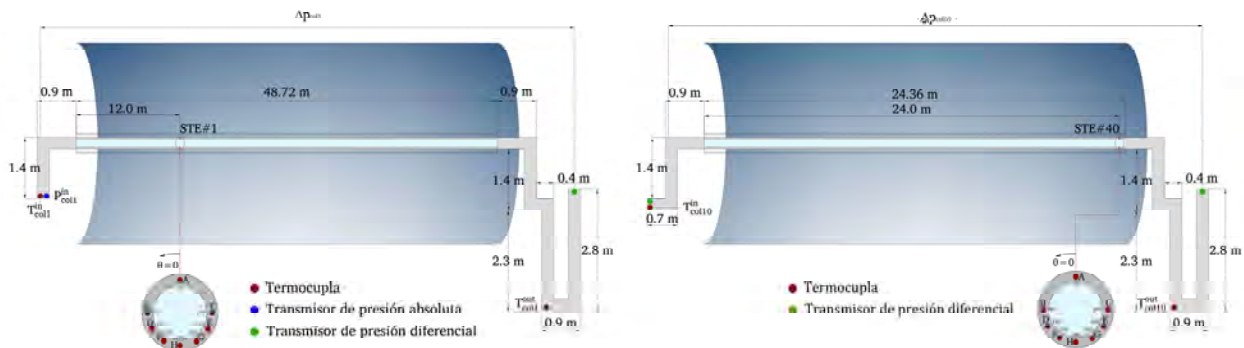


Figura 6.10: Sistemas físicos de la instalación experimental DISS (2000–2003) para el estudio de las regiones monofásicas (modificado a partir de [72,152]): captador #1 (izda.) y captador #10 (dcha.).

Tabla 6.11: Características geométricas de los sistemas físicos en regiones monofásicas del DISS (2000–2003).

Características	Captador #1	Captador #10
Tipo de captador	LS3-2x25	LS3-1x25
Fluido caloportador	Líquido subenfriado	Vapor sobrecalentado
Longitud del receptor en el captador (L_z^{CCP})	48.72 m	24.36
Longitud de la interconexión de entrada ($L_z^{int_1}$)	2.30 m	3.00 m
Longitud de la interconexión de salida ($L_z^{int_1}$)	8.70 m	8.70 m
Localización ^(a) del transductor de presión	8.70 m	8.70 m
Localización ^(a) de termocupla en el fluido	5.00 m	5.00 m
Localización ^(b) de termocupla en el absorbedor	12.0 m (STE#1)	24.00 m (STE#40)

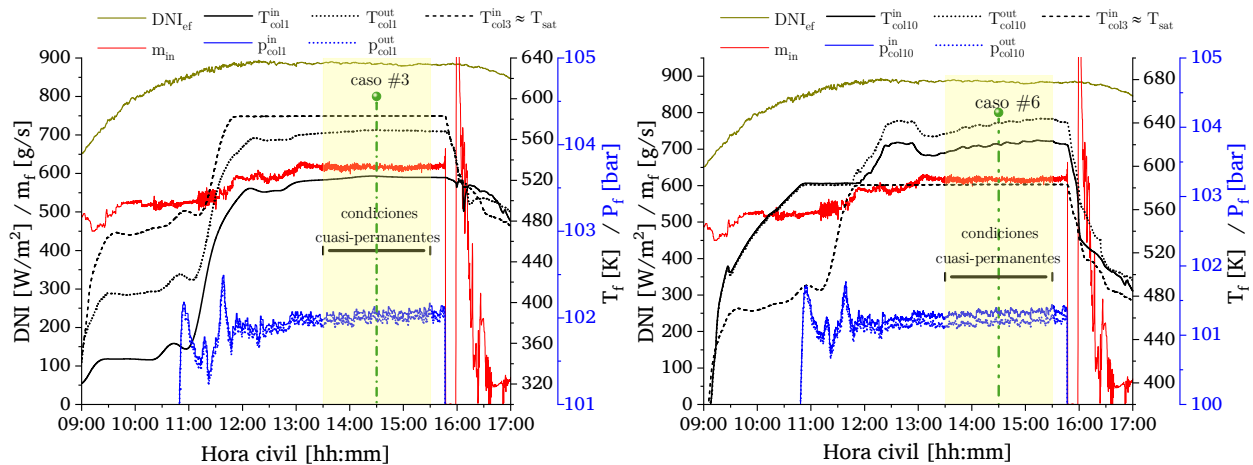
(a) Respecto a la ST de salida del tubo receptor.

(b) Respecto a la ST de entrada del tubo receptor.

Tabla 6.12: Modificadores por ángulo de incidencia de los captadores de instalación DISS (2000–2003) [4].

Número y tipo de captador	Expresión
Captador#1-LS3-2x25	$K_\phi^{LS3-2x25} = 1 - 1.88 \cdot 10^{-3} \cdot \phi_{inc} - 1.49206 \cdot 10^{-4} \cdot \phi_{inc}^2$
Captador #10-LS3-1x25	$K_\phi^{LS3-1x25} = 1 - 3.62 \cdot 10^{-3} \cdot \phi_{inc} - 1.32337 \cdot 10^{-4} \cdot \phi_{inc}^2$

La GDV en CCP es un fenómeno transitorio, dado que las condiciones climáticas varían constantemente. Sin embargo, cuando las condiciones ambientales y los parámetros operativos son relativamente estables, puede modelarse bajo condiciones de estado permanente [13]. Bajo esta asunción se seleccionan seis pruebas experimentales del mes de mayo de 2003, cubriendo los tres niveles de operación ($p=30, 60, 100$ bar) de la instalación DISS que operan en condiciones cuasi-estacionarias (figura 6.11) en las regiones monofásicas. Tres de ellos operan con líquido subenfriado como fluido de trabajo en el CCP #1, y tres con vapor sobrecalentado en el CCP #10.

**Figura 6.11:** Condiciones de operación (21/05/2003) en regiones monofásicas: caso #3 (izda.) y caso #6 (dcha.).

Los ángulos de incidencia y de zenit se determinan a partir de las coordenadas geográficas de la PSA ($37^\circ 05'28''$ N, $02^\circ 21'19''$ W) y el procedimiento que se detalla en Duffie y Beckman [233]

para un captador con orientación norte-sur. Ambos ángulos junto al resto de datos de sitio y los factores de ensuciamiento del reflector y del tubo de vidrio³¹ se presentan en la tabla 6.13. Mientras que las condiciones de operación del fluido se muestran en la tabla 6.14.

Tabla 6.13: Datos de sitio y factores de ensuciamiento para validaciones en regiones monofásicas.

Caso	Fecha	Hora	DNI [W/m^2]	φ_{inc} [°]	θ_z [°]	T_∞ [K]	v_w [m/s]	F_c^{ref} [-]	F_c^{ge} [-]
1	14/05/2003	12:45	818 ± 10	16.56	25.68	296.7	6.6	0.909	0.954
2	22/05/2003	10:30	876 ± 10	3.29	49.52	296.7	8.0	0.860	0.930
3	21/05/2003	14:30	924 ± 10	16.88	17.88	298.2	5.2	0.860	0.930
4	14/05/2003	14:00	865 ± 10	18.65	18.70	298.2	5.3	0.909	0.835
5	22/05/2003	15:00	949 ± 10	15.92	20.59	298.9	5.0	0.860	0.814
6	21/05/2003	14:30	924 ± 10	16.88	17.88	298.2	5.2	0.860	0.814

Tabla 6.14: Condiciones de operación del fluido para validaciones en regiones monofásicas.

Caso	\dot{m} [kg/s]	p_f^{in} [bar]	T_f^{in} [K]	x^{in} [-]	p_f^{out} [bar]	T_f^{out} [K]	x^{out} [-]
1	0.58 ± 0.05	35.45 ± 0.60	453.0 ± 1.5	0.00	35.39 ± 0.64	505.6 ± 1.5	0.00
2	0.53 ± 0.05	62.11 ± 0.60	355.1 ± 1.5	0.00	62.05 ± 0.64	420.3 ± 1.5	0.00
3	0.61 ± 0.05	102.05 ± 0.60	524.1 ± 1.5	0.00	101.99 ± 0.64	569.3 ± 1.5	0.00
4	0.58 ± 0.05	33.49 ± 0.96	521.8 ± 1.5	1.00	33.23 ± 1.00	554.2 ± 1.5	1.00
5	0.65 ± 0.05	62.19 ± 0.96	575.8 ± 1.5	1.00	61.99 ± 1.00	600.8 ± 1.5	1.00
6	0.61 ± 0.05	101.33 ± 0.96	620.3 ± 1.5	1.00	101.20 ± 1.00	640.4 ± 1.5	1.00

El modelo se simula de manera exclusiva en las regiones monofásicas dado que en principio ofrecen condiciones experimentales con mayor uniformidad y estabilidad que las que se suceden en la zona de flujo bifásico. Por lo tanto, se concibe como un paso previo necesario antes de la simulación del fenómeno completo de GDV bajo la configuración *un solo paso*. Además resulta pertinente el desarrollo de una validación que considere la longitud completa del captador (25 m o 50 m) y su respectiva información experimental, que permita certificar las principales conclusiones derivadas de la validación del modelo térmico del receptor en el capítulo 5, es decir:

- la “artificialidad” en los resultados arrojados por el modelo al considerar el enfoque habitualmente utilizado de propiedades térmofísicas del absorbedor constantes (PTAC);
- la incapacidad de las correlaciones estándar del CTC para predecir los campos de temperatura en el absorbedor y la necesidad de incorporar un FC para mejorar la precisión del modelo.

En este sentido, en primer lugar (subsección 6.3.2) se comparan los resultados del enfoque tradicional PTAC frente al de propiedades térmofísicas del absorbedor variables (PTAV) propuesto en este trabajo. En la subsección 6.3.3 se evalúan las diferentes correlaciones estándar del CTC para

31 Tras tres años de operación (2000–2003) el tubo de vidrio del captador #10 presentó roturas en dos ST del receptor. Pese a la instalación de *kits* de reparación, la transmitancia se redujo debido a la suciedad que se introducía en el espacio anular entre los *kits* y el absorbedor [4]. Esta situación se involucra en el modelo mediante un factor reductor, es decir: $F_c^{ge}|_{CCP\#10} = 0.875 \cdot (1 + F_c^{ref})/2$. Por eso son menores los valores del F_c^{ge} en los casos #4–#6 (tabla 6.13).

el modelado de los flujos monofásicos en GDV, y los coeficientes de fricción asociados a estas. El análisis de sensibilidad para determinar el FC más idóneo a incorporar en el CTC para predecir correctamente los campos de temperatura en el absorbedor se presenta en la subsección 6.3.4. Además se evalúan las principales correlaciones para modelar la pérdidas por fricción (subsección 6.3.5). Por último, en la subsección 6.3.6 se resumen las ventajas del modelo simulado bajo el enfoque actual (PTAV-FC), respecto al enfoque habitual (PTAC). Previamente a todas las validaciones, se presentan los estudios de independencia de malla y residual para los dos sistemas físicos estudiados, definiendo la densidad de las mallas y el criterio de convergencia (subsección 6.3.1).

En las simulaciones se considera que el vacío se mantiene en el espacio anular, y el enfoque de FCVR en el tubo de vidrio, que es el que mejor representa el fenómeno físico como se demostró en el capítulo 5. Asimismo, a excepción de los casos en que alguna de las correlaciones es comparada con sus homólogas, el CTC y su coeficiente de fricción (f_{h_c}) se calculan con las correlaciones de Gnielinski [200] y Konakov [201]. Mientras que en el factor de pérdidas por fricción se hace uso de la de Goudar-Sonnad [202].

6.3.1 Estudio de independencia de malla y de residual

Los estudios de independencia de malla y residual se han desarrollado considerando las condiciones (tablas 6.13 y 6.14) de los casos #1 (SCL) y #6 (SHS), siguiendo un procedimiento análogo al de la región de sobrecalentamiento (4.06 m) de la instalación DISS (subsección 5.4.1).³² De hecho el estudio de la evolución de los tamaños de paso azimutal y radial es el mismo.³³ Mientras que axialmente el análisis se realiza manteniendo los tamaños de paso equivalentes en los captadores #1 y #10. De esta forma se consideran desde 13 a 129 nodos (incrementos de 29) en el captador #1 (SCL),³⁴ y desde 9 a 77 nodos (incrementos de 17) en el captador #10 (SHS).³⁵ La independencia de residual se estudia en el rango entre 10^{-5} – 10^{-9} . Como criterio de convergencia se establece que el ξ_{erp} sea menor al 0.1% respecto a la malla más fina o al residual menor. Los resultados de los estudios numéricos para el CCP #1 y el CCP #10 se detallan en los apéndices H.1 y H.2. Mientras que las variables más relevantes del estudio de independencia de malla y residual para el líquido (CCP #1) y el vapor (CCP #10) se ilustran en las figuras 6.12 y 6.13, respectivamente.

32 Numéricamente se evalúan los gradientes térmicos en cada dirección y la transferencia de calor en las fronteras de la ST de salida del receptor. En el fluido se analizan: (i) los gradientes entrada–salida de temperatura, presión y Reynolds; (ii) los valores promedio de temperatura, Reynolds y Nusselt; y (iii) la transferencia de calor. Gráficamente, en el receptor se estudian los perfiles del gradiente térmico en cada dirección, del flujo de calor en las fronteras de la ST de salida y los flujos de calor axiales. Además los perfiles de temperatura, presión y los Reynolds se evalúan en el fluido.

33 Se consideran entre 14–72 (incrementos de 16) azimutalmente; y de 5 a 23 nodos (incrementos de 6) radialmente, iniciando con 3 nodos para visibilizar el efecto del refinamiento de la malla.

34 Entre 8–104 nodos (incrementos de 24) para el captador; entre 2–6 nodos (incrementos de 1) para la interconexión de entrada; entre 3–19 nodos (incrementos de 4) para la interconexión de salida.

35 Entre 4–52 nodos (incrementos de 12) para el captador; entre 2–6 nodos (incrementos de 1) para la interconexión de entrada; entre 3–19 nodos (incrementos de 4) para la interconexión de salida.

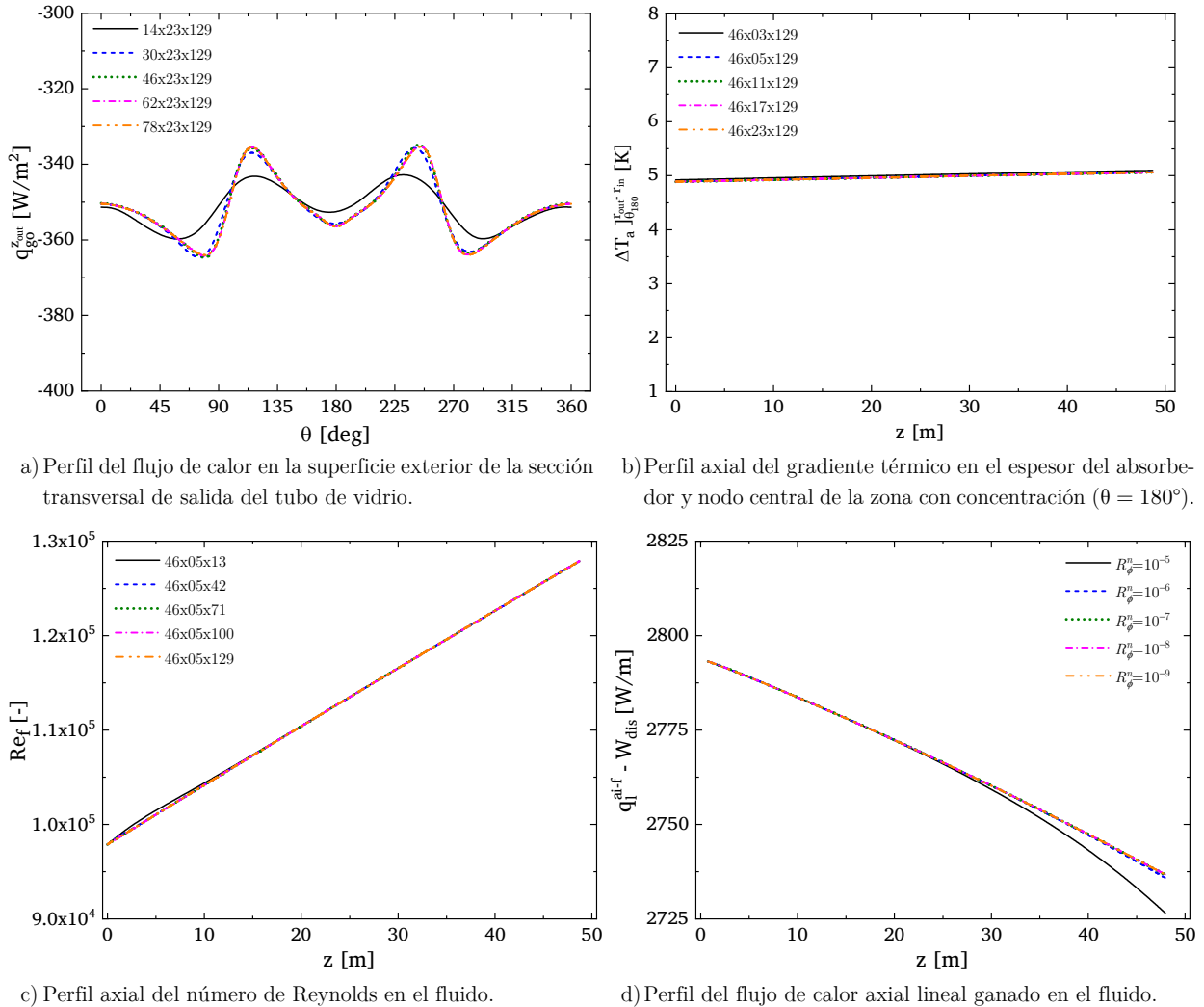
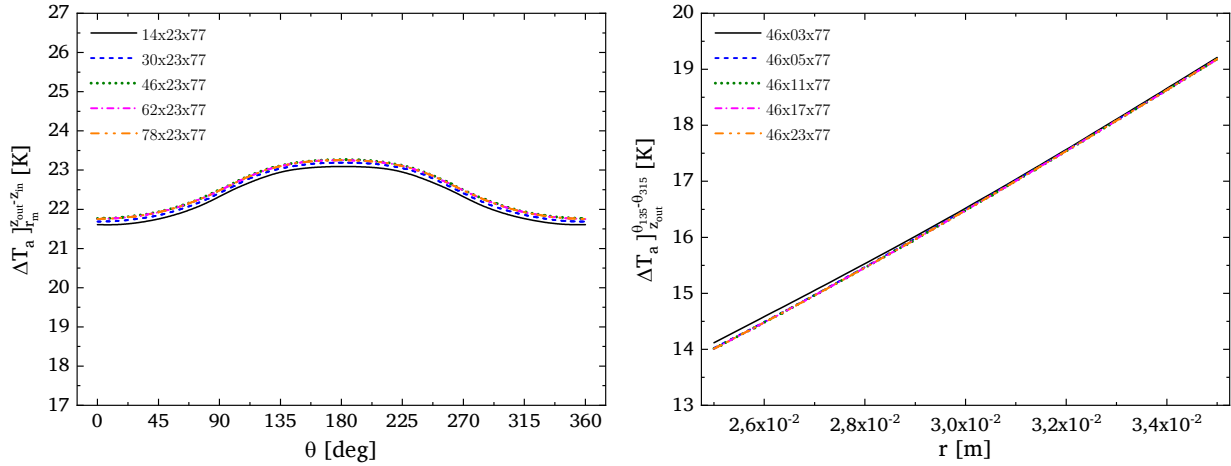


Figura 6.12: Análisis gráfico de independencia de malla (a) azimutal, (b) radial, (c) axial, y (d) de residual; en la región SCL de la instalación DISS (2000–2003).

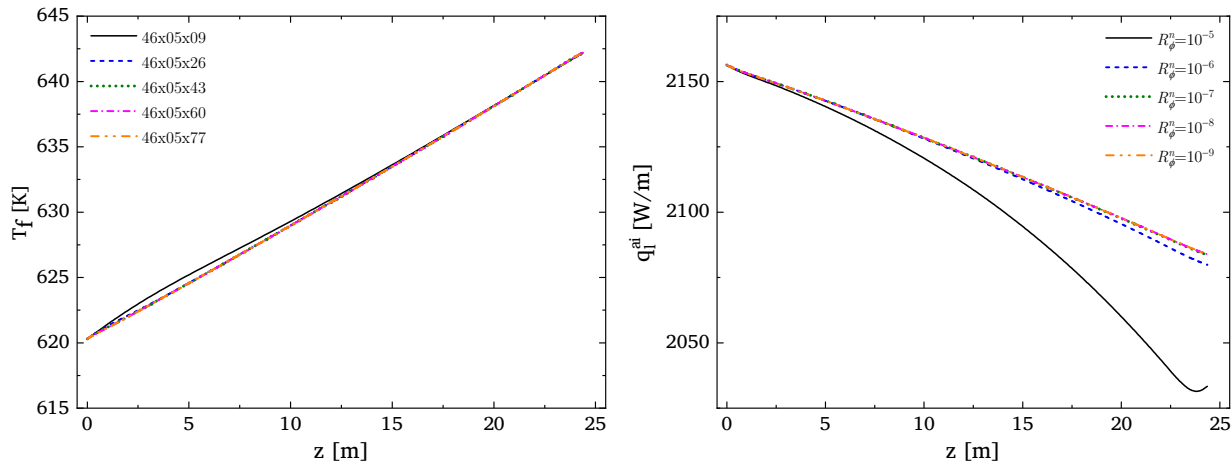
A partir de los estudios numéricos y gráficos se determina que la convergencia del modelo se alcanza a partir de la combinación de mallas uniformes en los diferentes elementos (captador e interconexiones) del sistema. Los tamaños de paso de cada sistema estudiado se presentan en la tabla 6.15. La discretización azimutal y radial presenta los mismos tamaños que en la sección 5.4, dado que el receptor es el mismo. Para la discretización axial en el captador es suficiente con un tamaño de paso de 1.52 m, ligeramente superior al obtenido en la sección 5.4 (1.35 m) dado que el sistema físico es mayor. Sin embargo, se encuentra en el rango (1.0–2.5 m) de los modelos termohidráulicos 1D implementados en la instalación DISS [58,152,153,158]. Además la convergencia se alcanza para un residual de 10^{-7} , ligeramente inferior al obtenido (10^{-8}) considerando los 4.06 m de la región de sobrecalentamiento (subsección 5.4.1). Este resultado se produce porque al incrementarse la longitud del sistema físico estudiado (25 y 50 m), el modelado del perfil longitudinal requiere de más iteraciones y por tanto más pasos de tiempo. De esta forma el estado permanente

que se persigue para la convergencia mediante el enfoque de falso transitorio, condicionado en última instancia por el residual del tubo de vidrio, se alcanza para un residual global (entalpía) menor.



a) Perfil azimuthal del gradiente de temperatura en radio medio del absorbedor entre las ST de entrada y salida.

b) Perfil radial del gradiente térmico entre 135° y 315° en la sección transversal de salida del absorbedor.



c) Perfil axial de temperatura en el fluido.

d) Perfil del flujo de calor axial lineal en la superficie interior del absorbedor.

Figura 6.13: Estudio de independencia de malla (a) azimuthal, (b) radial, (c) axial, y (d) de residual; en la región SHS de la instalación DISS (2000–2003).

Tabla 6.15: Densidad de la malla en regiones monofásicas de la instalación DISS (2000–2003).

Parámetro	Captador #1	Captador #10
# Nodos ($N_\theta \times N_r \times N_z$)	46x05x42	46x05x26
Tamaño de paso azimuthal en receptor ($\Delta\theta_i$)	0.1428 rad	0.1428 rad
Tamaño de paso radial en el tubo de vidrio (Δr_j^{ge})	$2.33 \cdot 10^{-3}$ m	$2.33 \cdot 10^{-3}$ m
Tamaño de paso radial en el tubo absorbedor (Δr_j^a)	$6.7 \cdot 10^{-3}$ m	$6.7 \cdot 10^{-3}$ m
Tamaño de paso axial del receptor en el captador ($\Delta z_k^{CCP_i}$)	1.52 m	1.52 m
Tamaño de paso axial en interconexión de entrada ($\Delta z_k^{int_1}$)	1.15 m	1.50 m
Tamaño de paso axial en interconexión de salida ($\Delta z_k^{int_2}$)	1.45 m	1.45 m

6.3.2 Impacto de las propiedades termofísicas del absorbedor

Con objeto de certificar la necesidad de considerar la dependencia térmica de las propiedades termofísicas del tubo absorbedor para desarrollar un modelo térmico realista, a continuación se compara el enfoque de propiedades constantes (PTAC), habitualmente considerado en el modelado de la GDV en CCP, con la propuesta actual de propiedades variables (PTAV). En primer lugar ambos enfoques son comparados a nivel de las variables de transferencia de calor (subsección 6.3.2.1), para posteriormente desarrollar un análisis más detallado sobre sus resultados en cuanto a los campos de temperatura en el absorbedor (subsección 6.3.2.2).

6.3.2.1 Análisis de transferencia de calor

El modelo presenta buena capacidad para reproducir el fenómeno de transferencia de calor bajo ambos enfoques (PTAC y PTAV) con desviaciones medias (tabla 6.16) en el gradiente térmico del fluido y la eficiencia global que varían entre 2.7–7.8 % en el modelo PTAC y entre 3.4–4.9 % en el PTAV. Sin embargo las desviaciones son mayores en el enfoque PTAC a medida que se incrementa la temperatura, llegando a alcanzar desviaciones alrededor del 15.9 % y el 14.3 % en el caso #6 con vapor sobrecalentado. Esta situación se produce en el modelo PTAC por no involucrar la dependencia térmica de la emisividad de la cubierta selectiva del absorbedor. De tal forma que el valor constante considerado normalmente en este enfoque ($\epsilon_a = 0.15$) resulta ser subestimado partir de temperaturas de operación en torno a los 400 K, provocando que se sobreestime la transferencia de calor hacia el fluido respecto al modelo PTAV.

Tabla 6.16: Gradiente térmico del fluido y eficiencia global bajo enfoques PTAC y PTAV en regiones monofásicas.

Caso	ΔT_f^{out-in} [K]			η_{col} [-]		
	Exp.	PTAC (ξ_r ,%)	PTAV (ξ_r ,%)	Exp.	PTAC (ξ_r ,%)	PTAV (ξ_r ,%)
1	52.6	51.7 (-1.7)	51.4 (-2.3)	0.627	0.616 (-1.8)	0.612 (-2.4)
2	65.2	68.0 (4.3)	68.0 (4.3)	0.595	0.621 (4.4)	0.621 (4.4)
3	45.2	44.2 (-2.2)	43.6 (-3.5)	0.568	0.554 (-2.5)	0.546 (-3.9)
4	32.4	31.5 (-2.8)	30.9 (-4.6)	0.501	0.489 (-2.4)	0.480 (-4.2)
5	25.0	26.2 (4.8)	25.3 (1.2)	0.433	0.453 (4.6)	0.438 (1.2)
6	20.1	23.3 (15.9)	21.9 (9.0)	0.384	0.439 (14.3)	0.415 (8.1)
$ \xi_{r-SCL}^{mean} $		(2.7)	(3.4)		(2.9)	(3.6)
$ \xi_{r-SHS}^{mean} $		(7.8)	(4.9)		(7.1)	(4.5)

Las conclusiones arrojadas en análisis numérico respecto a la sobreestimación de la transferencia de calor hacia el fluido con el modelo PTAC, quedan claramente reflejadas a partir de la representación gráfica de los perfiles axiales de temperatura y de los flujos de calor a lo largo del perfil longitudinal de las fronteras del receptor, que se ilustran en las figuras 6.14 y 6.15, respectivamente. En el caso de los perfiles de temperatura se observa además como esta

sobreestimación puede provocar que a partir de ciertas condiciones en la región SHS (caso #6), la temperatura de la salida estimada con el modelo PTAC se sitúa notablemente fuera (3.2 K) del rango de incertidumbre (± 1.5 K) de los termopares (figura 6.14, dcha.).

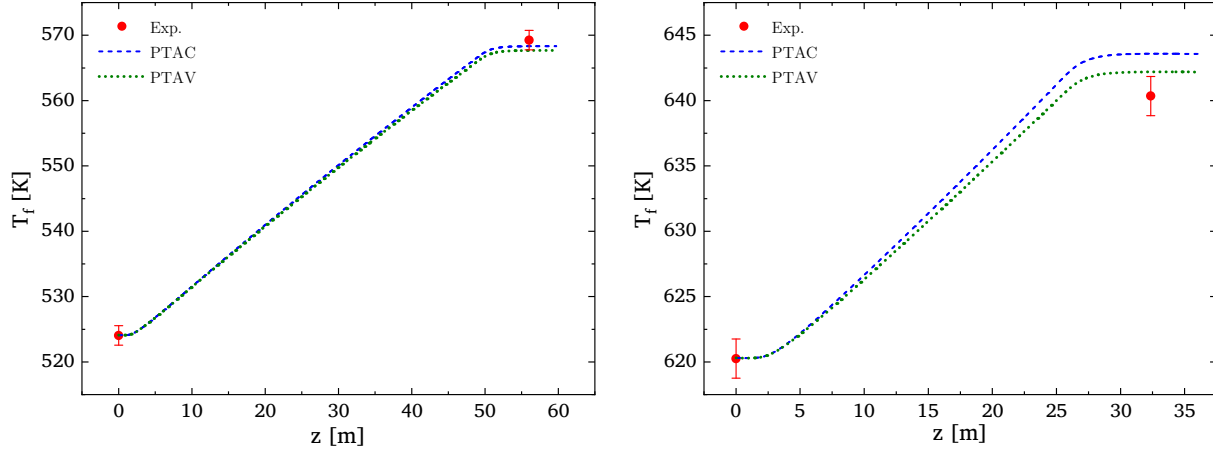


Figura 6.14: Perfiles axiales de temperatura del fluido bajo enfoques PTAC y PTAV en regiones monofásicas ($p=100$ bar): caso #3 (izda.) y caso #6 (dcha.).

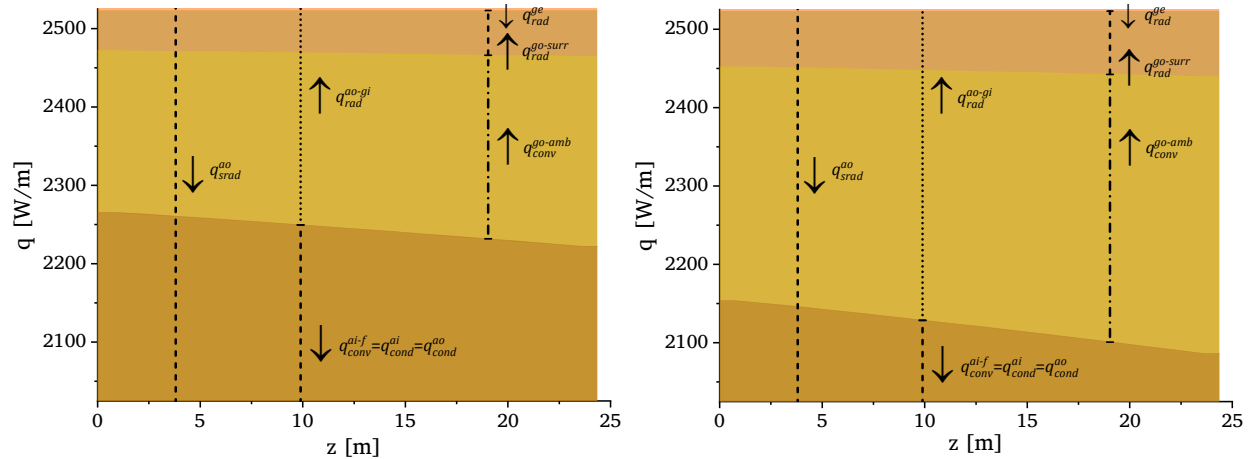


Figura 6.15: Flujos de calor lineales en el receptor (caso #6): PTAC (izda.) y PTAV (dcha.).

6.3.2.2 Distribución del campo de temperatura en el receptor

La aptitud del modelo para predecir los gradientes de temperatura³⁶ en la ST absorbedor (máximos y entre las posiciones A-H) es bastante deficiente bajo ambos enfoques, subestimando los gradientes en todos los los casos³⁷, llegando a alcanzar máximos de -35.3% (PTAC) y -42.1% (PTAV), como refleja la tabla 6.17. A nivel de los gradientes A-H las desviaciones promedio en el varián entre 4.0% (SCL) 13.5% (SHS) modelo PTAC, alrededor de -13.9% y -21.1% para el líquido

³⁶ Los gradientes de temperatura en el absorbedor a lo largo de la tesis se comparan siempre en el radio intermedio.

³⁷ El caso#1 es el único en el que se obtiene una pequeña sobreestimación (1.3%) del gradiente A-H con el modelo PTAC.

y el vapor, respectivamente en el PTAV. En cuanto a los gradientes máximos las desviaciones presentan una tendencia similar entre ambos modelos, mostrando subestimaciones promedio que alcanzan el -31.6% (SCL) y -29.8% (SHS) en el modelo PTAC y del 40.2% (SCL) y 36.1% (SHS) en el modelo PTAV.

Tabla 6.17: Gradientes térmicos del absorbedor (máximo y A-H) en STE#1 (SCL) y STE#40 (SHS) bajo enfoques PTAC y PTAV.

Caso	$\Delta T_{am}^{A-H}[K]$			$\Delta T_{am}^{max}[K]$		
	Exp.	PTAC ($\xi_r, \%$)	PTAV ($\xi_r, \%$)	Exp.	PTAC ($\xi_r, \%$)	PTAV ($\xi_r, \%$)
1	15.2	15.4 (1.3)	13.7 (-9.9)	23.2	15.9 (-31.5)	13.9 (-40.1)
2	22.1	19.9 (-10.0)	17.2 (-22.2)	28.1	20.2 (-28.1)	17.3 (-38.4)
3	14.8	14.7 (-0.7)	13.4 (-9.5)	23.5	15.2 (-35.3)	13.6 (-42.1)
4	28.5	24.1 (-15.4)	21.6 (-24.2)	33.5	24.1 (-28.1)	21.6 (-35.5)
5	25.2	22.0 (-12.7)	20.1 (-20.2)	31.7	22.1 (-30.3)	20.1 (-36.6)
6	23.2	20.3 (-12.5)	18.8 (-18.8)	29.6	20.4 (-31.1)	18.9 (-36.1)
$ \xi_{r-SCL}^{mean} $		(4.0)	(13.9)	(31.6)		(40.2)
$ \xi_{r-SHS}^{mean} $		(13.5)	(21.1)	(29.8)		(36.1)

La limitada capacidad del modelo para predecir con exactitud los gradientes se hace extensible al perfil de temperaturas en la zona de concentración solar, tal como se ilustra en la figura 6.16, donde se recogen los perfiles azimutales en las STE#1 y STE#40, para una presión de 100 bar. Aunque con el enfoque PTAC las desviaciones son menores que en el PTAV alrededor de un 5–10%, sus resultados distan mucho de ser considerados como aceptables para la predicción de los campos de temperatura en el absorbedor. Más aún, cuando para lograrlo es necesario asumir como constantes y subestimadas la subestimación de la emisividad de la cubierta selectiva y de la conductividad térmica del tubo absorbedor, que no se corresponde con un enfoque completamente realista.

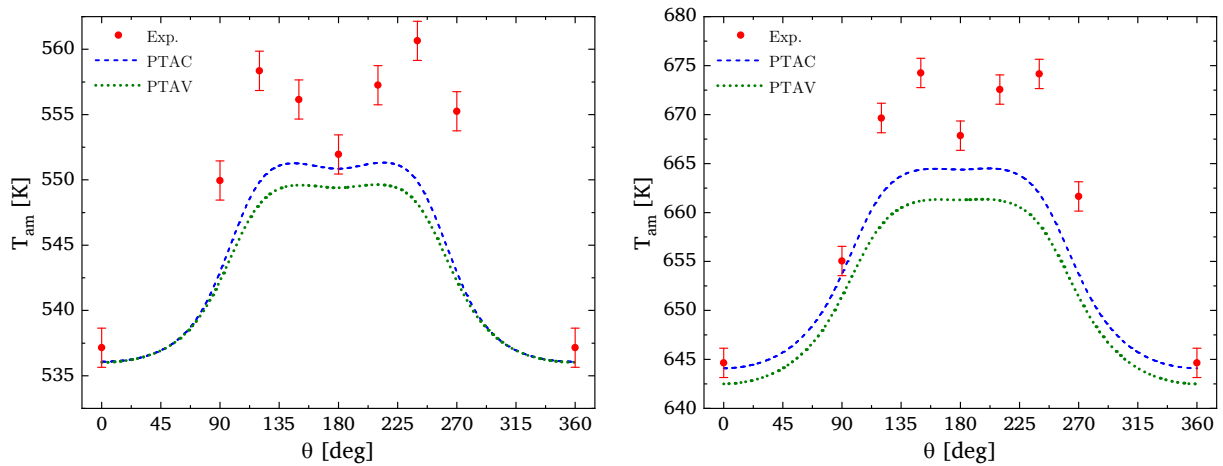


Figura 6.16: Perfiles azimutales de temperatura en ST del absorbedor ($p=100$ bar): caso #3 en STE#1 (izda.) y caso #6 en STE#40 (dcha.).

La subestimación de la emisividad reduce las pérdidas térmicas incrementando el calor transferido hacia el fluido, tal como se demostró en anteriormente. En el dominio físico del absorbedor esto se traduce en un incremento de su campo de temperatura debido a que se reduce el intercambio radiativo absorbedor-vidrio y se incrementa el flujo conductivo. Este fenómeno se expresa matemáticamente mediante la Ec. (6.78), que representa la CF en la superficie exterior del absorbedor particularizada para el caso actual en la que el vacío en el espacio anular se mantiene.

$$q_{cond}^{ao}(\theta, r) = q_{srad}^{ao}(\theta) - q_{rad}^{ao-gi}(\theta) \begin{cases} \downarrow \epsilon_a \Rightarrow \downarrow q_{rad}^{ao-gi} \Rightarrow \uparrow q_{cond}^a \Rightarrow \uparrow T_{ao}(\theta) \\ \uparrow \epsilon_a \Rightarrow \uparrow q_{rad}^{ao-gi} \Rightarrow \downarrow q_{cond}^a \Rightarrow \downarrow T_{ao}(\theta) \end{cases} \quad (6.78)$$

Su efecto se vuelve más notable a partir de temperaturas de operación del fluido de 400 K, dado que en torno a ese valor comienzan las diferencias entre la emisividad real, en la que se considera su dependencia térmica, y la asumida como constante. Así se ilustra en la figura 6.17, en la que se recogen los perfiles axiales de emisividad y temperatura en el nodo H de cada enfoque, para los dos casos extremos en términos de temperatura de operación: (i) el caso #2 con líquido subenfriado entre 355–420 K; y (ii) el caso #6 con vapor sobrecalentado entre 620–640 K.

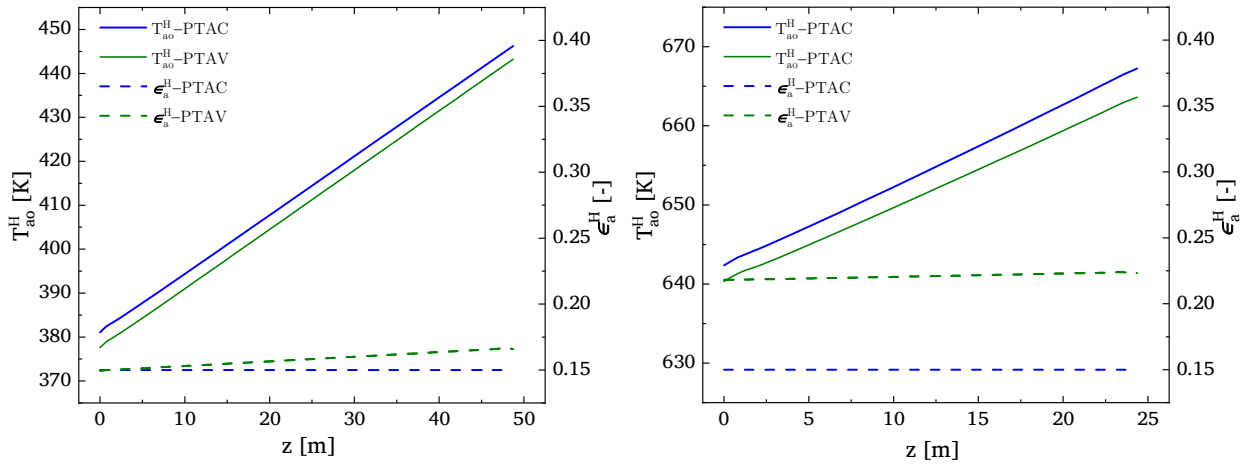


Figura 6.17: Perfiles axiales de temperatura y emisividad del absorbedor en termocupla H: caso #2 (izda.) caso #6 (dcha.).

El impacto que provoca la subestimación de la conductividad térmica es fácilmente comprensible a partir de la aplicación de la ley de Fourier en el flujo conductivo a través del espesor del absorbedor de acuerdo a la Ec. (6.79). Asumiendo que las condiciones de operación son constantes y por lo tanto la temperatura de la superficie interior no varía, si la conductividad se reduce, la temperatura de la superficie exterior se incrementa y viceversa.

$$q_{cond}^a(\theta, r) \approx k_a(\theta) [T_{ao}(\theta) - T_{ai}(\theta)] \wedge T_{ai}(\theta) \approx cte \begin{cases} \downarrow k_a(\theta) \Rightarrow \uparrow T_{ao}(\theta) \\ \uparrow k_a(\theta) \Rightarrow \downarrow T_{ao}(\theta) \end{cases} \quad (6.79)$$

Dado que el flujo de calor es alrededor de 45 veces mayor en la zona de concentración, cuando la conductividad es subestimada el incremento de la temperatura de la superficie exterior es más notable en esta zona, y por lo tanto el gradiente de temperatura circunferencial (A-H) se incrementa. En la figura 6.18 se ilustra este fenómeno a partir de la representación de los perfiles de temperatura y conductividad térmica de ambos modelos en los dos casos extremos (#2 y #6) a nivel de temperatura de operación. Asimismo se observa como su impacto es ligeramente mayor a bajas temperaturas (caso #2), debido a que la conductividad térmica que se asume tradicionalmente en el enfoque de propiedades constantes ($k_a = 38$ W/mK) se alcanza realmente a temperaturas del absorbedor en torno a 825 K. Además en el caso #6 (figura 6.18, dcha.) se puede percibir el efecto de la subestimación de la emisividad que provoca que el perfil de la superficie interior del absorbedor en el enfoque PTAC se incremente notablemente respecto al PTAV.

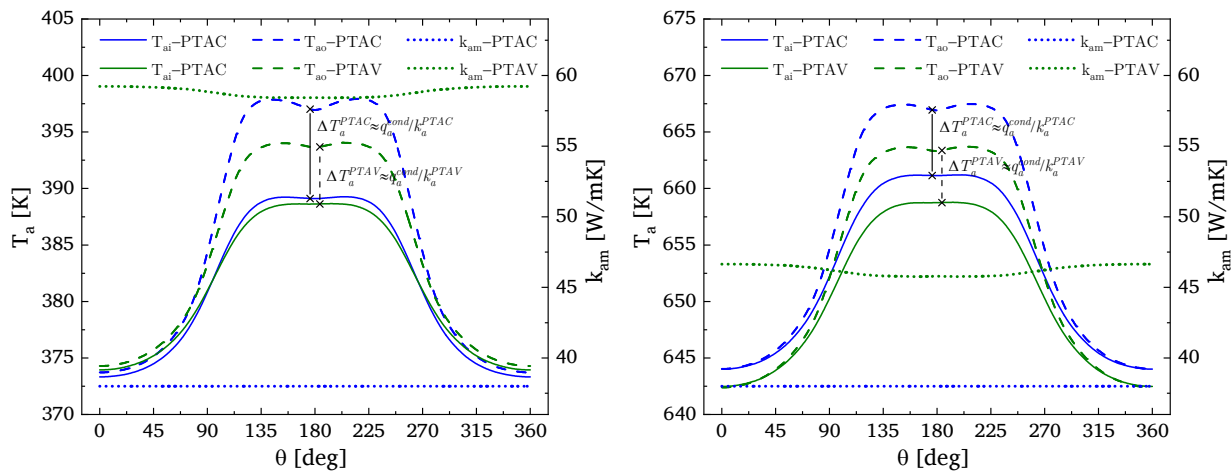


Figura 6.18: Perfiles azimutales de temperatura (superficies interior y exterior) y conductividad térmica (radio intermedio) del absorbedor: caso #2 en STE#1 (izda.) y caso #6 en STE#40 (dcha.).

6.3.3 Evaluación de las correlaciones del coeficiente de transferencia de calor

A continuación se simula con el modelo de propiedades variables (PTAV) la incorporación de las principales correlaciones monofásicas del CTC obtenidas bajo DUFC y utilizadas previamente en GDV. Con el objetivo principal de hacer extensible a todas las correlaciones estándar su deficiencia para calcular correctamente el campo de temperatura en el absorbedor, y descartando que dicha limitación se derive del tipo de correlación utilizada. Para la evaluación se analizan las desviaciones en el gradiente máximo de temperatura en el absorbedor,³⁸ dado que es la variable de referencia para determinar el nivel de estrés térmico al que el tubo puede verse sometido. El estudio

³⁸ El impacto de las diferentes correlaciones del CTC en los gradientes térmicos A-H del absorbedor producen una tendencia similar a la de los gradientes máximos. Mientras que a nivel del gradiente entrada-salida del fluido y de la eficiencia global los resultados son idénticos en casi todos los casos, y en los pocos en los que difieren no lo hacen en más de 0.1 K.

se completa con la comparación gráfica cualitativa de los perfiles azimutales de temperatura en el radio intermedio del absorbedor.

Previo al análisis de las correlaciones, en la figura 6.19³⁹ se verifica que las condiciones de operación de los seis casos simulados se ubiquen dentro del rango de validez para el cual estas fueron obtenidas, a nivel de los perfiles longitudinales de los números de Reynolds y Prandtl.

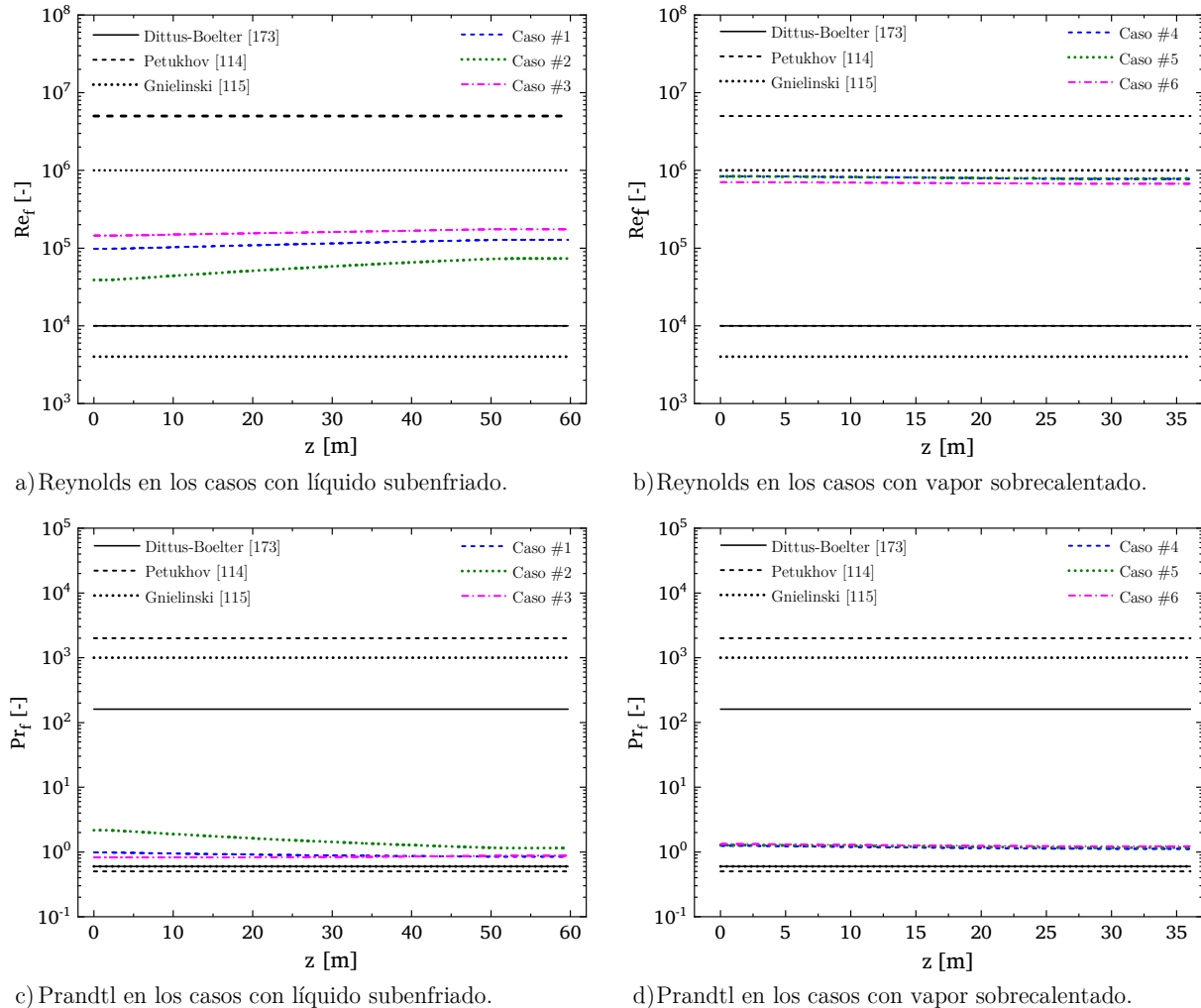


Figura 6.19: Rangos de validez de las correlaciones del CTC y perfiles axiales de los números de Reynolds y Prandtl de las simulaciones en las regiones monofásicas (dcha.).

El análisis numérico certifica la hipótesis de que ninguna de las correlaciones estándar del CTC es capaz de predecir con precisión los gradientes máximos de temperatura en el absorbedor (tabla 6.18). De hecho, las menores desviaciones se obtienen con la correlación de Gnielinski [115], considerada en la subsección 6.3.2. Su ventaja comparativa es mayor respecto a las correlaciones de Dittus-Boelter [173] y Petukhov-Kirilov [210] mejorando sus predicciones entre 0.4–1.3 K, con mayor

³⁹ El rango de validez de las correlaciones de Petukhov–Kirilov [210] y Petukhov [114] es el mismo. Por eso en la figura 6.17 solo se reflejan los de esta última.

relevancia en la región de líquido subenfriado a partir de 400 K.⁴⁰ Mientras que en comparación con la correlación de Petukhov [114] las mejoras se reducen dado que la correlación de Gnielinski [115] se obtuvo a partir del trabajo desarrollado en [114]. En este sentido sus estimaciones son prácticamente idénticas en la región de sobrecalentamiento y varían en el rango de 0.2–0.4 K en la de líquido subenfriado. Las tendencias en las desviaciones de los gradientes máximos se certifican en el análisis cualitativo de los perfiles azimutales de temperatura en el absorbedor, tal como se ilustra en los casos de operación a 30 bar (figura 6.20).

Tabla 6.18: Gradientes térmicos (K) máximos del absorbedor en STE#1 (SCL) y STE#40 (SHS) con cuatro correlaciones del CTC.

Caso	Exp.	Dittus-Boelter [173] ($\xi_r, \%$)	Petukhov-Kirilov [210] ($\xi_r, \%$)	Petukhov [114] ($\xi_r, \%$)	Gnielinski [115] ($\xi_r, \%$)
1	23.2	12.8 (-44.8)	13.6 (-41.4)	13.7 (-40.9)	13.9 (-40.1)
2	28.1	17.3 (-38.4)	17.1 (-39.1)	16.9 (-39.9)	17.3 (-38.4)
3	23.5	12.3 (-47.7)	13.2 (-43.8)	13.4 (-43.0)	13.6 (-42.1)
4	33.5	21.1 (-37.0)	21.3 (-36.4)	21.6 (-35.5)	21.6 (-35.5)
5	31.7	19.7 (-37.9)	19.9 (-37.2)	20.1 (-36.6)	20.1 (-36.6)
6	29.6	18.6 (-37.2)	18.6 (-37.2)	18.8 (-36.5)	18.9 (-36.1)
$ \xi_{r-SCL}^{mean} $		(43.6)	(41.4)	(41.3)	(40.2)
$ \xi_{r-SHS}^{mean} $		(37.4)	(36.9)	(36.2)	(36.1)

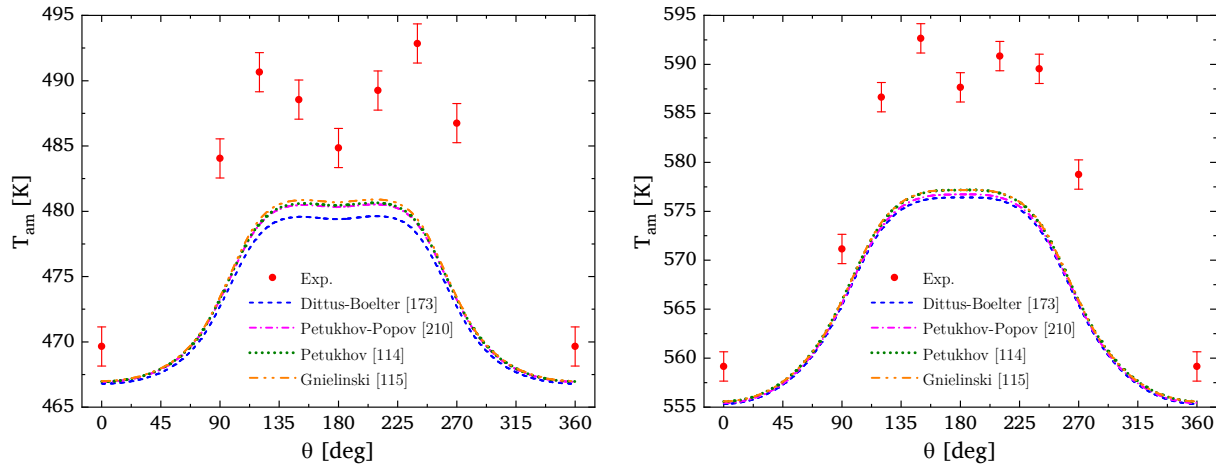


Figura 6.20: Perfiles azimutales de temperatura en ST del absorbedor para cuatro correlaciones del CTC ($p=30$ bar): caso #1 en STE#1 (izda.) y caso #4 en STE#40 (dcha.).

A continuación se estudian las correlaciones consideradas en GDV para determinar el coeficiente de fricción asociado al CTC (f_{hc}), del que depende la correlación de Gnielinski [115], que es la que mejores prestaciones presenta para la predicción de los campos de temperatura en el absorbedor. La principal conclusión que puede extraerse de la comparación numérica (tabla 6.19) y

⁴⁰ En el caso #2 (SCL) que opera en torno a 400 K, las estimaciones con la correlación de Gnielinski [115] son iguales a las obtenidas con la de Dittus–Boelter [173] y difiere en 0.2 K respecto a la de Petukhov–Kirilov [210]

gráfica (figura 6.21) en el absorbedor es que ninguna de las correlaciones evaluadas mejora los resultados obtenidos con la de Konakov [201]. Lo que resulta lógico, dado que es la recomendada por Gnielinski [115]. Las correlaciones de Filonienko [212] y Sahin [213,214] ofrecen una precisión similar con subestimaciones en los gradientes máximos entre 0.0–0.2 K respecto a la de Konakov [201]. Por otra parte, la recomendación planteada en estudios previos de GDV [4,107] de utilizar la correlación de Colebrook [211] para incorporar el efecto de la rugosidad en el CTC no resulta adecuada, dado que genera subestimaciones entre 0.5–3.0 K respecto a la de Konakov [201]. Siendo mayores en los casos de vapor sobrecalentado (figura 6.21, dcha.).

Tabla 6.19: Gradientes térmicos (K) máximos del absorbedor en STE#1 (SCL) y STE#40 (SHS) con cuatro correlaciones del coeficiente de fricción del CTC.

Caso	Exp.	Colebrook [211] (ξ_r ,%)	Konakov [201] (ξ_r ,%)	Filonienko [212] (ξ_r ,%)	Sahin [213,214] (ξ_r ,%)
1	23.2	13.1 (-43.5)	13.9 (-40.1)	13.8 (-40.5)	13.9 (-40.1)
2	28.1	16.8 (-40.2)	17.3 (-38.4)	17.1 (-39.1)	17.3 (-38.4)
3	23.5	12.7 (-46.0)	13.6 (-42.1)	13.6 (-42.1)	13.6 (-42.1)
4	33.5	18.6 (-44.5)	21.6 (-35.5)	21.5 (-35.8)	21.5 (-35.5)
5	31.7	17.2 (-45.7)	20.1 (-36.6)	20.1 (-36.6)	20.0 (-36.9)
6	29.6	16.3 (-44.9)	18.9 (-36.1)	18.8 (-36.5)	18.8 (-36.5)
$ \xi_{r-SCL}^{mean} $		(43.2)	(40.2)	(40.6)	(40.2)
$ \xi_{r-SHS}^{mean} $		(45.0)	(36.1)	(36.3)	(36.4)

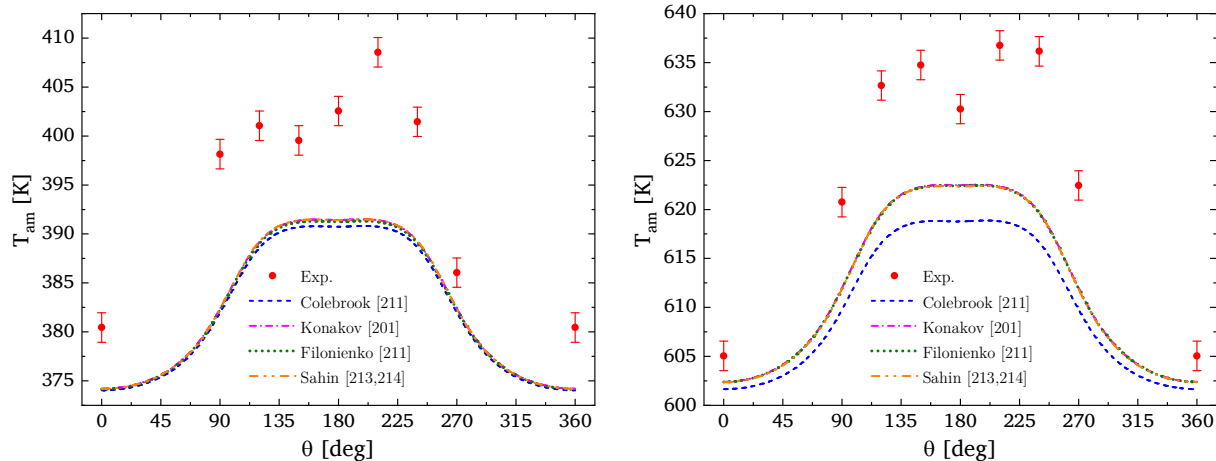


Figura 6.21: Perfiles azimutales de temperatura en ST del absorbedor con cuatro correlaciones del coeficiente de fricción del CTC ($p=60$ bar): caso #2 en STE#1 (izda.) y caso #5 en STE#40 (dcha.).

6.3.4 Análisis de sensibilidad del factor corrector en el coeficiente de transferencia de calor

Demostrada la incapacidad de las correlaciones estándar del CTC para predecir la distribución de temperaturas el tubo absorbedor, en lo que sigue se presentan dos análisis de sensibilidad de los

dos parámetros factor corrector propuesto en la Ec. (6.31). En primer lugar se evalúa el factor multiplicador M $[0, -0.75]$ consideradondo un valor unitario del exponente n . Posteriormente se desarrolla un segundo análisis de sensibilidad del exponente n $[1.0, 2.5]$ manteniendo constante el valor del factor multiplicador ($M=-0.75$).

Los dos análisis de sensibilidad se centran en las variables del campo de temperatura en el absorbedor, que a continuación se analizan en términos de las desviaciones medias y máximas de los tres casos considerados en cada una de las regiones monofásicas. Los resultados de cada caso simulado a nivel de estas variables (gradientes máximos, A-H y temperatura en nodo A), y también de las relativas a la transferencia de calor hacia el fluido (gradiente entrada-salida y eficiencia global)⁴¹ se presentan en el apéndice I.

A partir del análisis de las desviaciones promedio⁴² (tabla 6.20) de las diferentes variables se desprende que en la región de líquido subenfriado el multiplicador mejora la precisión en el rango $[-0.25, -0.75]$, mientras que en la de sobrecalentamiento se ubicaría entre $[-0.5, -0.75]$. Sin embargo al analizar las desviaciones máximas (tabla 6.21) y desde el punto de vista de la seguridad térmica del absorbedor, el FC ofrece mejores garantías en el rango $[-0.5, -0.75]$ para las dos regiones monofásicas, evitando subestimaciones considerables a nivel del gradiente A-H en todos los casos simulados.⁴³

Representando los perfiles circunferenciales de temperatura (figura 6.22) se confirma que un valor en el rango $[-0.5, -0.75]$ ofrece una precisión aceptable respecto a la mayoría de las termocuplas experimentales instaladas en el radio intermedio del absorbedor. Pese a que los gradientes térmicos A-H presentan desviaciones excesivas, en cualquier caso se prioriza la seguridad del tubo desde el punto de vista del estrés térmico.

Tabla 6.20: Desviaciones promedio de las principales variables de temperatura del absorbedor en STE#1 (SCL) y STE#40 (SHS) para diferentes FC del CTC ($M=[0, -0.75]$; $n=1.0$).

Variables	Líquido subenfriado (SCL)				Vapor sobrecalentado (SCL)			
	M=0.00	M=-0.25	M=-0.50	M=-0.75	M=0.00	M=-0.25	M=-0.50	M=-0.75
ΔT_{am}^{A-H}	13.9 %	<u>6.7 %</u>	22.8 %	60.9 %	21.1 %	(*) 8.5 %	<u>10.5 %</u>	41.1 %
ΔT_{am}^{max}	40.2 %	30.2 %	14.9 %	<u>11.2 %</u>	36.1 %	25.8 %	(*) 10.5 %	<u>14.0 %</u>
$\overline{\Delta T_{am}^{NM}} _{exp}$	-3.4 K	-3.2 K	-3.0 K	<u>-2.6 K</u>	-2.8 K	-2.5 K	-2.0 K	<u>-1.1 K</u>

(*) La desviación promedio presenta un valor menor, pero en todos los casos simulados está subestimada.

41 La modificación de los parámetros (M y n) del FC es casi imperceptible en las variables de transferencia de calor que a lo sumo varían 0.3 K en el gradiente del fluido y $5 \cdot 10^{-5}$ [-] en la eficiencia. Estas se producen por la variación de la temperatura de la superficie exterior del absorbedor, que influyen en la emisividad de la cubierta selectiva, e incrementan o disminuyen las pérdidas térmicas.

42 La desviación de la temperatura en el nodo central (A) de la zona sin concentración se evalúa en términos del gradiente térmico entre el valor numérico y el valor experimental., dado que un análisis tradicional de la desviación porcentual de las magnitudes de temperatura no permite visibilizar tan claramente el impacto sobre la variable.

43 Aunque la desviación promedio a nivel del gradiente A-H presenta mejor precisión para un valor de $M=-0.25$, en el caso #2 (SCL) se obtiene una desviación del -8.6% en el, que representa una subestimación de -1.9 K.

Tabla 6.21: Desviaciones máximas de las principales variables de temperatura en el absorbedor en STE#1 (SCL) y STE#40 (SHS) para diferentes FC del CTC ($M=[0, -0.75]$; $n=1.0$).

Variables	Líquido subenfriado (SCL)				Vapor sobrecalentado (SCL)			
	M=0.00	M=-0.25	M=-0.50	M=-0.75	M=0.00	M=-0.25	M=-0.50	M=-0.75
ΔT_{am}^{A-H}	-22.2%	-8.6%	29.7%	73.0%	-24.2%	-12.3%	13.4%	46.1%
ΔT_{am}^{max}	-42.1%	-32.3%	-17.0%	15.3%	-36.6%	-26.0%	-10.8%	15.1%
$\Delta T_{am}^{A NM exp}$	-6.3K	-6.0K	-5.6K	-5.0K	-3.6K	-3.1K	-2.4K	-1.2K

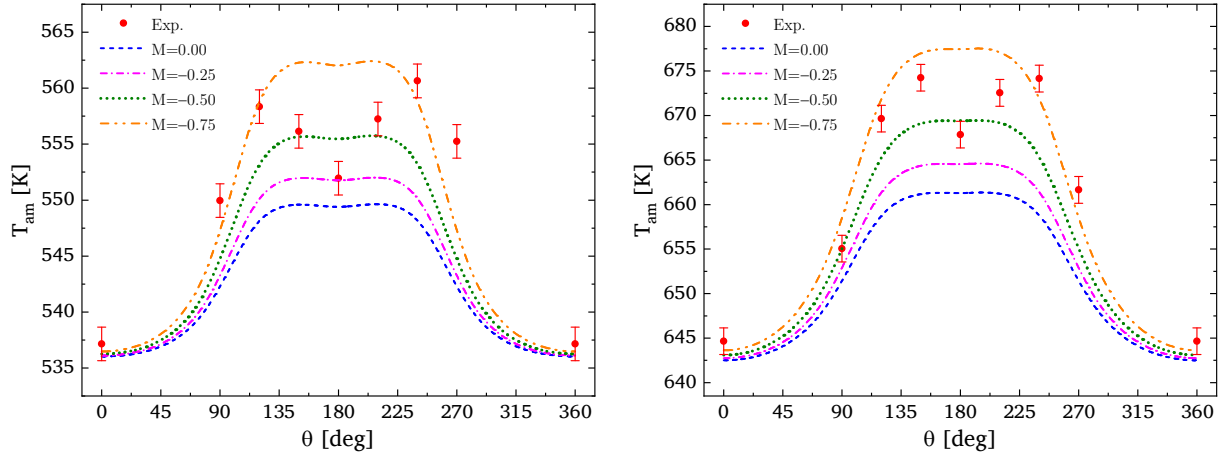


Figura 6.22: Perfiles azimutales de temperatura en la ST del absorbedor ($p=100$ bar) con diferentes FC del CTC ($M=[0, -0.75]$; $n=1.0$): caso #3 en STE#1 (izda.) y caso #6 en STE#40 (dcha.).

Con el objetivo de obtener un perfil que reproduzca con mejor precisión el desnivel de temperaturas en torno al nodo central (H) se evalúan diferentes valores del exponente n [1.0, 2.5] manteniendo constante el factor multiplicador ($M=-0.75$). Sin embargo, en la figura 6.23 se observa que, si bien se mejora ligeramente la pendiente en torno al nodo H, a medida que se incrementa el exponente n el perfil de temperaturas de la zona de mayor concentración se reduce homogéneamente.

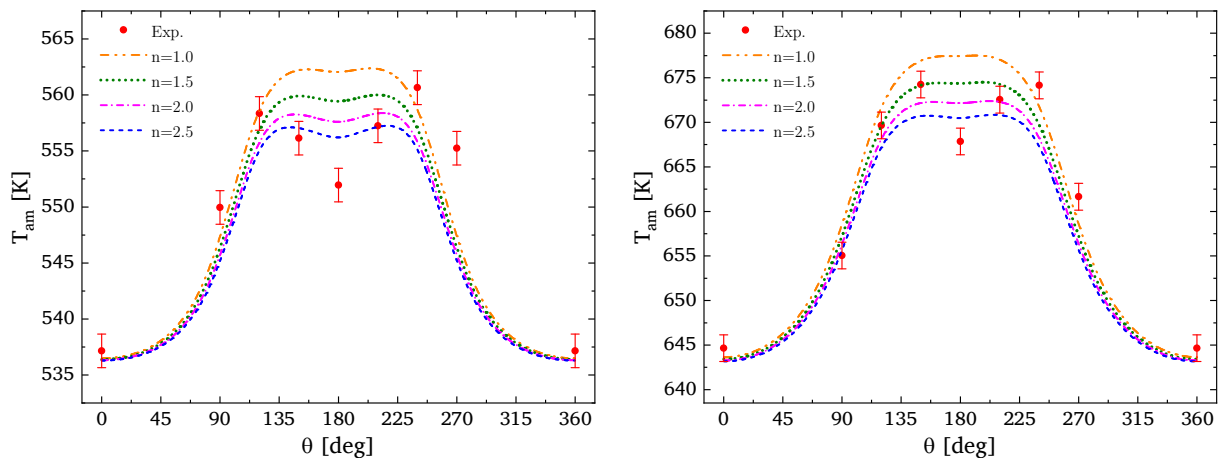


Figura 6.23: Perfiles azimutales de temperatura en la ST del absorbedor ($p=100$ bar) con diferentes FC del CTC ($M=-0.75$; $n=[1.0, 2.5]$): caso #3 en STE#1 (izda.) y caso #6 en STE#40 (dcha.).

Por lo tanto, con el enfoque de modelado actual no es posible reproducir exactamente la tendencia de los datos experimentales, debido al fuerte vínculo conductivo existente entre los nodos internos del absorbedor. No se debe perder de vista que la DNUFC se está modelando “idealmente” desde una perspectiva geométrica. Dado que las posibles imperfecciones del reflector y los errores de posicionamiento se incorporan a partir del valor numérico del factor de interceptación (γ) en el LCR_a . Cuando en realidad, estos parámetros junto a posibles deformaciones en el absorbedor producto de su operación, impactan en los niveles de la concentración no solo numéricamente sino también modificando la trayectoria de la radiación solar. Por lo tanto, es necesario profundizar en la investigación del acoplamiento fluido-absorbedor tanto numérica como experimentalmente, para verificar si es posible reproducir este tipo de tendencias y tener la capacidad de determinar su origen.

De cualquier manera, las mejoras obtenidas con la incorporación del FC propuesto para la predicción de los perfiles de temperatura son notables. Respecto del análisis de sensibilidad del exponente del FC con el multiplicador constante mínimo ($M=-0.75$), se puede concluir que un exponente $n=1.5$ es el que mejor compromiso presenta respecto a la mayoría de las termocuplas localizadas en el radio intermedio del absorbedor. Numéricamente también resulta ser el que mejor precisión muestra a nivel del gradiente máximo, sin subestimaciones de los gradientes. Las desviaciones promedio (tabla 6.22) presentan valores de 2.8% (SCL) y 4.9% (SHS), y las máximas (tabla 6.23) de 5.3% (SCL) y 6.0% (SHS). Aunque en los gradientes A-H exponentes mayores ($n=2.5$) mejoran la precisión, los gradientes máximos resultan subestimados y comprometería la seguridad térmica del tubo. Mientras que un exponente unitario ($n=1$), si bien mejora ligeramente (0.2–0.4 K) la precisión respecto a la temperatura de la termocupla central de la zona sin concentración (A), presenta desviaciones mayores en los gradientes máximos.

Tabla 6.22: Desviaciones promedio de las principales variables de temperatura del absorbedor en STE#1 (SCL) y STE#40 (SHS) variando el exponente del FC ($M=-0.75$; $n=[1.0, 2.5]$).

Variables	Líquido subenfriado (SCL)				Vapor sobrecalentado (SCL)			
	n=1.0	n=1.5	n=2.0	n=2.5	n=1.0	n=1.5	n=2.0	n=2.5
ΔT_{am}^{A-H}	60.9 %	44.8 %	33.6 %	25.5 %	41.2 %	29.2 %	20.4 %	14.1 %
ΔT_{am}^{max}	11.2 %	2.8 %	6.0 %	10.9 %	14.0 %	4.9 %	(*) 2.0 %	7.1 %
$\Delta T_{a exp}^{A NM}$	-2.6 K	-2.8 K	-2.9 K	-3.0 K	-1.1 K	-1.5 K	-1.7 K	-1.8 K

(*) La desviación promedio presenta un valor menor, pero en todos los casos es subestimada.

Tabla 6.23: Desviaciones máximas de las principales variables de temperatura en el absorbedor en STE#1 (SCL) y STE#40 (SHS) variando el exponente del FC ($M=-0.75$; $n=[1.0, 2.5]$).

Variables	Líquido subenfriado (SCL)				Vapor sobrecalentado (SCL)			
	n=1.0	n=1.5	n=2.0	n=2.5	n=1.0	n=1.5	n=2.0	n=2.5
ΔT_{am}^{A-H}	73.0 %	55.4 %	43.9 %	34.5 %	46.1 %	33.6 %	24.6 %	17.7 %
ΔT_{am}^{max}	15.3 %	5.3 %	-9.5 %	-14.2 %	15.1 %	6.0 %	-3.3 %	-8.4 %
$\Delta T_{a exp}^{A NM}$	-5.0 K	-5.3 K	-5.4 K	-5.6 K	-1.2 K	-1.8 K	-2.1 K	-2.3 K

Del análisis de sensibilidad puede concluirse que el modelo actual de PTAV resulta una alternativa realista y precisa para determinar los campos de temperatura en el absorbedor a partir de la incorporación del FC de la Ec. (6.31) con $M=-0.75$ y $n=1.5$. Alternativamente también es posible utilizar un FC con exponente unidad ($n=1.0$) y un factor multiplicador $M=-0.65$, que ofrece prestaciones prácticamente similares en todos los casos evaluados para las dos regiones monofásicas. Tal como se ilustra en la figura 6.24, para los perfiles de temperatura del absorbedor a una presión de operación de 30 bar.

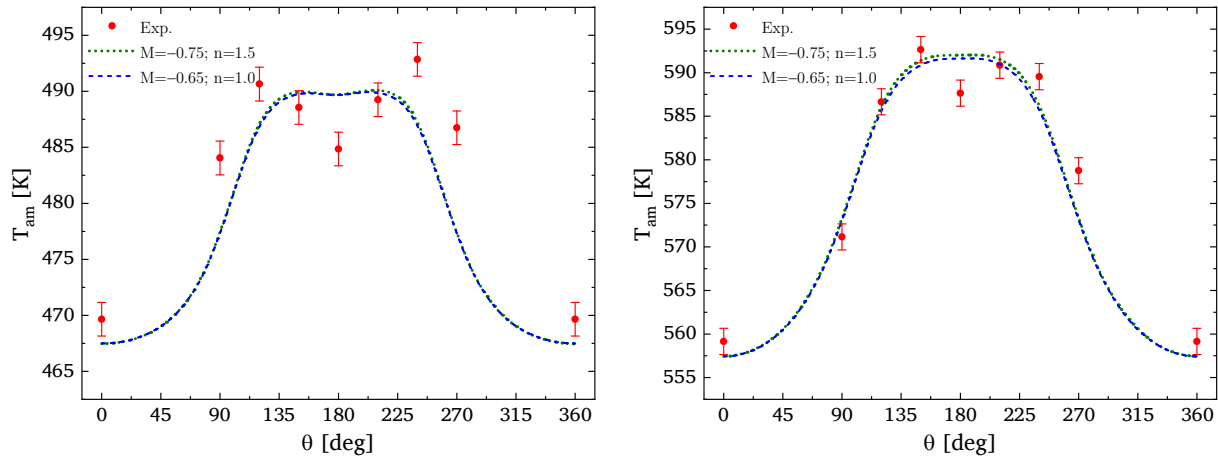


Figura 6.24: Perfiles azimutales de temperatura en la ST del absorbedor para las dos alternativas precisas del FC ($p=30$ bar): caso #1 en STE#1 (izda.) y caso #4 en STE#40 (dcha.).

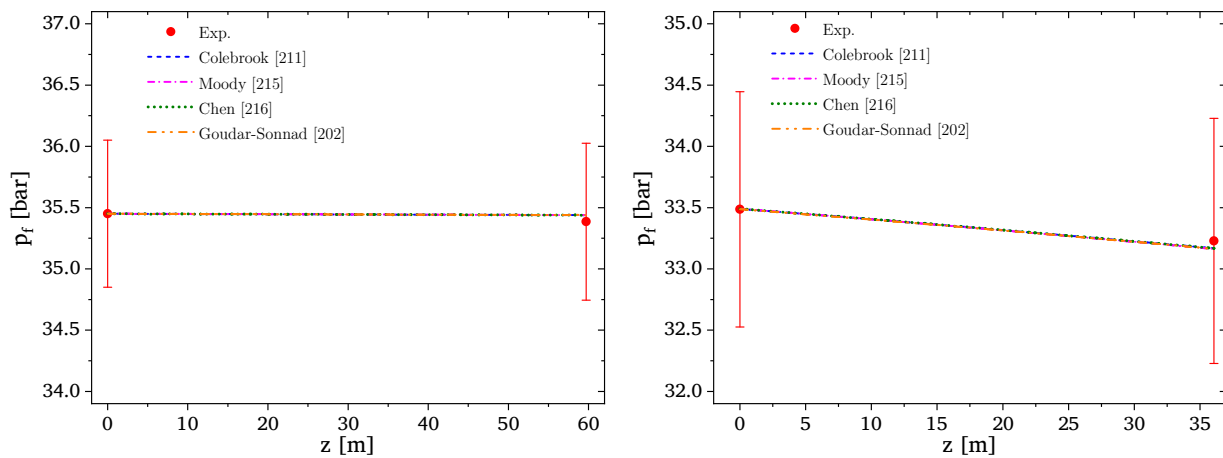
6.3.5 Evaluación de las correlaciones del factor de pérdidas por fricción

Habiendo definido el acoplamiento del modelo térmico tridimensional al enfoque unidimensional del fluido caloportador a partir de un FC ($M=-0.75$; $n=1.5$), se estudia a continuación el comportamiento hidráulico del modelo incorporando este FC en la correlación de Gnielinski [115]. En este sentido, se evalúa su aptitud en la predicción de la caída de presión mediante las cuatro correlaciones del factor de fricción más utilizadas en GDV.

Del análisis numérico (tabla 6.24) se desprende que la precisión de todas las correlaciones es similar con desviaciones promedio del 83.3 % y 12.7–14.0 % para el líquido subenfriado y el vapor sobrecalentado, respectivamente. Pese al elevado valor de estas desviaciones, especialmente en la región de líquido subenfriado, las predicciones se pueden considera aceptables, dado que se encuentran dentro del rango de incertidumbre de los sensores de presión (figura 6.25). De hecho en la mayoría de estudios en CCP con aceites sintéticos (líquido) como fluido de trabajo no se incorpora el fenómeno hidráulico dado y se considera presión de operación constante, despreciando las pérdidas por fricción. Por lo tanto, resultan coherentes los valores de 0.01 bar, que se obtienen con el modelo actual en la región del líquido subenfriado. Por último se puede concluir que de las tres correlaciones explícitas evaluadas, la de Goudar-Sonnad [202] es la que reproduce con exactitud los resultados obtenidos a partir de la correlación implícita de Colebrook [211], que en teoría son los correctos. Sin embargo para una precisión de 10^{-2} bar como la que se maneja en este trabajo, resulta inapreciable.

Tabla 6.24: Caída de presión (bar) con cuatro correlaciones del factor de fricción en regiones monofásicas.

Caso	Exp.	Colebrook [211] ($\xi_r, \%$)	Moody [215] ($\xi_r, \%$)	Chen [216] ($\xi_r, \%$)	Goudar-Sonnad [202] ($\xi_r, \%$)
1	0.06	0.01 (-83.3)	0.01 (-83.3)	0.01 (-83.3)	0.01 (-83.3)
2	0.06	0.01 (-83.3)	0.01 (-83.3)	0.01 (-83.3)	0.01 (-83.3)
3	0.06	0.01 (-83.3)	0.01 (-83.3)	0.01 (-83.3)	0.01 (-83.3)
4	0.26	0.32 (23.1)	0.33 (26.9)	0.32 (23.1)	0.32 (23.1)
5	0.20	0.23 (15.0)	0.23 (15.0)	0.23 (15.0)	0.23 (15.0)
6	0.13	0.13 (0.0)	0.13 (0.0)	0.13 (0.0)	0.13 (0.0)
$ \xi_{r-SCL}^{mean} $		(83.3)	(83.3)	(83.3)	(83.3)
$ \xi_{r-SHS}^{mean} $		(12.7)	(14.0)	(12.7)	(12.7)

**Figura 6.25:** Perfiles axiales de presión en el fluido con diferentes correlaciones del factor de pérdidas por fricción en regiones monofásicas ($p=30$ bar): caso #1 (izda.) y caso #4 (dcha.).

6.3.6 Resumen comparativo entre el modelo actual y el enfoque tradicionalmente implementado por los modelos precedentes

A lo largo de esta sección se ha demostrado la importancia de considerar la dependencia térmica de las propiedades termofísicas del absorbedor para obtener un modelo realista en las regiones monofásicas de GDV en CCP. También se ha demostrado que para estimar con precisión los campos de temperatura en el absorbedor con un modelo 3D del receptor acoplado a un enfoque 1D del fluido, es necesario un FC en las correlaciones estándar del CTC para involucrar el efecto de la DNUFC.

Las ventajas comparativas del modelo actual (PTAV-FC⁴⁴) respecto al enfoque tradicional (PTAC) se evidencian al comparar los campos de temperatura en el absorbedor en términos de (i) los perfiles circunferenciales de los seis casos evaluados junto a sus respectivos perfiles del número de Nusselt (figura 6.26), (ii) las ST del perfil longitudinal para el caso#3 (figura 6.27) y (iii) la superficie exterior del tubo para el caso#6 (figura 6.28).

44 Se considera el FC de la Ec. (6.31) con $M=-0.75$ y $n=1.5$.

El conjunto de bondades del modelo PTAV-FC presentadas de forma cualitativa, se cuantifican en la tabla 6.25, comparando las desviaciones promedio y máximas de ambos modelos respecto a las principales variables de transferencia de calor y del campo de temperatura en el absorbedor, destacando:

- la mejora de la precisión de la transferencia de calor, especialmente en la región de sobrecalentamiento, reduciendo las desviaciones promedio del gradiente térmico en el fluido y de la eficiencia global desde 7.1–7.8 % (PTAC) hasta 4.0–4.4 % (PTAV-FC). El impacto es aún mayor en las desviaciones máximas que se reducen desde 14.3–15.9 % hasta 7.0–7.5 %;
- la reducción de las desviaciones promedio de los gradientes de temperatura máximos en el absorbedor que pasan de ser subestimados con el modelo tradicional en torno al 29.8–31.6 % a ser ligeramente sobrestimadas en el rango de 2.8–4.9 %;
- la capacidad de predicción de la temperatura en el nodo central (A) de la zona sin concentración del absorbedor; permitiendo ubicar la desviación promedio dentro del rango de incertidumbre de las termocuplas experimentales en la región de sobrecalentamiento ($\overline{\Delta T_{am}^A}|_{exp}^{NM} = 1.5 \text{ K}$) y mejorando la estimación respecto al modelo PTAC en 0.5 K en esta región y en 0.8 K en la del líquido subenfriado.

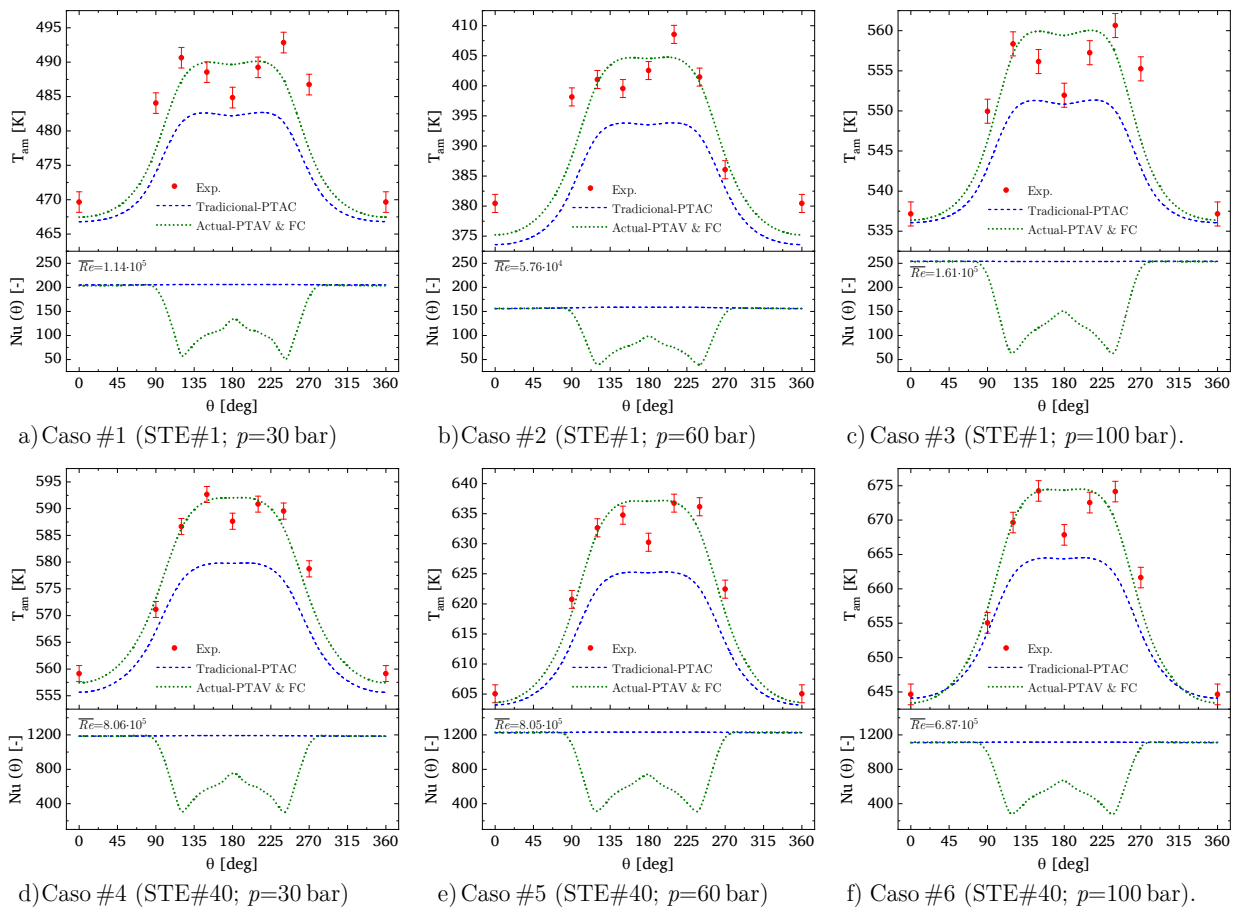


Figura 6.26: Comparación de los perfiles azimutales de temperatura en el absorbedor y del Nusselt local bajo el enfoque tradicional (PTAC) y la propuesta actual (PTAV-FC).

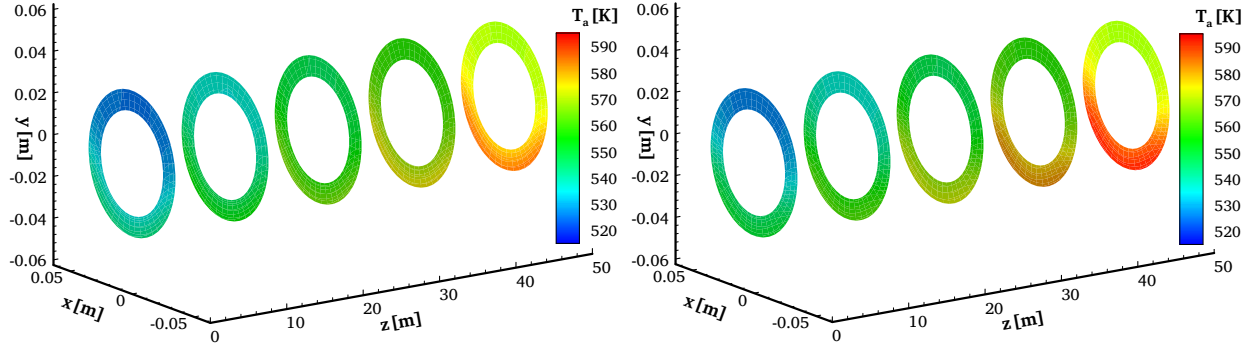


Figura 6.27: Distribución de temperatura en diferentes ST del absorbedor para el caso #3: enfoque tradicional PTAC (izda.) y propuesta actual PTAV-FC (dcha.)

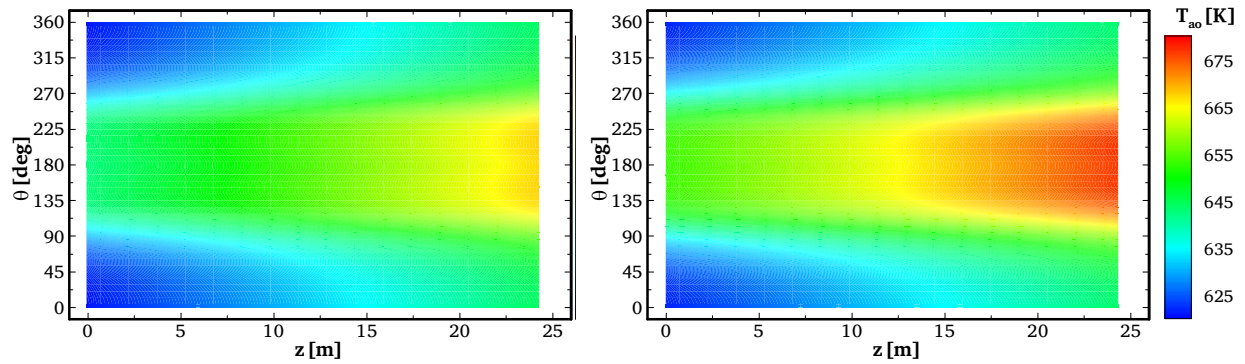


Figura 6.28: Campo de temperatura en la superficie exterior del absorbedor en el caso #6: enfoque tradicional PTAC (izda.) y propuesta actual PTAV-FC (dcha.)

Tabla 6.25: Desviaciones promedio y máximas de las principales variables térmicas y termohidráulicas del modelo bajo el enfoque tradicional (PTAC) y la propuesta actual (PTAV-FC).

Variables	Líquido subenfriado (SCL)				Vapor sobrecalentado (SCL)			
	Tradicional (PTAC)		Actual (PTAV-FC)		Tradicional (PTAC)		Actual (PTAV-FC)	
	$ \xi_r^{mean} $	ξ_r^{max}	$ \xi_r^{mean} $	ξ_r^{max}	$ \xi_r^{mean} $	ξ_r^{max}	$ \xi_r^{mean} $	ξ_r^{max}
ΔT_f^{out-in}	2.7 %	4.3 %	3.5 %	4.1 %	7.8 %	15.9 %	4.4 %	7.5 %
η_{col}	2.9 %	4.4 %	3.7 %	4.2 %	7.1 %	14.3 %	4.0 %	7.0 %
ΔT_{am}^{A-H}	4.0 %	-10.0 %	44.8 %	55.4 %	13.5 %	-15.4 %	29.3 %	33.6 %
ΔT_{am}^{max}	31.6 %	-35.3 %	2.8 %	5.3 %	29.8 %	-31.1 %	4.9 %	6.0 %
$\Delta T_{am}^{A exp}$	-3.6 K	-6.9 K	-2.8 K	-5.3 K	-2.0 K	-3.5 K	-1.5 K	-1.8 K
Δp_f^{out-in}	-83.3 %	-83.3 %	-83.3 %	-83.3 %	12.7 %	23.1 %	12.7 %	23.1 %

6.4 Validación y verificación del modelo termohidráulico bajo la configuración un solo paso en la instalación experimental DISS

El fenómeno de GDV en CCP se valida en primera instancia considerando el lazo completo de captadores de la antigua instalación DISS (2000–2003) bajo la configuración *un solo paso*,

compuesto por 11 captadores tipo LS3 (nueve LS3-2x25 y dos LS3-1x25) y sus interconexiones, que se asumen horizontales y térmicamente aisladas. Las dimensiones longitudinales de la instalación, incluyendo la localización de los sensores de temperatura y presión, se detallan en la figura 6.29 y en la tabla 6.26. La caracterización del sistema se completa con la información presentada previamente: (i) propiedades ópticas y geométricas del captador tipo LS3 (tabla 4.4); (ii) propiedades termofísicas del receptor (tabla 5.22); (iii) modificadores por ángulo de incidencia (tabla 6.12).

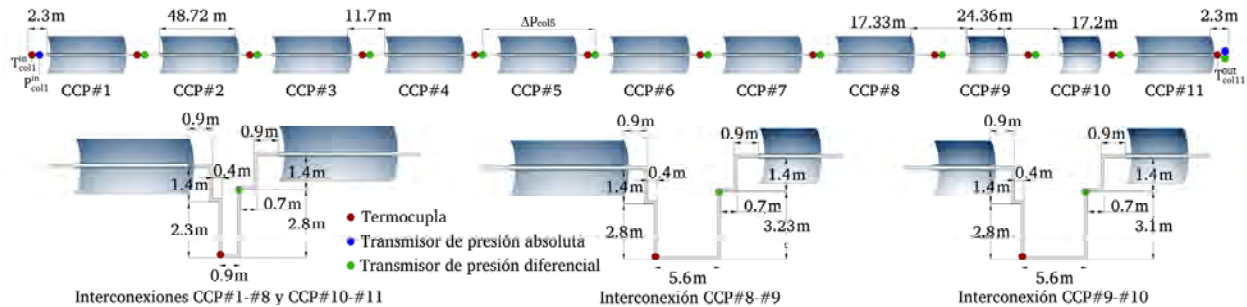


Figura 6.29: Sistema físico de la instalación experimental DISS (2000–2003) bajo la configuración *un solo paso* (modificado a partir de [72,152]).

Tabla 6.26: Longitudes del receptor, interconexiones y localización de sensores en lazo DISS (2000–2003).^(*)

Características	Valor
Longitud del tubo receptor en CCP tipo LS3-1x25 ($L_z^{LS3-1x25}$)	24.36 m
Longitud del tubo receptor en CCP tipo LS3-2x25 ($L_z^{LS3-2x25}$)	48.72 m
Longitud de las interconexiones de entrada y salida ($L_z^{int_1}, L_z^{int_{11}}$)	2.30 m
Longitud de las interconexiones entre CCP #1–#8 y #10–#11 ($L_z^{int_{2-8}}, L_z^{int_{11-12}}$)	11.70 m
Longitud de la interconexión entre CCP #8–#9 ($L_z^{int_9}$)	17.33 m
Longitud de la interconexión entre CCP #9–#10 ($L_z^{int_{10}}$)	17.20 m
Localización de transmisores de presión diferencial en interconexiones entre CCP #1–#8 y #10–#11	8.70 m
Localización de transmisores de presión diferencial en interconexión entre CCP #8–#9	14.23 m
Localización de transmisores de presión diferencial en interconexión entre CCP #9–#10	14.10 m
Localización de termocuplas en el fluido en interconexiones entre CCP #1–#8 y #10–#11	5.00 m
Localización de termocuplas en el fluido en interconexiones entre CCP #8–#9 y #9–#10	5.50 m
Localización de transmisores de presión diferencial y absoluta y termocuplas en el fluido en la salida	2.30 m

^(*) La localización de los sensores se define respecto a la ST de salida del receptor localizado en el captador anterior a la interconexión.

Para la validación y verificación del modelo se simulan dos casos considerados por los dos estudios numéricos [145,146] que modelaron este sistema físico involucrando el mapa de patrones de flujo de Wojtan *et al.* [50] y sus correlaciones [161,163]. La información experimental sobre los datos de sitio y las condiciones de operación se muestran en las tablas 6.27⁴⁵ y 6.28, respectivamente. Además, la información experimental a nivel de captador se detalla en el apéndice K.1.1.

45 La información experimental de las simulaciones en [145,146] se retomó de los trabajos de Zarza [4] (caso#1) y Lobón *et al.* [72] (caso#2). La ausencia de datos de sitio, especialmente en el caso#2, ha exigido la estimación de ciertos parámetros para llevarlas a cabo en el modelo actual, tal como se detalla en las notas al pie de la tabla 6.27.

Tabla 6.27: Datos de sitio y factores de ensuciamiento para la validación del modelo termohidráulico en la instalación DISS (2000–2003) bajo la configuración *un solo paso* [4,72].

Caso	Fecha	Hora	DNI [W/m^2]	φ_{inc} [$^\circ$]	θ_z [$^\circ$]	T_∞ [K] ^(a)	v_w [m/s] ^(b)	F_c^{ref} [-] ^(c)	F_c^{ge} [-]
1	05/04/2001	12:45	909 ± 10	29.15	35.24	294.2	0.5	0.908	0.954
2	ND ^(d)	ND	971 ± 10	38.25	38.25 ^(e)	298.2	0.5	0.938	0.969

(a) La temperatura ambiente no es reportada en [4,72], por lo que se considera la temperatura máxima de un día típico (i) del mes de abril en el caso #1; (ii) el promedio de los meses febrero-septiembre (rango de operación habitual del DISS) en el caso #2.

(b) La velocidad del viento no es reportada en [4,72], por lo que se ha considerado la indicada en [107].

(c) El F_c^{ref} se determina a partir de la reflectividad efectiva [4] (caso #1) y del calor efectivo transferido [72] (caso #2).

(d) No disponible.

(e) La ausencia de datos de sitio en [72], no permite determinar el ángulo de zenit, y se considera igual al de incidencia ($\theta_{iilt} = 0$).

Tabla 6.28: Condiciones de operación del fluido para las validaciones del modelo termohidráulico en la instalación DISS (2000–2003) bajo la configuración *un solo paso* [4,72,145].

Caso	\dot{m} [kg/s]	p_m^{in} [bar]	T_m^{in} [K]	x^{in} [-]	p_m^{out} [bar]	T_m^{out} [K]	x^{out} [-]
1	0.62 ± 0.05	102.04 ± 0.60	539.0 ± 1.5	0.00	100.63 ± 1.04	635.0 ± 1.5	1.00
2	0.55 ± 0.05	62.50 ± 0.60	512.2 ± 1.5	0.00	61.00 ± 1.04	560.2 ± 1.5	1.00

En esta primera sección en la que se modela el lazo completo de la instalación DISS, la validación y verificación se centra principalmente en el fenómeno termohidráulico. En este sentido una vez definidas la independencia de malla y residual (subsección 6.4.1), se verifica el modelado del mapa de patrones de flujo y sus correlaciones (CTC y factor de fricción) bajo las condiciones originales para las que se obtuvieron [50,161,163] (subsección 6.4.2). Posteriormente se evalúan en la instalación DISS: (i) la transferencia de calor y caída de presión (subsección 6.4.3); y (ii) el mapa de patrones de flujo y sus variables termohidráulicas asociadas (subsección 6.4.4). En ambas subsecciones los resultados del modelo actual se comparan con los obtenidos por los dos estudios [145,146] que involucraron el mapa de Wojtan *et al.* [50]. Por último (subsección 6.4.5) se evalúa cualitativamente el campo de temperatura en el absorbedor para el caso #2, comparando los gradientes máximos con la información experimental y con los resultados de Lobón *et al.* [72].

De manera general, en las simulaciones se considera el modelo de propiedades termofísicas variables del absorbedor (PTAV-FC) definido en la sección 6.3, con las siguientes características:

- en el receptor se mantiene en el espacio anular y se utiliza el enfoque de FCVR en el vidrio;
- en las regiones monofásicas se utilizan las correlaciones de Gnielinski [115] y Konakov [201], para el CTC y su coeficiente de fricción, respectivamente, involucrando el FC de la Ec. (6.31) ($M=-0.75$ y $n=1.5$); mientras que las pérdidas por fricción se calculan con la expresión de Goudar-Sonnad [202];
- en la región bifásica se utiliza el mapa de Wojtan *et al.* [50] y sus correlaciones [161,163] sin corrección del CTC hasta la sección 6.5 en la que se realiza un análisis de sensibilidad del FC de la Ec. (6.31) ($M=[0.0,-0.95]$ y $n=1$).

Con el objetivo de comparar las prestaciones ofrecidas por el enfoque de modelado actual (PTAV-FC) con las del enfoque habitual que considera propiedades termofísicas del absorbedor

constantes (PTAC), este ha sido simulado considerando las mismas correlaciones del CTC y del factor de fricción en las regiones monofásicas y bifásicas, pero sin ningún tipo de FC. Los resultados de ambos enfoques se comparan a nivel de las variables de transferencia de calor y caída de presión (subsección 6.4.3) y de los campos de temperatura en el absorbedor (subsección 6.4.5).

Además, también se ha simulado un tercer enfoque bajo la consideración de DUFC e incorporando las pérdidas térmicas a partir de la expresión experimental [160] del coeficiente asociado (U_{La}). Se ha considerado pertinente la evaluación de este enfoque a nivel de transferencia de calor y caída de presión (subsección 6.4.3), dado que: (i) es el asumido por los estudios numéricos [145,146] previos con los que se comparan los resultados termohidráulicos; y (ii) es el asumido originalmente por Zarza [4] y a partir de la que se definen los factores de ensuciamiento del reflector en el caso #1, y que condicionan el proceso de transferencia de calor.

6.4.1 Estudio de independencia de malla y de residual

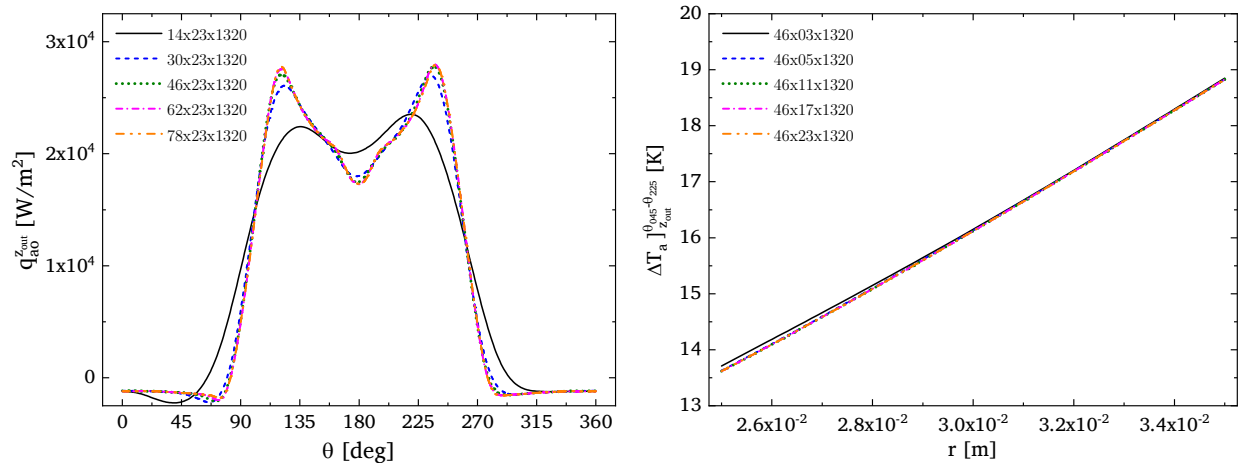
En los estudios de independencia de malla y residual se han considerado las condiciones del caso #1 (tablas 6.27 y 6.28), y se han implementado bajo el mismo procedimiento que en las regiones monofásicas (subsección 6.3.1), incluyendo además el análisis de la longitud relativa de los patrones de flujo. De esta forma, el rango de sensibilidad analizado para los tamaños de paso azimutal y radial es el mismo,⁴⁶ axialmente se consideran desde 96 hasta 1320 nodos (incrementos de 306), y el estudio de residual se evalúa en el rango entre 10^{-5} – 10^{-9} . Como criterio de convergencia se establece el ξ_{erp} sea menor al 0.15% respecto a la malla más fina o al residual más pequeño a excepción de los gradientes de temperatura axiales en el receptor y el fluido⁴⁷ y el número de Nusselt promedio⁴⁸ para los que se fija un criterio del ξ_{erp} menor al 0.5%. Los resultados numéricos de los estudios se detallan en el apéndice H.3 y el comportamiento de las variables que condicionan la convergencia se ilustran en la figura 6.30.

Los resultados numéricos y gráficos determinan que la convergencia del modelo se logra para la misma densidad de malla en el receptor que en las regiones monofásicas, cuyas características se detallan en la tabla 6.29. Del estudio de independencia de residual se concluye que la convergencia se alcanza para 10^{-6} , ligeramente inferior al obtenido (10^{-7}) en las regiones monofásicas (subsección 6.3.1), y también respecto al definido (10^{-8}) en los 4.06 m de la región SHS (subsección 5.4.1). Esta situación se debe a que el estado permanente, determinado en última instancia por la difusividad térmica del tubo de vidrio, se alcanza para un menor valor de residual global (entalpía). Debido a que el número de iteraciones y pasos de tiempo para alcanzar el estado permanente es mayor al incrementarse la longitud del sistema físico (640 m frente a 50–25 m), y al *chattering* [234,235] que se produce en las transiciones entre las regiones monofásicas y la bifásica (figura 6.31), obligando a bajorelajar en la entalpía ($\alpha_h = 0.05 - 0.1$) y la velocidad másica ($\alpha_G = 0.85$).

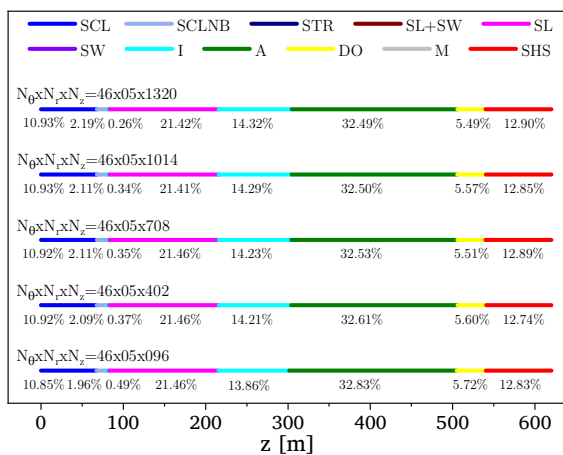
46 Se consideran entre 14–72 (incrementos de 16) azimutalmente; y de 5 a 23 nodos (incrementos de 6) radialmente, iniciando con 3 nodos para para visibilizar el efecto del refinamiento de la malla.

47 En el análisis de independencia de malla en dirección azimutal.

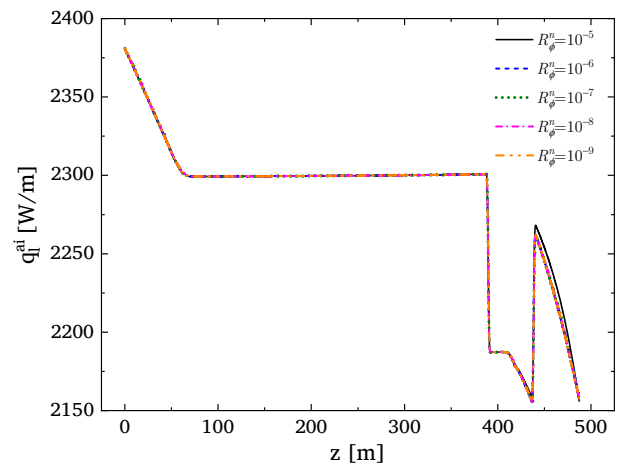
48 En el análisis de independencia de malla en dirección azimutal y axial.



a) Perfil del flujo de calor en la superficie exterior de la sección transversal de salida del tubo absorbedor.

b) Perfil axial del gradiente térmico en el espesor de la zona de concentración ($\theta = 180^\circ$) del absorbedor.

c) Longitud relativa porcentual de los patrones de flujo bifásico y regiones monofásicas.



d) Perfil del flujo de calor axial lineal en superficie interior del absorbedor.

Figura 6.30: Análisis gráfico de independencia de malla (a) azimutal, (b) radial, (c) axial, y (d) de independencia de residual; en instalación experimental DISS (200-2003).

Tabla 6.29: Densidad de la malla en lazo completo de instalación experimental DISS (2000–2003).

Parámetro	Valor
# Nodos ($N_\theta \times N_r \times N_z$)	46x05x402
Tamaño de paso azimutal en receptor ($\Delta\theta_i$)	0.1428 rad
Tamaño de paso radial en el tubo de vidrio (Δr_j^{ge})	$2.33 \cdot 10^{-3}$ m
Tamaño de paso radial en el tubo absorbedor (Δr_j^a)	$6.7 \cdot 10^{-3}$ m
Tamaño de paso axial del receptor en los CCP ($\Delta z_k^{CCP_i}$)	1.52 m
Tamaño de paso axial en interconexiones de entrada y salida ($\Delta z_k^{int_{1,12}}$)	1.15 m
Tamaño de paso axial en interconexiones entre CCP #1–#8 y #10–#11 ($\Delta z_k^{int_{2-8}}, \Delta z_k^{int_{11}}$)	1.67 m
Tamaño de paso axial en interconexión entre CCP #8–#9 ($\Delta z_k^{int_9}$)	1.73 m
Tamaño de paso axial en interconexión entre captadores #9–#10 ($\Delta z_k^{int_{10}}$)	1.72 m

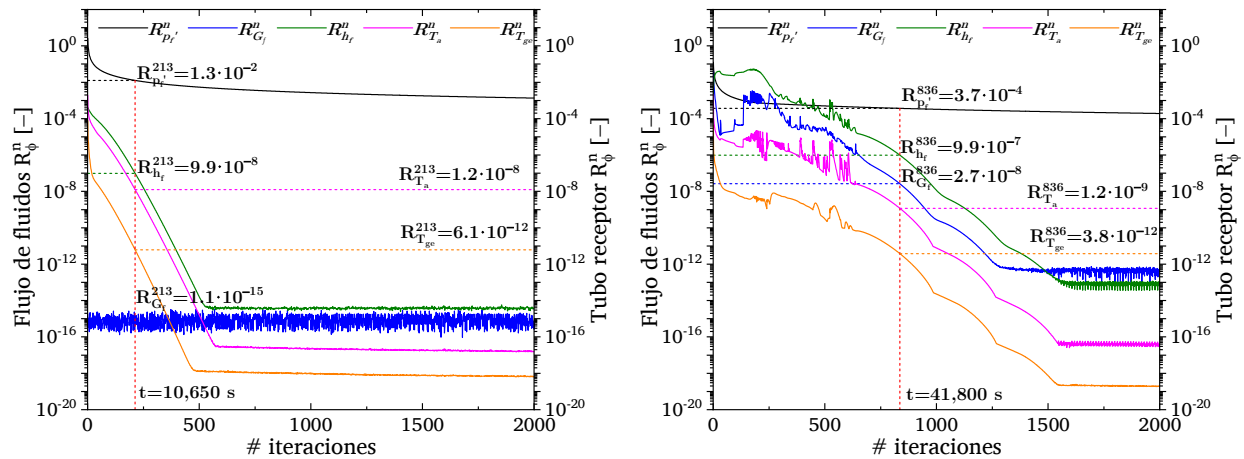


Figura 6.31: Evolución de los residuales durante las simulaciones en la instalación DISS: caso #6 de la región de sobrecalentamiento (izda.) y lazo completo bajo la configuración *un solo paso* (dcha.)

6.4.2 Verificación del mapa de patrones de flujo bifásico y correlaciones del coeficiente de transferencia de calor y factor de fricción

El mapa de patrones de flujo y sus respectivas correlaciones se obtuvieron para los refrigerantes R-22 y R-410 en la instalación experimental del laboratorio de transferencia de calor y masa de la escuela politécnica federal de Laussane (EPFL) [236,237]. Dado que en la GDV la mezcla bifásica se compone de agua y vapor saturado, antes de involucrar el mapa y sus correlaciones en las simulaciones de la instalación experimental DISS, es fundamental verificar el correcto modelado de estas para las condiciones originales bajo las que fueron obtenidas (tabla 6.30).

Tabla 6.30: Datos de entrada para la verificación del mapa de patrones de flujo y sus correlaciones [161,236].

Características geométricas y propiedades termofísicas de la tubería	Valor	Condiciones de operación	Valor
Diámetro exterior (d_{to})	$15.87 \cdot 10^{-3}$ m	Velocidad másica (G_m)	300 kg/m ² s
Diámetro interior (d_{ti})	$13.84 \cdot 10^{-3}$ m	Presión de entrada en R-22 (p_m^{in})	5.843 bar
Densidad (ρ_t)	8940 kg/m ³	Presión de entrada en R-410A (p_m^{in})	9.332 bar
Calor específico d (c_{pt})	385 J/kgK	Temperatura de entrada (T_m^{in})	278.0 K
Conductividad térmica de la tubería (k_t)	339 W/mK	Calidad del vapor de entrada (x^{in})	0.0
Rugosidad de la superficie interna (ε_{ti})	$1.0 \cdot 10^{-6}$	Flujos de calor (q_{ti})	7.5–57.5 kW/m ²

La verificación de los mapas, el CTC y la caída de presión se desarrolla exitosamente para los flujos de 7.5 kW/m² y 17.5 kW/m² considerando los refrigerantes R-22 y R-410A, respectivamente (figura 6.32). El procedimiento se completa en el apéndice J para ambos refrigerantes y los cuatro niveles del flujo de calor (7.5–57.5 kW/m²). Se observa como los resultados con el código actual reproducen prácticamente de manera idéntica los resultados de los modelos originales, con pequeñas diferencias en la región del *dry-out* debido a que la interpolación del CTC en esta zona se realiza

para un enfoque 3D del tubo frente al enfoque 1D asumido por Wojtan *et al.* [161]. Además en el caso del R-410A los perfiles del CTC del modelo actual son ligeramente superiores al modelo original, y los perfiles de caída de presión levemente inferiores; diferencias que pudieran atribuirse a las tablas de las propiedades termofísicas del refrigerante.

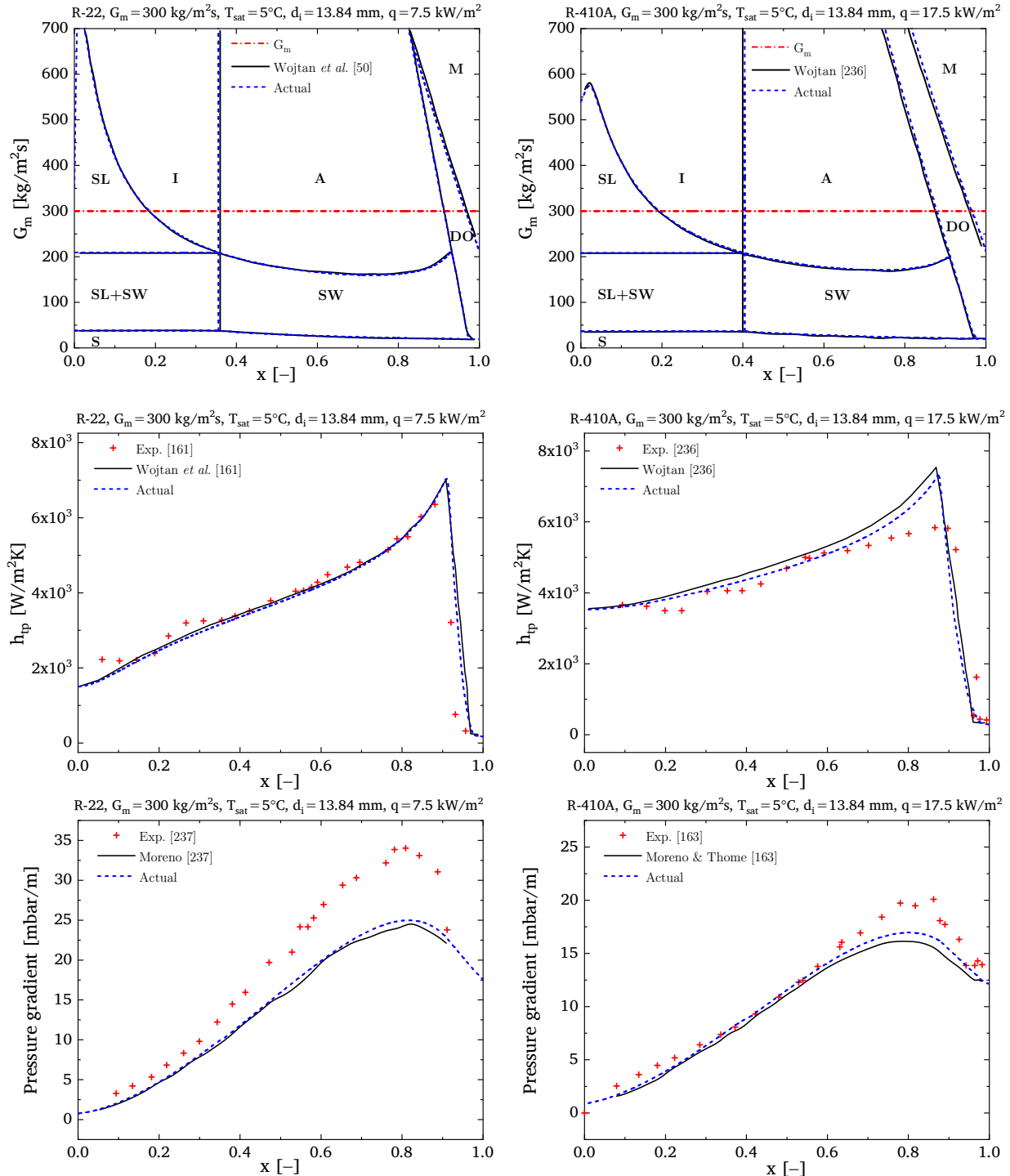


Figura 6.32: Verificación del mapa de patrones de flujo bifásico, CTC y caída de presión considerando los refrigerantes R-22 (7.5 kW/m^2) y R-410A (17.5 kW/m^2).

La verificación exitosa del modelado del mapa y sus respectivas correlaciones resulta particularmente importante debido a que los dos estudios precedentes [145,146] que involucraron el mapa y las correlaciones en GDV, no verificaron previamente sus resultados con el sistema físico original [236,237]. Situación que se traduce en una incorrecta adaptación del modelo para la GDV en CCP en ambos estudios tal como se presenta en la subsección 6.4.4.

6.4.3 Análisis de transferencia de calor y caída de presión

Con el objetivo de evaluar el desempeño de la propuesta de modelado actual (PTAV), los resultados de las variables de transferencia de calor y caída de presión se comparan con dos enfoques de modelado implementados previamente para GDV en CCP (tabla 6.31): (i) el modelo PTAC, enfoque tradicionalmente asumido por modelos precedentes; (ii) el modelo DUFC incorporando las pérdidas térmicas a partir de la expresión experimental del coeficiente experimental U_{La} , que ha sido el más extendido hasta la actualidad [13]. Además los resultados se comparan con los modelos previos [145,146] que incorporaron el mapa de patrones de flujo de Wojtan *et al.* [161] en GDV, y que también consideraron el enfoque DUFC.

Tabla 6.31: Gradiente térmico en el fluido, eficiencia global y caída de presión entre diferentes enfoques de modelado en la instalación experimental DISS bajo la configuración *un solo paso*.

Variable	Caso	Exp.	PTAV ($\xi_r, \%$)		PTAC ($\xi_r, \%$)		DUFC ($\xi_r, \%$)		Modelos previos ^(*) ($\xi_r, \%$)	
$\Delta T_m^{out-in} [K]$	1	96.0	92.8	(-3.3)	107.0	(11.5)	97.1	(1.1)	98.4	(2.5)
	2	48.0	48.8	(1.7)	57.9	(20.6)	53.8	(12.1)	50.3	(4.8)
$\eta_{col} [-]$	1	0.502	0.498	(-0.8)	0.513	(2.2)	0.503	(0.2)	0.504	(0.4)
	2	0.462	0.462	(0.0)	0.472	(2.2)	0.468	(1.3)	0.464	(0.4)
$\Delta p_m^{in-out} [bar]$	1	1.41	0.96	(-31.9)	1.00	(-29.1)	0.98	(-30.5)	0.99	(-29.8)
	2	1.50	1.13	(-24.7)	1.15	(-23.3)	1.15	(-23.3)	1.37	(-8.7)

(*) El caso #1 se compara con los resultados reportados por Elsafi [145] y el caso #2 con los de Kumar y Reddy [146].

A partir de los resultados de las variables de transferencia de calor, pueden extraerse las siguientes conclusiones:

- (i) En términos del gradiente térmico en el fluido el modelo PTAV presenta mejor precisión global con desviaciones de -3.3 % y 1.7 %; seguido por el modelo DUFC que si bien para el caso #1 muestra una menor desviación (1.1 %) en el caso #2 sobreestima el gradiente en un 12.1 %; mientras que el modelo PTAC ofrece sobreestimaciones del 11.5 % y 20.6 %, producto de la sobreestimación que se sucede a partir de la región SHS (subsección 6.3.2).
- (ii) A nivel de eficiencia global la tendencia de las desviaciones entre los tres enfoques es la misma que para el gradiente térmico en el fluido, pero con diferencias menores debido a la magnitud del gradiente de entalpía del que depende la eficiencia. De ahí la importancia de evaluar los gradientes térmicos en el fluido en GDV, dado que desviaciones máximas de 2.2 % en la

eficiencia global se traducen en diferencias absolutas a nivel de gradientes térmicos en torno a 9.9–11.0 K, cuando la precisión de las termocúmulas es solo ± 1.5 K.

- (iii) En comparación con los resultados de Elsafi [145] (caso #1), el modelo DUFVC es el que muestra mayor similitud dado que el enfoque de modelado es el mismo. Además, el modelo actual es ligeramente más preciso debido a que Elsafi [145] consideró las propiedades ópticas calibradas [238] en lugar de las indicadas por Zarza [4] y el modificador por ángulo de incidencia generalizado del LS3 [238], en lugar de los específicos del lazo DISS [4]. Estos últimos fueron utilizados por Zarza [4] en su modelo DUFVC para la definición de los factores de ensuciamiento (F_c^{ref} , F_c^{ge}) y son los utilizados en las simulaciones del código actual. Es por eso que en el caso #1 el modelo DUFVC simulado con el código actual ofrece una mejor precisión que el PTAV.
- (iv) Respecto al estudio de Kumar y Reddy [146] (caso #2) el modelo PTAV ofrece una ligera mejora en la precisión. Teóricamente el enfoque DUFVC debería mostrar mayor similitud respecto a [146]. Sin embargo al no quedar claramente definidos los parámetros ópticos de entrada en el estudio original [72], en el modelo actual (F_c^{ref} , F_c^{ge}) se han ajustado al enfoque PTAV, mientras que Kumar y Reddy [146] probablemente los adaptaron a su enfoque.

El comportamiento hidráulico del modelo es similar en los tres enfoques de modelado con subestimaciones de la caída de presión que varían entre 23.3–31.9 %. Éstas son ligeramente menores a medida que se incrementa la transferencia de calor, es decir, se reducen progresivamente desde el PTAC hasta el PTAV. En comparación con los resultados de Elsafi [145] (caso #1) las desviaciones son del mismo orden (–31.0 %), verificándose la correcta implementación del modelo a nivel de las principales variables termohidráulicas (p , T). Sin embargo, las desviaciones del modelo actual (bajo los tres enfoques) resultan considerablemente subestimadas (–24.0 %) respecto a la reportada por Kumar y Reddy [146] (–8.7 %), con una diferencia en torno a los 0.22–0.23 bar. Resulta complicado determinar la razón por la que se produce esta diferencia, pero casi con total seguridad es atribuible a un error tipográfico o del modelado en [146].⁴⁹

El desempeño termohidráulico se evalúa también a nivel de gradientes térmicos del fluido y caídas de presión a la salida de cada captador a partir del análisis de las desviaciones promedio y máximas (tabla 6.32) extraídas de los resultados detallados de cada caso (apéndices K.1.2 y K.1.3).

Las desviaciones en los gradientes térmicos del fluido a nivel de captador en los tres enfoques presentan la misma tendencia que a nivel de la entrada-salida del lazo, dado que las principales diferencias se producen en la región de sobrecalentamiento, que inicia en los dos últimos captadores (figura 6.33). Por tanto analizando los dos casos en conjunto el modelo PTAV es el que mejor precisión presenta de los tres enfoques con desviaciones promedio entre 1.5–2.4 % y una subestimación máxima del –5.1 % (caso #2 en CCP#1).⁵⁰ En comparación con los modelos previos

⁴⁹ Esta afirmación se fundamenta en lo siguiente: (i) las tendencias del modelo actual respecto a Elsafi [145] (caso #1) son casi idénticas; (ii) los autores [146] no verificaron el modelo de fricción con el original [163], que si ha sido verificado en el actual; además simularon este mismo caso #2 con la correlación de Grönnerud [251] reportando una caída de presión menor, cuando en el trabajo original [163] esta fue descartada porque sobreestimaba las pérdidas por fricción.

⁵⁰ El modelo DUFVC presenta mejores resultados para el caso #1 con desviaciones máximas del 1.8%, por la estrategia para la obtención de los parámetros ópticos en Zarza [4], pero resultan sobreestimados en el caso #2 (12.1%).

los enfoques PTAV y DUFC presentan mejor precisión que los resultados de Elsafi [145] (caso #1), y el modelo PTAV muestra desviaciones similares a las de Kumar y Reddy [146] (caso #2).

Las tendencias de las desviaciones en las caídas de presión a nivel de cada captador, en los tres enfoques simulados con el modelo actual son similares a las obtenidas en términos de entrada y salida del lazo completo. Sin embargo su magnitud es considerablemente mayor debido a las diferencias que se producen en la región del líquido subenfriado y al inicio de la región bifásica, dando lugar a desviaciones promedio entre 41.3–57.0 % y máximas de hasta –95.0 % (caso #2). La magnitud de las desviaciones es entorno a 9.0 % un inferior a las reportadas por Elsafi [145], y del mismo orden que las obtenidas por Kumar y Reddy [146]. Pese al elevado tamaño de las desviaciones, los perfiles de los tres enfoques del modelo actual y los reportados por los estudios previos se encuentran dentro del rango de incertidumbre de los transductores de presión (figura 6.34).

Tabla 6.32: Desviaciones promedio y máxima de gradientes térmicos en el fluido y caída de presión a la salida de cada CCP para tres enfoques de modelado en instalación DISS (*un solo paso*).

Variable	Caso	PTAV		PTAC		DUFC		Modelos previos ^(*)	
		$ \xi_r^{mean} $	ξ_r^{max}	$ \xi_r^{mean} $	ξ_r^{max}	$ \xi_r^{mean} $	ξ_r^{max}	$ \xi_r^{mean} $	ξ_r^{max}
$\Delta T_{m-CCP}^{out-in}$ [K]	1	1.5 %	–4.5 %	3.3 %	11.5 %	1.0 %	1.8 %	3.4 %	9.0 %
	2	2.4 %	–5.1 %	4.1 %	20.6 %	3.3 %	12.1 %	2.6 %	5.4 %
$\Delta p_{m-CCP}^{in-out}$ [bar]	1	42.6 %	–75.0 %	41.3 %	–75.0 %	42.4 %	–75.0 %	51.6 %	–81.3 %
	2	57.0 %	–95.0 %	56.3 %	–95.0 %	56.6 %	–95.0 %	56.5 %	–95.0 %

(*) El caso #1 se compara con los resultados reportados por Elsafi [145] y el caso #2 con los de Kumar y Reddy [146].

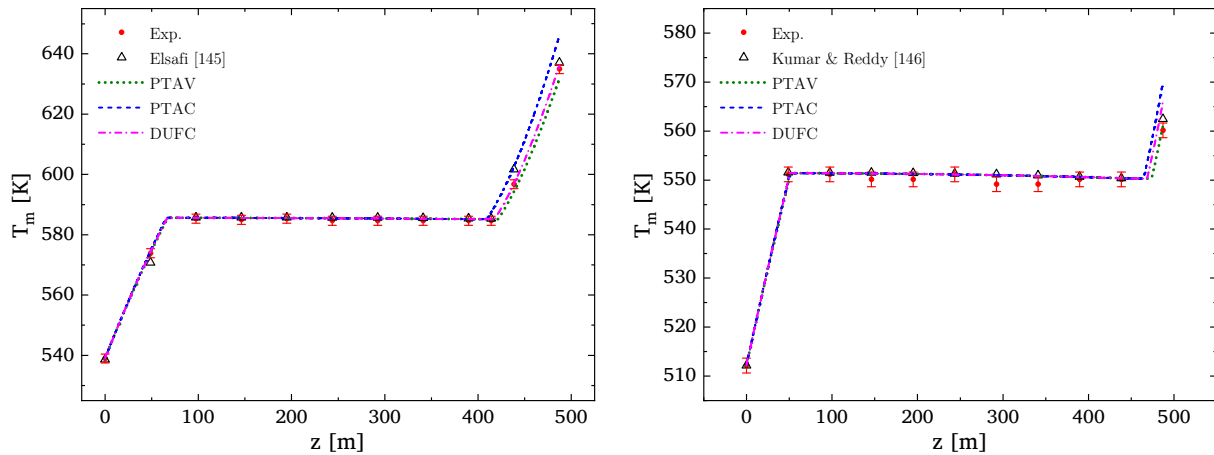


Figura 6.33: Perfiles axiales de temperatura en el fluido para diferentes enfoques de modelado en instalación DISS bajo configuración *un solo paso* en caso #1 (izda.) y caso #2 (dcha.).⁵¹

⁵¹ En coherencia con la representación tradicional utilizada en los estudios de CCP, los perfiles axiales de temperatura en el fluido se grafican considerando exclusivamente la longitud del receptor en los captadores (487.2 m) y omitiendo las interconexiones. De igual modo se realiza en las subsiguientes representaciones de los perfiles axiales de temperatura y gradientes de temperatura en el tubo absorbedor.

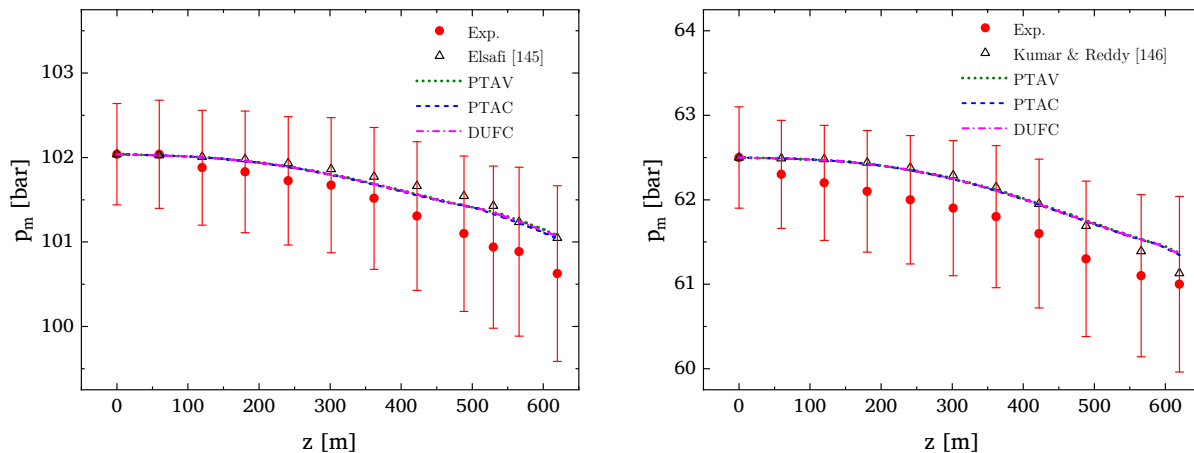


Figura 6.34: Perfiles axiales de presión en el fluido en el caso #1 (izda.) y el caso #2 (dcha.).

6.4.4 Mapa de patrones de flujo bifásico y variables termohidráulicas

La comparación de los mapas de patrones de flujo obtenidos mediante el modelo actual⁵² con los de los modelos precedentes para cada uno de los casos se ilustra en la figura 6.35. En ambos casos se observa como todas las transiciones de los modelos anteriores [145,146] se encuentran desfasadas a excepción de (i) la velocidad másica que delimita el patrón de flujo estratificado (G_{str}) y (ii) la calidad del vapor que separa los patrones intermitente y anular (x_{IA}). Además no consideran la transición entre las regiones del *dry-out* y el niebla. Estas diferencias se derivan de errores de modelado en los estudios numéricos previos que no verificaron sus mapas con los obtenidos por Wojtan *et al.* [50] para los refrigerantes R-22 y R-410A, previo a su implementación en GDV. Este procedimiento sí ha sido implementado con éxito en el modelo actual, obteniéndose mapas cuasi-iguales a los originales para los dos refrigerantes y los cuatro flujos de calor considerados (subsección 6.4.3 y apéndice J).

Las deficiencias en el modelado de las transiciones en los modelos previos, se traducen en predicciones erróneas de la longitud de los patrones de flujo, principalmente:

- incremento de la longitud relativa de los patrones de flujo *slug* (3.9 % en el caso #1 y 3.3 % en el caso #2) y anular (1.7 % en el caso #1 y 0.8 % en el caso #2);
- reducción de la longitud relativa del patrón de flujo intermitente (3.7 % en el caso 1) y 3.9 % en el caso #2) y de la región del *dry-out* (2.6 % en el caso #1 y 1.2 % en el caso #2);
- identificación del patrón de flujo estratificado-ondulado, cuando en realidad no ocurre.

Entre los cuatro errores identificados en las predicciones de los patrones de flujo los más relevantes son los que se producen en la parte final de la región de evaporación (estratificado-ondulado y *dry-out*), dado que inducen a errores en la estimación del CTC y por tanto en la predicción del campo de temperatura en el absorbedor, en la zona más sensible desde el punto de

52 El mapa de patrones de flujo y sus variables termohidráulicas asociadas para los tres enfoques considerados en el modelo actual son idénticos, dado que se representan en la ordenada función de la calidad del vapor.

vista del estrés térmico en el tubo. Así se refleja al comparar los perfiles del CTC axial promedio en el caso#1 (figura 6.36, izda.) con un valor máximo más elevado y a una calidad mayor en el modelo de Elsafi [145], como consecuencia de la incorrecta predicción del patrón estratificado-ondulado, y del retraso en el inicio del *dry-out*. También se identifica una diferencia en la pendiente de los perfiles axiales del CTC hasta que se alcanza la zona intermedia del patrón anular. Además se comparan para el caso #1 tres de los parámetros termohidráulicos principales del modelo de espesor de película (figura 6.36, dcha.) y nuevamente las predicciones de Elsafi [145] no coinciden con las del modelo actual, aunque las diferencias no son tan notables.

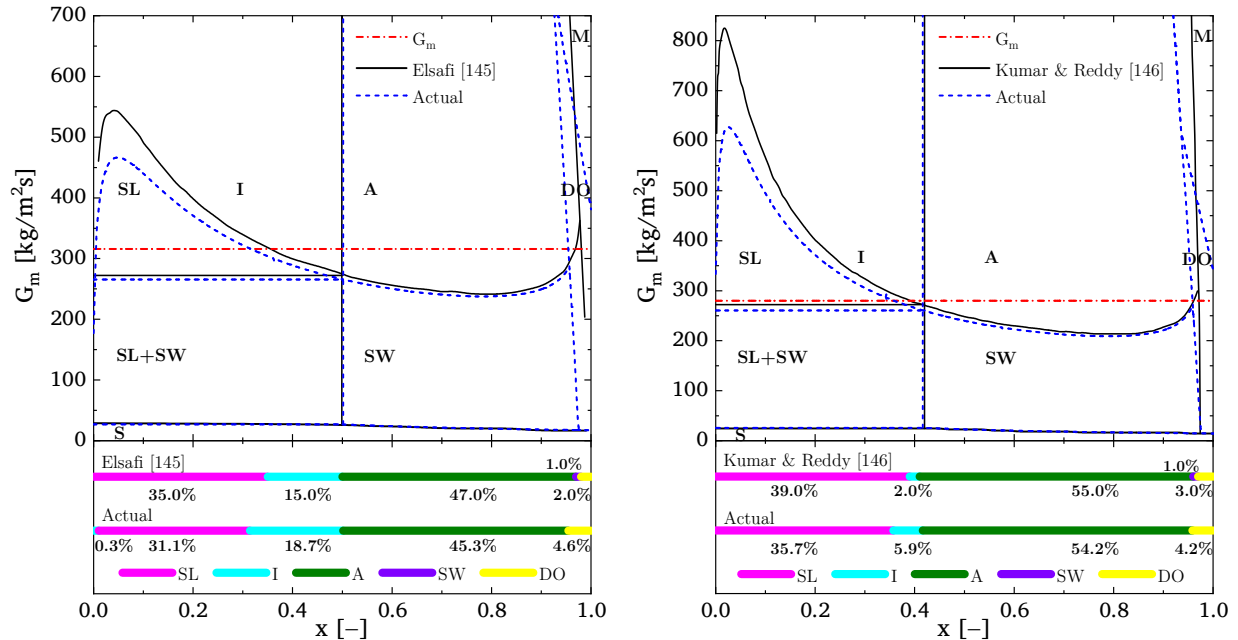


Figura 6.35: Mapa y longitud relativa⁵³ de patrones de flujo bifásico: caso #1 (izda.) y caso #2 (dcha.).

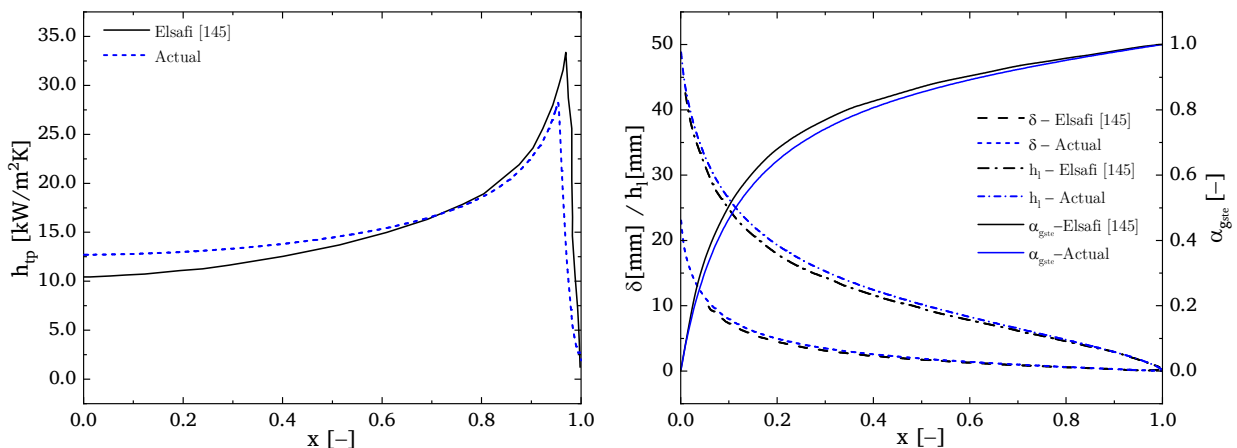


Figura 6.36: CTC promedio axiales (izda.) y parámetros termohidráulicos (dcha.) en el caso #1.

53 Respecto a la calidad del vapor en la región bifásica de los tubos receptores, e.g. no se considera la longitud en las interconexiones.

Con la verificación del modelo actual bajo las condiciones originales con las que fueron obtenido el mapa de Wojtan *et al.* [50] y sus correlaciones [161,163] sería suficiente para demostrar su correcta implementación frente a los precedentes [145,146]. Sin embargo, para evitar cualquier tipo de duda se han identificado las consideraciones erróneas asumidas por Elsafi [145] respecto al modelo original (tabla 6.33) y se han incorporado para la simulación del modelo actual en el caso #1⁵⁴ obteniéndose resultados cuasi-idénticos⁵⁵ en el mapa de patrones de flujo, el CTC axial promedio y los principales parámetros termohidráulicos (figura 6.37).

Tabla 6.33: Identificación de modificaciones de Elsafi [145] en los modelos matemáticos de las transiciones [50] del mapa de patrones de flujo bifásico y del CTC [161,236].^(a,b)

Variable	Consideración original [50,236]	Consideración en estudio de Elsafi [145]
Fracción de vacío ($\alpha_{g_{ste}}$)	$\frac{x}{\rho_g} \left\{ (\dots) + \frac{1.18(1-x) [g\sigma(\rho_l - \rho_g)]^{0.25}}{G_m \rho_l^{0.5}} \right\}^{-1}$	$\frac{x}{\rho_g} \left\{ (\dots) + \frac{1.18(1-x) [g\sigma(\rho_l - \rho_g)]^{0.25}}{G_m \rho_l^{0.5}} \right\}^{-1}$
Transición <i>dry-out</i> (G_{do})	$\left\{ \frac{1}{0.235} \left[\ln \left(\frac{0.58}{x} \right) + 0.52 \right] (\dots) \right\}^{0.926}$	$\left\{ \frac{1}{0.235} \left[\ln \left(\frac{0.595}{x} \right) + 0.52 \right] (\dots) \right\}^{0.926}$
Inicio del <i>dry-out</i> (x_{di})	$0.58 \exp [(\dots)]$	0.595 $\exp [(\dots)]$
Transición niebla (G_{mist})	$\left\{ \frac{1}{0.0058} \left[\ln \left(\frac{0.61}{x} \right) + 0.57 \right] (\dots) \right\}^{0.943}$	$\left\{ \frac{1}{0.0058} \left[\ln \left(\frac{0.625}{x} \right) + 0.57 \right] (\dots) \right\}^{0.943}$
Inicio del niebla (x_{de})	$0.61 \exp [(\dots)]$	0.625 $\exp [(\dots)]$
Número de Froude del gas (Fr_g)	$\frac{G_m^2}{\rho_g (\rho_l - \rho_g) g d_{ai}}$	$\frac{G_m^2}{\rho_g^2 g d_{ai}}$
CTC ebullición nucleada (h_{nb})	$0.8 \left\{ 55 p_r^{0.12-0.2 \log(\varepsilon_{ai} \cdot 10^6)} (\dots) \right\}$	$0.8 \left\{ 55 p_r^{0.12-0.0} (\dots) \right\}$

- (a) El número de Weber de la fase gaseosa en el modelado del factor de pérdidas por fricción del flujo anular también contiene una pequeña diferencia, pero su efecto es prácticamente inapreciable y solo impacta en el modelado de la caída de presión.
(b) La expresión (...) hace referencia a sumandos o factores restantes de cada variable que han sido modelados correctamente.

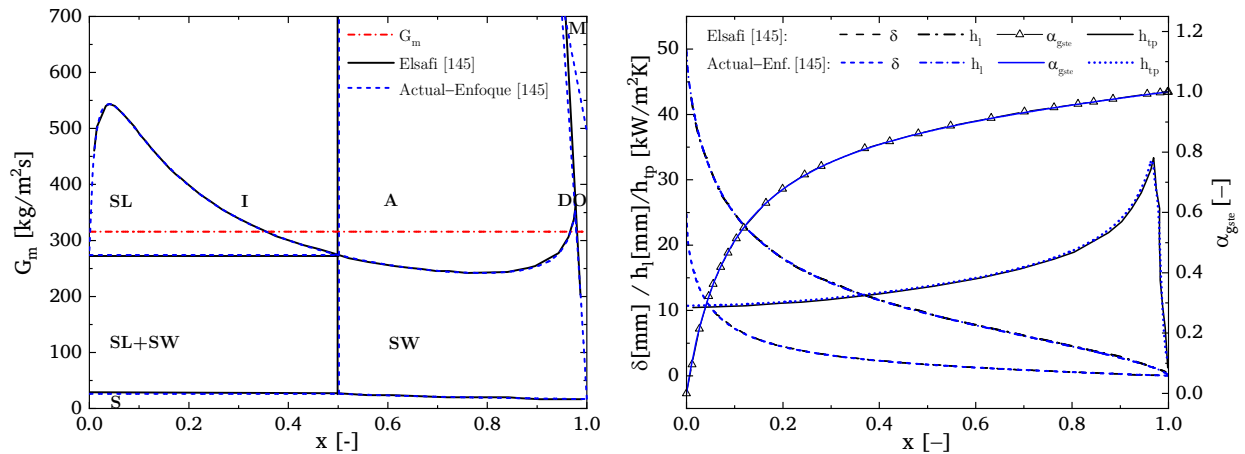


Figura 6.37: Comparación del modelo actual bajo las consideraciones de Elsafi [145] (caso #1): mapa de patrones de flujo (izda.) y parámetros termohidráulicos y CTC (dcha.).

54 La única diferencia se produce en la transición del patrón de flujo niebla (G_{mist}), debido a que Elsafi [145] no la reporta.

55 No se han identificado los errores de modelado en el caso #2 [146], debido a que no se detallan los modelos matemáticos.

6.4.5 Distribución del campo de temperatura en el receptor

Dos de las principales características que ofrece la incorporación de los patrones de flujo en el modelado termohidráulico 1D del flujo bifásico son: (i) la obtención de los ángulos húmedo y seco en el perfil circunferencial de la superficie interior del absorbedor y (ii) la definición por separado de los CTC para cada una de las fases. Para obtener un beneficio real en el modelado de la GDV en CCP a partir de estas dos características es fundamental involucrar la DNUFC junto a un enfoque 3D del receptor, y poder estimar de manera realista el campo de temperatura en el tubo. Junto con el correcto modelado del mapa de Wojtan *et al.* [50], sus parámetros, y correlaciones presentados en la subsección 6.4.4, esta es la principal ventaja comparativa del modelo actual frente a los dos anteriores [145,146], que utilizaron un enfoque 1D del tubo receptor y consideraron DUFC. En este sentido, a continuación se presenta un análisis cualitativo del desempeño del modelo para estimar la distribución de temperaturas en el absorbedor, considerando el caso #2, que de los dos evaluados es el único del que en el estudio original se reportó información experimental en este aspecto [72].

6.4.5.1 Perfiles axiales de gradientes máximos en las ST del absorbedor

En primer lugar se evalúa la capacidad del modelo para predecir los gradientes máximos de temperatura en el radio intermedio de las ST del absorbedor a partir de un análisis de sensibilidad del FC de la Ec. (6.31) ($M=[0.0, -0.95]$; $n=1.0$) en el CTC de la región bifásica⁵⁶ (figura 6.38, izda.) del que se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- (i) Un multiplicador de $M=-0.95$ es el que más aproxima el modelo a los datos experimentales, a excepción de la región del *dry-out*, en la que con $M=-0.85$ la precisión es mejor.
- (ii) El modelo subestima los gradientes máximos en la región intermitente-anular y ni siquiera con el valor mínimo del multiplicador ($M=-0.95$) se reproduce la tendencia de los datos experimentales. Esta situación podría atribuirse a la idealización del modelo de espesor de película del líquido pero también a posibles deflexiones del absorbedor que desplazan de la línea focal los datos experimentales arrojados por las termocuplas.
- (iii) A medida que se reduce el valor del multiplicador las pérdidas térmicas crecen debido al incremento de la emisividad de la cubierta selectiva debido al aumento de la temperatura del absorbedor. Este efecto impacta ligeramente en la longitud de los patrones de flujo reduciendo un 0.3 % el patrón de flujo anular e incrementando ese mismo porcentaje la región de los tramos del *slug* y el *dry-out*.

Derivado del incremento de las pérdidas térmicas a medida que se reduce el valor del multiplicador, la temperatura de salida en el fluido también disminuye, con una diferencia máxima entre los casos extremos ($M=0.0, -0.95$) de 0.9 K. Pero en todos los casos evaluados se mantiene dentro del rango de incertidumbre de las termocuplas (figura 6.38, dcha.).

⁵⁶ En la sección 6.4 en el CTC de las regiones monofásica se utiliza el FC de la Ec. (6.31) con $M=-0.75$ y $n=1.5$.

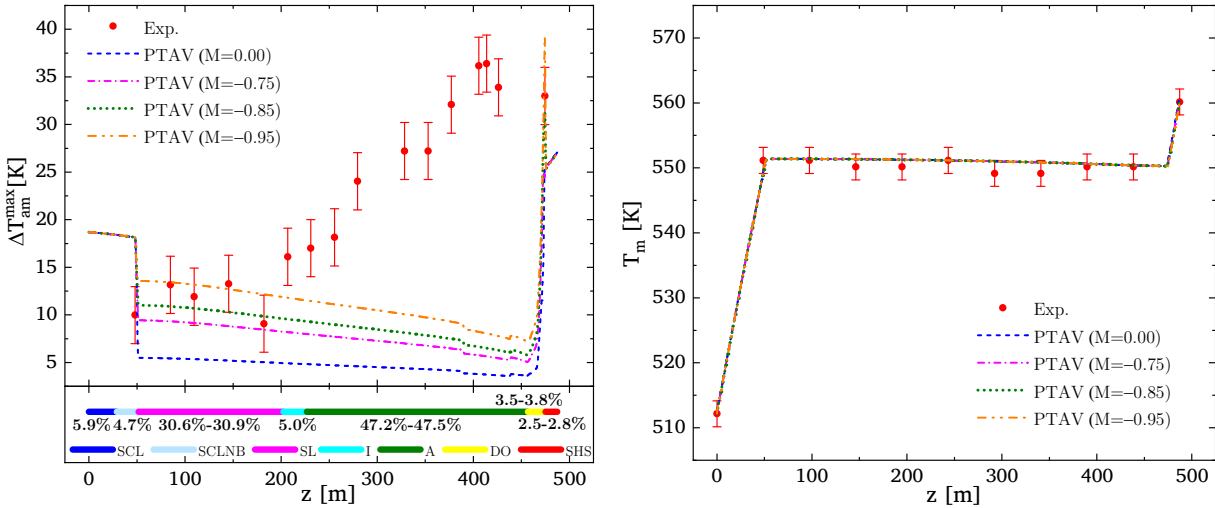


Figura 6.38: Análisis de sensibilidad del FC en CTC de región bifásica ($M=[0.0, -0.95]$; $n=1.0$; caso #2): gradientes máximos de temperatura en absorbedor (izda.) y temperatura en el fluido (dcha.).

Habiendo definido el multiplicador para la región bifásica que mejor precisión ofrece con el modelo PTAV-FC ($M=-0.95$; $M=-0.85$)⁵⁷ a nivel de gradientes de temperatura máximos, sus resultados se comparan con los obtenidos mediante el modelo PTAC sin ningún FC, y con los reportados por Lobón *et al.* [72] con el *software* STAR-CCM+ (figura 6.39, izda.).

La propuesta actual de modelado PTAV-FC⁵⁸ frente al enfoque PTAC mejora la predicción de los gradientes máximos entre 1.4–15.9 K, siendo especialmente significativa en las regiones monofásicas (6.4–8.1 K), en la zona inicial (*slug*) de la región bifásica (~7.2 K) y en el *dry-out* (~15.9 K). Por otro lado la dependencia térmica de la emisividad de la cubierta selectiva del absorbedor en el modelo PTAV-FC incrementa las pérdidas térmicas e impactando en la longitud de los patrones de flujo: (i) reduciendo la del líquido subenfriado e incrementado la zona de ebullición nucleada; (ii) incrementando la región bifásica; (ii) reduciendo la región de sobrecalentamiento. Además en el modelo PTAC la subestimación de las pérdidas térmicas sitúa la temperatura de salida del fluido fuera del rango de incertidumbre de las termocuplas (figura 6.39, dcha.).

En comparación con los perfiles reportados por Lobón *et al.* [72] el enfoque PTAV-FC presenta peor aproximación en la región intermitente-anular. Dado que el enfoque 3D del fluido utilizado en [72] teóricamente modela de forma más realista el acoplamiento fluido-absorbedor esta deficiencia pudiera atribuirse a la idealización del modelo de espesor de película. En ambos patrones de flujo se considera el líquido en contacto con la cara interna del absorbedor, manteniendo al CTC en un orden de magnitud similar circunferencialmente, limitando la estimación de gradientes más elevados. De cualquier forma es necesario estudiar en profundidad otros casos⁵⁹, acompañados de información

57 En toda la región bifásica se utiliza $M=-0.95$ hasta la aparición del *dry-out* en la que se emplea $M=-0.85$.

58 Durante lo que resta de esta sección se considera el FC de la Ec. (6.31) con: (i) $M=-0.75$ y $n=1.5$ en regiones monofásicas; (ii) $M=-0.95$ y $n=1.0$ en patrones *slug*, intermitente y anular y (ii) $M=-0.85$ y $n=1.0$ en el *dry-out*.

59 A diferentes niveles de presión de operación y evaluando no solo los gradientes máximos de temperatura en el absorbedor, sino también los perfiles circunferenciales.

experimental en el perfil circunferencial y a lo interno del flujo bifásico, para desarrollar modelos de película de líquido más precisos.

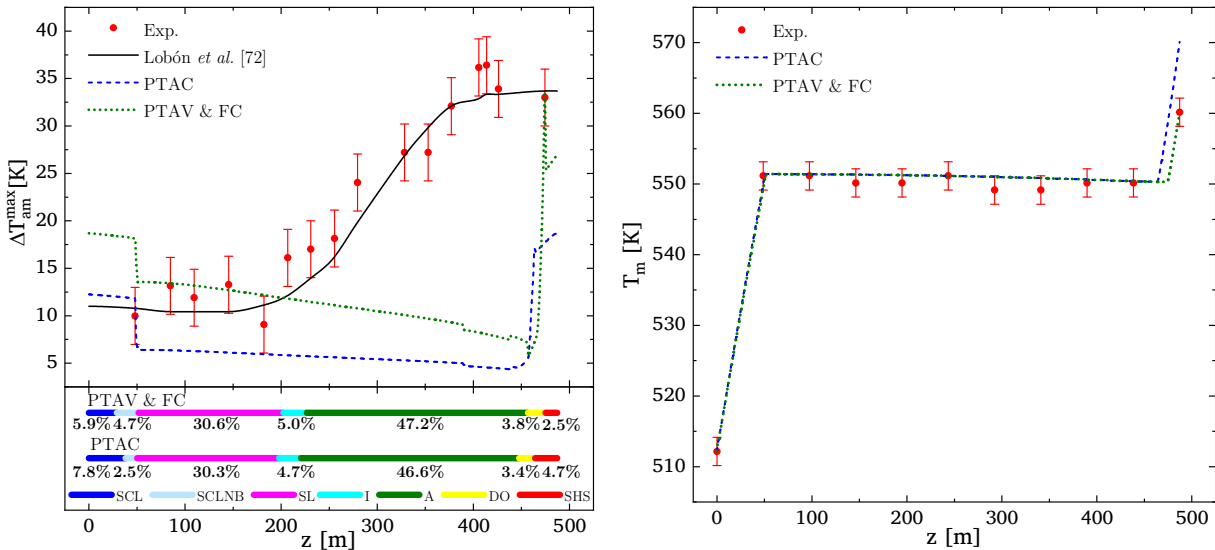


Figura 6.39: Comparación de perfiles axiales entre diferentes enfoques de modelado (caso #2): gradientes máximos de temperatura en absorbedor (izda.) y temperatura en el fluido (dcha.).

6.4.5.2 Campos de temperatura tridimensionales y bidimensionales

Las mejoras alcanzadas con el enfoque PTAV-FC respecto al PTAC a nivel de la predicción de los gradientes máximos de temperatura en el radio intermedio del absorbedor, se ilustran de manera descriptiva en la figura 6.40 comparando los campos de temperatura en la superficie exterior. Si bien el orden de magnitud de la temperatura máxima longitudinalmente es muy similar en ambos enfoques el perfil del modelo PTAV-FC es considerablemente más pronunciado y con mayores diferencias entre la zona afectada por la radiación solar concentrada y la zona sin concentración. Cuantitativamente esto se traduce en gradientes máximos mayores con el modelo PTAV-FC en las ST de entrada, salida y al inicio y final de la región bifásica entre 5.0–14.9 K en relación al PTAC.

El hecho de que la temperatura máxima en cada ST del absorbedor sea similar en ambos enfoques, o incluso ligeramente superior en el PTAC, se debe a la sobreestimación de la energía transferida hacia el fluido en este modelo, tal como se demostró detalladamente para las regiones monofásicas. Este efecto se evidencia al comparar los campos de temperatura en la ST de salida del receptor (figura 6.41) dado que para alcanzar niveles de temperatura similares en la zona de concentración bajo ambos enfoques, el modelo PTAC presenta una temperatura del fluido 10.0 K superior. Sin embargo, esto produce también un incremento la temperatura en la zona de no concentración impidiendo que los gradientes entre ambas zonas se aproximen a los resultados experimentales. Además, el campo de temperatura del tubo de vidrio en el modelo PTAC se reduce en torno a 15 K por la subestimación de las pérdidas térmicas.

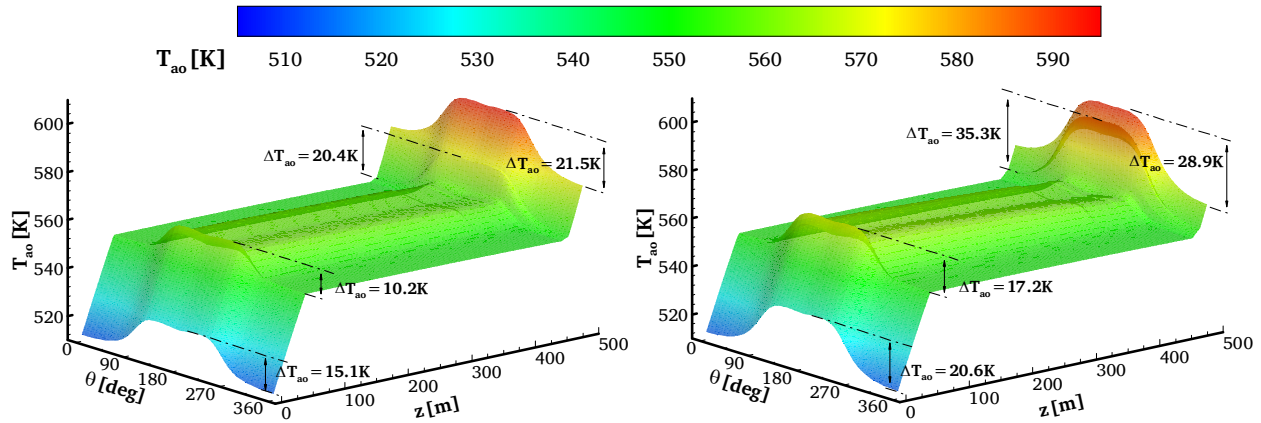


Figura 6.40: Campo de temperaturas en superficie exterior del absorbedor (caso #2): PTAC (izda.) y PTAV-FC (dcha.).

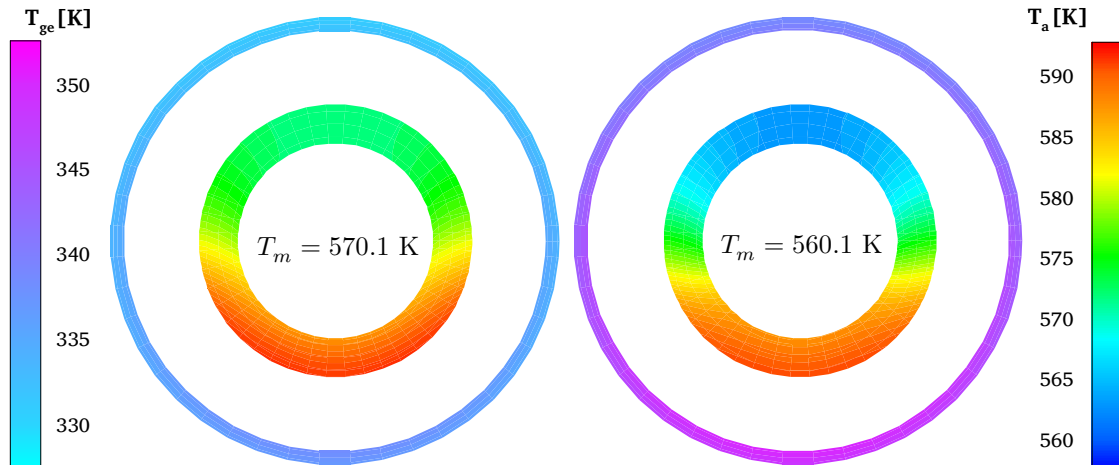


Figura 6.41: Campo de temperatura en ST de salida del receptor (caso #2): PTAC (izda.) y PTAV-FC (dcha.).

6.4.5.3 Análisis de la región del dry-out

Una de las principales novedades de este trabajo reside en el acoplamiento del enfoque 3D del absorbedor al modelado termohidráulico del *dry-out* considerando la influencia del secado de la película de líquido en el CTC azimuthal. Esta consideración resulta fundamental para determinar los CTC de cada fase y estimar de manera realista el campo de temperatura en el absorbedor, que a nivel del estrés térmico resulta esencial en esta región. Sin embargo, durante el análisis cualitativo de los gradientes máximos (subsección 6.4.5.1) se evidenció que sin la incorporación de un FC en el CTC no es posible estimar con precisión los valores críticos que se alcanzan en la región del *dry-out*.

Con el objetivo de visibilizar esta situación se comparan los campos de temperatura en la superficie exterior (figura 6.42) y en cuatro ST (figura 6.43) del absorbedor durante el secado de la película del líquido bajo ambos enfoques (PTAC sin FC y PTAV-FC), refrendando las conclusiones arrojadas por los análisis previos, entre las que destacan:

- la incapacidad del enfoque PTAC para estimar el salto térmico en el patrón de flujo *dry-out*, justo antes de la región de sobrecalentamiento, que se mantiene en torno a los 570 K en la

zona de la superficie exterior afectada por la radiación solar concentrada. Mientras que bajo el enfoque de modelado PTAV-FC llegan a alcanzarse temperaturas cercanas a los 590 K;

- las diferencias entre los dos enfoques a nivel de los gradientes térmicos de las ST del absorbedor entre la zona con concentración y la afectada únicamente por la radiación solar directa, que en la zona más crítica llegan a subestimarse en el modelo PTAC alrededor de los 18 K;
- el incremento de la longitud de la región de sobrecalentamiento, por la reducción de las pérdidas térmicas a lo largo de todo el perfil longitudinal del lazo de captadores por no involucrar la dependencia térmica de la emisividad de la cubierta selectiva del absorbedor.

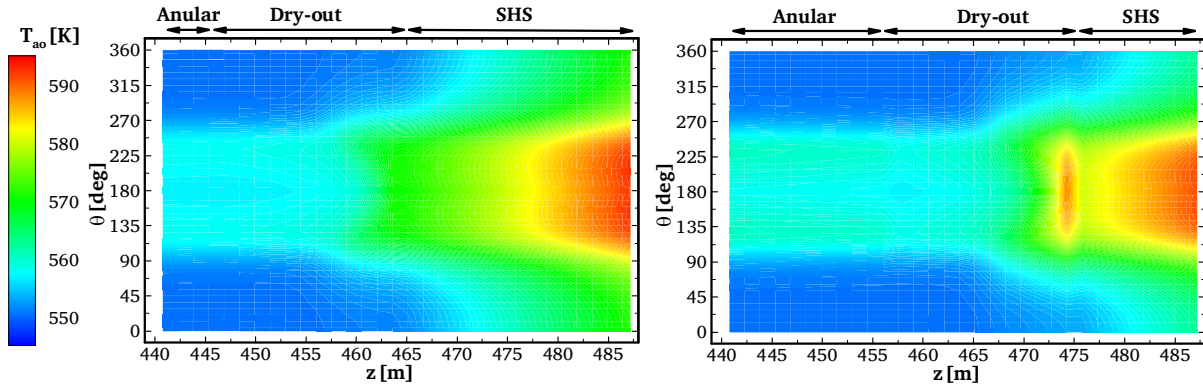


Figura 6.42: Campos de temperatura en la superficie exterior en el tubo absorbedor durante la región del *dry-out* (caso #2): PTAC (izda.) y PTAV-FC (dcha.).

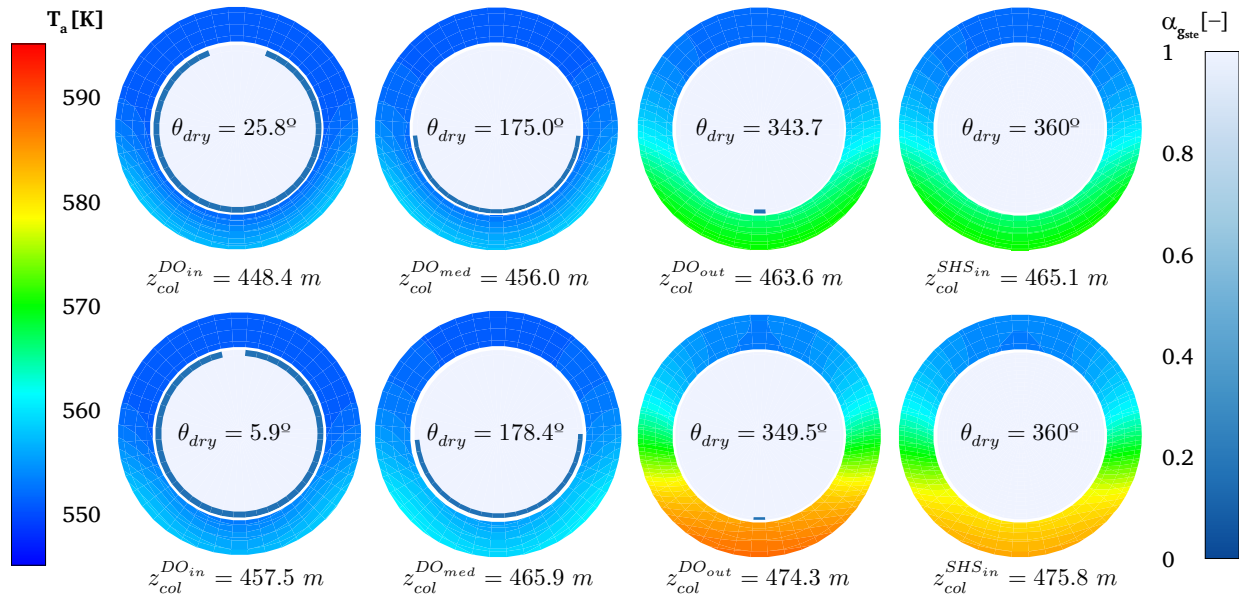


Figura 6.43: Campos de temperatura en las ST del tubo absorbedor y evolución del secado de la película de líquido en la región del *dry-out* (caso #2): PTAC (arriba) y PTAV-FC (abajo).⁶⁰

⁶⁰ Para visibilizar el efecto de la reducción del espesor de la película de líquido, este se ha sobredimensionado respecto a su valor real en la región del *dry-out*: 20 veces (ST de entrada), 30 veces (ST intermedia) y 300 veces (ST de salida).

6.5 Validación del modelo totalmente acoplado bajo la configuración un solo paso en la instalación experimental DISS

En las subsecciones anteriores se han validado en la instalación experimental DISS: (i) el modelo totalmente acoplado en las regiones monofásicas determinando un FC en el CTC para predecir correctamente el campo de temperatura en el tubo absorbedor (subsección 6.3); (ii) el modelado termohidráulico del lazo de captadores completo bajo la configuración *un solo paso* incluyendo el mapa de patrones de flujo y una primera validación del modelo térmico del receptor a partir datos publicados previamente en la literatura especializada (sección 6.4). Con el objetivo de consumir la validación del modelo totalmente acoplado en las tres regiones del proceso de GDV (calentamiento, evaporación y sobrecalentamiento), la sección actual se centra en la determinación del FC del CTC en la región bifásica que permita estimar con precisión los campos de temperatura en el absorbedor.

Para cumplir este objetivo se considera nuevamente como modelo físico la antigua instalación experimental DISS bajo la configuración *un solo paso*, pero en este caso se compone únicamente de diez captadores⁶¹ (figura 6.44). La caracterización del sistema físico se presentó con anterioridad a nivel de: (i) las propiedades ópticas y geométricas del captador tipo LS3 (tabla 4.4); (ii) las propiedades termofísicas del tubo receptor (tabla 5.22); (iii) los modificadores por ángulo de incidencia (tabla 6.12); y (iv) dimensiones longitudinales y localización de los sensores de temperatura y presión (tabla 6.26). Se incluyen para este caso la localización de las termocupas de las STE del tubo absorbedor seleccionadas para llevar a cabo la validación del campo de temperatura en el mismo (tabla 6.34).

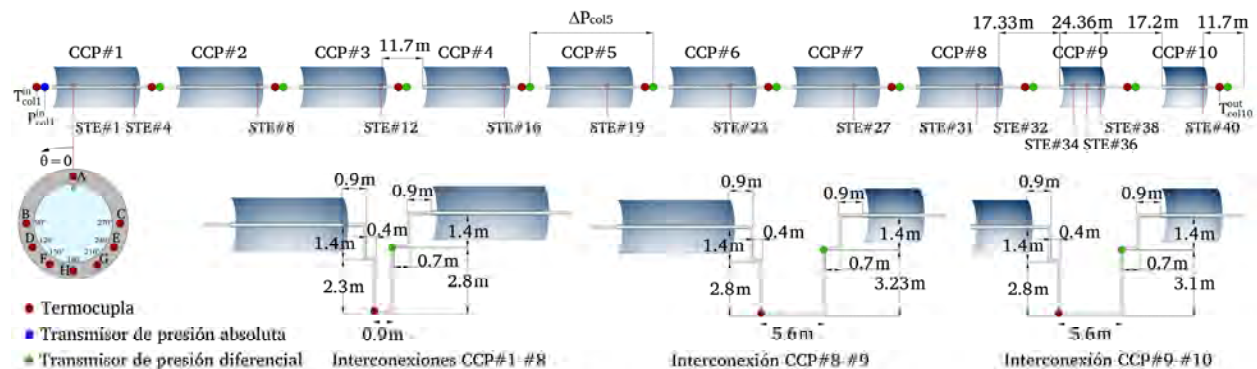


Figura 6.44: Sistema físico de diez captadores en la instalación experimental DISS (2000–2003) bajo la configuración *un solo paso*.

Al igual que en las validaciones implementadas en las regiones monofásicas (sección 6.3), se seleccionaron tres pruebas experimentales del mes de mayo de 2003, cubriendo todos los niveles de presión de trabajo ($p=30, 60, 100$ bar) de la instalación DISS y funcionando bajo condiciones de

⁶¹ Durante los tres días considerados para la validación del modelo totalmente acoplado, el captador #11 permaneció desenfocado. Por lo tanto, el sistema físico se limita a diez captadores, considerado en la salida la interconexión entre los CCP #10–#11.

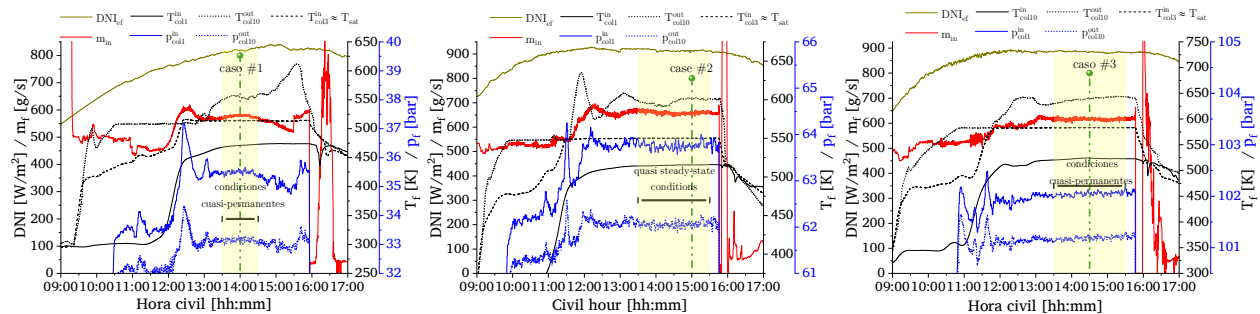
operación cuasi-permanentes (figura 6.45). La información experimental sobre los datos de sitio y las condiciones de operación del fluido caloportador para cada uno de los casos evaluados se presentan en las tablas 6.35⁶² y 6.36, respectivamente. Además en el apéndice K.2.1 se adjunta la información experimental detallada a la salida de cada captador para las variables termohidráulicas de presión y temperatura, así como a nivel de la temperatura arrojada por las ocho termocuplas localizadas en el radio intermedio del perfil azimutal de cada una de las STE del tubo absorbedor seleccionadas para la validación térmica del modelo.

Tabla 6.34: Localización de las STE en instalación DISS (2000–2003).

STE	Captador	Módulo	Localización	
			Relativa ^(a)	Absoluta ^(b)
#1	CCP #1	M #1	12.0 m	12.0 m
#4	CCP #1	M #4	48.0 m	48.0 m
#8	CCP #2	M #4	48.0 m	96.72 m
#12	CCP #3	M #4	48.0 m	145.44 m
#16	CCP #4	M #4	48.0 m	194.16 m
#19	CCP #5	M #3	36.0 m	230.88 m
#23	CCP #6	M #3	36.0 m	279.60 m
#27	CCP #7	M #3	36.0 m	328.32 m
#31	CCP #8	M #3	36.0 m	377.04 m
#32	CCP #8	M #4	48.0 m	389.04 m
#34	CCP #9	M #1B	8.0 m	397.76 m
#36	CCP #9	M #2A	16.0 m	405.76 m
#38	CCP #9	M #2C	24.0 m	413.76 m
#40	CCP #10	M #2	24.0 m	438.12 m

(a) Respecto a la ST del CCP correspondiente.

(b) Respecto a la ST del lazo completo de captadores considerando exclusivamente la longitud del tubo receptor.



a) Caso #1: 14/05/2003 (30 bar).

b) Caso #2: 22/05/2003 (60 bar).

c) Caso #3: 21/05/2003 (100 bar).

Figura 6.45: Condiciones de operación para la validación del modelo en la configuración *un solo paso*.

62 Como se describió durante el análisis de las regiones monofásicas (sección 6.3), la reducción de la transmitancia que a finales de 2003 presentaba el tubo de vidrio del captador #10 se involucra mediante un factor reductor en el factor de ensuciamiento del tubo de vidrio (F_c^{ge}). De tal forma que se considera un valor común para los nueve captadores restantes (#1–9) y un valor menor para el captador #10.

Tabla 6.35: Datos de sitio y factores de ensuciamiento para la validación del modelo en lazo de diez captadores de la instalación DISS (2000–2003).

Caso	Fecha	Hora	DNI [W/m^2]	φ_{inc} [$^\circ$]	θ_z [$^\circ$]	T_∞ [K]	v_w [m/s]	F_c^{ref} [–]	F_c^{ge} [–] ^(*)
1	14/05/2003	14:00	865 ± 10	18.65	18.70	298.2	5.3	0.909	0.954 / 0.835
2	22/05/2003	15:00	949 ± 10	15.92	20.59	298.9	5.0	0.860	0.930 / 0.814
3	21/05/2003	15:00	915 ± 10	16.12	20.77	298.5	4.9	0.860	0.930 / 0.814

(*) El valor de la izquierda se refiere a los captadores #1–9 y el de la derecha al captador #10.

Tabla 6.36: Condiciones de operación del fluido para las validaciones del modelo en lazo de diez captadores de la instalación DISS (2000–2003).

Caso	\dot{m} [kg/s]	p_m^{in} [bar]	T_m^{in} [K]	x^{in} [–]	p_m^{out} [bar]	T_m^{out} [K]	x^{out} [–]
1	0.58 ± 0.05	35.55 ± 0.60	471.3 ± 1.5	0.00	33.23 ± 1.00	554.2 ± 1.5	1.00
2	0.65 ± 0.05	63.67 ± 0.60	515.6 ± 1.5	0.00	61.99 ± 1.00	600.8 ± 1.5	1.00
3	0.61 ± 0.05	102.03 ± 0.60	523.0 ± 1.5	0.00	101.18 ± 1.00	643.0 ± 1.5	1.00

Dado que el principal objetivo de esta sección se centra en definir el FC del CTC en la región bifásica, las simulaciones se desarrollan bajo los enfoques que mejores prestaciones han demostrado a nivel del comportamiento térmico del receptor y del acoplamiento fluido-absorbedor en las regiones monofásicas, y variando al multiplicador del FC del CTC en la región bifásica, es decir:

- se considera el modelo de PTAV-FC en el absorbedor, el enfoque de FCVR en el tubo de vidrio y que el vacío se mantiene en el espacio anular;
- en las regiones monofásicas el CTC y su coeficiente de fricción se consideran las correlaciones de Gnielinski [115] y Konakov [201], respectivamente, involucrando el FC de la Ec. (6.31) ($M=-0.75$ y $n=1.5$); y para las pérdidas por fricción se utiliza la de Goudar-Sonnad [202];
- en la región bifásica se utiliza el mapa de patrones de flujo Wojtan *et al.* [50] y sus correlaciones [161,163] incorporando en el CTC un análisis de sensibilidad del FC de la Ec. (6.31) con ($M=[0.0, -0.95]$ y $n=1$).

Bajo estas consideraciones se estudia el comportamiento del modelo para los tres niveles de presión de operación en términos de transferencia de calor y caída de presión (subsección 6.5.1), del mapa de patrones de flujo y sus variables asociadas (subsección 6.5.2), y de la distribución de temperaturas en el tubo absorbedor (subsección 6.5.3). El capítulo se cierra (subsección 6.5.4) identificando las ventajas comparativas entre el enfoque de modelado actual (PTAV-FC) y el tradicionalmente utilizado hasta la fecha para el modelado de la GDV en CCP (PTAC).

6.5.1 Análisis de transferencia de calor y caída de presión

El desempeño del modelo se evalúa numéricamente a nivel de las variables entrada-salida de transferencia de calor y caída de presión para el rango de valores del multiplicador M (0,–0.95) del FC (tabla 6.37). El modelo presenta buena precisión para todos los valores del multiplicador con desviaciones que varían entre: (i) –0.6 – 1.5 % en el gradiente térmico del fluido; (ii) –0.2 – 0.4 % a

nivel del rendimiento global; y (iii) $-4.7 - 7.1$ % en la caída de presión. Además la tendencia de las variables de transferencia de calor es proporcional al multiplicador, reduciéndose a medida que este disminuye, dado que se incrementa la temperatura del absorbedor y por tanto las pérdidas térmicas.

Tabla 6.37: Gradiente térmico en el fluido, eficiencia global y caída de presión para diferentes FC del CTC ($M=[0, -0.95]$; $n=1.0$) en la región bifásica de la instalación DISS.

Variable	Caso	Exp.	M=0.0 ($\xi_r, \%$)	M=-0.75 ($\xi_r, \%$)	M=-0.85 ($\xi_r, \%$)	M=-0.95 ($\xi_r, \%$)
$\Delta T_m^{out-in} [K]$	1	82.9	83.8 (1.1)	83.3 (0.5)	83.1 (0.2)	82.8 (-0.1)
	2	85.2	85.8 (0.7)	85.3 (0.1)	85.1 (-0.1)	84.7 (-0.6)
	3	120.0	121.8 (1.5)	121.3 (1.1)	121.1 (0.9)	120.8 (0.7)
$\eta_{col} [-]$	1	0.585	0.586 (0.2)	0.585 (0.0)	0.585 (0.0)	0.585 (0.0)
	2	0.542	0.542 (0.0)	0.542 (0.0)	0.542 (0.0)	0.541 (-0.2)
	3	0.525	0.527 (0.4)	0.526 (0.2)	0.526 (0.2)	0.526 (0.2)
$\Delta p_m^{in-out} [bar]$	1	2.32	2.21 (-4.7)	2.21 (-4.7)	2.21 (-4.7)	2.21 (-4.7)
	2	1.68	1.64 (-2.4)	1.64 (-2.4)	1.64 (-2.4)	1.64 (-2.4)
	3	0.85	0.91 (7.1)	0.90 (5.9)	0.90 (5.9)	0.90 (5.9)

Las predicciones termohidráulicas del modelo se analizan también a la salida de cada captador⁶³ a partir de las desviaciones promedio y máximas de los gradientes térmicos y la caída de presión (tabla 6.38), que se extraen de los resultados detallados del apéndice K (K.2.2 y K.2.3).

Tabla 6.38: Desviaciones promedio y máxima de gradientes térmicos en el fluido y caída de presión a la salida de cada CCP con diferentes FC del CTC ($M=[0, -0.95]$; $n=1.0$) en región bifásica de instalación DISS.

Variable	Caso	M=0.0		M=-0.75		M=-0.85		M=-0.95	
		$ \xi_r^{mean} $	ξ_r^{max}	$ \xi_r^{mean} $	ξ_r^{max}	$ \xi_r^{mean} $	ξ_r^{max}	$ \xi_r^{mean} $	ξ_r^{max}
$\Delta T_m^{out-in-CCP}$	1	4.7%	8.9%	4.5%	8.9%	4.5%	8.9%	4.4%	8.9%
	2	3.2%	7.2%	3.2%	7.2%	3.3%	7.2%	3.4%	7.2%
	3	2.2%	-4.8%	2.3%	-4.8%	2.3%	-4.8%	2.3%	-4.8%
$\Delta p_m^{in-out-CCP}$	1	32.2%	-95.7%	32.2%	-95.7%	32.2%	-95.7%	32.4%	-95.7%
	2	32.9%	-90.5%	32.9%	-90.5%	32.9%	-90.5%	32.8%	-90.5%
	3	43.1%	-83.3%	42.9%	-83.3%	42.7%	-83.3%	42.7%	-83.3%

Respecto a los gradientes térmicos a la salida de cada CCP, el modelo muestra buen comportamiento con tendencias similares a las del lazo completo de captadores, con desviaciones promedio entre 2.2–4.7% y máximas del 8.9% (caso #1). Así se refleja también en los perfiles axiales (figura 6.46) que se ubican en su mayoría⁶⁴ dentro de la incertidumbre de las termocuplas.

⁶³ Para este y todos los casos se consideran desde la salida de cada captador hasta la entrada del lazo de captadores.

⁶⁴ A excepción del caso #1 con desviaciones superiores a ± 1.5 K en cinco CCP, probablemente por la subestimación de la caída de presión, el caso #2 solo se desvía en los CCP #2 y #8 y el caso #3 en los CCP #1, #2 y #8.

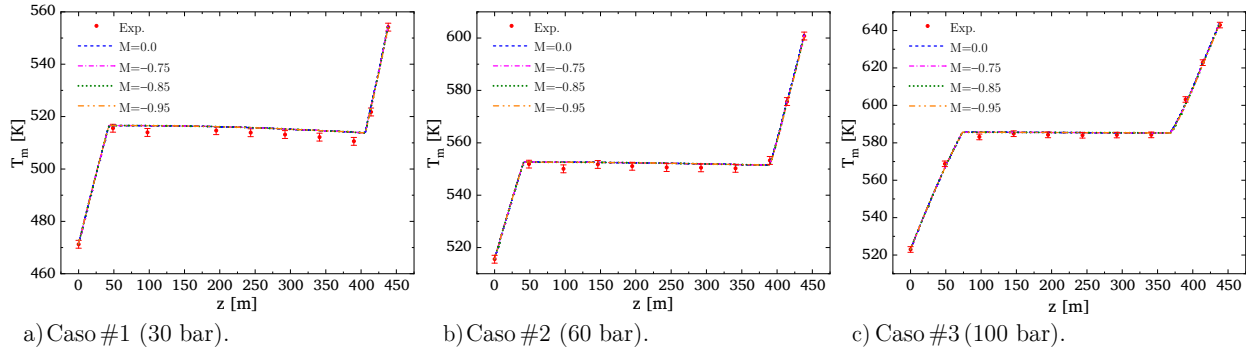


Figura 6.46: Perfiles axiales de temperatura en el fluido para diferentes FC del CTC ($M=[0,-0.95]$; $n=1.0$) en la región bifásica de la instalación DISS.

Por otra parte, las desviaciones promedio de la caída de presión se incrementan considerablemente respecto a las del lazo completo de captadores, variando entre el 32.2–43.1 %, y alcanzando subestimaciones máximas en la zona del líquido subenfriado entre el 83.3–95.7 %. El incremento de las desviaciones en la caída de presión a la salida de cada captador se produce en la zona de líquido subenfriado y el primer tramo de la región bifásica⁶⁵. Y se relaciona con la reducida magnitud de la caída en estas zonas (0.05-0.50 bar) respecto al rango de incertidumbre de los sensores que varía entre $\pm 0.60 - \pm 0.80$ bar. A pesar de ello, los perfiles axiales de presión (figura 6.47) obtenidos por el modelo se ubican dentro del rango de precisión de los sensores.

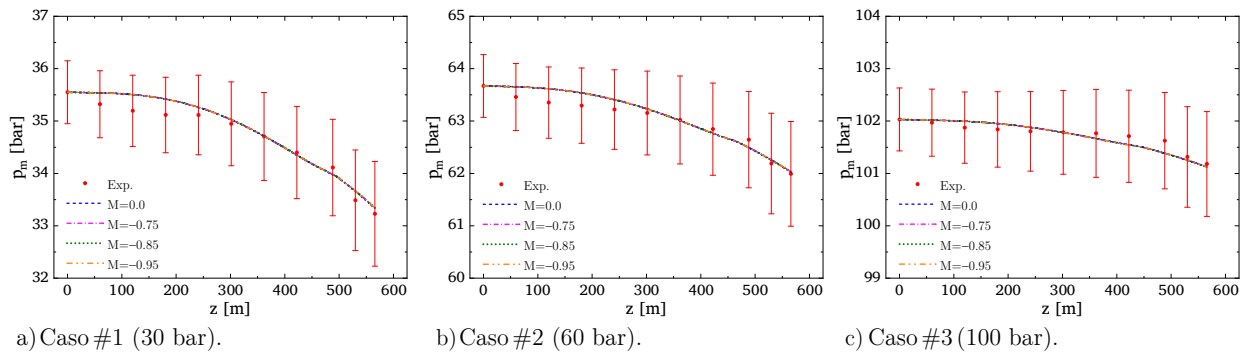


Figura 6.47: Perfiles axiales de presión en el fluido para diferentes FC del CTC ($M=[0,-0.95]$; $n=1.0$) en la región bifásica de la instalación DISS.

Por último comparando el comportamiento termohidráulico en los diferentes niveles de presión de operación⁶⁶ se observa que a medida que esta se incrementa el rendimiento, la caída de presión y la longitud de la región bifásica disminuyen. La reducción del rendimiento se produce por el incremento del rango de temperaturas de operación del fluido a mayores niveles de presión, lo que aumenta en consecuencia las temperaturas en el tubo absorbedor y por tanto las pérdidas térmicas.

⁶⁵ En el caso #3 ($p=100$ bar) las desviaciones se sitúan por encima del 20 % hasta la salida del CCP #8, momento en que la caída de presión no se sitúa por encima de los 0.5 bar.

⁶⁶ Pese a que en cada uno de los casos simulados se trabaja con niveles de radiación y caudal másico diferentes, la relación entre ambas variables (DNI_{ef}/\dot{m}) es de un orden de magnitud similar, trabajando en el rango de valores entre los 1410–1430 $\text{J kg}^{-1} \text{s}^{-2}$.

Por su parte la disminución en la caída de presión y de la longitud de la región bifásica es consecuencia directa del comportamiento intrínseco de las propiedades termofísicas del agua y el vapor. Estas tres situaciones, son las que consolidan la idoneidad de trabajar el rango de presiones entre 50–100 bar para procesos de GDV orientados a generación de electricidad con grandes captadores, sin comprometer la eficiencia de la planta y evitando caídas de presión que superarían los 10 bar a presiones inferiores a 50 bar [5].

6.5.2 Mapa de patrones de flujo y variables termohidráulicas asociadas

Los mapas de patrones de flujo bifásico y las principales variables termohidráulicas que condicionan la configuración de estos se ilustran en las figuras 6.48 y 6.48, respectivamente. Dado que tanto las transiciones del mapa como las variables asociadas se representan en función de la calidad del vapor, la variación del del FC del CTC no influye en su configuración final.

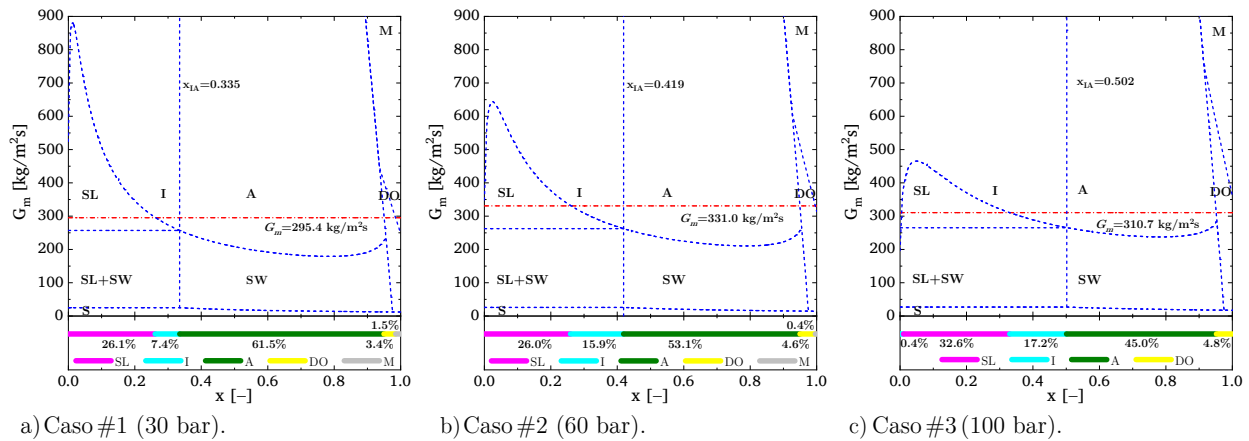


Figura 6.48: Mapa y longitud relativa de patrones de flujo bifásico para los tres niveles de operación.

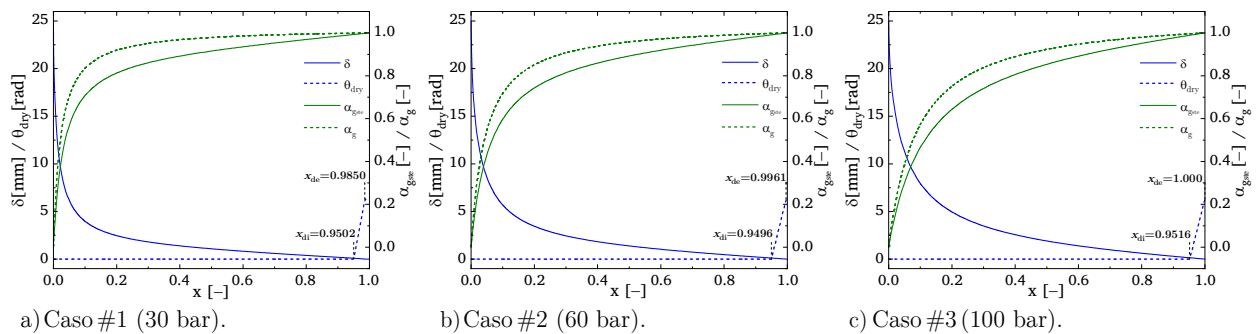


Figura 6.49: Parámetros termohidráulicos bifásico para los tres niveles de operación.

La representación de los mapas de patrones de flujo bifásico permite concluir que en los rangos de operación nominal de velocidad másica ($G_m = 300 \text{ kg/m}^2\text{s}$) de la antigua instalación DISS se suceden los patrones de flujo *slug*, intermitente, anular, *dry-out* y niebla. De esta forma hasta alcanzar la región del *dry-out* se garantiza la mejor refrigeración posible de la cara interna del tubo dado que la película del líquido se mantiene en contacto en todos los casos con el perfil circunferencial

de la cara interna del absorbedor. Por otro lado la comparación de los mapas obtenidos en cada uno de los tres niveles de operación, permite establecer las siguientes afirmaciones respecto a las transiciones y la longitud de los patrones de flujo a medida que se incrementa la presión de operación:

- incremento del valor nominal de la calidad del vapor de la transición intermitente-anular (x_{IA}), que se traduce en la reducción del patrón de flujo anular y aumento de los patrones de flujo *slug* e intermitente;
- reducción del valor máximo y de la pendiente en la curva de transición ondulada (G_{wavy}) que provoca el incremento de la longitud relativa del patrón de flujo *slug* y la posibilidad de que aparezca el patrón de flujo intermitente al inicio de la región bifásica;
- desplazamiento de la transición entre los patrones de flujo *dry-out* y niebla (G_{mist}) hacia velocidades másicas superiores, que se traduce en el incremento de la longitud relativa del patrón de flujo *dry-out* y la reducción de la del niebla, llegando incluso a desaparecer este último para la presión de operación de 100 bar (caso #3).

En cuanto al comportamiento de las variables termohidráulicas asociadas al mapa y al CTC entre fluido y absorbedor, se concluye que a medida que se incrementa el nivel de presión de operación:

- se reduce la pendiente de las fracciones de vacío homogénea (α_g) y de Steiner [218] ($\alpha_{g_{ste}}$), obteniéndose curvas más suavizadas debido a la disminución de la densidad de la fase líquida y el incremento de la de la fase gaseosa con el incremento de la presión;
- disminuye la pendiente del espesor de película del líquido incrementando ligeramente su valor para los mismos valores de calidad del vapor, debido a que depende del área ocupada por el líquido, y es por lo tanto inversamente proporcional a la fracción de vacío de Steiner [218] ($\alpha_{g_{ste}}$), que se reduce a medida que aumenta la presión;
- se mantiene constante el inicio de la región del *dry-out* y por lo tanto la consideración del ángulo seco, pero su evolución hasta que el perfil circunferencial de la cara interna del absorbedor está completamente cubierta por el vapor, se retrasa a medida que aumenta la presión como consecuencia del retraso del punto de decepción del *dry-out*.

6.5.3 Distribución del campo de temperatura en el absorbedor

Habiendo constatado que la variación del multiplicador del FC del CTC bifásico no presenta influencias significativas en las variables termohidráulicas del modelo, se estudian a continuación los campos de temperatura en el tubo absorbedor. Para ello en primer lugar se comparan gráficamente y numéricamente los perfiles axiales de los gradientes máximos en las ST del absorbedor con los valores experimentales obtenidos en las STE (6.5.3.1). Este parámetro se ha seleccionado como el principal para definir el valor del FC en el CTC, dado que permite establecer el límite máximo de la carga térmica soportada por el absorbedor. A continuación también se estudian gráficamente y numéricamente los perfiles axiales de los gradientes A-H y en la termocupla inferior (A) no sometida a concentración solar (6.5.3.2). Por último se analizan gráficamente los perfiles circunferenciales de temperatura en STE representativas de cada patrón de flujo bifásico (6.5.3.3).

6.5.3.1 Gradientes máximos de temperatura en las ST del absorbedor

La representación de los perfiles axiales de los gradientes máximos de temperatura en las ST del absorbedor (figura 6.50) en los tres niveles de operación, constatan las predicciones previamente realizadas sobre los FC del CTC idóneos tanto para las regiones monofásicas (subsección 6.3.4) como para la región bifásica (subsección 6.3.5), es decir:

- la excelente precisión del modelo para la estimación de los gradientes máximos en las regiones monofásicas con multiplicador de $M=-0.75$ y un exponente $n=1.5$;
- en la región bifásica previa al *dry-out* y en la que se suceden los patrones *slug*, intermitente o anular, un multiplicador de $M=-0.95$ ($n=1.0$) es el que mejores predicciones ofrece;
- en las regiones del *dry-out* y niebla un multiplicador de $M=-0.85$ ($n=1.0$) presenta mejor precisión.

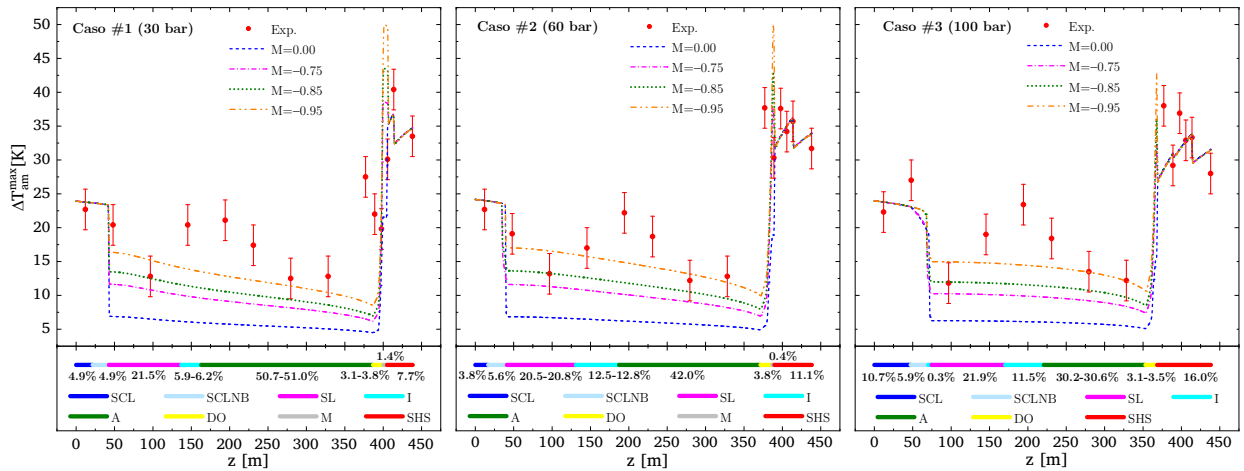


Figura 6.50: Perfiles axiales de gradientes máximos de temperatura en el absorbedor para diferentes FC del CTC ($M=[0, -0.95]$; $n=1.0$) en la región bifásica de la instalación DISS.⁶⁷

Se certifican también las limitaciones del modelo para predecir los gradientes máximos en ciertas STE de la región *slug*, intermitente, anular (SL-I-A), en las que resultan subestimados. Esta situación pudiera atribuirse a la idealización del modelo de película del líquido que en todos estos patrones asume a la fase líquida en contacto con la cara interna del absorbedor, tal como se ilustra en la figura 6.51. Si bien el espesor de película se va reduciendo, en ningún caso la fase gaseosa entra en contacto con el absorbedor, manteniendo el CTC en ordenes de magnitud similares y limitando que la diferencia de temperaturas entre la zona con concentración y la afectada por la radiación solar directa se incremente. En cualquier caso estas subestimaciones no superan los 4–9 K por lo que también pudieran derivarse de la (i) idealización del modelado óptico de la DNUFC, que no considera posibles desfocalizaciones del absorbedor (ii) desviaciones en la localización de las termocuplas en el

⁶⁷ En algunos tramos de los patrones de flujo se indica un rango de longitud relativa debido a que a medida que se incrementa el multiplicador se producen ligeros cambios (0.3–0.7 %) en algunos patrones de flujo debido al incremento de las pérdidas térmicas como consecuencia del incremento de la temperatura del absorbedor.

espesor del tubo (10 mm) que de acuerdo al modelo en el radio exterior presentar gradientes máximos hasta 3 K mayores que en el radio intermedio.

Por otro lado, la tendencia de los datos experimentales a medida que se avanza en la región bifásica no es exclusivamente ascendente como reportaban Lobón *et al.* [72] (figura 6.38). Sino que los gradientes máximos caen ligeramente antes de la región del *dry-out* coincidiendo con las predicciones del modelo actual. Si bien los perfiles del modelo siguen la tendencia de los datos experimentales, la localización del valor máximo de los gradientes en las regiones del *dry-out* y el niebla (DO-M) se estiman en algunos casos antes (caso #2) y en otros después (casos #1 y #3) respecto a los arrojados por las termocuplas de las STE correspondientes.

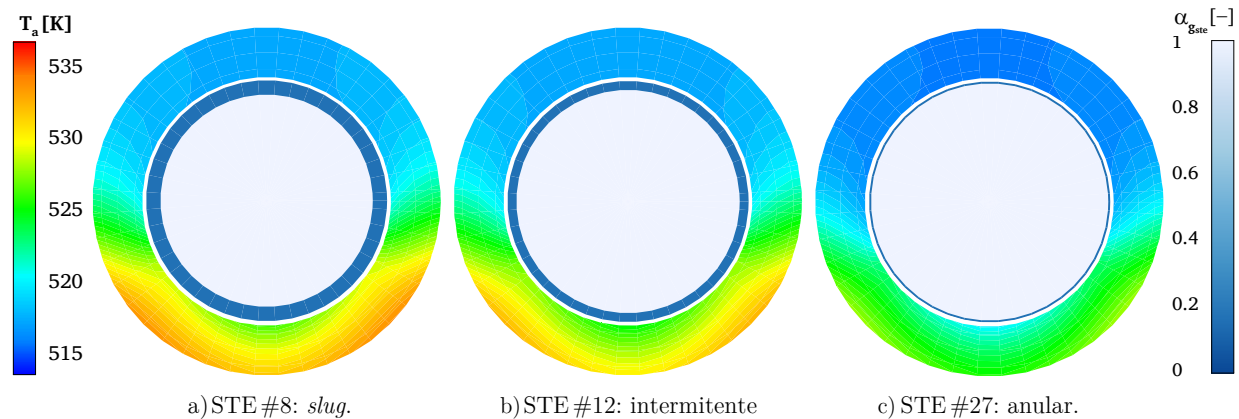


Figura 6.51: Campo de temperatura en las ST del tubo absorbedor y modelo de película de líquido en STE de la región bifásica *slug*-intermitente-anular (caso #1; $M=-0.95$; $n=1.0$).

Para determinar el FC adecuado en la región bifásica de manera cuantitativa se comparan primero las desviaciones promedio de los gradientes máximos en las STE de la región bifásica agrupando los patrones de flujo en dos zonas principales de acuerdo a la tendencia y magnitud de los gradientes (tabla 6.39). Los resultados desglosados en cada STE se adjuntan en el apéndice K.2.4.

En el primer tramo (SL-I-A) se confirma que un valor de $M=-0.95$ arroja mejor precisión con desviaciones promedio entre 16.7–29.2 %, reduciendo el error alrededor de un 40 % si no se considerase ($M=0.0$). En la segunda zona (DO-M), un multiplicador de $M=-0.75$ ofrece mejores prestaciones, con desviaciones promedio de 34.1 % y 50.7 % para los casos #1 y #2, respectivamente. Mientras que el caso #3 no es posible compararlo al no contar con STE en la zona en que el modelo predice la ocurrencia del *dry-out* y el niebla. En esta región el multiplicador sugerido por el análisis cuantitativo ($M=-0.75$) no coincide con el del análisis gráfico ($M=-0.85$), aunque sin diferencias significativas, dado que alcanzan valores del 41.1 % (caso #1) y 54.9 % (caso #2). La elevada magnitud de las desviaciones en esta región (DO-M) radica principalmente en la dificultad para predecir la variabilidad que presenta la configuración del flujo bifásico en una longitud tan corta⁶⁸

⁶⁸ Representa alrededor de un 3.1–5.2 % respecto a la longitud total del tubo receptor.

(15–20 m), en la que el CTC cae bruscamente cuando la cara interna del absorbedor entra en contacto con la fase gaseosa, ocasionando elevados gradientes de temperatura.

Tabla 6.39: Desviaciones promedio de los gradientes máximos de temperatura en las STE para diferentes FC del CTC ($M=[0, -0.95]$; $n=1.0$) en región bifásica de la instalación DISS.

Caso	Slug (SL), Intermitente (I), Anular (A) ^(a)				Dry-out (DO) y Niebla (M) ^(b)			
	M=0.00	M=-0.75	M=-0.85	M=-0.95	M=0.00	M=-0.75	M=-0.85	M=-0.95
1	66.0%	46.2%	38.0%	<u>29.2%</u>	53.5%	<u>34.1%</u>	41.4%	49.7%
2	60.9%	36.5%	25.9%	<u>16.7%</u>	61.4%	<u>50.8%</u>	54.9%	64.7%
3	61.2%	38.1%	28.3%	<u>18.7%</u>	NDA	NDA	NDA	NDA

(a) Se corresponde con las STE #4–#31 (caso #1), STE #4–#27 (caso #2), y STE #8–#27 (caso #3).

(b) Se corresponde con las STE #32–#36 (caso #1) y STE #31–#32 (caso #2). En la región DO-M identificada por el modelo en el caso #3 no se localizan STE.

Con el objetivo de establecer una medida cuantitativa más precisa para los gradientes máximos en el tramo DO-M, y dado que esta es la zona más crítica desde el punto de vista de la seguridad térmica del tubo absorbedor, se compara en la tabla 6.40 el mayor gradiente máximo en la ST del perfil axial del absorbedor que predice el modelo respecto al arrojado experimentalmente en las STE. De la misma se concluye que un multiplicador de $M=-0.85$ ofrece mejor precisión en el conjunto de los casos evaluados con desviaciones entre -5.0 - 10.9 %. A pesar de que en los casos #1 y #2 las desviaciones con $M=-0.75$ son menores, en ambos casos están subestimadas, y en el caso #3 la subestimación supera el 10.

Tabla 6.40: Máximo valor de los gradientes máximos de temperatura en las ST del absorbedor para diferentes FC del CTC ($M=[0, -0.95]$; $n=1.0$) en regiones *dry-out* y niebla de la instalación DISS.

Caso	Localización [m]		ΔT_{am}^{max} [K]						
	Exp. (STE)	Modelo	Exp.	M=0.0 ($\xi_r, \%$)	M=-0.75 ($\xi_r, \%$)	M=-0.85 ($\xi_r, \%$)	M=-0.95 ($\xi_r, \%$)		
1	413.76 (#38)	401.2	40.4	21.5 (-46.8)	38.6 (-4.5)	43.5 (<u>7.7</u>)	50.0 (23.8)		
2	377.04 (#31)	387.5	37.7	18.9 (-49.9)	37.5 (-0.5)	41.8 (<u>10.9</u>)	48.3 (28.1)		
3	377.04 (#31)	367.7	38.0	15.5 (-59.2)	32.1 (-15.5)	36.1 (<u>-5.0</u>)	42.8 (12.6)		

6.5.3.2 Temperatura en termocupla inferior (A) y gradientes de temperatura A-H en las ST del absorbedor

Para el estudio del comportamiento de los perfiles axiales de temperatura en la termocupla inferior (A) y de los gradientes A-H en el rango de valores del FC, se sigue un procedimiento análogo al desarrollado con los gradientes máximos. Primero se subdivide en dos tramos la región bifásica (SL-I-A y DO-M) analizando las desviaciones promedio de ambas variables (tabla 6.41) obtenidas a partir de los resultados detallados que se muestran en el apéndice K.2.5 y K.2.6.

En el primer tramo (SL-I-A) los resultados de los gradientes A-H coinciden con los arrojados para los gradientes máximos, de manera que con el multiplicador $M=-0.95$ se obtienen menores

desviaciones. Estas varían en el rango 12.2–29.4 %, mejorando la precisión entre un 30–40 % respecto a la no consideración del FC ($M=0.0$). Mientras que las desviaciones en la temperatura del nodo inferior (A) son similares en todos los casos, variando entre 1.7–2.0 K, situándolas ligeramente por encima del rango de incertidumbre de las estas (± 1.5 K), pero con precisión aceptable.

En la región DO-M no es posible establecer un único valor de multiplicador dado que no coinciden ni en cada variables ni en los dos casos (#1 y #2) en los que se pueden comparar con la información experimental en esta zona. Además las desviaciones para ambas variables son elevadas para todos los multiplicadores variando entre 32.5%–84.1 % para los gradientes A-H, y alrededor de 3.3–5.0 K a nivel de la temperatura en la termocupla inferior (A).

Tabla 6.41: Desviaciones promedio de la temperatura en A y de los gradientes A-H en las STE para diferentes FC del CTC ($M=[0, -0.95]$; $n=1.0$) en región bifásica de la instalación DISS.

Variables	Caso	Slug (SL), Intermitente (I), Anular (A) ^(a)				Dry-out (DO) o Niebla (M) ^(b)			
		M=0.00	M=-0.75	M=-0.85	M=-0.95	M=0.00	M=-0.75	M=-0.85	M=-0.95
ΔT_{am}^{A-H}	1	58.4 %	37.9 %	33.4 %	<u>29.4 %</u>	49.9 %	<u>32.5 %</u>	40.9 %	51.2 %
	2	53.6 %	28.5 %	19.5 %	<u>12.2 %</u>	<u>50.4 %</u>	64.2 %	70.4 %	84.1 %
	3	49.6 %	22.5 %	19.1 %	<u>17.4 %</u>	ND	ND	ND	ND
$ \Delta T_{am}^A _{NM}^{NM}$	1	2.1 K	2.0 K	2.0 K	2.0 K	<u>4.1 K</u>	4.3 K	4.6 K	5.0 K
	2	1.8 K	1.8 K	1.8 K	1.8 K	4.3 K	3.7 K	3.6 K	<u>3.3 K</u>
	3	1.7 K	1.7 K	1.7 K	1.7 K	ND	ND	ND	ND

(a) Se corresponde con las STE #4–#31 (caso #1), STE #4–#27 (caso #2) , y STE #8–#27 (caso #3).

(b) Se corresponde con las STE #32–#36 (caso #1) y STE #31–#32 (caso #2). En el caso #3 no se localizan STE en la región DO-M identificada por el modelo.

Pese a que en la región DO-M las desviaciones numéricas sean elevadas en ambas variables y los multiplicadores sugeridos no coincidan entre ellos y respecto al definido en la evaluación de gradientes máximos ($M=-0.85$), no se debe perder de vista que el criterio principal para su elección debe ser la seguridad térmica del tubo. Por lo tanto, al igual que sucedía en las regiones monofásicas (subsección 6.3.4), priman los resultados arrojados por el modelo a nivel del gradiente térmico máximo en la ST del absorbedor (tabla 6.40).

Por otro lado, la evaluación cualitativa de las variables a partir de la representación de sus perfiles axiales (figura 6.52) confirma las perspectivas ofrecidas por el análisis numérico en el tramo SL-I-A y mejora las de la zona DO-M. En la primera SL-I-A se observa que con un multiplicador de $M=-0.95$ el perfil se ubica prácticamente en su totalidad dentro del rango de incertidumbre de las termocuplas con excepción de la STE#8 (casos #1 y #2) en ambas variables y de la STE#12 (casos #1 y #3) en cuanto a los gradientes A-H. Mientras en la zona DO-M, si bien se observa la diferencia entre los datos experimentales y los de la simulación en, la tendencia de ambos es la misma, de manera que los perfiles del modelo discurren entorno a los datos experimentales arrojados por las termocuplas. Y las posibles desviaciones entre ambas pueden deberse a posibles deflexiones del tubo, que provoquen deslocalización de alguna termocupla respecto a la idealización del modelado óptico de la DNUFC.

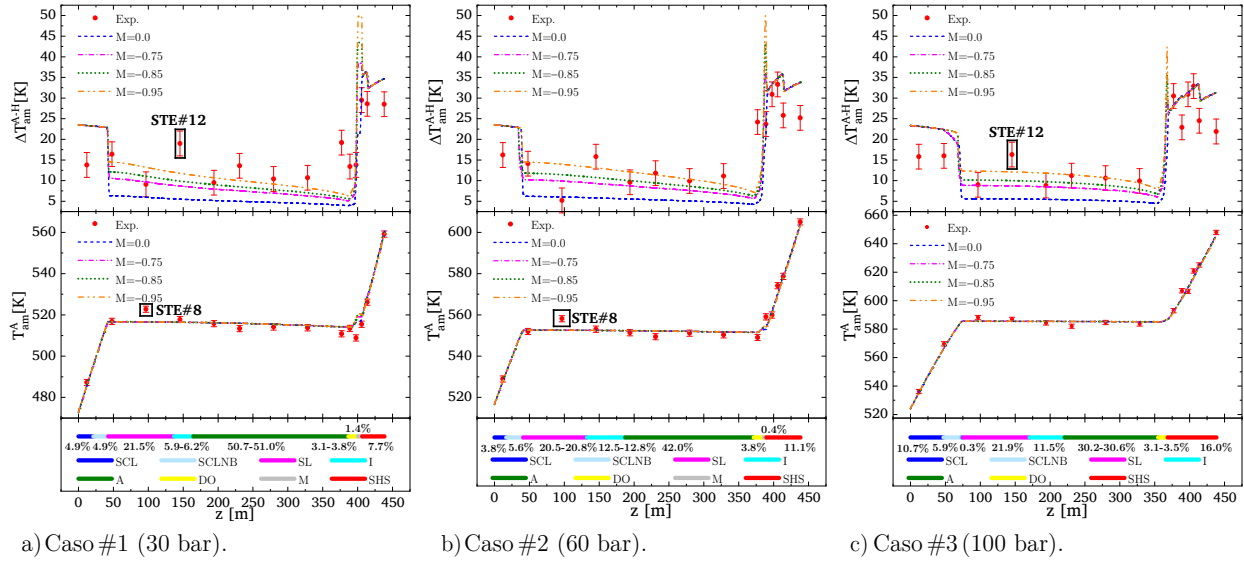


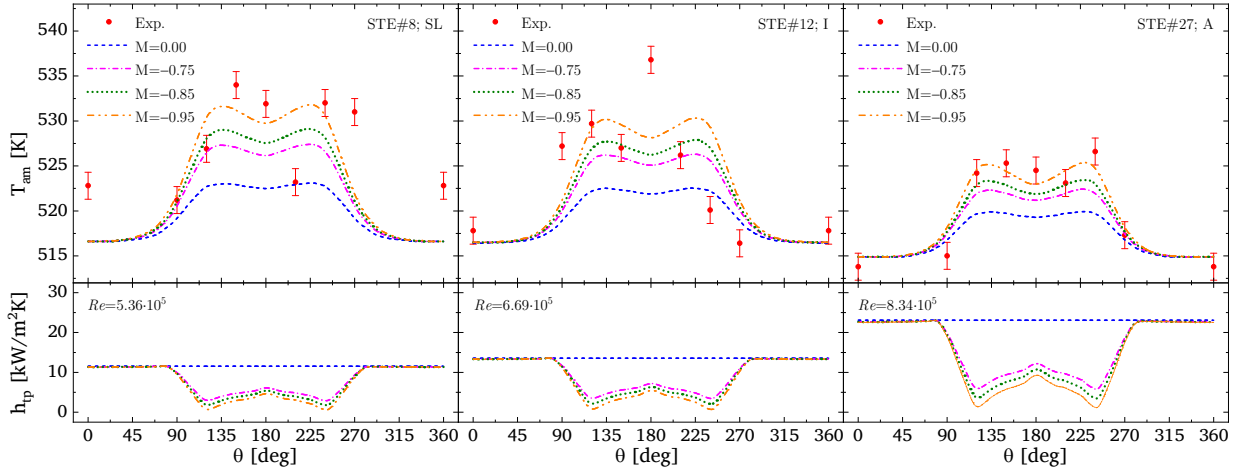
Figura 6.52: Perfiles axiales de gradientes A-H y temperatura en termocupla A en STE del absorbedor para diferentes FC del CTC ($M=[0, -0.95]$; $n=1.0$) en la región bifásica de la instalación DISS.

6.5.3.3 Perfiles circunferenciales de temperatura en ST del absorbedor

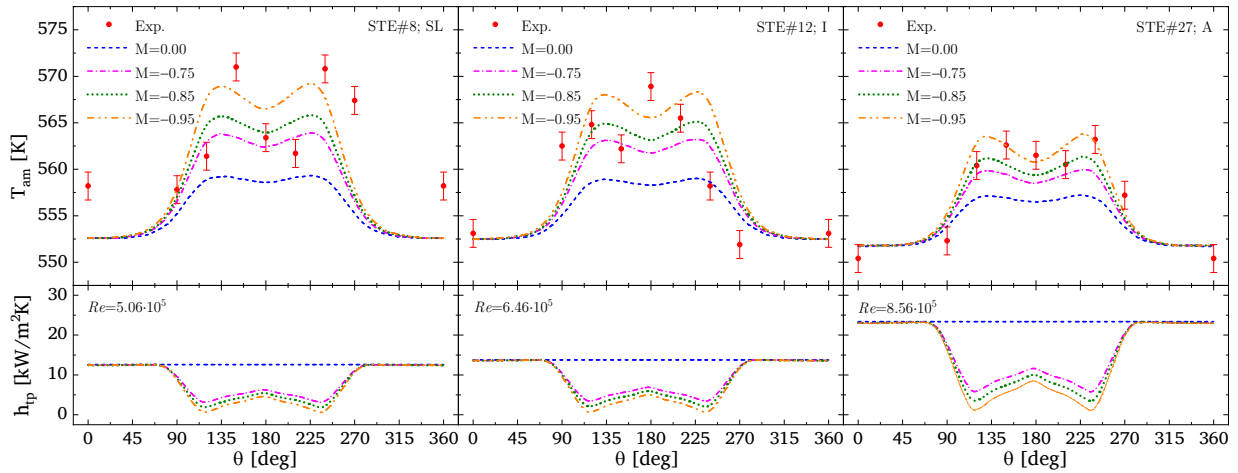
Como último procedimiento comparativo para determinar la idoneidad de los multiplicadores del FC en el CTC bifásico, se representan los perfiles circunferenciales del absorbedor en STE representativas de cada patrón de flujo, acompañados del perfil azimutal del CTC⁶⁹. Una vez más estos se agrupan en las dos regiones bifásicas definidas previamente, es decir, SL-I-A y DO-M.

Los perfiles azimutales en las STE#8, #12 y #27 en las que el modelo predice la ocurrencia de los patrones *slug*, intermitente y anular se ilustran en la figura 6.53. Estos confirman que el modelo con el multiplicador $M=-0.95$ se aproxima mejor a los datos experimentales en el conjunto de las termocuplas para los tres casos simulados, y especialmente en la zona de concentración. También se observa el perfil gaussiano del modelo no sigue estrictamente la tendencia de todas las termocuplas, alejándose de manera notable en las termocuplas A (0°) y G (210°) de la STE#8 (casos #1 y #2) y en la H (180°) de la STE#12 (casos #1 y #2). Existen tres posibles causas para estas desviaciones que ya se introdujeron al analizar los gradientes máximos: (i) idealización del modelado óptico de la DNUFC que no recoge posibles deflexiones en el absorbedor; (ii) posibles errores en la localización experimental de las termocuplas en un espesor de tubo tan reducido (10 mm); (iii) idealización del modelo de película de líquido que en estos patrones se supone siempre en contacto con la cara interna del absorbedor. Las desviaciones en la STE#8 pueden atribuirse casi con total seguridad a las situaciones (i) o (ii) dado que como se mostró en la figura 6.52 la termocupla A está notablemente desplazada respecto a sus homólogas a lo largo de la línea de saturación. Mientras que en la termocupla H, de la STE#12 los errores pudieran atribuirse a cualquiera de las tres razones planteadas.

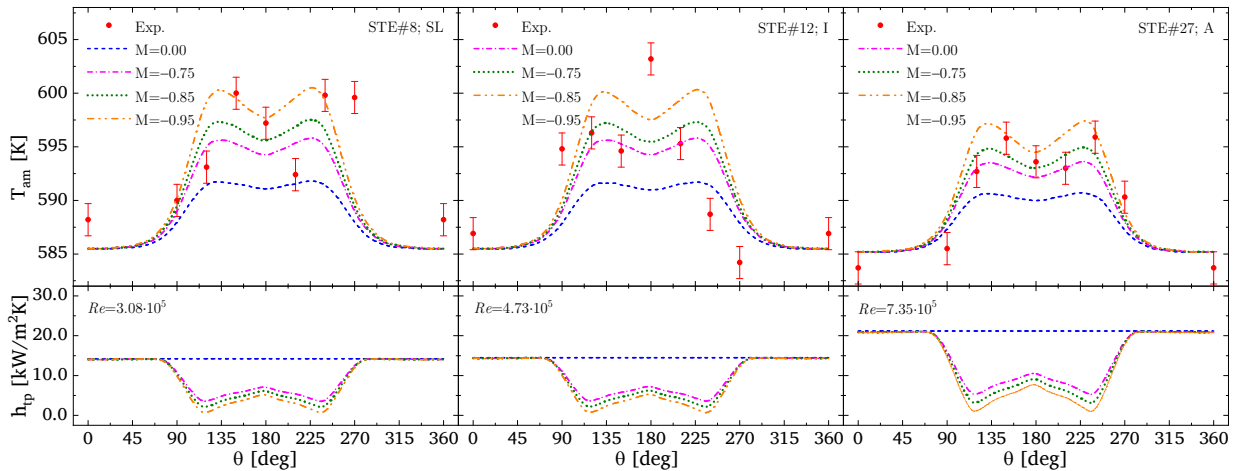
⁶⁹ Los perfiles circunferenciales de temperatura se habían acompañado del número de Nusselt, dado los CTC monofásicos se expresan en función de este. Esto no sucede en el caso bifásico, y por eso se analizan solo en términos del CTC.



a) Caso #1 (30 bar): STE #8 (izda.); STE #12 (centro); STE #27 (dcha.).



b) Caso #2 (60 bar): STE #8 (izda.); STE #12 (centro); STE #27 (dcha.).

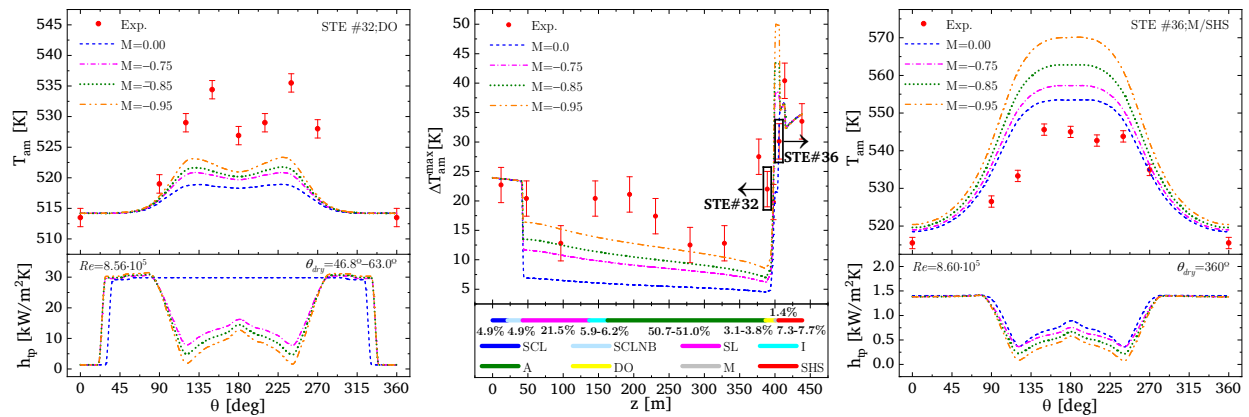


c) Caso #3 (100 bar): STE #8 (izda.); STE #12 (centro); STE #27 (dcha.).

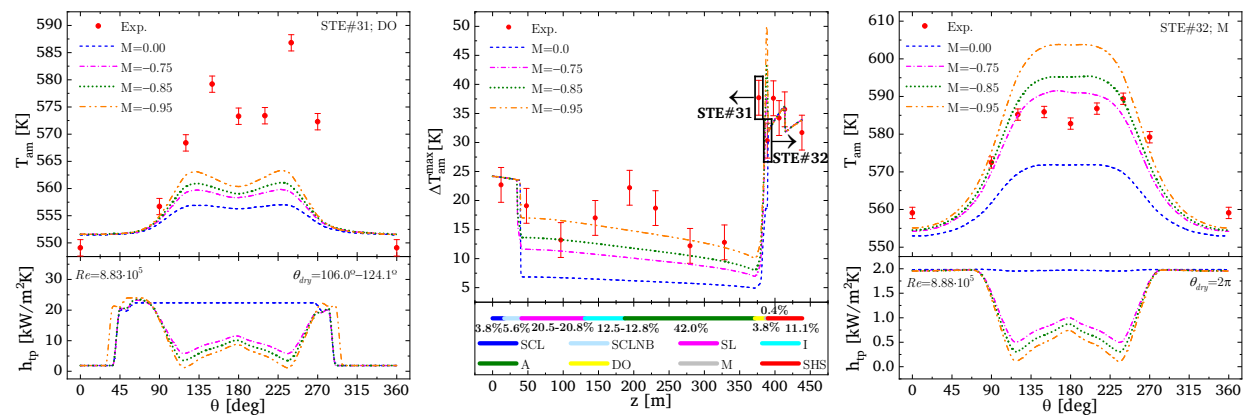
Figura 6.53: Perfiles circunferenciales de temperatura en STE del absorbedor en región SL-I-A para diferentes FC del CTC ($M=[0, -0.95]$; $n=1.0$) de la instalación DISS.

Como alternativa para mejorar la precisión del modelo respecto a la subestimación del gradiente máximo en la STE#12 (situación que se repite en las STE#16 y #19) pudiera pensarse en considerar multiplicadores menores a $M=-0.95$. Sin embargo, carecería de sentido físico dado que se alcanzarían valores negativos del CTC. Además la precisión lograda con $M=-0.95$ resulta aceptable para las variables térmicas del absorbedor en esta región (SL-I-A), con desviaciones entre (i) 16.7–29.2 % para gradientes máximos; (ii) 17.4–29.4 % en gradientes A-H; y (iii) 1.7–2.0 K en la termocupla A. En su lugar parece adecuado estudiar primero experimentalmente el fenómeno bifásico afectado por la DNUFC en un ambiente controlado (laboratorio), con equipos que permitan visibilizar la configuración del flujo bifásico [157], y así razonar con certeza la causa de las desviaciones, y posteriormente desarrollar modelos de película más precisos.

Para el estudio del fenómeno en la región DO-M se ilustran en la figura 6.54 los perfiles de temperatura en las dos STE (casos #1 y #2) en las que se suceden estos patrones acompañadas del perfil axial de los gradientes máximos y la localización de las STE consideradas junto a la localización de los patrones de flujo, para facilitar la comprensión de los resultados.



a) Caso #1 (30 bar): STE 32 (izda.); perfiles axiales de gradientes máximos (centro); STE #36 (dcha.).⁷⁰



b) Caso #2 (60 bar): STE 31 (izda.); perfiles axiales de gradientes máximos (centro); STE #32 (dcha.).

Figura 6.54: Perfiles circunferenciales de temperatura en STE del absorbedor en región DO-M para diferentes FC en CTC ($M=[0,-0.95]$; $n=1.0$) de instalación DISS.

⁷⁰ En la STE#36 se predice patrón de flujo niebla con $M=[-0.75, -0.95]$ y vapor sobrecalentado si $M=0.00$. Por eso el el CTC del último es similar, dado que en la región de sobrecalentamiento está afectado por un FC ($M=-0.75, n=1.5$).

La representación de los perfiles permite constatar la dificultad para predecir el perfil circunferencial de temperatura debido al elevado incremento (25 K) que se produce, especialmente en la zona de concentración, en una distancia tan corta (15–20 m). De tal manera que en la STE localizadas al inicio del *dry-out* (#32 en caso #1 y #31 en caso #2) los perfiles y gradientes son subestimados, mientras que en las STE de salida en las que se predice el patrón de flujo niebla (#36 en caso #1 y #32 en caso #2) sucede lo contrario, aproximándose mucho mejor a los datos experimentales, aunque sobreestimándolos levemente.

Junto a las dos causas identificadas en la región SL-I-A (idealización de la DNUFC y posibles deslocalizaciones en las termocuplas por el reducido espesor del tubo o su deflexión) la razón principal de las desviaciones en la región DO-M radica en la idealización del modelo parabólico del secado de la película de líquido. En el modelo se asume a medida que se avanza longitudinalmente el anillo del líquido se va abriendo desde el eje de gravedad de la parte central superior del absorbedor, incrementando el ángulo seco (θ_{dry}) y reduciendo el espesor de película uniformemente hasta que ambos parámetros se desvanecen al alcanzar el patrón de flujo niebla o la región de sobrecalentamiento (figura 6.55). Mientras que en la realidad la evolución de la película puede presentar una configuración no uniforme o aleatoria.

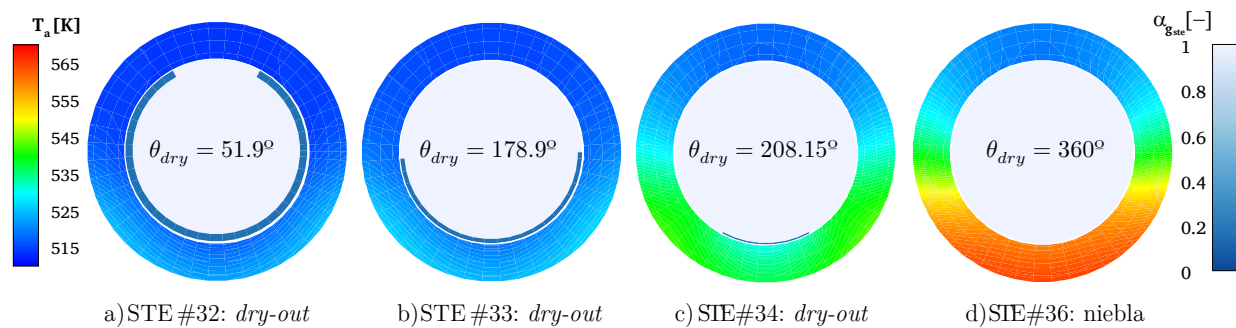


Figura 6.55: Campo de temperatura en las ST del tubo absorbedor y modelo de película de líquido en STE de la región bifásica *dry-out* y niebla (caso #1; $M=-0.85$; $n=1.0$).⁷¹

De esta forma, el ángulo de secado en el tramo inicial del *dry-out* es muy pequeño y el CTC correspondiente a la fase gaseosa establece contacto únicamente con el perfil azimutal del absorbedor afectado por la radiación directa, manteniendo las diferencias de temperatura circunferenciales del modelo en el orden de magnitud de las del patrón anular. No es hasta que el ángulo de secado abarca el perfil azimutal del absorbedor influenciado por radiación solar concentrada, cuando las diferencias de temperatura en el modelo se incrementan aproximándose a los datos experimentales. Así se constata en la figura 6.56, donde se ilustran las cuatro STE⁷², que son todas de las que se disponen datos para el caso #1 en la región identificada como DO-M por el modelo. Además, se constata de nuevo la dificultad para predecir la tendencia de los datos experimentales que caen ligeramente en las dos STE intermedias (#33, #34), mientras que en el modelo se incrementan.

⁷¹ El espesor de la película de líquido se ha sobredimensionado 25 veces respecto a su valor real para poder visualizarlo.

⁷² Se ha incluido la STE #33 no considerada para las evaluaciones anteriores, localizadas en el CCP #9 a 4 m respecto a la ST de entrada del receptor en este captador.

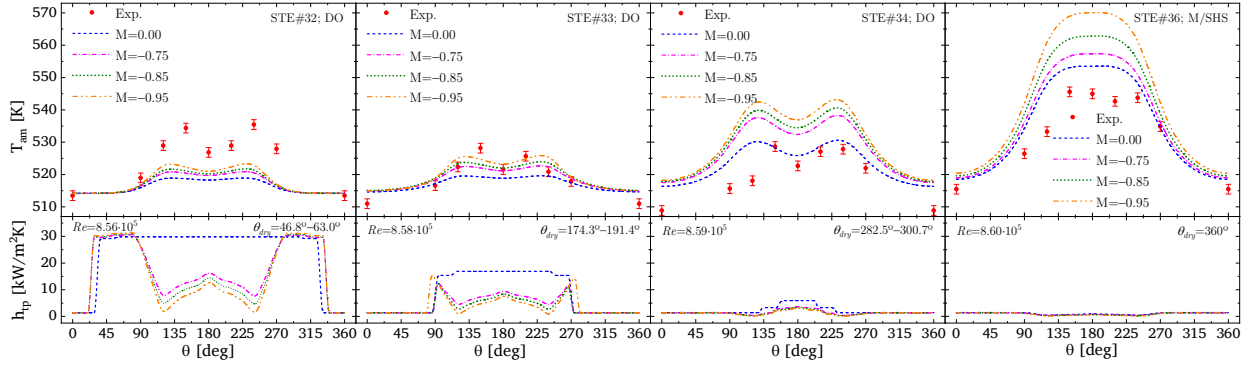
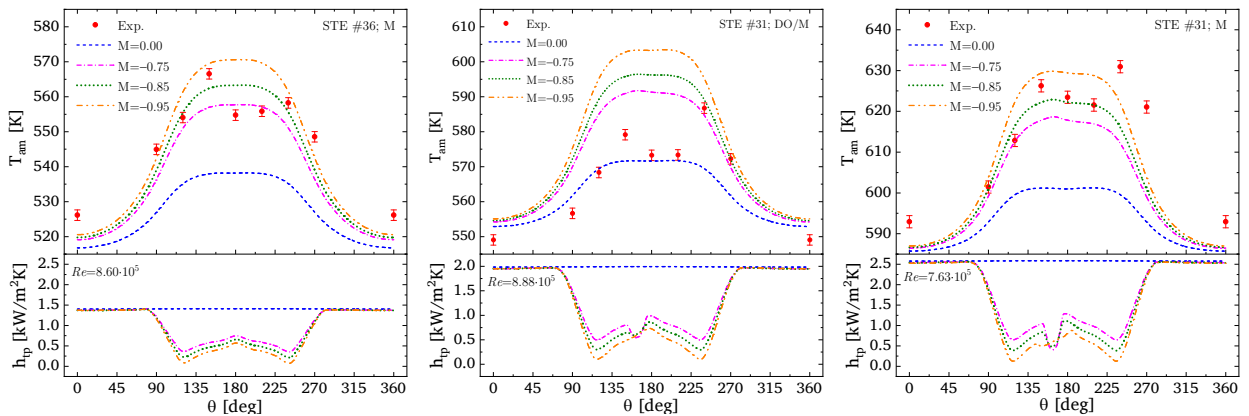


Figura 6.56: Perfiles circunferenciales de temperatura del absorbedor en la región del *dry-out* y niebla para diferentes FC del CTC ($M=[0,-0.95]$; $n=1.0$) de la instalación DISS (caso #1).

Ante la dificultad para determinar el multiplicador del FC en el CTC en la región DO-M, en la evaluación de los gradientes máximos se definió como criterio comparativo el de su mayor valor arrojado por el modelo en todo el perfil axial respecto al reportado por los datos experimentales (tabla 6.40). Si bien la localización longitudinal no coincide exactamente, su desviación no supera los ± 12.5 m, y permite definir un valor necesario para garantizar la seguridad térmica del tubo, de cara a la operación de la instalación.

A partir de este análisis se definió un valor de $M=-0.85$ como el más idóneo dado que ofrece desviaciones del gradiente entre $-5.0-10.9\%$. Al comparar los perfiles azimutales con las termocuplas correspondientes (figura 6.57) su elección se percibe como adecuada para los casos #1 y #3, mientras que en el caso #2 aparecen más cercanas la no consideración del FC ($M=0.00$), pero en su mayoría resultan subestimadas. Así se constata al comparar las desviaciones entre la temperatura experimental arrojada en cada termocupla del perfil circunferencial respecto a los estimados por el modelo numérico (tabla 6.42) cuyos resultados detallados que se adjuntan en el apéndice K.2.7. En el conjunto de los casos evaluados un multiplicador de $M=-0.85$ ofrece mejores prestaciones, dado que en dos casos se obtienen menores desviaciones promedio (casos #1 y #2) y en uno la menor desviación máxima (caso #1).



a) Caso #1: 30 bar; $z_{col}^{NM} = 401.2$ m. b) Caso #2: 60 bar; $z_{col}^{NM} = 387.5$ m. c) Caso #3: 100 bar; $z_{col}^{NM} = 367.7$ m.

Figura 6.57: Perfiles circunferenciales de temperatura del absorbedor en la sección de salida de la región bifásica para diferentes FC del CTC ($M=[0,-0.95]$; $n=1.0$) de la instalación DISS.

Tabla 6.42: Desviaciones promedio y máxima del perfil circunferencial de temperaturas en ST del gradiente máximo con diferentes FC del CTC ($M=[0,-0.95]$; $n=1.0$) en patrones *dry-out* y niebla de la instalación DISS.

Caso	Localización [m]		$ \Delta T_{am}^{A:H} _{exp}^{NM}$ [K]				$\ \Delta T_{am}^{A:H}\ _{exp}^{NM}$ [K]			
	Exp. (STE)	Modelo	M=0.0	M=-0.75	M=-0.85	M=-0.95	M=0.0	M=-0.75	M=-0.85	M=-0.95
1	413.76 (#38)	401.2	19.4	6.6	<u>5.5</u>	7.0	-28.7	-12.1	<u>-9.4</u>	-15.8
2	377.04 (#31)	387.5	<u>6.0</u>	10.7	13.1	18.1	<u>-17.4</u>	18.0	22.9	30.0
3	377.04 (#31)	367.7	19.7	8.7	<u>6.2</u>	7.4	-31.5	-22.0	-20.1	<u>-17.2</u>

6.5.4 Resumen comparativo entre el modelo actual y el enfoque tradicionalmente implementado en los modelos precedentes

Con la determinación del FC del CTC de acuerdo a los patrones de flujo bifásico en esta sección y el de las regiones monofásicas definido en la sección 6.3, ya se cuenta con un modelo térmico realista 3D del receptor para el lazo completo de CCP acoplado a un enfoque 1D del fluido funcionando bajo la configuración *un solo paso* en GDV. Con el objetivo de ponderar las mejoras introducidas con el modelo actual (PTAV-FC) se comparan sus prestaciones respecto al enfoque tradicionalmente implementado (PTAC) en GDV por los tres modelos térmicos 2D (azimutal-axial) [70,158] y 3D [74] precedentes acoplados a un modelo termohidráulico 1D.

Ante las limitaciones a nivel a los datos de entrada y de resultados de las simulaciones reportados por los modelos previos [70,74,158] el enfoque PTAC se ha simulado para el sistema físico del antiflujo lazo DISS definido al inicio de esta sección mediante el código numérico actual y considerando los tres casos definidos en las tablas 6.35 y 6.36. Los resultados de las simulaciones son comparados con el modelo PTAV-FC a nivel de variables de transferencia de calor, caída de presión y campos de temperatura en el absorbedor en todo el lazo de captadores.

Las características principales de los enfoques se detallan en la tabla 6.43. Junto a la omisión de la dependencia térmica de las propiedades termofísicas del absorbedor y a la no incorporación del FC en el CTC, la principal diferencia entre ambos enfoques reside en las correlaciones bifásicas del CTC y del factor de fricción. El enfoque PTAV-FC, presentado durante este capítulo, considera los modelos desarrollados por Wojtan *et al.* [161] y Moreno y Thome [162,163] para el CTC y la fricción, respectivamente, en función del mapa de patrones de flujo [50]. Por su parte, en el modelo PTAC se utilizan las correlaciones bifásicas implementadas en los modelos previos [70,108,158]⁷³. Las pérdidas por fricción se modelan a partir de la correlación de Friedel [239]. Mientras que el CTC se modela a partir de la correlación de Shah [175] si se predice la ocurrencia de patrón de flujo estratificado ($Fr_l < 0.04$), o mediante la de Gungor y Winterton [176] si fuera anular ($Fr_l \geq 0.04$). El criterio para determinar la ocurrencia de los patrones de flujo anular o estratificado es el seguido

⁷³ Se ha incluido la STE #33 no considerada para las evaluaciones anteriores, localizadas en el CCP #9 a 4 m respecto a la ST de entrada del receptor en este captador.

por Hachicha *et al.* [158]⁷⁴, que se basa en el modelo de Odeh [61], y que a su vez se fundamenta en el mapa de Taitel y Dukler [16]. Las expresiones matemáticas de las correlaciones del enfoque PTAC y de los resultados detallados a nivel de las variables de transferencia de calor, caída de presión y campos de temperatura en el absorbedor se presentan en el apéndice K.3.

Tabla 6.43: Principales características del acoplamiento térmico 3D—termohidráulico 1D en los enfoques de modelado tradicional y el actual.

Características de modelado	Tradicional (PTAC)	Actual (PTAV-FC)
Propiedades termofísicas absorbedor	Constantes (tabla 5.19)	Dependientes de la temperatura (tabla 5.19)
Enfoque modelado tubo de vidrio	FS	FCVR
CTC monofásico	Gnielinski [115]	Gnielinski [115]
CTC bifásico	Shah [175] ($Fr_l < 0.04$) Gungory y Winterton [176] ($Fr_l \geq 0.04$)	Wojtan <i>et al.</i> [161]
FC en el CTC	Ninguno	Ec. (6.31) $\begin{cases} M = -0.75, n = 1.5 & \text{SCL(NB), SHS} \\ M = -0.95, n = 1.0 & \text{SL, I, A} \\ M = -0.85, n = 1.0 & \text{DO, M} \end{cases}$
Factor de fricción monofásico	Goudar y Sonnad [202]	Goudar y Sonnad [202]
Factor de fricción bifásico	Friedel [239]	Moreno y Thome [162,163]
Mapa de patrones de flujo bifásico	Ninguno ^(*)	Wojtan <i>et al.</i> [50]
Patrones de flujo bifásico	S ($Fr_l < 0.04$), A ($Fr_l \geq 0.04$).	S, SW, SI+SW, SL, I, A, DO, M

(*) Indirectamente se basa en el mapa de Taitel y Dukler [16], pero no considera sus modelos para determinar las transiciones.

6.5.4.1 Análisis de transferencia de calor y caída de presión

La comparativa de las desviaciones de las variables termohidráulicas entre ambos enfoques a la salida de cada CCP y del lazo completo de captadores (tabla 6.44) evidencia un mejor comportamiento del modelo PTAV-FC en todas ellas. Numéricamente esto se traduce en:

- desviaciones a nivel gradiente térmico del fluido en el lazo completo de captadores menores al 0.7 % en el modelo PTAV-FC y que suponen una mejora respecto al PTAC del 10.5 % en promedio y hasta un 13.7 % como máximo;
- una precisión superior en torno al 2.0 % en promedio y hasta un 5.3 % como máximo bajo el enfoque PTAV-FC en el gradiente térmico del fluido a nivel de captador, con desviaciones promedio entre 2.3–4.4 % (PTAV-FC) respecto a las del PTAC que varían en el rango 4.6–5.7 %;
- desviaciones en la eficiencia global del lazo de captadores menores al 0.2 % y que suponen una mejora respecto al modelo PTAC entorno al 1.9 % en promedio y 2.8 % como máximo;

⁷⁴ Se ha seleccionado este criterio porque el código numérico desarrollado por Hachicha *et al.* [158], es el único de los tres precedentes validado en configuración *un solo paso*. Además, es muy similar a la transición S-A considerada en el modelo de Li *et al.* [74] a partir del mapa de Taitel y Dukler [16].

- una precisión a nivel de caída de presión en el lazo completo de captadores con desviaciones que no superan el 5.9 % mejorando la del PTAC alrededor del 40 % dado que presenta desviaciones promedio y máxima del 45.5 % y 48.2 %, respectivamente;
- desviaciones promedio en la caída de presión a la salida de cada captador entre 32.4–42.7 % que suponen una mejora de las prestaciones del modelo PTAC en torno al 22.0–31.8 %, dado que estas varían en el rango 54.8–74.5 %.

Tabla 6.44: Desviaciones promedio y máximas de las principales variables termohidráulicas bajo enfoques tradicional (PTAC) y actual (PTAV-FC).

Variables	Lazo completo de captadores				A la salida de cada captador			
	Tradicional (PTAC)		Actual (PTAV-FC)		Tradicional (PTAC)		Actual (PTAV-FC)	
	$ \xi_r^{mean} $	ξ_r^{max}	$ \xi_r^{mean} $	ξ_r^{max}	$ \xi_{r-CCP}^{mean} $	ξ_{r-CCP}^{max}	$ \xi_{r-CCP}^{mean} $	ξ_{r-CCP}^{max}
ΔT_f^{out-in}	11.2 %	14.4 %	0.5 %	0.7 %	4.6–5.7 %	14.4 %	2.3–4.4 %	8.9 %
η_{col}	2.0 %	3.0 %	0.1 %	0.2 %	n/a ^(*)	n/a	n/a	n/a
Δp_f^{out-in}	45.5 %	48.2 %	4.3 %	5.9 %	54.8–75.4 %	91.3 %	32.4–42.7 %	–95.7 %

(*) No es posible comparar la eficiencia a la salida de cada captador debido a que no se cuenta con dispositivos para medir calidad del vapor en la región bifásica.

El análisis general de las desviaciones promedio y máximas de las variables termohidráulicas a nivel del lazo completo de captadores muestra una clara ventaja del enfoque PTAV-FC . Sin embargo cuando este análisis se realiza a nivel de captador las diferencias se reducen. Para identificar las causas de esta reducción hay que analizar en detalle la tendencia de las desviaciones a nivel de captador y no solo sus valores promedio y máximo. Esta información que numéricamente se detalla en el apéndice K.3, se refleja también mediante representación de los perfiles axiales de temperatura y presión de las figuras 6.58 y 6.58, respectivamente. A partir del análisis conjunto de estos perfiles y de las desviaciones de la tabla 6.44, se deducen tres conclusiones principales, a considerar en futuras herramientas de M&S de GDV en CCP:

- La reducción en las desviaciones promedio del gradiente térmico del fluido en el modelo PTAC cuando estas se evalúan a la salida de cada captador, respecto a las obtenidas para el lazo completo radica en que la sobreestimación de la energía hacia el fluido ocurre fundamentalmente en la región de sobrecalentamiento. Es a partir de esta zona cuando la subestimación de la emisividad de la cubierta selectiva en el enfoque PTAC se vuelve relevante reduciendo las pérdidas térmicas respecto al enfoque realista (PTAV-FC). De esta forma, ambos enfoques presentan desviaciones similares hasta la región de sobrecalentamiento. Incluso el modelo PTAC muestra un mejor comportamiento a bajas presiones (30–60 bar), dado que predice una mayor caída de presión, reduciendo ligeramente el valor de la temperatura de saturación al final de la región bifásica, situando sus perfiles más cerca de los datos experimentales y dentro del rango de incertidumbre de estos (figura 6.58).
- El hecho de que en el modelo PTAC las desviaciones del rendimiento global se sitúen por debajo del 3.0 %, contrasta con la desviación promedio del 11.1 % a nivel de gradiente térmico del fluido en el lazo completo que en promedio. De hecho, en la sección de salida se alcanzan

valores de temperatura entre 5.9–17.5 K superiores a los datos experimentales (figura 6.58) situándolos siempre fuera del rango de incertidumbre de las termocuplas (± 1.5 K). Esto refleja que para determinar la calidad de las prestaciones del modelado termohidráulico en GDV a nivel de transferencia de calor es insuficiente la eficiencia global, siendo necesario considerar los gradientes térmico en el fluido.

(iii) Las desviaciones promedio en la de caída de presión a nivel de captador son mayores que las obtenidas para todo el lazo de captadores bajo ambos enfoques. Sin embargo, las mayores desviaciones se localizan en zonas opuestas en cada enfoque (figura 6.59). En el modelo PTAC que considera la correlación de Friedel [239] presenta mejores aproximaciones al inicio de la región bifásica (hasta la salida del CCP #4) con desviaciones por debajo del 30 % y posteriormente sobreestimadas entre el 50–80 %. Mientras que en el modelo PTAV-FC sucede a la inversa con desviaciones por encima del 30 % hasta la salida del CCP #4, y a posteriori menores al 15 %.⁷⁵

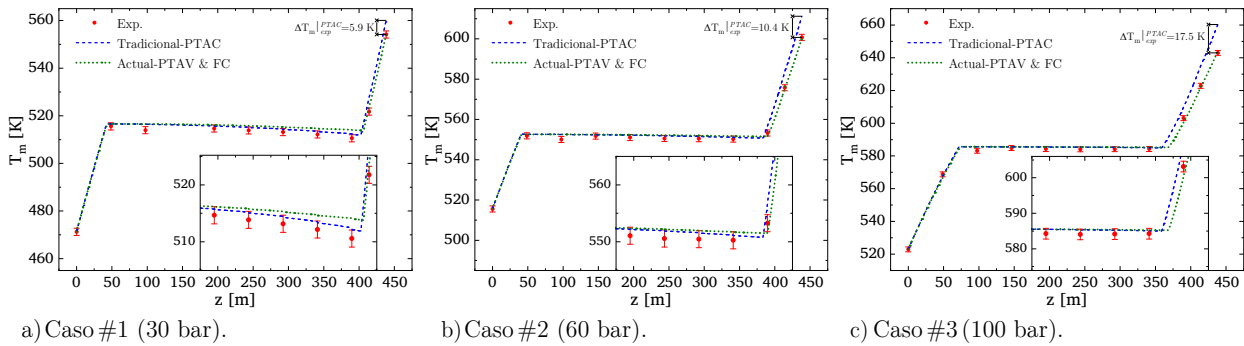


Figura 6.58: Perfiles axiales de temperatura en fluido en enfoques tradicional (PTAC) y actual (PTAV-FC).

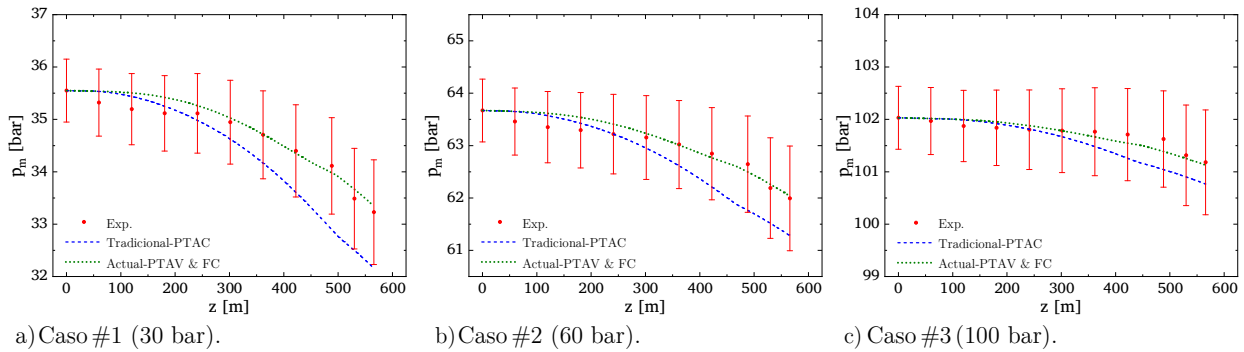


Figura 6.59: Perfiles axiales de presión bajo enfoques tradicional (PTAC) y actual (PTAV-FC).

Como último aspecto a señalar sobre el comportamiento hidráulico de los modelos cabe destacar que las desviaciones de la caída de presión obtenidas con la correlación de Friedel [239] (PTAC) son considerablemente superiores (42.6-48.7 %) al valor de sobreestimación entorno al 20 % que tradicionalmente se maneja en estudios estudios previos de GDV [3,72]. Provocando incluso que en el caso #1 (30 bar) los perfiles de presión se sitúen fuera o en el límite del rango de incertidumbre

⁷⁵ En el análisis de las tendencias de la caída de presión en el segundo tramo de captadores (#5–10) se excluye el caso #3 en el que las desviaciones a la salida de los captadores #6–8 superan el 100 % (PTAC) y el 40 % (PTAV-FC).

de los sensores a la salida de los captadores #8–10. Sin embargo el orden de magnitud de las caídas de presión si se encuentra en el rango de los valores estimados mediante esta correlación en estudios previos [4,240]. Además si se simulan los casos evaluados en la sección 6.4 mediante el modelo PTAC las caídas de presión que predice la correlación de Friedel [239] en todo el lazo de captadores se sitúan 0.4 % y 25.8 % por encima de las experimentales. De hecho, para en esos dos casos (tabla 6.31) las correlaciones de Moreno y Thome [162,163] (PTAV) subestiman la caída de presión en el lazo completo de captadores entre el 24.5–31.9 %, mientras que en los casos evaluados en esta sección no superan el 6.4 %. Por ello sería conveniente simular otra serie de casos bajo diferentes condiciones de operación que permitan verificar las desviaciones de cada uno de los modelos.

6.5.4.2 Distribución del campo de temperatura en el absorbedor

La principal ventaja comparativa del código numérico desarrollado en este trabajo respecto a los precedentes reside en la estimación precisa y realista de los campos de temperatura en el tubo absorbedor. Aunque se ha demostrado que el valor constante de emisividad de la cubierta selectiva tradicionalmente considerado en el modelo PTAC ($\epsilon_a = 0.15$) sobreestima el calor transferido al fluido, este podría ajustarse a la temperatura de salida reduciendo la reflectividad efectiva a partir de su factor de ensuciamiento (F_c^{ref}). Sin embargo, esto disminuiría también los campos de temperatura en el absorbedor y por tanto los gradientes, que en el modelo PTAC alcanzan su valor máximo al final de la región de sobrecalentamiento.

Las ventajas comparativas que ofrece el modelo PTAV-FC a nivel de las variables de distribución de temperatura en el absorbedor se resumen en la tabla 6.45. Estas se presentan de forma separada para las dos regiones monofásicas (SCL-SCLNB y SHS) y las dos zonas de la región bifásica (SL-I-A y DO-M) en las que sus tendencias han sido estudiadas bajo el modelo PTAV-FC. El enfoque PTAC solo identifica el patrón de flujo anular, por lo que sus desviaciones en la zona DO-M se corresponden con las localizaciones de las STE en su región bifásica en que coinciden con los patrones *dry-out* o niebla en el enfoque PTAV-FC. De manera análoga se realiza con la ebullición nucleada en el líquido subenfriado.

De la comparativa se observa de nuevo que el enfoque PTAV-FC mejora las predicciones del tradicional (PTAC) prácticamente en todas las variables y zonas. Sobre todo a nivel de los gradientes máximos de temperatura, variable principal para garantizar la seguridad térmica del tubo. Principalmente, se extraen las siguientes conclusiones para cada una de las tres variables evaluadas:

- (i) A nivel de gradiente máximo (ΔT_{am}^{max}), el modelo PTAV-FC presenta desviaciones promedio menores al 11.0 % en las regiones monofásicas y en el tramo DO-M de la región bifásica y hasta el 16.7–29.2 % en el primer tramo de la región bifásica (SL-I-A). Esto supone una mejora de las estimaciones ofrecidas por el enfoque tradicional (PTAC), que además son subestimadas, en torno al 25 % en las regiones monofásicas y en la región SL-I-A, llegando hasta un 75 % en la zona final de la región de evaporación (DO-M).
- (ii) Respecto al gradiente entre las termocuplas A-H el enfoque actual (PTAV-FC) presenta mayor precisión en la región bifásica mejorando la del PTAC alrededor del 15 %. En las regiones

monofásicas el modelo PTAC muestra mejor comportamiento en la zona de líquido subenfriado, con desviaciones alrededor de un 45 % menores y similares en el vapor sobrecalentado, con diferencias solo del 5 %, pero siempre subestimados.

- (iii) En cuanto a la temperatura en la termocupla A, el enfoque actual (PTAV-FC) ofrece mejores predicciones en la región de sobrecalentamiento que varían entre 1.2–3.0 K, cerca de la incertidumbre de las termocuplas (± 1.5 K), mientras que el enfoque PTAC sobreestima los valores entre 3.4–8.3 K. En la región de líquido subenfriado y en la primera zona de la región bifásica (SL-I-A) las estimaciones son buenas en ambos enfoques variando entre 1.2–2.2 K. Por último, en la región DO-M el enfoque PTAC ofrece mejores prestaciones con desviaciones inferiores a 2.1 K, mientras que en el enfoque PTAV-FC siempre superan los 3.6 K

Tabla 6.45: Desviaciones promedio y máximas de las principales variables térmicas en el absorbedor bajo enfoques tradicional (PTAC) y actual (PTAV-FC).

Región ^(a,b)	ΔT_{am}^{max}		ΔT_{am}^{A-H}		$ \Delta T_{am}^{A-NM} _{exp}$	
	PTAC	PTAV-FC	PTAC	PTAV-FC	PTAC	PTAV-FC
SCL / SCL(NB)	-(29.1–38.1)%	4.8–11.0%	8.0–13.8%	43.1–69.6%	1.5–2.2 K	1.2–2.0 K
A / SL-I-A	-(48.0–55.4)%	16.7–29.2%	-(32.3–46.0)%	12.2–29.5%	1.5–1.7 K	1.7–2.0 K
A / DO-M	-(79.2–83.4)%	5.0–8.5%	-(57.3–73.6)%	39.0–71.0%	1.7–2.1 K	3.6–4.5 K
SHS	-(26.4–34.5)%	3.5–9.9%	-(12.8–20.3)%	20.5–26.0%	3.4–8.3 K	1.2–3.0 K

(a) Los patrones de flujo de la izquierda se refieren al enfoque PTAC y el de la derecha al PTAV-FC

(b) La localización de las termocuplas asociadas a cada región se presenta en detalle en el Apéndice K.3.

Las buenas prestaciones del enfoque PTAV-FC se observan también al comparar gráficamente los perfiles axiales de los gradientes máximos de temperatura respecto a los estimados con el enfoque PTAC (figura 6.60). Estos se acompañan de la localización de los patrones de flujo que se predicen bajo cada enfoque, observándose como el PTAC solo identifica el patrón de flujo anular en la región bifásica y omite la zona de ebullición nucleada en el líquido subenfriado.

De acuerdo a las cuatro zonas en las que se ha estudiado la distribución de temperaturas en el absorbedor, las mejoras del enfoque PTAV-FC en términos de desviaciones porcentuales (tabla 6.45) se traducen en los siguientes valores de temperatura: (i) entre 7.7–8.5 K en la zona de líquido subenfriado (SCL/NB); (ii) alrededor de 1.8–8.0 K en el primer tramo de la región bifásica (SL-I-A); (iii) entre 0.3–36.9 K en la zona final de evaporación (DO-M); y (iv) alrededor de 9.5.0–11.0 K en la región de sobrecalentamiento (SHS). De esta forma la mayoría de los gradientes estimados bajo el enfoque PTAV-FC se ubican en el rango de incertidumbre de las termocuplas (± 3 K). Además los valores máximos calculados (36.1–43.5 K) en los tres niveles de operación son coherentes con el mayor valor de identificado (41 K) en más de 200 pruebas experimentales en la instalación DISS [4].

La preeminencia del enfoque PTAV-FC se constata también al comparar los perfiles azimutales de temperatura respecto al PTAC y los datos experimentales para el caso #1 en seis ST del absorbedor (figura 6.61). En general, se observa como el enfoque PTAV-FC ofrece mejores prestaciones gracias a la correcta estimación de los perfiles en la zona de concentración, que en el

PTAC resultan subestimados. Excepto por la STE de la región de sobrecalentamiento en la que la sobreestimación de energía transferida al fluido se hace evidente y sucede a la inversa.

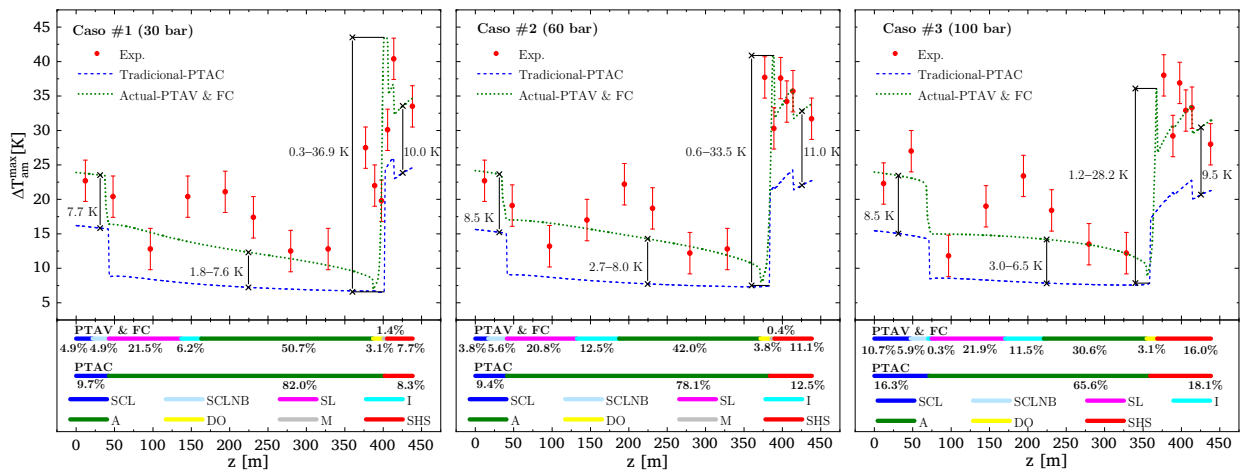


Figura 6.60: Perfiles axiales de los gradientes máximos de temperatura en el absorbidor bajo enfoques tradicional (PTAC) y actual (PTAV-FC).

En la figura 6.61 se incluyen también los perfiles azimutales del CTC que contribuyen a identificar las causas de la superioridad del enfoque PTAV-FC respecto al PTAC, para la correcta estimación de los campos de temperatura del absorbidor: (i) la inclusión del FC en el CTC; (ii) la consideración de un modelo de película del líquido asociado a los patrones de flujo bifásico.

La incorporación del FC en el modelo actual se hace notable en todos los patrones de flujo, reduciendo el perfil azimutal del CTC en la zona de concentración, que provoca el incremento del perfil de temperatura en esa zona. Esto no sucede bajo el enfoque PTAC al no incorporar ningún FC, y a pesar de que para tratar de compensar la subestimación de los gradientes de temperatura circunferenciales considera la conductividad térmica del absorbidor constante y menor al valor real.

El modelo de película de líquido y sus parámetros (espesor y ángulo seco) mejoran la estimación de los campos de temperatura del absorbidor en el enfoque PTAV-FC solo en los patrones de flujo *dry-out* y niebla, en los que parte o toda la cara interna del tubo contacta con la fase gaseosa, reduciendo el CTC azimutal. El resto (SL, I, A) consideran toda la película de líquido en contacto con el absorbidor por lo que el CTC solo se modifica en la zona de concentración por el FC, pero no cae drásticamente como en la región DO-M. El enfoque PTAC no involucra película de líquido ni ángulo seco, y el CTC bifásico se calcula con correlaciones [175,176] que no considera un CTC específico para la fase gaseosa. Por eso la diferencia entre ambos enfoques a nivel de los gradientes de temperatura máximos es mayor en la zona DO-M, alcanzando los 36.9 K, mientras que en el resto de la región bifásica no superan los 8.5 K. Las diferencias en el modelado de la configuración del flujo bifásico y de los campos de temperatura resultantes en cuatro ST del absorbidor se ilustran para el caso #2 (60 bar) en la figura 6.62.

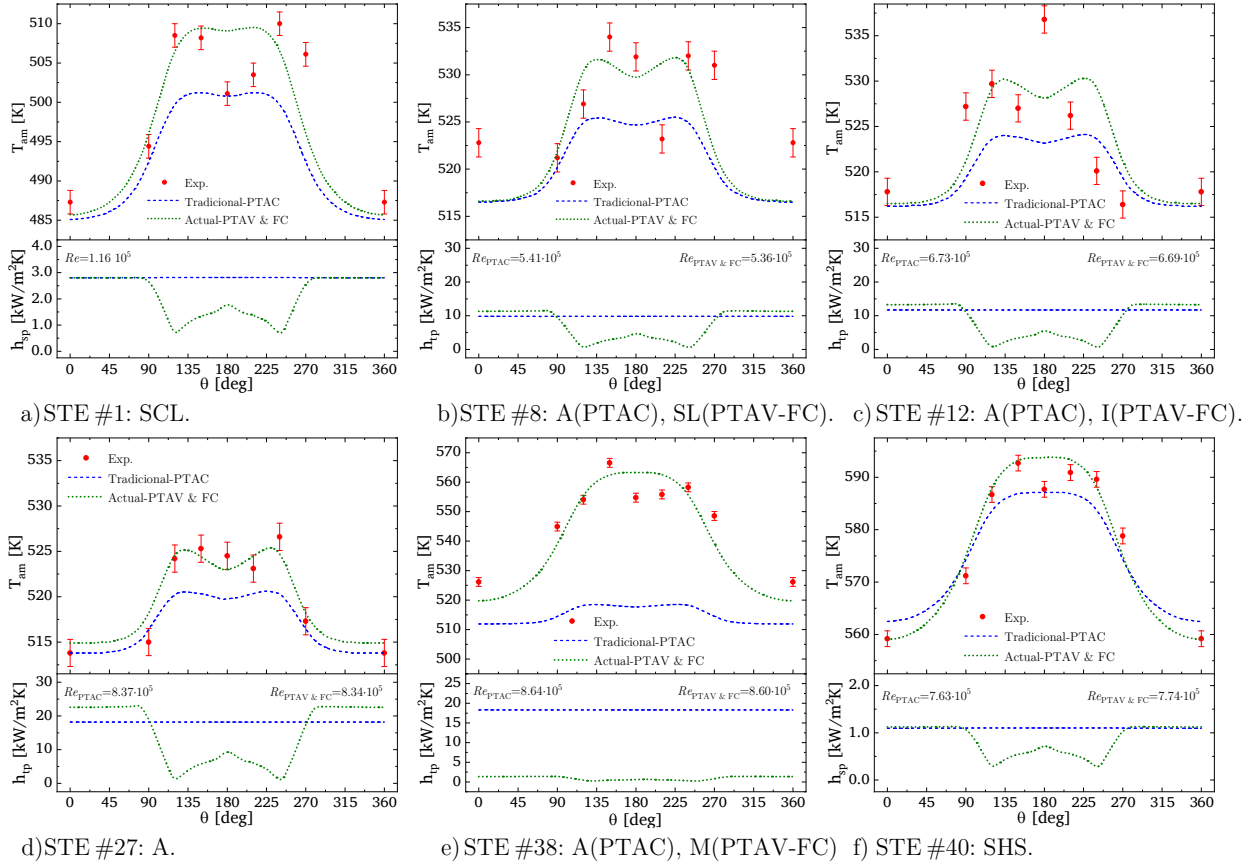


Figura 6.61: Perfiles circunferenciales de temperatura en el absorbedor bajo enfoques tradicional (PTAC) y actual (PTAV-FC).

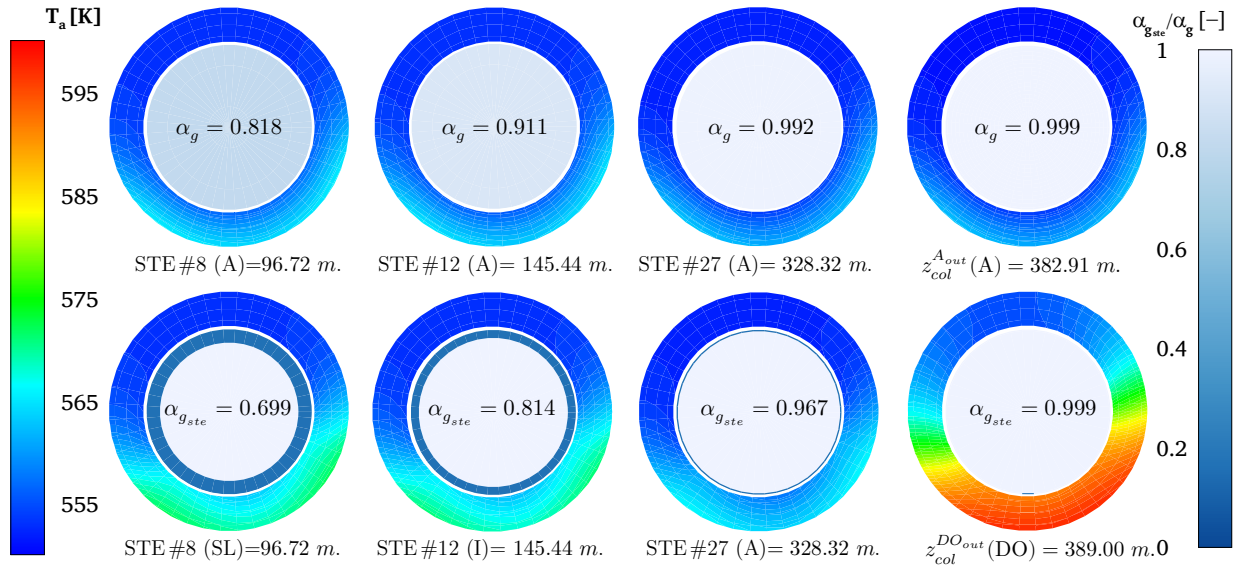


Figura 6.62: Campos de temperatura y configuración del flujo bifásico en cuatro ST del tubo absorbedor (caso #2): PTAC (arriba) y PTAV-FC (abajo).⁷⁶

76 El espesor de película se ha sobredimensionado 25 veces en el *dry-out* (PTAV-FC) para poder visualizarla. Además la fracción de vacío se corresponde con la homogénea en el enfoque PTAC y con la de Steiner [218] en el PTAV-FC.

Por último, se ilustran los campos de gradientes de temperatura entre el radio intermedio del absorbedor y el fluido para ambos enfoques y los tres niveles de operación (figura 6.63). De nuevo el enfoque PTAV-FC estima gradientes de mayor magnitud, que alcanzan su máximo en la región DO-M variando desde 37.5 K (caso #3) hasta 49.4 K (caso #1). Mientras que bajo el enfoque PTAC se alcanzan valores entre 23.8 K (caso #3) y 29.5 K (caso #1) localizados siempre a la salida del lazo de CCP, en la región de sobrecalentamiento. Además al comparar los niveles de presión, se observa que a mayores presiones mejor es la seguridad térmica en el tubo, dado que los gradientes se reducen.

La representación de los campos del gradiente térmico absorbedor-fluido ha sido la estrategia de verificación principal en los tres modelos previos que consideraron un enfoque 2D (azimutal-axial) [70,158] o 3D [74] del receptor. En dichos estudios se simularon casos diferentes a los considerados en este trabajo, e incluso dos de ellos [70,74] consideraron la configuración en modo *recirculación* y una longitud de 1,000 m del lazo de captadores. Sin embargo las condiciones de operación se ubican en el rango de los tres casos simulados en este trabajo⁷⁷, y las características ópticas, termofísicas y geométricas del sistema físico son las de la antigua instalación DISS (2000–2003).

Por otro lado, ninguno de los estudios previos validaron sus resultados de distribución de temperaturas en el absorbedor, para el lazo completo de captadores⁷⁸, con información experimental de la instalación DISS. Por lo tanto, la comparación cualitativa de los campos del gradiente absorbedor-fluido resulta ser la única manera de contrastar los resultados de los dos enfoques simulados mediante el código numérico actual (PTAC y PTAV-FC), respecto a los anteriores.

En los casos reportados por los estudios previos, el gradiente máximo absorbedor-fluido se localiza a la salida del lazo y no supera en ningún caso los 25.0 K. Estos resultados coinciden en magnitud (23.8 K–29.5 K) con las predicciones del enfoque PTAC para los tres casos simulados en este trabajo. Mientras que el valor máximo se localiza en la región de sobrecalentamiento, pero no en la salida, debido a la no consideración del CCP #11 y a la reducción de la energía transferida al fluido en el CCP #10 a consecuencia de la reducción de la transmisividad efectiva del tubo de vidrio.

Sin embargo los gradientes se sitúan considerablemente por debajo (17.5 K–24.4 K) de los estimados en el enfoque PTAV-FC, que en las validaciones ha mostrado una precisión superior. Además las estimaciones del PTAV-FC están más cerca del criterio de seguridad de diseño fijado para un receptor como el de la instalación DISS (50 K) [70], en especial en el menor nivel de presión (30 bar) en que el modelo PTAV-FC estima un gradiente de 49.4 K. Cuestionando la rotundidad de las conclusiones extraídas a partir de los resultados de los modelos previos respecto a que la seguridad térmica del tubo pudiera ser garantizada para cualquier nivel de presión de operación.

77 Eck y Stenman [70] simularon el modelo teórico del proyecto INDITEP (*recirculación*) con presión de 80 bar, temperaturas entre 323–673 K, y flujo másico entre 1.1–1.4 kg/s. Li *et al.* [74] consideraron el mismo caso para verificar su modelo. Bajo la configuración *un solo paso*, Hachicha *et al.* [158] realizaron diversos análisis de sensibilidad para los tres niveles de presión (30, 60, 100 bar), temperaturas de entrada entre 493–513 K y un flujo másico de 0.47 kg/s.

78 Dos de los modelos previos [74,158] sí validaron sus resultados térmicos en el absorbedor pero solo en un tramo de 4.06 m de la región de SHS. Li *et al.* [74] simularon uno de los casos presentados por Roldán *et al.* [71] y cuantificaron sus desviaciones a nivel del gradiente máximo en el 16.7%. Mientras que Hachicha *et al.* [158] únicamente compararon cualitativamente los perfiles azimutales de temperatura en dos de los casos presentados por Serrano *et al.* [107].

Este último análisis pone de manifiesto la importancia del modelo propuesto en esta tesis doctoral (PTAV-FC), frente a la incapacidad del enfoque PTAC (seguido por todos los modelos 2D y 3D anteriores) para predecir correctamente los campos de temperatura en el receptor. Evidenciando la necesidad de implementar procedimientos de validación detallados que garanticen la viabilidad de los modelos numéricos desarrollados.

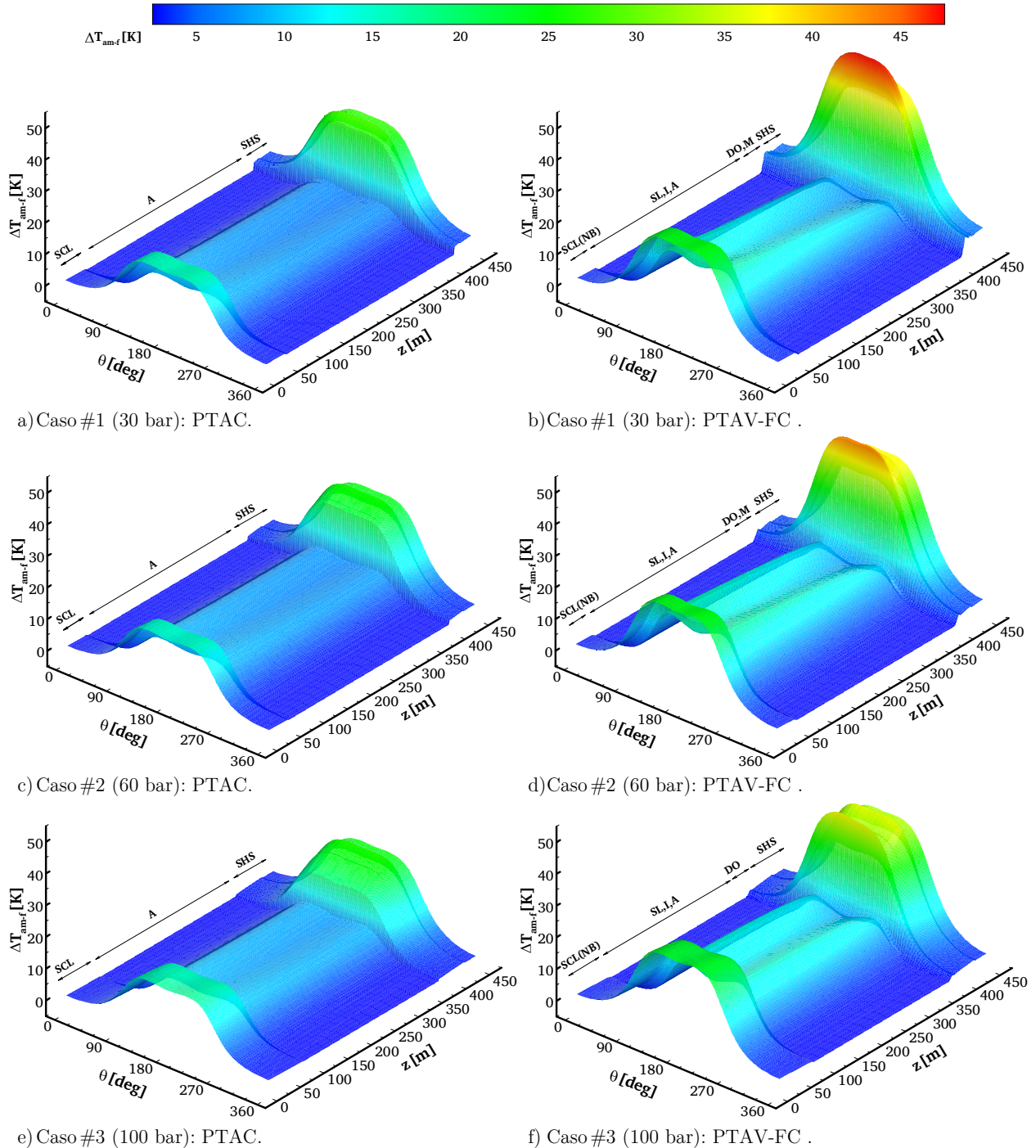


Figura 6.63: Diferencia de temperatura entre el radio intermedio del absorbedor y el fluido bajo enfoques tradicional (PTAC) y el actual (PTAV-FC).

Capítulo 7

Conclusiones y futuras líneas de trabajo

En esta tesis doctoral se ha implementado un código numérico para estudiar el comportamiento termohidráulico y la distribución de temperatura en el tubo receptor de una fila de CCP funcionando con GDV bajo la configuración *un solo paso*. Para ello se han combinado un modelo térmico 3D del tubo receptor (absorbedor y tubo de vidrio), involucrando la DNUFC en las superficies exteriores del tubo de vidrio y el absorbedor que lo componen, acoplado a un modelo termohidráulico 1D a partir de las ecuaciones de conservación del fluido caloportador, considerando la ocurrencia de los diferentes patrones de flujo bifásico. El acoplamiento de un modelo térmico 3D o 2D (azimutal–axial) del receptor a un modelo termohidráulico 1D ya ha sido implementado previamente en CCP con aceite térmico como fluido caloportador [89,93,112,113], y para aplicaciones de GDV en particular [63,70,74,107,158]. Sin embargo, el modelo actual presenta una serie de contribuciones originales no consideradas previamente, estas son:

- (i) Formulación de las EDP en los dominios sólidos del receptor y en el fluido (continuidad, cantidad de movimiento y energía) bajo la estrategia de falso transitorio, facilitando su adaptación a futuras validaciones transitorias sin más que resolver el problema permanente en cada paso de tiempo.
- (ii) Modelización teórica de la absorción de la radiación solar a través del tubo de vidrio bajo el enfoque de FCVR [49,136,137].
- (iii) Incorporación de un FC en el CTC azimutal para involucrar el efecto de la DNUFC [241], que permite estimar de manera correcta y precisa el campo de temperatura del absorbedor.
- (iv) Consideración de la dependencia térmica en las propiedades termofísicas del absorbedor para aplicaciones de GDV, no involucrada en modelos precedentes [74,107] implementados bajo este enfoque (térmico 3D–termohidráulico 1D).
- (v) Acoplamiento del modelo 3D del receptor a la región bifásica de GDV considerando el modelo de patrones de flujo más completo que existe en la actualidad: el mapa de Wojtan *et al.* [50] y sus correlaciones del CTC [161] y del factor de pérdidas por fricción [162,163].

Además el modelo recupera y mejora los procedimientos más eficientes aplicados en modelos precedentes como (i) el modelado óptico de la DNUFC mediante la combinación del método de MC y el de CEF; (ii) el modelado del intercambio radiativo en el espacio anular mediante el MRN [49] de manera iterativa.

La implementación de un modelo que aglutina todo este conjunto de características en los sistemas físicos de referencia en CCP, las plataformas experimentales AZTRAK y DISS, ha permitido identificar una serie de conclusiones de especial relevancia para el progreso de las herramientas

de M&S en CCP. Estas se presentan a continuación, para cada una de las etapas del modelado desarrolladas en los capítulos 4–6 de este trabajo: modelado óptico (capítulo 4); aplicación general del modelo térmico 3D en CCP (capítulo 5); modelado termohidráulico 1D y acoplamiento 3D del receptor en GDV bajo la configuración *un solo paso* (capítulo 6). A partir de esta serie de conclusiones se identifican las principales líneas de investigación sobre las que se debe profundizar en el ámbito de la tecnología CCP y en aplicaciones de GDV en particular, además de los posibles desarrollos que completarían el código numérico actual.

Modelado óptico de la DNUFC

El modelado de los flujos de calor en las superficies exteriores de los dos tubos del receptor se ha verificado con éxito para los captadores tipo LS2 y LS3 (capítulo 4), considerando una DNUFC ideal y uniforme a lo largo de las ST de su perfil longitudinal e incorporando los errores ópticos y geométricos a partir de valores numéricos (CEF). De este procedimiento de verificación se extraen las siguientes lecciones:

- (i) La consideración de diferentes enfoques para el modelado de la interacción del fotón con los elementos ópticos (MC o CEF) y de las imperfecciones geométricas impacta notablemente en los perfiles azimutales del flujo de calor en el receptor, y a posteriori en los de temperatura. Sin embargo, la ausencia de información experimental relativa a los flujos de calor alrededor del receptor impide definir qué tipo de enfoque resulta más preciso.
- (ii) La obtención en una etapa previa de los *LCRs* 2D en el receptor a partir del método de trazado de rayos, para su posterior incorporación en el algoritmo de resolución del acoplamiento térmico–termohidráulico, favorece la eficiencia y rapidez del modelo reduciendo el tiempo de cómputo que implicaría simular el trazado de rayos en cada iteración.
- (iii) La implementación de un enfoque estocástico (MC) para obtener la DNUFC en el receptor dificulta la convergencia de la independencia de malla en dirección azimutal del modelo acoplado para filas de CCP de gran longitud, e.g: en la instalación DISS de 487.2 m de longitud se producen variaciones a nivel de gradiente de temperatura entre las ST de entrada y salida del receptor o el fluido de ± 0.3 K.
- (iv) La idealización del perfil de la DNUFC mediante los *LCRs* en el receptor e incorporando las imperfecciones geométricas mediante el factor de interceptación, impide involucrar posibles deflexiones en el absorbedor. En instalaciones experimentales operando bajo condiciones reales de operación puede resultar de utilidad incorporar estos fenómenos para mejorar la estimación de los perfiles de temperatura.

Modelo térmico tridimensional del tubo receptor

La implementación del modelo térmico tridimensional del tubo receptor se ha presentado de manera genérica para CCP en los sistemas físicos de la plataforma AZTRAK (12 m) y la instalación DISS (4.06 m) considerando fluidos caloportadores monofásicos (capítulo 5): Syltherm 800 y vapor sobrecalentado, respectivamente. El modelo ha sido validado en ambas plataformas a nivel a las

variables de transferencia de calor y se ha verificado con resultados de los estudios numéricos previos [86,88,89,93,107] en cuanto al campo de temperatura en el receptor. El campo de temperatura en el absorbedor también se ha validado respecto a información experimental arrojada por los termopares en la región de SHS de la instalación DISS. De estos procedimientos de validación y verificación se identifican las siguientes conclusiones:

- (i) El modelo ofrece buenas aproximaciones a nivel de transferencia de calor. Con los captadores enfocados⁷⁹ se obtienen desviaciones promedio menores al 2.4 % y 7.0 % en la plataforma AZTRAK y en la región SHS del lazo DISS, respectivamente. Se mejora la precisión de los modelos previos entre 1.8–18.0 % (AZTRAK) y 4.0 % (DISS), debido principalmente a una adecuada elección de las propiedades ópticas y de los parámetros termofísicos del absorbedor.
- (ii) El análisis de la distribución de temperatura en el receptor constata la incapacidad de la correlación estándar del CTC de Gnielinski [115], obtenida bajo DUFC, para estimar con precisión el campo de temperatura 3D en el absorbedor.
- (iii) En la región SHS del DISS se ha sugerido una primera aproximación del FC (Ec. 5.32) en el CTC estándar que reduce las desviaciones promedio de los gradientes A-H en la ST del absorbedor desde un 22.2 % (sin considerarlo) hasta un 6.9 %. Mientras que las desviaciones máximas evolucionan desde el -31.3 % hasta un 12.8 %, posicionando el modelo dentro del rango de seguridad desde el punto de vista del estrés térmico. Esto supone una mejora respecto al modelo previo de referencia [107] que si bien presenta una desviación promedio similar del 7.2 %, estas son generalmente subestimadas, e.g.: -13.2% frente al 12.8% del actual. Además, el enfoque de modelado actual es realista al no sobrestimar los parámetros ópticos, ni subestimar la emisividad y la conductividad térmica como en Serrano *et al.* [107], y presentar perfiles circunferenciales del Nusselt acordes a las tendencias reportadas por los estudios experimentales [119] y numéricos [117,118,122] del pasado.
- (iv) En la verificación del modelo en la plataforma AZTRAK bajo los enfoques *pipe type flow* y *annulus type flow* se ha demostrado la necesidad de corregir las correlaciones estándar del CTC para hacer coincidir las predicciones del modelo actual con las implementados en *software* comercial [88]. Sin embargo las limitaciones experimentales de la plataforma AZTRAK (caudal másico de operación y ausencia de termopares en el receptor) impiden determinar con precisión el FC más idóneo para estimar correctamente el campo de temperatura del absorbedor.
- (v) La simulación de las alternativas modelado de la radiación solar absorbida por el tubo de vidrio (FS, FCVR, FCVI) demuestra que la elección de uno u otro modelo solo afecta al campo de temperatura en el vidrio, pero no al del absorbedor ni a la energía transferida hacia el fluido. Además se certifica que el enfoque FCVR es el único que cumple los planteamientos del modelo físico relativos al balance térmico a lo largo del espesor del vidrio, pero la ausencia de termopares en el tubo vidrio que ofrezcan información experimental, impide afirmar con rotundidad que este enfoque sea el correcto.

⁷⁹ En la plataforma AZTRAK cuando el captador está desenfocado se presentan en dos de los casos simulados desviaciones superiores al 14.3 % pero que nunca superan los 0.2 K.

- (vi) Los estudios de independencia de malla ponen de manifiesto la importancia de considerar la magnitud e incertidumbre de los sensores experimentales en las variables evaluadas, que eviten incrementos innecesarios del coste computacional de las simulaciones. De esta forma las densidades de malla seleccionadas en el modelo actual reducen el tiempo de cómputo alrededor de un 38.5–65.4 % en relación a las utilizadas por los estudios previos [89,93] en la plataforma AZTRAK, y hasta un 14500 % respecto a la considerada por Serrano *et al.* [107] en los 4.06 m de la región SHS de la instalación DISS .

Modelado termohidráulico unidimensional en GDV y acoplamiento del modelo térmico tridimensional del receptor

La validación del código numérico en el sistema físico de la antigua instalación DISS (2000–2003) se ha presentado en detalle en el capítulo 6 para los captadores #1 (48.72 m) y #10 (24.36 m) analizando las regiones regiones monofásicas SCL y SHS, respectivamente, y para el lazo completo de once (487.2 m) y diez captadores (438.48 m), bajo la configuración *un solo paso*.

La falta de información experimental completa en la literatura especializada sobre GDV respecto a los datos de entrada al modelo y a los campos de temperatura en el absorbedor, ha limitado la posibilidad de comparar los resultados arrojados por el modelo con estudios numéricos previos. Solo se compara (sección 6.4) a nivel termohidráulico con dos casos considerados por los dos modelos previos [145,146], que bajo un enfoque 1D del tubo receptor adaptaron para GDV el mapa de patrones de flujo de Wojtan *et al.* [50] y sus correlaciones [161–163]. Además, en el segundo de estos casos, se compararon cualitativamente los perfiles axiales de gradientes máximos de temperatura en las ST del absorbedor con los obtenidos por Lobón *et al.* [72], estudio original del que se retoma la información experimental. En el resto de casos estudiados en las regiones monofásicas (sección 6.3) y en el lazo completo de diez captadores (sección 6.5) el modelo actual se validó exclusivamente con información experimental. Y con el objetivo de evidenciar las mejoras que este ofrece (PTAV-FC), el código numérico se ha simulado también bajo el enfoque tradicionalmente implementado (PTAC).

A partir de la implementación del modelo actual y sus comparaciones con la información experimental y los modelos 1D previos [145,146], desde el punto de vista termohidráulico se extraen como conclusiones principales las siguientes:

- (i) A nivel de transferencia de calor (gradiente térmico y eficiencia global) el modelo actual (PTAV-FC) ofrece muy buena precisión para el lazo completo de captadores, con desviaciones inferiores al 3.3 % (11 captadores) y al 0.7 % (10 captadores). Al analizar las regiones monofásicas por separado, las desviaciones se incrementan ligeramente con máximos del 4.1 % (SCL) y 7.5 % (SHS). En el gradiente térmico del fluido esto se traduce ubicando los perfiles axiales dentro del rango de incertidumbre de las termocuplas (± 1.5 K) en el 80 % de los casos simulados⁸⁰.

⁸⁰ Solo en en el caso #2 del líquido subenfriado la temperatura se sitúa por encima (2.7 K), y en el caso #1 del lazo completo con 11 captadores por debajo (3.2 K)

- (ii) La superioridad para la estimación de la transferencia de calor del enfoque PTAV-FC respecto al de propiedades constantes (PTAC) se hace notable a partir de la región SHS. Especialmente a temperaturas superiores a los 400 K, cuando la emisividad real del absorbedor se aleja del valor constante ($\epsilon_a = 0.15$) asumido por el PTAC. De esta forma el enfoque PTAV-FC mejora las predicciones del gradiente térmico en el fluido en promedio un 3.3 % al analizar la región SHS aislada (captador #10), y con sobreestimaciones entre 7.1–18.9 % para el lazo DISS completo (10 u 11 captadores). Estas sobreestimaciones del enfoque PTAC a nivel de la instalación DISS completa, se traducen en valores de temperatura entre 5.9–17.5 K superiores a los experimentales, muy por encima del rango de incertidumbre de los termopares (± 1.5 K).
- (iii) El análisis de las desviaciones obtenidas a nivel de variables de transferencia de calor ha puesto de manifiesto la necesidad de que en el proceso de GDV sea siempre evaluado el gradiente térmico en el fluido cuando se involucra la región bifásica. Dado que las desviaciones en la eficiencia global bajo el enfoque PTAC son inferiores al 3.0 %, pudieran asumirse como válidas, pero se corresponden con temperaturas alrededor de 5.9–17.5 K superiores a los gradientes térmicos experimentales.
- (iv) Las diferencias en los enfoques de modelado relativas a las propiedades termofísicas del absorbedor (constantes o variables) y la inclusión o no del FC en el CTC no influyen en su comportamiento hidráulico, que viene condicionado por la correlación del factor de fricción utilizada.
- (v) En las regiones monofásicas el factor de fricción obtenido mediante la correlación de Goudar-Sonnad [202] es el que mejor se aproxima a la implícita de Colebrook [211], teóricamente la más precisa. Sin embargo, las diferencias entre las cuatro correlaciones [211,215,216] más utilizadas en GDV es inapreciable para los niveles de precisión que se manejan en los dispositivos experimentales (10^{-2} bar). En ambas regiones los resultados del modelo se ubican dentro del rango de incertidumbre de los sensores de presión (± 0.60 – 1.00 bar), con desviaciones inferiores al 23.1 % en vapor sobrecalentado y alcanzando valores elevados (-83.3 %) en el líquido subenfriado. Las altas desviaciones en la región SCL pueden atribuirse (i) al elevado nivel de incertidumbre de los sensores absolutos y diferenciales de presión respecto a la reducida magnitud de la caída de presión estimada (~ 0.01 – 0.02 bar); y (ii) a la simplificación de las interconexiones en el modelado, omitiendo la diferencia de altura entre ellos.
- (vi) El modelado de la caída de presión en la región bifásica bajo la correlación de Friedel [239] (PTAC) y mediante el enfoque de patrones de flujo [162,163] (PTAV-FC) ha puesto de manifiesto la necesidad de simular mayor cantidad de casos experimentales acompañados de un análisis estadístico. Bajo el enfoque PTAV-FC los perfiles de presión se ubican dentro del rango de incertidumbre de los sensores, tanto en los casos retomados de la literatura (subsección 6.4.3) como en los extraídos directamente del *logger* de la instalación DISS (subsección 6.5.4). Sin embargo, las desviaciones a nivel del lazo completo de captadores arrojan subestimaciones entre 23.3–31.9 % en los primeros, mientras que en los casos extraídos del *logger* no superan el 5.9 %. Por otra parte, con la correlación de Friedel [239] sucede a la inversa, presentando sobreestimaciones entre 0.7–26.0 % en los casos de la literatura y de hasta 48.2 % cuando se simulan los casos extraídos del *logger*. Además, bajo ambos enfoques y en

todos los casos se producen desviaciones elevadas en las caídas de presión a la salida de cada CCP al inicio de la región bifásica, provocando que las desviaciones promedio en esta variables asciendan a rangos entre 32.4–75.4 %.

- (vii) La verificación de las variables termohidráulicas respecto a los modelos precedentes que adaptaron el mapa de Wojtan *et al.* [50] y sus correlaciones [161–163] a GDV, ha puesto de relieve la importancia de verificar previamente el código numérico bajo las condiciones originales para las que estas fueron obtenidas. Esto ha permitido identificar la incorrecta adaptación de los modelos previos [145,146] a nivel del mapa de patrones de flujo y el CTC en los dos casos simulados, y también en la caída de presión en el caso evaluado por Kumar & Reddy [146].
- (viii) Cuando el modelo termohidráulico se simula en el lazo completo de captadores, involucrando la región bifásica, el procedimiento iterativo de resolución mediante el MVF exige la implementación de mecanismos que incrementan el tiempo de cómputo, que habitualmente varía entre 10–20 min. En primer lugar es ineludible bajarrelajar las variables de entalpía ($\alpha_h = 0.05 - 0.1$) y velocidad másica ($\alpha_G = 0.85$) para evitar variaciones abruptas durante las transiciones entre la región bifásica y las monofásicas, y facilitar la convergencia del modelo. En segundo término, se vuelve necesario establecer interpolaciones al inicio y final de la ebullición nucleada (SCL) y del patrón de flujo *dry-out*, para eludir el fenómeno del *chattering* [234,235] que pudiera extenderse indefinidamente.

El estudio del comportamiento térmico del absorbedor a partir de la evaluación cuantitativa y cualitativa de las variables de distribución de temperatura (gradientes máximos, gradientes A-H, y temperatura en nodo central de la zona sin concentración) permite establecer las siguientes conclusiones:

- (i) La evaluación de los gradientes térmicos entre las termocuplas A-H para la validación del modelo térmico se ha mostrado como una medida insuficiente desde el punto de vista de la seguridad térmica del receptor. Siendo necesario considerar como variable de referencia los gradientes máximos, que presentan valores promedio 6.0 K superiores a los gradientes A-H.
- (ii) Se ha constatado que las correlaciones estándar del CTC bajo DUFC, comúnmente utilizadas en GDV, tanto en las regiones monofásicas [114,115,173,210] como en la bifásica [161,175,176], no permiten estimar con precisión el campo de temperatura en el absorbedor. Para este cometido tampoco es suficiente la subestimación de la emisividad y conductividad térmica que se asume en el modelo PTAC tradicionalmente implementado en GDV, para compensar las carencias en el modelado que provocan las correlaciones estándar del CTC. Dado que no solo no es realista desde la concepción del modelo físico, sino que a nivel de gradientes de temperatura máximos arrojan subestimaciones promedio entre 26.4–38.1 % y 48.0–83.4 %, respectivamente.
- (iii) Se propone en este trabajo un FC (Ec. 6.31) para los CTC estándar monofásicos y bifásicos que reproduce de manera exacta el perfil inverso del flujo de calor alrededor del absorbedor, en coherencia con los perfiles reportados por los estudios experimentales [119] y numéricos [117,118,122] del pasado. A partir de este FC genérico y un enfoque realista del absorbedor

(PTAV) se han definido sus parámetros (M , n) específicos en las dos regiones monofásicas (SCL, SHS) y en dos zonas en las que se ha subdividido la región bifásica de acuerdo a los patrones de flujo (SL-I-A, DO-M). Con esta alternativa (PTAV-FC) se han mejorado las predicciones del enfoque tradicional (PTAC) a nivel de gradientes máximos entre 25–75 %, obteniendo desviaciones promedio menores al 11.0 % en las regiones monofásicas y en el tramo DO-M y hasta entre 16.7–29.2 % en el otro tramo de la región bifásica (SL-I-A).

- (iv) La verificación cualitativa de los perfiles axiales de gradientes máximos de temperatura en el absorbedor respecto a los resultados numéricos y experimentales reportados por Lobón *et al.* [72] junto al mayor valor de las desviaciones promedio (16.7–29.2 %) en la zona SL-I-A respecto al resto de regiones, pudieran sugerir ciertas limitaciones del modelo idealizado de película de líquido utilizado en el código actual en esta zona. Sin embargo es necesario simular otros casos, dado que la tendencia creciente de los gradientes máximos de temperatura (experimentales y numéricos) en dirección axial reportados por Lobón *et al.* [72] (sección 6.4), no coinciden con los arrojados directamente del *logger* de la instalación DISS en los tres casos discutidos en la sección 6.5.
- (v) La comparación cualitativa de los campos de gradientes de temperatura entre el radio intermedio del absorbedor y el fluido, obtenidos bajo el enfoque actual (PTAV-FC), respecto al enfoque PTAC seguido por los tres modelos previos que utilizaron una aproximación 2D (azimutal-axial) [70,158] o 3D [74] del receptor, ha certificado la incapacidad del enfoque tradicional para predecir los campos de temperatura en el receptor. Mientras que con el enfoque PTAV-FC, los gradientes máximos absorbedor-fluido en los casos estudiados varían entre 37.5–49.4 K y se localizan en la ST final de la evaporación (DO-M), los modelos previos predicen gradientes máximos de 25.0 K ubicándose a la salida del lazo (SHS), incluso en el caso en que el sistema físico se simula bajo la configuración *un solo paso*. Estas estimaciones cuestionan la rotundidad de las afirmaciones previas [70] respecto a que la seguridad térmica de un tubo absorbedor como el de la antigua instalación DISS (50 K) queda totalmente garantizada para cualquier nivel de presión. Además evidencian la importancia de implementar procedimientos de validación detallados que garanticen la viabilidad de los modelos numéricos desarrollados.

Líneas de trabajo futuras

A partir de los hallazgos identificados en este trabajo doctoral, ordenados en forma de conclusiones para cada una de las tres etapas de modelado en que se subdivide el código numérico, se identifican a continuación las principales líneas de investigación experimentales y de estudios numéricos a potenciar en el marco de la tecnología de CCP en general y en particular en el proceso de GDV, que contribuyan en el avance de las herramientas de M&S. Se destacan las siguientes:

1. Desarrollo de una instalación experimental con CCP en un ambiente controlado (laboratorio), similar a la plataforma AZTRAK y considerando los trabajos desarrollados por el grupo del Profesor Meyer [134,135], con DNUFC, que incluya termocuplas en la superficie exterior del tubo de vidrio y en el tubo absorbedor, funcionando con diferentes fluidos caloportadores

monofásicos (aceites térmicos, vapor CO₂, etc.). De esta forma, será posible implementar procedimientos de validación adecuados de los modelos térmicos 3D del receptor, cerrando dos de las brechas de conocimiento que aún persisten en este ámbito (i) la definición del enfoque de modelado más correcto para tubo de vidrio; (ii) estimación con precisión de los CTC y por ende del campo de temperatura en el absorbedor para aceites térmicos y otros fluidos monofásicos. De manera análoga sería importante contar con una instalación experimental similar para GDV que permitiera estudiar los CTC y los perfiles de temperatura en el absorbedor en un ambiente controlado.

2. Proseguir el trabajo iniciado por el DLR [157] en la instalación experimental DISS renovada (2014), que permite identificar las diferentes configuraciones de los patrones de flujo bifásico a partir de la combinación de un sensor de malla con el método de tratamiento de imágenes. El desarrollo de una nueva campaña de pruebas experimentales y la puesta a disposición de la comunidad científica de dicha información sería esencial para validar correctamente y desarrollar herramientas de M&S más precisas.
3. Desarrollar un mapa de patrones de flujo bifásico y un modelo de evolución de la película de líquido específico para GDV a partir de un procedimiento análogo al implementado por el profesor Thome y sus alumnos en la EPFL [236,237], de los resultados de las campañas experimentales del sensor de malla y del código numérico actual o similares.
4. Retomar el modelo numérico desarrollado por Lobón *et al.* en STAR-CCM+ o implementar un nuevo modelo en plataformas de libre acceso como *OpenFOAM* [242] bajo las mismas características geométricas que el actual, para poder comparar detalladamente la precisión y rapidez de ambas herramientas de M&S, así como certificar y mejorar los CTC (FC) propuestos con el código actual.
5. Implementar un código numérico bajo el enfoque de acoplamiento del modelo actual (térmico 3D-termohidráulico 1D), y que también involucre los patrones de flujo, pero considerando en el fluido caloportador el modelo de fases separadas o a dos fluidos. Aunque el MHE implementado en el código numérico actual considera fases separadas para el CTC, parámetro clave en las predicciones del campo de temperatura del absorbedor, resulta de interés estudiar el M2F para profundizar en las condiciones de cerradura de las fases, la evolución de la fracción de vacío y evaluar si ofrece alguna ventaja comparativa respecto al actual.
6. Estudiar el comportamiento transitorio del fenómeno bajo el código actual, y con los futuros códigos desarrollados (Open-Foam, M2F) para estado transitorio.

Además de las líneas de investigación generales anteriores, existen otra serie de trabajos que si bien no presentan un impacto tan relevante en el ámbito de M&S en CCP, bien porque ya han sido desarrolladas por otros autores, bien porque implican pequeños cambios en el código actual, si contribuirían a mejorarlo ofreciendo diversas prestaciones. Principalmente las siguientes:

1. Implementación de un modelo óptico de trazado de rayos en código propio, considerando los enfoques estocástico (MC) y determinista (MVF) en la etapa de distribución de los fotones. A partir de esta herramienta será posible ir incorporando diferentes estrategias de modelado de

- las imperfecciones geométricas, posibles deflexiones en absorbedor y otra serie de situaciones que puedan ocurrir en plantas reales.
2. Simular el código numérico actual bajo otras condiciones de operación y el sistema físico de la nueva instalación DISS que constaten los resultados del trabajo actual. Además sería interesante desarrollar análisis estadísticos detallados definiendo los ratios de desviación de las variables térmicas y termohidráulicas, especialmente gradientes térmicos máximos en el absorbedor y caída de presión, a partir de un abanico amplio de datos. Sería recomendable extender hacia el resto de variables la estrategia implementada por Rheinländer y Eck [243] para definir las desviaciones de las correlaciones de fricción bifásicas.
 3. Incorporar la diferencia de altura y los codos de las interconexiones entre captadores para evaluar el impacto que estos tienen en la definición de la caída de presión.
 4. Incorporar los modelos de otros mapas de patrones de flujo bifásico [50,143,144] y sus respectivas correlaciones del CTC y el factor de fricción y comparar los resultados con el modelo actual.
 5. Desarrollar un modelo termohidráulico basado en el enfoque de parámetros concentrados o discretizado mediante el MVF paso a paso [95] buscando reducir el tiempo de cómputo de las simulaciones..
 6. Desarrollar un análisis numérico en profundidad de las estrategias de bajorelajación y sus rangos en las variables termohidráulicas para garantizar la convergencia, así como de las alternativas de interpolación en las zonas de transición entre las regiones monofásicas y bifásica. Para este último caso, sería interesante retomar los trabajos de Bonilla *et al.* [234,235].
 7. Incorporar una etapa o procedimiento de análisis de esfuerzos mediante el MEF, a partir de los resultados del campo de temperatura en el absorbedor, que permita definir los criterios de seguridad adecuados a nivel de esfuerzos térmicos y no solo de temperatura. Sería recomendable el procedimiento implementado por Li *et al.* [74,139] para este cometido, y comparar los resultados de ambas herramientas.

Apéndice A

Discretización de los modelos matemáticos en los dominios sólidos del receptor

En este apéndice se presenta la discretización detallada del modelo térmico bidimensional de la ecuación de conducción generalizada en los dominios sólidos del receptor. Además se detalla la discretización del término fuente en los enfoques de FCVR y FCVI en el tubo de vidrio.

A.1 Discretización de los nodos internos la ecuación generalizada de conducción en el absorbedor y el tubo de vidrio

El proceso de discretización de la ecuación diferencial generalizada sobre un VC de la ST de un cilindro hueco se subdivide en las etapas de integración e interpolación. Inicialmente se establecen las integrales y los elementos diferenciales de cada una de acuerdo a la Ec. (A.1).

$$\begin{aligned} \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} \int_s^n \int_w^e \rho \frac{d\phi}{dt} r d\theta dr dt &= \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} \int_s^n \int_w^e \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \Gamma \frac{d\phi}{dr} \right) r d\theta dr dt \\ &+ \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} \int_s^n \int_w^e \frac{1}{r^2} \frac{d}{d\theta} \left(\Gamma \frac{d\phi}{d\theta} \right) r d\theta dr dt + \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} \int_s^n \int_w^e S r d\theta dr dt \end{aligned} \quad (A.1)$$

El primer nivel de discretización consistente en la etapa de integración se lleva a cabo entre las Ec. (A.2)–(A.4).

$$\int_{t_0}^{t_0+\Delta t} \rho_P d\phi_P r \Delta\theta \Delta r = \int_s^n d \left(r \Gamma \frac{d\phi}{dr} \right) \Delta\theta \Delta t + \int_w^e \frac{1}{r} d \left(\Gamma \frac{d\phi}{d\theta} \right) \Delta r \Delta t + \bar{S} r \Delta\theta \Delta r \Delta t \quad (A.2)$$

$$\rho_P (\phi_P)_{t_0+\Delta t} \frac{\Delta V}{\Delta t} = \left(r \Gamma \frac{d\phi}{dr} \right)_s^n \Delta\theta + \frac{1}{r} \left(\Gamma \frac{d\phi}{d\theta} \right)_w^e \Delta r + \bar{S} \Delta V \quad (A.3)$$

$$\begin{aligned} \rho_P (\phi_P - \phi_P^0) \frac{\Delta V}{\Delta t} &= \left(r_n \Gamma_n \frac{d\phi}{dr} \Big|_n - r_s \Gamma_s \frac{d\phi}{dr} \Big|_s \right) \Delta\theta \\ &+ \frac{1}{r_P} \left(\Gamma_e \frac{d\phi}{d\theta} \Big|_e - \Gamma_w \frac{d\phi}{d\theta} \Big|_w \right) \Delta r + \bar{S} \Delta V \end{aligned} \quad (A.4)$$

En la segunda etapa de discretización se interpolan los términos difusivos y la variable de interés a partir de interpolaciones armónicas y de media aritmética, respectivamente. Para el término

temporal se utiliza un esquema Euler de primer orden totalmente implícito. Además el término fuente se suvdivide en un término dependiente de la variable incógnita (S_P) y otro independiente (S_C) [195], dando lugar a la Ec. (A.5).

$$\begin{aligned} \rho_P(\phi_P - \phi_P^0) \frac{\Delta V}{\Delta t} &= r_n \Gamma_n \left(\frac{\phi_N - \phi_P}{r_N - r_P} \right) \Delta\theta - r_s \Gamma_s \left(\frac{\phi_P - \phi_S}{r_P - r_S} \right) \Delta\theta \\ &+ \frac{\Gamma_e}{r_P} \left(\frac{\phi_E - \phi_P}{\theta_E - \theta_P} \right) \Delta r - \frac{\Gamma_w}{r_P} \left(\frac{\phi_P - \phi_W}{\theta_P - \theta_W} \right) \Delta r + (S_P \phi_P + S_C) \Delta V \end{aligned} \quad (\text{A.5})$$

Reordenando los términos e implementando las interpolaciones, se identifican en la Ec. (A.6) los coeficientes de la expresión final discretizada.

$$\begin{aligned} &\underbrace{\left(\rho_P \frac{\Delta V}{\Delta t} - S_P \Delta V + \underbrace{\frac{\Gamma_w \Delta r}{r_P \delta\theta_{PW}}}_{a_W} + \underbrace{\frac{\Gamma_e \Delta r}{r_P \delta\theta_{PE}}}_{a_E} + \underbrace{\frac{\Gamma_s r_s \Delta\theta}{\delta r_{PS}}}_{a_S} + \underbrace{\frac{\Gamma_n r_n \Delta\theta}{\delta r_{PN}}}_{a_N} \right)}_{a_P} \phi_P \\ &= \underbrace{\frac{\Gamma_w \Delta r}{r_P \delta\theta_{PW}}}_{a_W} \phi_W + \underbrace{\frac{\Gamma_e \Delta r}{r_P \delta\theta_{PE}}}_{a_E} \phi_E + \underbrace{\frac{\Gamma_s r_s \Delta\theta}{\delta r_{PS}}}_{a_S} \phi_S + \underbrace{\frac{\Gamma_n r_n \Delta\theta}{\delta r_{PN}}}_{a_N} \phi_N + \underbrace{\rho_P \phi_P^0 \frac{\Delta V}{\Delta t} + S_C \Delta V}_b \end{aligned} \quad (\text{A.6})$$

A.2 Discretización del término fuente del tubo de vidrio bajo los enfoques de modelado volumétrico

El flujo de calor radiativo que se incorpora como fuujo de calor radiativo en la ecuación general de conducción del tubo de vidrio presenta la forma de la Ec. (A.7). El mismo representa un flujo de calor radial en VC del tubo de vidrio, incorporando el efecto de la atenuación provocada por la transmisividad del tubo de vidrio a lo largo de todo su espesor.

$$q_{rad}^{ge}(\theta) = q_{srad}^{go}(\theta) e^{-\beta(r_{go}-r)} \quad (\text{A.7})$$

Dado que el FCVR tiene dirección radial, se incorpora en la divergencia del flujo de calor de la ecuación general de conducción radialmente. Como no depende de la variable incógnita (T_{ge}) es tratado como un término fuente y su discretización se detalla en la Ec. (A.8).

$$\begin{aligned} \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} \int_s^n \int_w^e S r d\theta dr dt &= \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} \int_s^n \int_w^e -\frac{1}{r} \frac{d}{dr} (r q_{srad}^{go}(\theta) e^{-\beta(r_{go}-r)}) r d\theta dr dt \\ &= - \int_s^n d(r q_{srad}^{go}(\theta) e^{-\beta(r_{go}-r)}) \Delta\theta \Delta t = -(r q_{srad}^{go}(\theta) e^{-\beta(r_{go}-r)})_s^n \Delta\theta \Delta t \\ &= -q_{srad}^{go}(\theta) [r_n e^{-\beta(r_{go}-r_n)} - r_s e^{-\beta(r_{go}-r_s)}] \Delta\theta \Delta t = -(r_n q_{rad_n}^{ge} - r_s q_{rad_s}^{ge}) \Delta\theta \Delta t \end{aligned} \quad (\text{A.8})$$

Cuando el flujo de calor absorbido por el vidrio se modela como una fuente de calor volumétrica interna (FCVI), el modelo conceptual es el mismo que el del FCVR. De hecho en la literatura especializada sobre radiación en vidrios y medios semitransparentes [49,136,137] se establece la igualdad, de acuerdo a la Ec. (A.9). Y por lo tanto el término fuente discretizado presentaría el mismo valor que en el modelo de FCVR.

$$\dot{q}_{rad}^{ge} = -\nabla \underline{q}_{rad}^{ge} = \nabla \underline{q}_{srad}^{go} e^{-\beta(r_{go}-r)} \quad (A.9)$$

Sin embargo, los modelos precedentes [99,107] asumieron este valor como positivo, por lo que así se ha asumido durante el presente trabajo, con el objetivo de evaluar la idoneidad y coherencia de esta formulación. Conceptualmente el modelo consiste en trasladar el flujo de calor radiativo en dirección radial en cada uno de los VC del tubo de vidrio, de manera que se comporte como una fuente de calor. Su representación en coordenadas polares se muestra en la Ec. (A.10), que es igual pero de signo contrario al término fuente del enfoque como FCVR.

$$\dot{q}_{rad}^{ge} = \frac{1}{r} \frac{d}{dr} (r q_{srad}^{go}(\theta) e^{-\beta(r_{go}-r)}) \quad (A.10)$$

La expresión de la fuente de calor interna no es exactamente igual a la presentada por Serrano *et al.* [107], que lo plantearon ya derivado en lugar de en su forma diferencial, como se hace en este trabajo. Pero la principal diferencia reside en que los autores no involucraron la coordenada radial en la diferencial, lo que modifica ligeramente la expresión final discretizada. Además en [107] el efecto de la atenuación en el vidrio se planteó en el radio interior en lugar de en el radio exterior, pero eso no afecta en nada al procedimiento de modelado.

A continuación se plantean los dos desarrollos del procedimiento de discretización para el modelo de FCVI incorporando la fuente de calor ya derivada. El primero es el correcto y en el mismo se observa como la expresión final discretizada coincide con la discretización del término fuente en forma diferencial seguido en esta tesis doctoral. El segundo es el considerado por Serrano *et al.* [107] permitirá visibilizar la ligera modificación que se produce al no considerar la coordenada radial en el procedimiento de derivación.

En primer lugar se retoma el flujo de calor volumétrico de la Ec. (A.10) considerado en este trabajo, y se deriva obteniendo la Ec. (A.11).

$$\dot{q}_{rad}^{ge}(\theta) = \frac{1}{r} \frac{d}{dr} (r q_{srad}^{go}(\theta) e^{-\beta(r_{go}-r)}) = \frac{1}{r} q_{srad}^{go}(\theta) e^{-\beta(r_{go}-r)} + q_{srad}^{go}(\theta) \beta e^{-\beta(r_{go}-r)} \quad (A.11)$$

La discretización del flujo volumétrico resulta en una integral entre las fronteras norte y sur de cada VC del tubo de vidrio de acuerdo a la Ec. (A.12).

$$\begin{aligned} \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} \int_s^n \int_w^e \left[q_{srad}^{go}(\theta) e^{-\beta(r_{go}-r)} \left(\frac{1}{r} + \beta \right) \right] r d\theta dr dt \\ = \int_s^n q_{srad}^{go}(\theta) e^{-\beta(r_{go}-r)} (1 + \beta r) dr \Delta\theta \Delta t \end{aligned} \quad (A.12)$$

Integrando por partes la Ec. (A.12) se obtiene la expresión final discretizada de acuerdo a la Ec. (A.13), que es igual pero de signo contrario a la del enfoque de FCVR de la Ec. (A.8).

$$\begin{aligned}
 & \int_s^n \underbrace{(1 + \beta r)}_u \underbrace{q_{srad}^{go}(\theta) e^{-\beta(r_{go}-r)}}_{dv} dr \Delta\theta\Delta t \\
 &= \left[\underbrace{(1 + \beta r)}_u \cdot \underbrace{\frac{q_{srad}^{go}(\theta) e^{-\beta(r_{go}-r)}}{\beta}}_v \right]_s^n - \int_s^n \underbrace{\frac{q_{srad}^{go}(\theta) e^{-\beta(r_{go}-r)}}{\beta}}_v \underbrace{\beta}_{du} dr \Delta\theta\Delta t \quad (A.13) \\
 &= \left(\frac{1}{\beta} + r - \frac{1}{\beta} \right) \cdot q_{srad}^{go}(\theta) e^{-\beta(r_{go}-r)} \Big|_s^n \Delta\theta\Delta t = r q_{srad}^{go}(\theta) e^{-\beta(r_{go}-r)} \Big|_s^n \Delta\theta\Delta t \\
 &= q_{srad}^{go}(\theta) [r_n e^{-\beta(r_{go}-r_n)} - r_s e^{-\beta(r_{go}-r_s)}] \Delta\theta\Delta t
 \end{aligned}$$

En segundo lugar se retoma el flujo de calor volumétrico considerado por Serrano *et al.* [107] que se presenta en la Ec. (A.10) que al derivarlo da lugar a la Ec. (A.14), y que se corresponde con el segundo sumando del considerado en este trabajo en la Ec. (A.11).

$$\dot{q}_{rad}^{ge}(\theta) = q_{srad}^{go}(\theta) \beta e^{-\beta(r_{go}-r)} \quad (A.14)$$

La discretización del flujo volumétrico resulta en una integral entre las fronteras norte y sur de cada VC del tubo de vidrio de acuerdo a la Ec. (A.15).

$$\int_{t_0}^{t_0+\Delta t} \int_s^n \int_w^e q_{srad}^{go}(\theta) \beta e^{-\beta(r_{go}-r)} r d\theta dr dt = \int_s^n q_{srad}^{go}(\theta) \beta e^{-\beta(r_{go}-r)} r dr \Delta\theta\Delta t \quad (A.15)$$

Integrando por partes la Ec. (A.15) se obtiene la expresión final discretizada de acuerdo a la Ec. (A.16). Se observa como si bien tiene un aspecto similar a la obtenida en este trabajo, aparece un término adicional en cada uno de los sumandos de las fronteras relativo a la fracción del coeficiente de atenuación. Esto provoca que no exista coherencia entre la cantidad de energía teóricamente absorbida por el vidrio y la calculada con el modelo numérico.

$$\begin{aligned}
 & \int_s^n \underbrace{r}_u \underbrace{q_{srad}^{go}(\theta) \beta e^{-\beta(r_{go}-r)}}_{dv} dr \Delta\theta\Delta t \\
 &= \left[\underbrace{r}_u \cdot \underbrace{q_{srad}^{go}(\theta) e^{-\beta(r_{go}-r)}}_v \right]_s^n - \int_s^n \underbrace{q_{srad}^{go}(\theta) e^{-\beta(r_{go}-r)}}_v \underbrace{dr}_{du} \Delta\theta\Delta t \quad (A.16) \\
 &= \left(r - \frac{1}{\beta} \right) \cdot q_{srad}^{go}(\theta) e^{-\beta(r_{go}-r)} \Big|_s^n \Delta\theta\Delta t \\
 &= q_{srad}^{go}(\theta) \left[\left(r_n - \frac{1}{\beta} \right) e^{-\beta(r_{go}-r_n)} - \left(r_s - \frac{1}{\beta} \right) e^{-\beta(r_{go}-r_s)} \right] \Delta\theta\Delta t
 \end{aligned}$$

Apéndice B

Determinación de los factores de vista

Este apéndice contiene el procedimiento detallado para la obtención de los factores de vista que intervienen en los intercambios radiativos desde las superficies diferenciales externas del tubo de vidrio con el entorno, y en el espacio anular entre las superficies diferenciales al interior del tubo de vidrio y al exterior del tubo absorbedor. Para ello se utiliza el método de las cuerdas cruzadas de Hottel [205], cuya forma general se presenta en la Ec. (B.1), en la que los nodos P_1^i , P_2^i representan los límites de la superficie diferencial i , y P_1^j , P_2^j los de la superficie diferencial j . Mientras que el término A_i representa la longitud de la superficie diferencial i .

$$F_{ij} = \frac{\text{diagonales} - \text{caras}}{2 \times \text{Area de origen}} = \frac{d_{P_1^i - P_2^j} + d_{P_2^i - P_1^j} - s_{P_1^i - P_1^j} - s_{P_2^i - P_2^j}}{2A_i} \quad (\text{B.1})$$

B.1 Factores de vista involucrados en las pérdidas radiativas con el entorno

Los factores de vista entre una superficie diferencial externa del tubo de vidrio y el reflector se pueden calcular con la Ec. (B.2) y las coordenadas cartesianas que se detallan en la tabla B1. Las coordenadas corresponden a un caso general para una superficie diferencial externa del tubo vidrio (elemento i), que debe adecuarse a los límites de las cuatro zonas del perímetro entre las que se ubique (figura B23).

$$F_{ij}^{go-ref} = \frac{1}{2r_{go}\Delta\theta_{ge}^i} \left[\sqrt{(x_{P_2^j} - x_{P_1^i})^2 + (y_{P_2^j} - y_{P_1^i})^2} \right. \\ \left. + \sqrt{(x_{P_1^j} - x_{P_2^i})^2 + (y_{P_1^j} - y_{P_2^i})^2} - \sqrt{(x_{P_1^j} - x_{P_1^i})^2 + (y_{P_1^j} - y_{P_1^i})^2} \right. \\ \left. - \sqrt{(x_{P_2^j} - x_{P_2^i})^2 + (y_{P_2^j} - y_{P_2^i})^2} \right] \quad (\text{B.2})$$

El factor de vista entre una superficie diferencial externa genérica del tubo de vidrio y el cielo se calcula a partir de la regla de la suma, que viene dada por la Ec. (B.3).

$$F_{ij}^{go-sky} = 1 - F_{ij}^{go-ref} \quad (\text{B.3})$$

Tabla B.1: Coordenadas de los factores de vista entre las superficies diferenciales externas del tubo de vidrio y el reflector.

Coordenadas	Superficie diferencial del tubo de vidrio (<i>i</i>)	Reflector (<i>j</i>)
x_{P_1}	$r_{go} \cos \left(\theta_{ge}^i - \frac{\Delta\theta_{ge}^i}{2} \right)$	$-\frac{W_{ref}}{2}$
y_{P_1}	$r_{go} \sin \left(\theta_{ge}^i - \frac{\Delta\theta_{ge}^i}{2} \right)$	$-f_0 + \frac{W_{ref}^2}{16f_0}$
x_{P_2}	$r_{go} \cos \left(\theta_{ge}^i + \frac{\Delta\theta_{ge}^i}{2} \right)$	$\frac{W_{ref}}{2}$
y_{P_2}	$r_{go} \sin \left(\theta_{ge}^i + \frac{\Delta\theta_{ge}^i}{2} \right)$	$-f_0 + \frac{W_{ref}^2}{16f_0}$

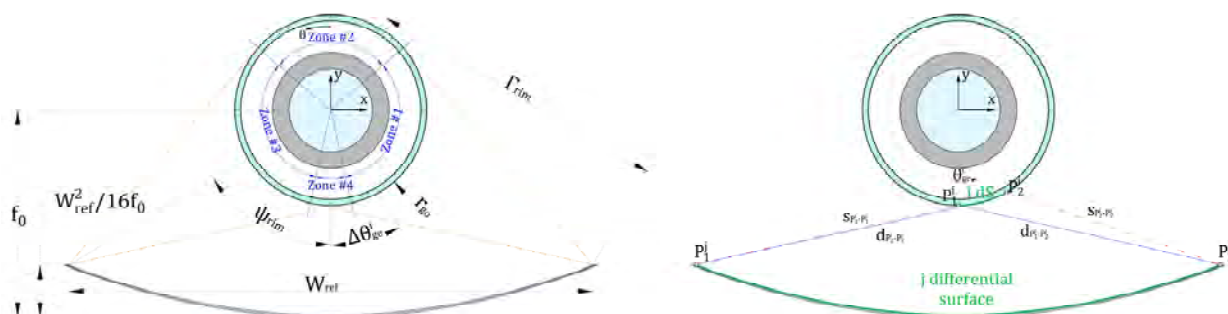


Figura B.1: Factores de vista entre una superficie diferencial externa del tubo de vidrio y el reflector: parámetros geométricos y zonas (izda.); caso entre las zonas #1 y #4 (dcha.).

B.2 Factores de vista entre superficies diferenciales externas del absorbedor e internas del tubo de vidrio

Los factores de vista entre una superficie diferencial externa del tubo absorbedor y una superficie diferencial interna del tubo de vidrio tienen la misma expresión que la presentada en la Ec. (B.2) pero adaptada a los elementos diferenciales actuales. Para ello se utiliza el área diferencial (elemento *i*) de la Ec. (B.4), y las coordenadas cartesianas de la tabla B2. Las coordenadas deben adaptarse en función de los límites de las superficies diferenciales del absorbedor (elemento *i*) y del tubo de vidrio (elemento *j*) en función de la ubicación de cada una de ellas. (figura B2).

$$A_i = r_{ao} \Delta\theta_{ao}^i \quad (B.4)$$

A partir de la regla de la reciprocidad es posible calcular el factor de vista entre una superficie diferencial interna del tubo de vidrio respecto a una superficie diferencial externa del tubo absorbedor, de acuerdo a la Ec. (B.5).

$$F_{ij}^{gi-ao} = \frac{r_{ao}}{r_{gi}} F_{ij}^{ao-gi} \quad (B.5)$$

Tabla B.2: Coordenadas de los factores de vista entre las superficies diferenciales externas del tubo de vidrio absorbedor e internas del tubo de vidrio.

Coordenadas	Superficie diferencial absorbedor (i)	Superficie diferencial tubo de vidrio (j)
x_{P_1}	$r_{ao} \cos \left(\theta_{ao}^i - \frac{\Delta\theta_{ao}^i}{2} \right)$	$r_{gi} \cos \left(\theta_{ge}^j - \frac{\Delta\theta_{ge}^j}{2} \right)$
y_{P_1}	$r_{ao} \sin \left(\theta_{ao}^i - \frac{\Delta\theta_{ao}^i}{2} \right)$	$r_{gi} \sin \left(\theta_{ge}^j - \frac{\Delta\theta_{ge}^j}{2} \right)$
x_{P_2}	$r_{ao} \cos \left(\theta_{ao}^i + \frac{\Delta\theta_{ao}^i}{2} \right)$	$r_{gi} \cos \left(\theta_{ge}^j + \frac{\Delta\theta_{ge}^j}{2} \right)$
y_{P_2}	$r_{ao} \sin \left(\theta_{ao}^i + \frac{\Delta\theta_{ao}^i}{2} \right)$	$r_{gi} \sin \left(\theta_{ge}^j + \frac{\Delta\theta_{ge}^j}{2} \right)$

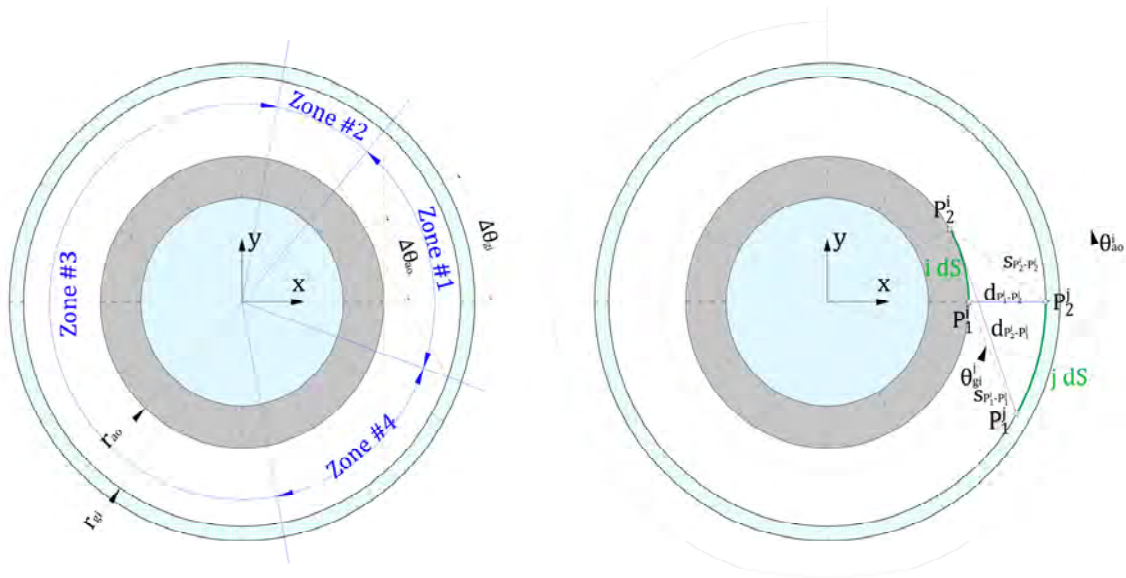


Figura B.2: Factores de vista entre una superficie diferencial exterior del absorbedor y una interna del tubo de vidrio: parámetros geométricos y zonas (izda.); caso entre las zonas #1 y #4 (dcha.).

B.3 Factores de vista entre superficies diferenciales internas del tubo de vidrio

Dado que la superficie interior del tubo de vidrio es un elemento convexo, es necesario calcular el factor de vista con respecto al resto de superficies diferenciales del tubo de vidrio también respecto a sí misma, es decir, el mismo VC. Este cálculo se realiza con la ecuación. (B.6), tras aplicar las reglas de suma y reciprocidad para un factor de vista de una superficie imaginaria que incluye al resto de superficies diferenciales internas del tubo.

$$F_{ii}^{gi-gi} = 1 - \frac{2 \sin(\Delta\theta_{gi}^i/2)}{\Delta\theta_{gi}^i} \quad (B.6)$$

Los factores de vista relativos al resto de superficies diferenciales interna se calculan con la Ec. (B.2), utilizando la superficie diferencial (elemento i) que se presenta en la ecuación. (B.7). Las coordenadas cartesianas para ambas superficies diferenciales son las mismas que las de la columna de la derecha de la tabla B2. Una vez más, se debe realizar una adaptación de los límites de la superficie diferencial en el perímetro interno del tubo de vidrio, en función de la ubicación de estas (figura B3).

$$A_i = r_{gi} \Delta\theta_{gi} \quad (\text{B.7})$$

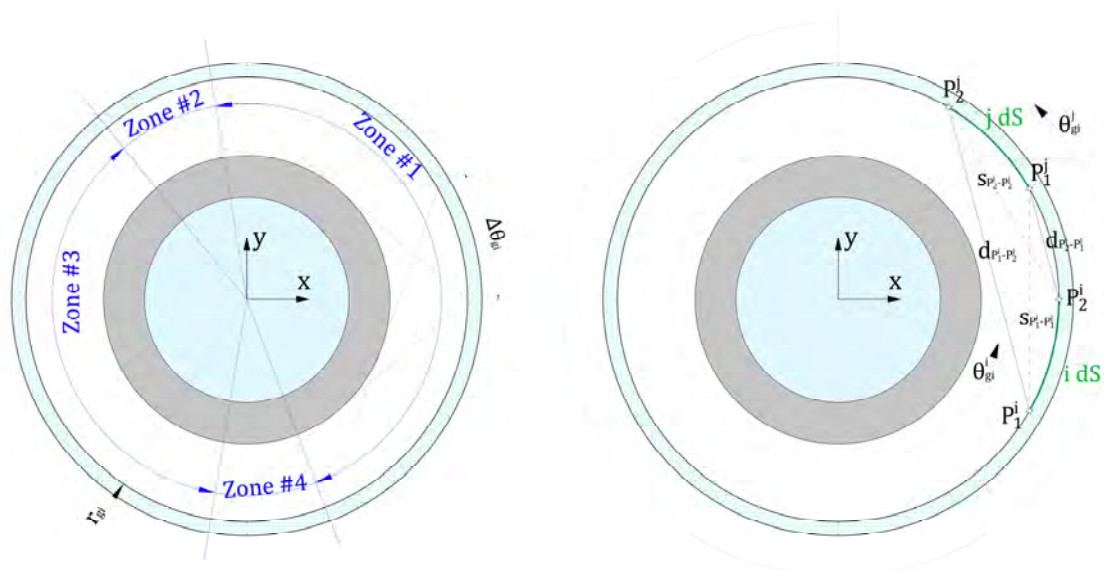


Figura B.3: Factores de vista entre dos superficies diferencial internas del tubo de vidrio: parámetros geométricos y zonas (izda.); caso general en la zona #1 (dcha.).

Apéndice C

Datos experimentales para las validaciones en el modelo térmico

Este apéndice contiene la información experimental de las pruebas de la plataforma AZTRAK y la instalación experimental DISS, que han sido consideradas para la validación del modelo térmico.

C.1 Plataforma experimental AZTRAK

Los datos experimentales de los escenarios evaluados en las simulaciones de la plataforma AZTRAK se presentan en las tablas C.1, C.2 y C.3. En todos los escenarios el ángulo de incidencia es nulo, y en el escenario de pérdida de vacío en el espacio anular se ha considerado una presión ambiental de 86 kPa, que es la del desierto de Albuquerque [95].

Tabla C.1: Datos experimentales de la plataforma AZTRAK en el escenario de vacío *on-sun* [55].

Caso	DNI [W/m^2]	v_w [m/s]	T_∞ [$^\circ C$]	\dot{Q} [l/min]	T_f^{in} [$^\circ C$]	T_f^{out} [$^\circ C$]
1	933.7	2.6	21.2	47.7	102.2	124.0
2	968.2	3.7	22.4	47.8	151.0	173.3
3	982.3	2.5	24.3	49.1	197.5	219.5
4	909.5	3.3	26.2	54.7	250.7	269.4
5	937.9	1.0	28.8	55.5	297.8	316.9
6	880.6	2.9	27.5	55.6	299.0	317.2
7	920.9	2.6	29.5	56.8	379.5	398.0
8	903.2	4.2	31.1	56.3	355.9	374.0

Tabla C.2: Datos experimentales de la plataforma AZTRAK en escenario de pérdida de vacío *on-sun* [55].

Caso	DNI [W/m^2]	v_w [m/s]	T_∞ [$^\circ C$]	\dot{Q} [l/min]	T_f^{in} [$^\circ C$]	T_f^{out} [$^\circ C$]
1	889.7	2.8	28.6	55.3	251.1	268.3
2	874.1	4.0	28.7	56.2	344.9	361.1
3	870.4	0.6	29.1	56.1	345.5	361.6
4	813.1	3.6	25.8	50.3	101.2	119.0
5	858.4	3.1	27.6	52.9	154.3	171.7
6	878.7	3.1	28.6	54.6	202.4	219.4
7	896.4	0.9	30.0	55.2	250.7	267.8
8	906.7	0.0	31.7	55.4	299.5	316.5
9	879.5	1.8	27.4	55.4	348.9	365.2
10	898.6	2.8	29.7	56.2	376.6	393.1

Tabla C.3: Datos experimentales de la plataforma AZTRAK en escenario de pérdida de vacío *off-sun* [55].

Caso	DNI [W/m^2]	v_w [m/s]	T_∞ [$^\circ C$]	\dot{Q} [l/min]	T_f^{in} [$^\circ C$]	T_f^{out} [$^\circ C$]
1	0.0	5.2	19.6	51.4	98.7	98.2
2	0.0	4.5	22.1	53.8	148.5	147.8
3	0.0	0.8	23.6	54.6	202.0	200.9
4	0.0	0.6	24.7	55.4	252.5	250.9
5	0.0	1.5	23.2	56.5	300.3	297.9
6	0.0	1.1	26.3	56.7	344.8	341.8

C.2 Región de sobrecalentamiento de la instalación experimental DISS

Los datos experimentales de las simulaciones implementadas en la región de sobrecalentamiento de la instalación DISS para la validación del modelo térmico se detallan en la tabla C4, que se retoman del trabajo de Serrano *et al.* [107]. En todos los casos la velocidad del viento toma un valor de 0.5 m/s .

Tabla C.4: Datos experimentales en la región de sobrecalentamiento de la instalación DISS [107].

Caso	DNI [W/m^2]	φ_{inc} [$^\circ$]	T_∞ [K]	ρ_{ref}^{ef} [-]	\dot{m} [kg/s]	T_f^{in} [K]	p_f^{in} [bar]	T_f^{out} [K]	p_f^{out} [bar]
1	921	14.7	303.3	0.86	0.64	560.0	61.880	565.0	61.856
2	804	14.8	307.2	0.85	0.53	551.6	61.250	556.5	61.233
3	771	12.7	309.6	0.85	0.52	532.8	32.370	539.9	32.339
4	790	17.3	307.9	0.85	0.50	527.8	32.230	535.1	32.201
5	853	20.4	307.0	0.75	0.58	616.5	100.085	620.4	100.070
6	823	11.9	305.6	0.90	0.53	585.5	61.130	592.1	61.113
7	910	13.7	299.0	0.87	0.64	576.0	58.540	581.4	58.513
8	804	14.6	301.8	0.87	0.53	551.7	31.610	559.2	31.575

(b) La reflectividad efectiva representa el valor nominal afectado por el factor de ensuciamiento del reflector ($\rho_{ref}^{ef} = \rho_{ref} F_c^{ref}$)

Apéndice D

Estudios numéricos de independencia de malla y residual en el modelo térmico

Este apéndice contiene el análisis numérico detallado de independencia de malla y de residual para los dos sistemas físicos considerados en la validación del modelo térmico: la plataforma AZTRAK y la región de sobrecalentamiento de la instalación DISS. En cada análisis se estudian los gradientes térmicos en el receptor en cada dirección, las variables del fluido y la transferencia de calor total en las fronteras de los dominios sólidos del receptor y en el dominio del fluido.⁸¹

D.1 Plataforma experimental AZTRAK

En la plataforma AZTRAK se estudia el caso #1 del escenario de pérdida de vacío y el captador enfocado (apéndice D.1). Se considera el enfoque tradicional (sin insertar tubo) y el FCVR en el vidrio. Los valores entre paréntesis se corresponden con el error relativo porcentual (ERP) respecto a la malla más densa o el residual menor. La fila subrayada con la densidad de malla o residual que garantiza el criterio de convergencia, fijado en un ERP menor al 0.05%.

Tabla D.1: Análisis numérico de independencia de malla azimutal (plataforma AZTRAK).

$N_\theta \times N_r \times N_z$	Gradientes de temperatura en el receptor [K]					
	$\Delta T_{ge} _{r_m, z_{out}}^{\theta_{45}-\theta_{225}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$	$\Delta T_a _{r_m, z_{out}}^{\theta_{45}-\theta_{225}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$
14x23x25	6.4 (3.92)	3.1 (0.00)	3.8 (0.00)	36.1 (1.63)	2.9 (7.41)	15.1 (0.00)
30x23x25	6.6 (0.00)	3.1 (0.00)	3.8 (0.00)	36.7 (0.27)	2.7 (0.00)	15.1 (0.00)
<u>46x23x25</u>	<u>6.6 (0.00)</u>	<u>3.1 (0.00)</u>	<u>3.8 (0.00)</u>	<u>36.8 (0.00)</u>	<u>2.7 (0.00)</u>	<u>15.1 (0.00)</u>
62x23x25	6.6 (0.00)	3.1 (0.00)	3.8 (0.00)	36.8 (0.00)	2.7 (0.00)	15.1 (0.00)
78x23x25	6.6 (- -)	3.1 (- -)	3.8 (- -)	36.8 (- -)	2.7 (- -)	15.1 (- -)
$N_\theta \times N_r \times N_z$	Variables características en el fluido caloportador					
	$\Delta T_f^{z_{out}-z_{in}} [K]$	$\Delta P_f^{z_{out}-z_{in}} [bar]$	$\Delta Re_f^{z_{out}-z_{in}} [-]$	$T_f^m [K]$	$\overline{Re}_f [-]$	$\overline{Nu}_f [-]$
14x23x25	17.0 (0.00)	0.0008 (0.00)	2701.1 (0.01)	532.8 (0.00)	20237.7 (0.00)	774.1 (0.01)
30x23x25	17.0 (0.00)	0.0008 (0.00)	2700.7 (0.00)	532.8 (0.00)	20237.7 (0.00)	774.2 (0.00)
<u>46x23x25</u>	<u>17.0 (0.00)</u>	<u>0.0008 (0.00)</u>	<u>2700.8 (0.01)</u>	<u>532.8 (0.00)</u>	<u>20237.7 (0.00)</u>	<u>774.2 (0.00)</u>
62x23x25	17.0 (0.00)	0.0008 (0.00)	2701.1 (0.00)	532.8 (0.00)	20237.7 (0.00)	774.2 (0.00)
78x23x25	17.0 (- -)	0.0008 (- -)	2701.1 (- -)	532.8 (- -)	20237.7 (- -)	774.2 (- -)

81 Se considera una precisión de 10^{-1} K para las variables de temperatura, 10^{-1} W para la transferencia de calor, de 10^{-4} bar para presión y 10^{-1} [-] en los números adimensionales de Reynolds y Nusselt.

$N_\theta x N_r x N_z$	Energía transferida en las fronteras del receptor y del fluido caloportador [W]					
	Q_{go}	Q_{gi}	Q_{ge}^{abs}	Q_{ao}	Q_{ai}	Q_f^{win}
14x23x25	-2518.0 (0.01)	-2585.3 (0.01)	67.3 (0.00)	22856.1 (0.01)	22856.2 (0.01)	22856.5 (0.01)
30x23x25	-2518.2 (0.00)	-2585.5 (0.00)	67.3 (0.00)	22853.2 (0.00)	22853.3 (0.00)	22854.0 (0.00)
46x23x25	-2518.2 (0.00)	-2585.5 (0.00)	67.3 (0.00)	22854.1 (0.00)	22854.3 (0.01)	22855.1 (0.01)
62x23x25	-2518.2 (0.00)	-2585.5 (0.00)	67.3 (0.00)	22853.3 (0.01)	22853.1 (0.01)	22852.1 (0.01)
78x23x25	-2518.2 (- -)	-2585.6 (- -)	67.3 (- -)	22855.6 (- -)	22855.5 (- -)	22855.4 (- -)

Tabla D.2: Análisis numérico de independencia de malla radial (plataforma AZTRAK).

$N_\theta x N_r x N_z$	Gradientes de temperatura en el receptor [K]					
	$\Delta T_{ge} _{r_m, z_{out}}^{\theta_{45}-\theta_{225}}$	$\Delta T_{ge} _{r_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$	$\Delta T_a _{r_m, z_{out}}^{\theta_{45}-\theta_{225}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$
46x03x25	6.6 (0.00)	3.1 (0.00)	3.8 (0.00)	36.8 (0.00)	2.7 (0.00)	15.1 (0.00)
46x05x25	6.6 (0.00)	3.1 (0.00)	3.8 (0.00)	36.8 (0.00)	2.7 (0.00)	15.1 (0.00)
46x11x25	6.6 (0.00)	3.1 (0.00)	3.8 (0.00)	36.8 (0.00)	2.7 (0.00)	15.1 (0.00)
46x17x25	6.6 (0.00)	3.1 (0.00)	3.8 (0.00)	36.8 (0.00)	2.7 (0.00)	15.1 (0.00)
46x23x25	6.6 (- -)	3.1 (- -)	3.8 (- -)	36.8 (- -)	2.7 (- -)	15.1 (- -)

$N_\theta x N_r x N_z$	Variables características en el fluido caloportador					
	$\Delta T_f^{z_{out}-z_{in}}$ [K]	$\Delta P_f^{z_{out}-z_{in}}$ [bar]	$\Delta Re_f^{z_{out}-z_{in}}$ [-]	T_f^m [K]	\overline{Re}_f [-]	\overline{Nu}_f [-]
46x03x25	17.0 (0.00)	0.0008 (0.00)	2700.9 (0.01)	532.8 (0.00)	20237.6 (0.00)	774.2 (0.00)
46x05x25	17.0 (0.00)	0.0008 (0.00)	2700.9 (0.01)	532.8 (0.00)	20237.6 (0.00)	774.2 (0.00)
46x11x25	17.0 (0.00)	0.0008 (0.00)	2701.0 (0.01)	532.8 (0.00)	20237.6 (0.00)	774.2 (0.00)
46x17x25	17.0 (0.00)	0.0008 (0.00)	2700.8 (0.00)	532.8 (0.00)	20237.6 (0.00)	774.2 (0.00)
46x23x25	17.0 (- -)	0.0008 (- -)	2700.8 (- -)	532.8 (- -)	20237.6 (- -)	774.2 (- -)

$N_\theta x N_r x N_z$	Energía transferida en las fronteras del receptor y del fluido caloportador [W]					
	Q_{go}	Q_{gi}	Q_{ge}^{abs}	Q_{ao}	Q_{ai}	Q_f^{win}
46x03x25	-2518.2 (0.00)	-2585.5 (0.00)	67.3 (0.00)	22854.1 (0.00)	22854.1 (0.00)	22854.1 (0.00)
46x05x25	-2518.2 (0.00)	-2585.5 (0.00)	67.3 (0.00)	22854.1 (0.00)	22854.1 (0.00)	22854.0 (0.00)
46x11x25	-2518.2 (0.00)	-2585.5 (0.00)	67.3 (0.00)	22854.1 (0.00)	22854.1 (0.00)	22853.8 (0.00)
46x17x25	-2518.2 (0.00)	-2585.5 (0.00)	67.3 (0.00)	22854.1 (0.00)	22854.2 (0.00)	22854.7 (0.00)
46x23x25	-2518.2 (- -)	-2585.5 (- -)	67.3 (- -)	22854.1 (- -)	22854.3 (- -)	22855.1 (- -)

Tabla D.3: Análisis numérico de independencia de malla axial (plataforma AZTRAK).

$N_\theta x N_r x N_z$	Gradientes de temperatura en el receptor [K]					
	$\Delta T_{ge} _{r_m, z_{out}}^{\theta_{45}-\theta_{225}}$	$\Delta T_{ge} _{r_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$	$\Delta T_a _{r_m, z_{out}}^{\theta_{45}-\theta_{225}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$
46x03x03	6.6 (0.00)	3.0 (3.23)	2.8 (26.3)	37.1 (0.82)	2.7 (0.00)	11.3 (25.2)
46x05x07	6.6 (0.00)	3.1 (0.00)	3.8 (0.00)	36.8 (0.00)	2.7 (0.00)	15.1 (0.00)
46x11x13	6.6 (0.00)	3.1 (0.00)	3.8 (0.00)	36.8 (0.00)	2.7 (0.00)	15.1 (0.00)
46x17x19	6.6 (0.00)	3.1 (0.00)	3.8 (0.00)	36.8 (0.00)	2.7 (0.00)	15.1 (0.00)
46x23x25	6.6 (- -)	3.1 (- -)	3.8 (- -)	36.8 (- -)	2.7 (- -)	15.1 (- -)

$N_\theta x N_r x N_z$	Variables características en el fluido caloportador					
	$\Delta T_f^{z_{out}-z_{in}} [K]$	$\Delta P_f^{z_{out}-z_{in}} [bar]$	$\Delta Re_f^{z_{out}-z_{in}} [-]$	$T_f^{z_m} [K]$	$\overline{Re}_f [-]$	$\overline{Nu}_f [-]$
46x03x03	12.8 (24.7)	0.0006 (25.0)	2109.1 (21.9)	532.8 (0.00)	20024.2 (0.98)	768.7 (0.65)
46x05x07	<u>17.0 (0.00)</u>	<u>0.0008 (0.00)</u>	<u>2700.9 (0.00)</u>	<u>532.8 (0.00)</u>	<u>20222.6 (0.05)</u>	<u>773.7 (0.04)</u>
46x11x13	17.0 (0.00)	0.0008 (0.00)	2700.9 (0.00)	532.8 (0.00)	20231.8 (0.02)	774.0 (0.01)
46x17x19	17.0 (0.00)	0.0008 (0.00)	2700.9 (0.00)	532.8 (0.00)	20235.6 (0.01)	774.1 (0.01)
46x23x25	17.0 (- -)	0.0008 (- -)	2700.9 (- -)	532.8 (- -)	20237.6 (- -)	774.2 (- -)

$N_\theta x N_r x N_z$	Energía transferida en las fronteras del receptor y del fluido caloportador [W]					
	Q_{go}	Q_{gi}	Q_{ge}^{abs}	Q_{ao}	Q_{ai}	Q_f^{win}
46x03x03	-2516.7 (0.06)	-2584.1 (0.00)	67.4 (0.15)	22855.6 (0.01)	22855.6 (0.01)	14284.7 (37.5)
46x05x07	<u>-2518.2 (0.00)</u>	<u>-2585.5 (0.00)</u>	<u>67.3 (0.00)</u>	<u>22854.2 (0.00)</u>	<u>22854.2 (0.00)</u>	<u>22854.0 (0.00)</u>
46x11x13	-2518.2 (0.00)	-2585.5 (0.00)	67.3 (0.00)	22854.1 (0.00)	22854.1 (0.00)	22853.8 (0.00)
46x17x19	-2518.2 (0.00)	-2585.5 (0.00)	67.3 (0.00)	22854.1 (0.00)	22854.1 (0.00)	22854.7 (0.00)
46x23x25	-2518.2 (- -)	-2585.5 (- -)	67.3 (- -)	22854.1 (- -)	22854.1 (- -)	22855.1 (- -)

Tabla D.4: Análisis numérico de independencia de residual (plataforma AZTRAK).

R_ϕ^n	Gradientes de temperatura en el receptor [K]					
	$\Delta T_{ge} _{\theta_{45}-\theta_{225}}^{\theta_{180}, z_{out}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$	$\Delta T_a _{r_m, z_{out}}^{\theta_{45}-\theta_{225}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$
10^{-5}	6.4 (3.03)	3.1 (0.00)	3.5 (5.41)	36.7 (0.00)	2.7 (0.00)	15.1 (0.00)
10^{-6}	6.6 (0.00)	3.1 (0.00)	3.8 (0.00)	36.7 (0.27)	2.7 (0.00)	15.1 (0.00)
10^{-7}	6.6 (0.00)	3.1 (0.00)	3.8 (0.00)	36.8 (0.00)	2.7 (0.00)	15.1 (0.00)
<u>10^{-8}</u>	<u>6.6 (0.00)</u>	<u>3.1 (0.00)</u>	<u>3.8 (0.00)</u>	<u>36.8 (0.00)</u>	<u>2.7 (0.00)</u>	<u>15.1 (0.00)</u>
10^{-9}	6.6 (- -)	3.1 (- -)	3.8 (- -)	36.8 (- -)	2.7 (- -)	15.1 (- -)

R_ϕ^n	Variables características en el fluido caloportador					
	$\Delta T_f^{z_{out}-z_{in}} [K]$	$\Delta P_f^{z_{out}-z_{in}} [bar]$	$\Delta Re_f^{z_{out}-z_{in}} [-]$	$T_f^{z_m} [K]$	$\overline{Re}_f [-]$	$\overline{Nu}_f [-]$
10^{-5}	17.0 (0.00)	0.0008 (0.00)	2696.2 (0.13)	532.8 (0.00)	20222.0 (0.00)	773.7 (0.00)
10^{-6}	17.0 (0.00)	0.0008 (0.00)	2699.8 (0.03)	532.8 (0.00)	20222.0 (0.00)	773.7 (0.00)
10^{-7}	17.0 (0.00)	0.0008 (0.00)	2700.7 (0.01)	532.8 (0.00)	20222.5 (0.00)	773.7 (0.00)
<u>10^{-8}</u>	<u>17.0 (0.00)</u>	<u>0.0008 (0.00)</u>	<u>2700.9 (0.00)</u>	<u>532.8 (0.00)</u>	<u>20222.6 (0.00)</u>	<u>773.7 (0.00)</u>
10^{-9}	17.0 (- · -)	0.0008 (- · -)	2700.9 (- · -)	532.8 (- · -)	20222.6 (- · -)	773.7 (- -)

R_ϕ^n	Energía transferida en las fronteras del receptor y del fluido caloportador [W]					
	Q_{go}	Q_{gi}	Q_{ge}^{abs}	Q_{ao}	Q_{ai}	Q_f^{win}
10^{-5}	-2452.9 (2.04)	-2596.5 (0.33)	143.6 (70.8)	22842.6 (0.04)	22792.1 (0.23)	22789.8 (0.25)
10^{-6}	-2503.9 (0.45)	-2588.0 (0.08)	84.1 (18.6)	22851.6 (0.01)	22845.0 (0.03)	22846.1 (0.03)
10^{-7}	-2515.1 (0.12)	-2586.0 (0.02)	70.9 (5.19)	22853.6 (0.00)	22852.4 (0.01)	22852.7 (0.01)
<u>10^{-8}</u>	<u>-2518.2 (0.00)</u>	<u>-2585.5 (0.00)</u>	<u>67.3 (0.00)</u>	<u>22854.2 (0.00)</u>	<u>22854.1 (0.00)</u>	<u>22854.1 (0.00)</u>
10^{-9}	-2518.2 (- -)	-2585.5 (- -)	67.3 (- -)	22854.2 (- -)	22854.1 (- -)	22854.1 (- -)

D.2 Región de sobrecalentamiento de la instalación experimental DISS

Para el análisis de independencia en la región de sobrecalentamiento (SHS) del lazo DISS se realiza para el caso #1 del apéndice D2. Los valores entre paréntesis se corresponden con el ERP respecto a la malla más densa o el residual menor y la fila subrayada identifica la densidad de malla o residual que garantiza el criterio de convergencia, fijado en un ERP menor al 0.05%.

Tabla D.5: Análisis numérico de independencia de malla azimutal (región SHS lazo DISS).

$N_\theta x N_r x N_z$	Gradientes de temperatura en el receptor [K]					
	$\Delta T_{ge} _{r_m, z_{out}}^{\theta_{45}-\theta_{225}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$	$\Delta T_a _{r_m, z_{out}}^{\theta_{45}-\theta_{225}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$
14x23x23	4.9 (3.92)	2.1 (0.00)	2.2 (0.00)	20.2 (0.49)	6.4 (3.23)	5.6 (0.00)
30x23x23	5.1 (0.00)	2.1 (0.00)	2.2 (0.00)	20.3 (0.00)	6.2 (0.00)	5.6 (0.00)
<u>46x23x23</u>	<u>5.1 (0.00)</u>	<u>2.1 (0.00)</u>	<u>2.2 (0.00)</u>	<u>20.3 (0.00)</u>	<u>6.2 (0.00)</u>	<u>5.6 (0.00)</u>
62x23x23	5.1 (0.00)	2.1 (0.00)	2.2 (0.00)	20.3 (0.00)	6.2 (0.00)	5.6 (0.00)
78x23x23	5.1 (- -)	2.1 (- -)	2.2 (- -)	20.3 (- -)	6.2 (- -)	5.6 (- -)
$N_\theta x N_r x N_z$	Variables características en el fluido caloportador					
	$\Delta T_f^{z_{out}-z_{in}}$ [K]	$\Delta P_f^{z_{out}-z_{in}}$ [bar]	$\Delta Re_f^{z_{out}-z_{in}}$ [-]	T_f^m [K]	\overline{Re}_f [-]	\overline{Nu}_f [-]
14x23x23	4.8 (0.00)	0.0222 (0.45)	10563.7 (0.02)	562.3 (0.00)	$8.5 \cdot 10^5$ (0.00)	1462.1 (0.00)
30x23x23	4.8 (0.00)	0.0223 (0.00)	10565.9 (0.02)	562.3 (0.00)	$8.5 \cdot 10^5$ (0.00)	1462.1 (0.00)
<u>46x23x23</u>	<u>4.8 (0.00)</u>	<u>0.0223 (0.00)</u>	<u>10568.5 (0.05)</u>	<u>562.3 (0.00)</u>	<u>$8.5 \cdot 10^5$ (0.00)</u>	<u>1462.1 (0.00)</u>
62x23x23	4.8 (0.00)	0.0223 (0.00)	10563.5 (0.02)	562.3 (0.00)	$8.5 \cdot 10^5$ (0.00)	1462.1 (0.00)
78x23x23	4.8 (- -)	0.0223 (- -)	10566.0 (- -)	562.3 (- -)	$8.5 \cdot 10^5$ (- -)	1462.1 (- -)
$N_\theta x N_r x N_z$	Energía transferida en las fronteras del receptor y del fluido caloportador [W]					
	Q_{go}	Q_{gi}	Q_{ge}^{abs}	Q_{ao}	Q_{ai}	Q_f^{win}
14x23x23	-921.2 (0.02)	-966.7 (0.01)	45.5 (0.22)	12815.7 (0.02)	12815.7 (0.02)	12766.7 (0.02)
30x23x23	-921.4 (0.01)	-966.8 (0.00)	45.4 (0.22)	12818.6 (0.02)	12818.5 (0.02)	12769.5 (0.02)
<u>46x23x23</u>	<u>-921.5 (0.01)</u>	<u>-966.8 (0.01)</u>	<u>45.3 (0.00)</u>	<u>12821.6 (0.05)</u>	<u>12821.5 (0.05)</u>	<u>12772.5 (0.05)</u>
62x23x23	-921.4 (0.01)	-966.7 (0.01)	45.3 (0.00)	12815.8 (0.02)	12815.7 (0.02)	12766.7 (0.02)
78x23x23	-921.5 (- -)	-966.8 (- -)	45.3 (- -)	12818.9 (- -)	12818.6 (- -)	12769.7 (- -)

Tabla D.6: Análisis numérico de independencia de malla en dirección radial (región SHS lazo DISS).

$N_\theta x N_r x N_z$	Gradientes de temperatura en el receptor [K]					
	$\Delta T_{ge} _{r_m, z_{out}}^{\theta_{45}-\theta_{225}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$	$\Delta T_a _{r_m, z_{out}}^{\theta_{45}-\theta_{225}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$
46x03x23	5.1 (0.00)	2.1 (0.00)	2.2 (0.00)	20.2 (0.49)	6.2 (0.00)	5.6 (0.00)
<u>46x05x23</u>	<u>5.1 (0.00)</u>	<u>2.1 (0.00)</u>	<u>2.2 (0.00)</u>	<u>20.3 (0.00)</u>	<u>6.2 (0.00)</u>	<u>5.6 (0.00)</u>
46x11x23	5.1 (0.00)	2.1 (0.00)	2.2 (0.00)	20.3 (0.00)	6.2 (0.00)	5.6 (0.00)
46x17x23	5.1 (0.00)	2.1 (0.00)	2.2 (0.00)	20.3 (0.00)	6.2 (0.00)	5.6 (0.00)
46x23x23	5.1 (- -)	2.1 (- -)	2.2 (- -)	20.3 (- -)	6.2 (- -)	5.6 (- -)

$N_\theta x N_r x N_z$	Variables características en el fluido caloportador					
	$\Delta T_f^{z_{out}-z_{in}} [K]$	$\Delta P_f^{z_{out}-z_{in}} [bar]$	$\Delta Re_f^{z_{out}-z_{in}} [-]$	$T_f^{z_m} [K]$	$\overline{Re}_f [-]$	$\overline{Nu}_f [-]$
46x03x23	4.8 (0.00)	0.0223 (0.00)	10568.0 (0.00)	562.3 (0.00)	$8.5 \cdot 10^5$ (0.00)	1462.1 (0.00)
46x05x23	4.8 (0.00)	0.0223 (0.00)	10568.4 (0.00)	562.3 (0.00)	$8.5 \cdot 10^5$ (0.00)	1462.1 (0.00)
46x11x23	4.8 (0.00)	0.0223 (0.00)	10568.5 (0.00)	562.3 (0.00)	$8.5 \cdot 10^5$ (0.00)	1462.1 (0.00)
46x17x23	4.8 (0.00)	0.0223 (0.00)	10568.5 (0.00)	562.3 (0.00)	$8.5 \cdot 10^5$ (0.00)	1462.1 (0.00)
46x23x23	4.8 (– –)	0.0223 (– –)	10566.5 (– –)	562.3 (– –)	$8.5 \cdot 10^5$ (– –)	1462.1 (– –)

$N_\theta x N_r x N_z$	Energía transferida en las fronteras del receptor y del fluido caloportador [W]					
	Q_{go}	Q_{gi}	Q_{ge}^{abs}	Q_{ao}	Q_{ai}	Q_f^{win}
46x03x23	-922.0 (0.05)	-967.4 (0.05)	45.4 (0.22)	12821.1 (0.00)	12821.0 (0.00)	12772.0 (0.00)
46x05x23	-921.5 (0.00)	-966.8 (0.00)	45.3 (0.00)	12821.6 (0.00)	12821.5 (0.00)	12772.5 (0.00)
46x11x23	-921.5 (0.00)	-966.8 (0.00)	45.3 (0.00)	12821.6 (0.00)	12821.5 (0.00)	12772.5 (0.00)
46x17x23	-921.5 (0.00)	-966.8 (0.00)	45.3 (0.00)	12821.6 (0.00)	12821.5 (0.00)	12772.5 (0.00)
46x23x23	-921.5 (– –)	-966.8 (– –)	45.3 (– –)	12818.6 (– –)	12818.5 (– –)	12772.5 (– –)

Tabla D.7: Análisis numérico de independencia de malla axial (región SHS lazo DISS).

$N_\theta x N_r x N_z$	Gradientes de temperatura en el receptor [K]					
	$\Delta T_{ge} _{r_m, z_{out}}^{\theta_{45}-\theta_{225}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$	$\Delta T_a _{r_m, z_{out}}^{\theta_{45}-\theta_{225}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$
46x05x03	5.1 (0.00)	2.1 (0.00)	1.6 (27.3)	20.1 (0.99)	6.2 (0.00)	4.2 (25.0)
46x05x05	5.1 (0.00)	2.1 (0.00)	2.2 (0.00)	20.3 (0.00)	6.2 (0.00)	5.6 (0.00)
46x05x11	5.1 (0.00)	2.1 (0.00)	2.2 (0.00)	20.3 (0.00)	6.2 (0.00)	5.6 (0.00)
46x05x17	5.1 (0.00)	2.1 (0.00)	2.2 (0.00)	20.3 (0.00)	6.2 (0.00)	5.6 (0.00)
46x05x23	5.1 (– –)	2.1 (– –)	2.2 (– –)	20.3 (– –)	6.2 (– –)	5.6 (– –)

$N_\theta x N_r x N_z$	Variables características en el fluido caloportador					
	$\Delta T_f^{z_{out}-z_{in}} [K]$	$\Delta P_f^{z_{out}-z_{in}} [bar]$	$\Delta Re_f^{z_{out}-z_{in}} [-]$	$T_f^{z_m} [K]$	$\overline{Re}_f [-]$	$\overline{Nu}_f [-]$
46x05x03	3.5 (27.1)	0.0165 (26.0)	7905.2 (25.2)	562.3 (0.00)	$8.5 \cdot 10^5$ (0.00)	1466.0 (0.27)
46x05x05	4.8 (0.00)	0.0223 (0.00)	10568.6 (0.00)	562.3 (0.00)	$8.5 \cdot 10^5$ (0.00)	1462.1 (0.00)
46x05x11	4.8 (0.00)	0.0223 (0.00)	10568.5 (0.00)	562.3 (0.00)	$8.5 \cdot 10^5$ (0.00)	1462.1 (0.00)
46x05x17	4.8 (0.00)	0.0223 (0.00)	10568.4 (0.00)	562.3 (0.00)	$8.5 \cdot 10^5$ (0.00)	1462.1 (0.00)
46x05x23	4.8 (– –)	0.0223 (– –)	10566.4 (– –)	562.3 (– –)	$8.5 \cdot 10^5$ (– –)	1462.1 (– –)

$N_\theta x N_r x N_z$	Energía transferida en las fronteras del receptor y del fluido caloportador [W]					
	Q_{go}	Q_{gi}	Q_{ge}^{abs}	Q_{ao}	Q_{ai}	Q_f^{win}
46x05x03	-921.4 (0.01)	-966.7 (0.02)	45.4 (0.22)	12821.7 (0.00)	12821.7 (0.00)	7983.3 (37.5)
46x05x05	-921.5 (0.00)	-966.8 (0.00)	45.3 (0.00)	12821.6 (0.00)	12821.6 (0.00)	12772.6 (0.00)
46x05x11	-921.5 (0.00)	-966.8 (0.00)	45.3 (0.00)	12821.6 (0.00)	12821.5 (0.00)	12772.5 (0.00)
46x05x17	-921.5 (0.00)	-966.8 (0.00)	45.3 (0.00)	12821.6 (0.00)	12821.5 (0.00)	12772.5 (0.00)
46x05x23	-921.5 (– –)	-966.8 (– –)	45.3 (– –)	12818.6 (– –)	12818.5 (– –)	12772.5 (– –)

Tabla D.8: Análisis numérico de independencia de residual (región SHS lazo DISS).

R_ϕ^n	Gradientes de temperatura en el receptor [K]					
	$\Delta T_{ge} _{r_m, z_{out}}^{\theta_{45}-\theta_{225}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$	$\Delta T_a _{r_m, z_{out}}^{\theta_{45}-\theta_{225}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$
10^{-5}	5.1 (0.00)	2.1 (0.00)	2.0 (9.09)	20.2 (0.49)	6.2 (0.00)	5.3 (3.64)
10^{-6}	5.1 (0.00)	2.1 (0.00)	2.2 (0.00)	20.3 (0.00)	6.2 (0.00)	5.6 (1.79)
10^{-7}	5.1 (0.00)	2.1 (0.00)	2.2 (0.00)	20.3 (0.00)	6.2 (0.00)	5.6 (0.00)
<u>10^{-8}</u>	<u>5.1 (0.00)</u>	<u>2.1 (0.00)</u>	<u>2.2 (0.00)</u>	<u>20.3 (0.00)</u>	<u>6.2 (0.00)</u>	<u>5.6 (0.00)</u>
10^{-9}	5.1 (– –)	2.1 (– –)	2.2 (– –)	20.3 (– –)	6.2 (– –)	5.6 (– –)
R_ϕ^n	Variables características en el fluido caloportador					
	$\Delta T_f^{z_{out}-z_{in}} [K]$	$\Delta P_f^{z_{out}-z_{in}} [bar]$	$\Delta Re_f^{z_{out}-z_{in}} [-]$	$T_f^m [K]$	$\overline{Re}_f [-]$	$\overline{Nu}_f [-]$
10^{-5}	4.7 (2.08)	0.0223 (0.00)	10441.6 (1.08)	562.3 (0.00)	$8.5 \cdot 10^5$ (0.00)	1462.7 (0.03)
10^{-6}	4.8 (0.00)	0.0223 (0.00)	10555.5 (0.11)	562.3 (0.00)	<u>$8.5 \cdot 10^5$ (0.00)</u>	1462.2 (0.01)
10^{-7}	4.8 (0.00)	0.0223 (0.00)	10567.2 (0.01)	562.3 (0.00)	$8.5 \cdot 10^5$ (0.00)	1462.1 (0.00)
<u>10^{-8}</u>	<u>4.8 (0.00)</u>	<u>0.0223 (0.00)</u>	<u>10568.4 (0.00)</u>	<u>562.3 (0.00)</u>	<u>$8.5 \cdot 10^5$ (0.00)</u>	<u>1462.1 (0.00)</u>
10^{-9}	4.8 (– –)	0.0223 (– –)	10568.6 (– –)	562.3 (– –)	$8.5 \cdot 10^5$ (– –)	1462.1 (– –)
R_ϕ^n	Energía transferida en las fronteras del receptor y del fluido caloportador [W]					
	Q_{go}	Q_{gi}	Q_{ge}^{abs}	Q_{ao}	Q_{ai}	Q_f^{win}
10^{-5}	-917.1 (0.43)	-965.6 (0.02)	48.4 (6.14)	12822.9 (0.01)	12679.1 (1.00)	12631.5 (0.99)
10^{-6}	-921.1 (0.04)	-966.7 (0.01)	45.6 (0.44)	12821.7 (0.00)	12806.9 (0.10)	12772.6 (0.10)
10^{-7}	-921.5 (0.00)	-966.8 (0.00)	45.4 (0.22)	12821.6 (0.00)	12820.1 (0.00)	12771.1 (0.01)
<u>10^{-8}</u>	<u>-921.5 (0.00)</u>	<u>-966.8 (0.00)</u>	<u>45.3 (0.00)</u>	<u>12821.6 (0.00)</u>	<u>12821.4 (0.00)</u>	<u>12772.5 (0.00)</u>
10^{-9}	-921.5 (– –)	-966.8 (– –)	45.3 (– –)	12818.6 (– –)	12818.5 (– –)	12772.5 (– –)

Apéndice E

Comparación de los enfoques tradicional y con tubo insertado en plataforma AZTRAK

En este apéndice se detallan los resultados de las simulaciones para los dos escenarios con el captador enfocado (*on-sun*) en la plataforma AZTRAK con los modelos tradicional (*pipe flow type*) y con tubo insertado (*annulus flow type*) bajo el enfoque de FS en el tubo de vidrio.

Tabla E.1: Gradiente térmico en el fluido y eficiencia global en el escenario de vacío *on-sun*.

Caso	$\Delta T_f^{out-in} [K]$			$\eta_{col} (-)$						
	Exp.	Pipe flow type ($\xi_r, \%$)		Annulus ($\xi_r, \%$)		Exp.	Pipe flow type ($\xi_r, \%$)		Annulus ($\xi_r, \%$)	
1	21.8	21.8	(0.0)	21.7	(-0.5)	0.725	0.726	(0.1)	0.723	(-0.3)
2	22.3	22.6	(1.3)	22.5	(0.9)	0.709	0.723	(2.0)	0.720	(1.6)
3	22.0	22.4	(1.8)	22.3	(1.4)	0.702	0.717	(2.1)	0.714	(1.7)
4	18.7	18.8	(0.5)	18.7	(0.0)	0.703	0.706	(0.4)	0.703	(0.0)
5	19.1	19.4	(1.6)	19.3	(1.0)	0.680	0.693	(1.9)	0.690	(1.5)
6	18.2	18.1	(-0.5)	18.0	(-1.1)	0.689	0.690	(0.1)	0.686	(-0.4)
7	18.5	19.2	(3.8)	19.1	(3.2)	0.623	0.651	(4.5)	0.646	(3.7)
8	18.1	18.7	(3.3)	18.6	(2.8)	0.638	0.664	(3.9)	0.659	(3.3)
$ \xi_r^{mean} $		(1.6)		(1.4)			(1.9)		(1.6)	
ξ_r^{max}		(3.8)		(3.2)			(4.5)		(3.7)	

Tabla E.2: Gradiente térmico en el fluido y eficiencia global en el escenario de pérdida de vacío *on-sun*.

Caso	$\Delta T_f^{out-in} [K]$			$\eta_{col} (-)$						
	Exp.	Tradicional ($\xi_r, \%$)		Annulus ($\xi_r, \%$)		Exp.	Tradicional ($\xi_r, \%$)		Annulus ($\xi_r, \%$)	
1	17.2	17.0	(-1.2)	16.9	(-1.7)	0.666	0.661	(-0.8)	0.657	(-1.4)
2	16.2	16.3	(0.6)	16.1	(-0.6)	0.596	0.604	(1.3)	0.599	(0.5)
3	16.1	16.7	(3.7)	16.5	(2.5)	0.594	0.620	(4.4)	0.615	(3.5)
4	17.8	17.6	(-1.1)	17.4	(-2.2)	0.716	0.708	(-1.1)	0.701	(-2.1)
5	17.4	17.4	(0.0)	17.3	(-0.6)	0.692	0.695	(0.4)	0.691	(-0.1)
6	17.0	17.1	(0.6)	17.0	(0.0)	0.671	0.680	(1.3)	0.676	(0.7)
7	17.1	17.4	(1.8)	17.3	(1.2)	0.655	0.669	(2.1)	0.666	(1.7)
8	17.0	17.6	(3.5)	17.5	(2.9)	0.626	0.652	(4.2)	0.648	(3.5)
9	16.3	16.9	(3.7)	16.8	(3.1)	0.585	0.611	(4.4)	0.606	(3.6)
10	16.5	17.0	(3.0)	16.8	(1.8)	0.565	0.587	(3.9)	0.582	(3.0)
$ \xi_r^{mean} $		(1.9)		(1.7)			(2.4)		(2.0)	
ξ_r^{max}		(3.7)		(3.1)			(4.4)		(3.6)	

Apéndice F

Parámetros y números adimensionales del mapa de patrones de flujo bifásico y de las correlaciones del coeficiente convectivo y del factor de fricción

En la sección F.1 de este apéndice se presentan las definiciones de los números adimensionales que se utilizan en las transiciones del mapa de Wojtan *et al.* [50] y en las correlaciones el CTC [161] y del factor de pérdidas por fricción [163]. Además en la sección F.2 se detalla el procedimiento de adaptación del factor de pérdidas por fricción al modelo actual.

F.1 Números adimensionales

En el mapa de patrones de flujo de Wojtan *et al.* [50] y en las expresiones de sus correlaciones del CTC y el factor de fricción se involucran los números adimensionales de Reynolds (Re), Prandtl (Pr), Webber (We) y Froude (Fr) de cada fase, que se describen a continuación.

Número de Reynolds

El número de Reynolds relaciona las fuerzas de inercia con las fuerzas viscosas. La expresión para flujos monofásicos se presenta en la Ec. (F.1).

$$Re_f = \frac{\rho_f v_f d_h}{\mu_f} = \frac{G_f d_h}{\mu_f} \quad (\text{F.1})$$

El diámetro hidráulico se define como la razón entre el área de la ST ocupada por el fluido y el perímetro mojado de acuerdo a la Ec. (F.2).

$$d_h = \frac{4 A_{CS}}{P_{wet}} \quad (\text{F.2})$$

Sustituyendo en la Ec. (F.2) las definiciones planteadas en las Ecs. (3.39)-(3.41), el Reynolds de cada fase puede expresarse según la Ec. (F.3). Mediante este enfoque se determinan los números de Reynolds asociados a: (i) las correlaciones del CTC desarrolladas por Wojtan *et al.* [161] a excepción del niebla; (ii) las correlaciones del factor de pérdidas por fricción implementados por

Moreno y Thome [163] asociadas a la fase gaseosa de los patrones de flujo que presentan ángulo seco (S, SW, SL+SW) excepto en el niebla.⁸²

$$Re_k = \frac{\rho_k v_k d_h^k}{\mu_k} = \frac{G_k d_h^k}{\alpha_k \mu_k} = \frac{G_m d_h^k x_k}{\mu_k \alpha_k} \quad (\text{F.3})$$

El diámetro hidráulico de la fase líquida depende del patrón de flujo como se presenta en la Ec. (F.4). En los patrones de flujo (BB, SL, I, A) en los que el ángulo húmedo ocupa todo el perímetro mojado el diámetro hidráulico es igual al diámetro interior del tubo, y en el resto (S, SW, SL+SW) depende del espesor de la película que se calcula mediante la correlación de Thome *et al.* [220] de la Ec. (6.20).

$$d_h^l = \begin{cases} d_{ai} & BB, SL, I, A \\ \frac{4\delta P_l}{P_l} = 4\delta & S, SW, SL + SW \end{cases} \quad (\text{F.4})$$

Por otra parte el diámetro hidráulico de la fase gaseosa es el mismo para todos los patrones de flujo y se considera igual al diámetro interno del tubo de acuerdo al a Ec. (F.5), siguiendo el planteamiento de Kattan *et al.* [244] dado que la fracción de vacío incrementa rápidamente (exponencialmente) respecto a la calidad del vapor.

$$d_h^g = d_{ai} \quad (\text{F.5})$$

Existen otros enfoques para la obtención del número de Reynolds bifásico, principalmente: (i) en el que las propiedades de la mezcla se asocian completamente a una fase (“*fase k-all*”) y (ii) el correspondiente a la velocidad másica de cada fase ocupando toda la ST (“*fase k-only*”). El primero es considerado por Moreno y Thome [163] para determinar el Reynolds asociado al factor fricción en la fase líquida (f_{l0}) al inicio de la evaporación ($x=0$). Se calcula con la Ec. (F.6) y se utiliza en los patrones estratificado, estratificado–ondulado, *slug*, intermitente y *slug*+estratificado–ondulado.

$$Re_{l0} = \frac{G_m d_{ai}}{\mu_{l0}} \quad (\text{F.6})$$

Por último en el patrón de flujo niebla se consideran dos enfoques del número de Reynolds. El primero asociado al CTC se presenta en la Ec. (F.7) y se corresponde con la correlación homogénea de acuerdo a Dougall y Rohsenow [245]. El segundo se asocia al factor de pérdidas por fricción de la mezcla y se calcula de la forma genérica, utilizando la correlación homogénea de viscosidad planteada por Cicchitti *et al.* [246] de acuerdo a la Ec. (F.8).⁸³

82 En el caso del patrón de flujo *dry-out*, las correlaciones del CTC y del factor de fricción se obtienen mediante interpolaciones entre los patrones de flujo anular o estratificado–ondulado y el patrón niebla, por lo que el número de Reynolds se calcula de acuerdo a cada patrón según corresponda.

83 Esta última ecuación también se utiliza para determinar el factor de fricción en el patrón de flujo burbuja.

$$Re_H = \frac{G_m d_{ai}}{\mu_g} \left[x + \frac{\rho_g}{\rho_l} (1 - x) \right] \quad (\text{F.7})$$

$$Re_m = \frac{G_m d_{ai}}{\mu_m} = \frac{G_m d_{ai}}{\mu_g x + \mu_l (1 - x)} \quad (\text{F.8})$$

Número de Prandtl

El número de Prandtl representa la relación entre la difusividad de la cantidad de movimiento y la difusividad térmica, que se calcula según la Ec. (F.9) para cada una de las fases de flujo bifásico.

$$Pr_k = \frac{c_{pk} \mu_k}{k_k} \quad (\text{F.9})$$

Número de Froude

El número de Froude relaciona las fuerzas de inercia y las fuerzas de cuerpo o gravitacionales. Para la fase líquida Wojtan *et al.* [50] utilizaron la expresión de la Ec. (F.10) para calcular el número de Froude en coherencia con las correlaciones previas [176,247] de flujo bifásico en ebullición. Mientras que para la fase gaseosa utilizaron la correlación de Mori *et al.* que se presenta en la Ec. (F.11).

$$Fr_l = \frac{G_m^2}{\rho_l^2 g d_{ai}} \quad (\text{F.10})$$

$$Fr_g = \frac{G_m^2}{\rho_g (\rho_l - \rho_g) g d_{ai}} \quad (\text{F.11})$$

Número de Weber

El número adimensional de Weber relaciona las fuerzas de inercia y las fuerzas de tensión superficiales. En flujos monofásicos quedaría definido por la Ec. (F.12).

$$We_f = \frac{\rho_f v_f^2 d_h}{\sigma_f} = \frac{G_f^2 d_h}{\rho_f \sigma_f} \quad (\text{F.12})$$

Este enfoque es incorporado por Moreno y Thome [163] en la definición del número de Weber de la fase líquida de la correlación del factor de fricción para el flujo anular de la Ec. (F.18), y que se expresa de acuerdo a la Ec. (F.13).

$$We_l^{f_{an}} = \frac{\rho_l v_l^2 d_{ai}}{\sigma} = \frac{G_l^2 d_{ai}}{\alpha_l^2 \rho_l \sigma} = \frac{G_m^2 (1 - x) d_{ai}}{(1 - \alpha_g)^2 \rho_l \sigma} \quad (\text{F.13})$$

Mientras que para el número de Weber para ambas fases en las transiciones del mapa de patrones de flujo definido por Wojtan *et al.* [50], se utiliza la Ec (F.14).

$$We_k = \frac{G_k^2 d_{ai}}{\rho_k \sigma} \quad (F.14)$$

F.2 Correlaciones del factor de pérdidas por fricción

La incorporación en la expresión de pérdidas por fricción de la Ec. (F.15) de las correlaciones del factor de fricción obtenidas por Moreno y Thome [163] para cada patrón de flujo (f_{w-PF}) exige ciertas adaptaciones, que se detallan a continuación.

$$F_w = -\frac{1}{2d_{ai}} f_w^{Mom} G_m^2 \quad (F.15)$$

Anular

Las pérdidas por fricción en el patrón de flujo anular resulta esencial dado que a partir de estas se definen las interpolaciones con el restp de patrones en la transición x_{IA} . La adaptación del modelo de Moreno y Thome [163] al actual se presenta en la Ec. (F.16), obteniéndose la expresión del coeficiente asociado al factor de fricción de Darcy-Weisbach (f_{w-A}^{Mom}) según la Ec. (F.17).

$$F_{w-A} = -\frac{1}{2d_{ai}} f_{i_{an}} \rho_g v_g^2 = -\frac{1}{2d_{ai}} \frac{f_{i_{an}}}{\rho_g} \left(\frac{x}{\alpha_{g_{ste}}} \right)^2 G_m^2 \quad (F.16)$$

$$f_{w-A}^{Mom} = (f_{i_{an}} / \rho_g) (x / \alpha_{g_{ste}})^2 \quad (F.17)$$

El factor de fricción interfacial del patrón de flujo anular ($f_{i_{an}}$) que caracteriza la caída de presión se calcula mediante la Ec. (F.18). El espesor de película y el número de Weber del líquido que se obtienen mediante las Ec. (6.20) y Ec. (F.13), respectivamente.

$$f_{i_{an}} = 4 \left\{ 0.67 \left[\frac{\delta}{2r_{ai}} \right]^{1.2} \left[\frac{(\rho_l - \rho_g) g \delta^2}{\sigma} \right] \left[\frac{\mu_g}{\mu_l} \right]^{0.08} (We_l^{f_{i_{an}}})^{-0.034} \right\} \quad (F.18)$$

Slug e intermitente

La adaptación del modelo de pérdidas por fricción de Moreno y Thome [163] para los patrones de flujo *slug* e intermitente al modelo actual se presenta en la Ec. (F.19).

$$F_{w-SL,I} = F_{w-l0} \left(1 - \frac{\alpha_{g_{ste}}}{\alpha_{IA}} \right)^{0.25} + F_{w-A} \left(\frac{\alpha_{g_{ste}}}{\alpha_{IA}} \right)^{0.25} \quad (F.19)$$

El término de la izquierda (F_{w-l0}) representa la caída de presión para flujos monofásicos al inicio de la evaporación ($x=0$) y se calcula con la Ec. (F.20). El factor de fricción (f_{l0}) propuesto por Moreno y Thome [163] se obtiene mediante la Ec. (F.21), en la que el número de Reynolds se corresponde con el completamente líquido (*liquid-all*) de la Ec. (F.6). Con el objetivo de incorporar la rugosidad de la tubería en el modelo actual para GDV, el factor de fricción se calcula mediante la correlación de Goudar y Sonnad [202] con el número adimensional de Reynolds “*liquid-all*”.

$$F_{w-l0} = -\frac{1}{2d_{ai}} \frac{f_{l0}}{\rho_l} G_m^2 \quad (\text{F.20})$$

$$f_{l0} = \frac{0.079}{Re_{l0}^{0.25}} \quad (\text{F.21})$$

Por lo tanto sustituyendo las expresiones de las Ec. (F.16) y la Ec. (F.20) en la Ec. (F.19) se obtiene la expresión desglosada del modelo de pérdidas por fricción de los patrones de flujo *slug* e intermitente en la Ec. (F.22). Y directamente la expresión del coeficiente asociado al factor de fricción de Darcy-Weisbach ($f_{w-SL,I}^{Mom}$) según la Ec. (F.23).

$$F_{w-SL,I} = -\frac{1}{2d_{ai}} \frac{f_{l0}}{\rho_l} G_m^2 \left(1 - \frac{\alpha_{g_{ste}}}{\alpha_{g_{ste}}^{IA}}\right)^{0.25} - \frac{1}{2d_{ai}} \frac{f_{i_{an}}}{\rho_g} \left(\frac{x}{\alpha_{g_{ste}}}\right)^2 G_m^2 \left(\frac{\alpha_{g_{ste}}}{\alpha_{g_{ste}}^{IA}}\right)^{0.25} \quad (\text{F.22})$$

$$f_{w-SL,I}^{Mom} = f_{l0}/\rho_l \left(1 - \alpha_{g_{ste}}/\alpha_{g_{ste}}^{IA}\right)^{0.25} + (f_{i_{an}}/\rho_g) \left(x/\alpha_{g_{ste}}\right)^2 \left(\alpha_{g_{ste}}/\alpha_{g_{ste}}^{IA}\right)^{0.25} \quad (\text{F.23})$$

Estratificado

La adaptación del modelo de pérdidas por fricción de Moreno y Thome [163] para el patrón de flujo estratificado se divide en dos tramos de acuerdo a la transición intermitente/anular tal como se muestra en la Ec. (F.24).

$$F_{w-S} = \begin{cases} F_{w-l0} \left(1 - \frac{\alpha_{g_{ste}}}{\alpha_{g_{ste}}^{IA}}\right)^{0.25} + F_{w-str} \left(\frac{\alpha_{g_{ste}}}{\alpha_{g_{ste}}^{IA}}\right)^{0.25} & x < x_{IA} \\ F_{w-str} & x \geq x_{IA} \end{cases} \quad (\text{F.24})$$

La caída de presión en flujos monofásicos al inicio de la evaporación (F_{w-l0}) se calcula con la Ec. (F.20). El término de fricción asociado al patrón de flujo estratificado para calidades mayores a la transición I/A (F_{w-str}) se calcula con la Ec. (F.25). El factor de fricción (f_{str}) se obtiene mediante la Ec. (F.26), en la que se determinan (i) el ángulo estratificado de la Ec. (6.15); (ii) el factor de fricción interfacial del flujo anular ($f_{i_{an}}$) haciendo uso de la Ec. (F.18); y (iii) el factor de fricción de la fase gaseosa (f_g) con la Ec. (F.27) de acuerdo a Moreno y Thome [163]. Para este último término y de forma análoga al procedimiento en la fase líquida, en el modelo actual el factor de fricción se calcula con la correlación de Goudar y Sonnad [202].

$$F_{w-str} = -\frac{1}{2d_{ai}} f_{str} \rho_g v_g^2 = -\frac{1}{2d_{ai}} \frac{f_{str}}{\rho_g} \left(\frac{x}{\alpha_{g_{ste}}} \right)^2 G_m^2 \quad (\text{F.25})$$

$$f_{str} = \frac{\theta_{str}}{2\pi} f_g + \left(1 - \frac{\theta_{str}}{2\pi} \right) f_{i_{an}} \quad (\text{F.26})$$

$$f_g = \frac{0.079}{Re_g^{0.25}} \quad (\text{F.27})$$

Sustituyendo las expresiones de las Ecs. (F.20) y (F.25) en la Ec. (F.24) se determina la expresión del modelo de fricción del patrón de flujo estratificado de la Ec. (F.28). Y directamente la expresión del coeficiente asociado al factor de Darcy-Weisbach (f_{w-S}^{Mom}) según la Ec. (F.29).

$$F_{w-S} = \begin{cases} -\frac{1}{2d_{ai}} \frac{f_{l0}}{\rho_l} G_m^2 \left(1 - \frac{\alpha_{g_{ste}}}{\alpha_{g_{ste}}^{IA}} \right)^{0.25} - \frac{1}{2d_{ai}} \frac{f_{str}}{\rho_g} \left(\frac{x}{\alpha_{g_{ste}}} \right)^2 G_m^2 \left(\frac{\alpha_{g_{ste}}}{\alpha_{g_{ste}}^{IA}} \right)^{0.25} & x < x_{IA} \\ -\frac{1}{2d_{ai}} \frac{f_{str}}{\rho_g} \left(\frac{x}{\alpha_{g_{ste}}} \right)^2 G_m^2 & x \geq x_{IA} \end{cases} \quad (\text{F.28})$$

$$f_{w-S}^{Mom} = \begin{cases} f_{l0}/\rho_l \left(1 - \alpha_{g_{ste}}/\alpha_{g_{ste}}^{IA} \right)^{0.25} + (f_{str}/\rho_g) (x/\alpha_{g_{ste}})^2 (\alpha_{g_{ste}}/\alpha_{g_{ste}}^{IA})^{0.25} & x < x_{IA} \\ (f_{str}/\rho_g) (x/\alpha_{g_{ste}})^2 & x \geq x_{IA} \end{cases} \quad (\text{F.29})$$

Estratificado–ondulado

La adaptación del modelo de pérdidas por fricción para el flujo estratificado–ondulado de Moreno y Thome [163] al modelo actual se presenta en la Ec. (F.30), y la expresión del coeficiente asociado al factor de fricción de Darcy-Weisbach (f_{w-SW}^{Mom}) se obtiene de acuerdo a la Ec. (F.31).

$$F_{w-SW} = -\frac{1}{2d_{ai}} f_{sw} \rho_g v_g^2 = -\frac{1}{2d_{ai}} \frac{f_{sw}}{\rho_g} \left(\frac{x}{\alpha_{g_{ste}}} \right)^2 G_m^2 \quad (\text{F.30})$$

$$f_{w-SW}^{Mom} = (f_{sw}/\rho_g) (x/\alpha_{g_{ste}})^2 \quad (\text{F.31})$$

El factor de fricción del flujo estratificado–ondulado (f_{sw}) se calcula mediante la Ec. (F.1), calculando: (i) el factor de la fase gaseosa mediante la correlación de Goudar y Sonnad [202] con el número de Reynolds de la Ec. (F.3); (ii) el factor de fricción interfacial para el flujo anular con la Ec. (F.18), y el ángulo seco correspondiente, de acuerdo a la tabla 6.5.

$$f_{sw} = \frac{\theta_{dry}}{2\pi} f_g + \left(1 - \frac{\theta_{dry}}{2\pi} \right) f_{i_{an}} \quad (\text{F.32})$$

Slug+Estratificado–ondulado

El modelo de pérdidas por fricción para el flujo slug+estratificado–ondulado de Moreno y Thome [163] se adapta al modelo actual mediante la (F.33). Como en casos anteriores el coeficiente

asociado al factor de fricción de Darcy-Weisbach ($f_{w-SL+SW}^{Mom}$) se calcula de acuerdo a la Ec. (F.34). El factor de fricción del líquido (f_{l0}) se obtiene con la Ec. (F.22) y el del flujo estratificado–ondulado (f_{sw}) mediante la Ec. (F.1).

$$F_{w-SL+SW} = F_{w-l0} \left(1 - \frac{\alpha_{g_{ste}}}{\alpha_{g_{ste}}^{IA}} \right)^{0.25} + F_{w-SW} \left(\frac{\alpha_{g_{ste}}}{\alpha_{g_{ste}}^{IA}} \right)^{0.25} \quad (F.33)$$

$$f_{w-SL+SW}^{Mom} = f_{l0}/\rho_l \left(1 - \alpha_{g_{ste}}/\alpha_{g_{ste}}^{IA} \right)^{0.25} + (f_{sw}/\rho_g) \left(x/\alpha_{g_{ste}} \right)^2 \left(\alpha_{g_{ste}}/\alpha_{g_{ste}}^{IA} \right)^{0.25} \quad (F.34)$$

Dry-out

El modelo del coeficiente asociado al factor de fricción de Darcy-Weisbach para el *dry-out* (f_{w-DO}^{Mom}) resulta de la interpolación entre el factor de fricción asociado a los posibles patrones de flujo al inicio (*inception*) del *dry-out* (anular o estratificado–ondulado) y el del patrón de flujo niebla que ocurre al finalizar (*deception*). Su expresión se presenta en la Ec. (F.35).

$$f_{w-DO}^{Mom} = f_{w-di}^{Mom}|_{A,SW} - \frac{x - x_{di}}{x_{de} - x_{di}} \left(f_{w-di}^{Mom}|_{A,SW} - f_{w-de}^{Mom}|_M \right) \quad (F.35)$$

Niebla y burbuja

Las pérdidas por fricción en el patrón de flujo niebla se determinan mediante el modelo de mezcla de la Ec. (F.36), en el que el coeficiente asociado al factor de fricción de Darcy-Weisbach (f_{w-M}^{Mom}) se obtiene de manera directa tal como se presenta en la Ec. (F.37). El factor de fricción de la mezcla (f_m) de acuerdo a Moreno y Thome [163] se calcula con la Ec. (F.38). Como en casos anteriores para incorporar la rugosidad de la tubería, en el modelo actual de GDV se utiliza la la correlación de Goudar y Sonnad [202] y el número de Reynolds de mezcla de la Ec. (F.8).

$$F_{w-M} = -\frac{1}{2d_{ai}} \frac{f_m}{\rho_g} G_m^2 \quad (F.36)$$

$$f_{w-M}^{Mom} = f_m/\rho_m \quad (F.37)$$

$$f_m = \frac{0.079}{Re_m^{0.25}} \quad (F.38)$$

El patrón de flujo burbuja no ocurre en el modelo actual, de la misma manera que no ocurría en el trabajo de Moreno y Thome [163], porque sucede a altas velocidades másicas, pero de cualquier forma, en caso de que se suceda, se obtendría de la misma manera que el patrón de flujo niebla

Apéndice G

Desarrollos matemáticos de los procedimientos de solución del modelo termohidráulico

En este apéndice se detallan los desarrollos matemáticos vinculados a los procedimientos de solución del modelo termohidráulico. La discretización de la ecuación general de convección–difusión y de los términos fuente de las ecuaciones de conservación de cantidad de movimiento y de la energía se presentan en las secciones G.1, G.2 y G.3. En la sección G.4 se describen los pasos para obtener la ecuación discretizada de corrección de presión a partir del algoritmo SIMPLEC. En las secciones G.5 se presenta la adaptación a implementar en los coeficientes internos del nodo central del primer VC de la ecuación de corrección de presión.

G.1 Discretización de la ecuación general de convección–difusión

La discretización de la ecuación general de convección–difusión se subdivide en las etapas de integración e interpolación, partiendo de la Ec. (6.33).

$$\begin{aligned} \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} \int_b^t \frac{d(\rho\phi)}{dt} dz dt + \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} \int_b^t \frac{d(\rho v\phi)}{dz} dz dt \\ = \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} \int_b^t \frac{d}{dz} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dz} \right) dz dt + \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} \int_b^t S dz dt \end{aligned} \quad (\text{G.1})$$

El primer nivel de discretización consistente en la etapa de integración se presenta en las Ec. (G.2)–(G.4).

$$\int_{t_0}^{t_0+\Delta t} d(\rho_P\phi_P) \Delta z + \int_b^t d(\rho v\phi) \Delta t = \int_b^t d \left(\Gamma \frac{d\phi}{dz} \right) \Delta t + \bar{S} \Delta z \Delta t \quad (\text{G.2})$$

$$(\rho_P\phi_P)_{t_0+\Delta t} \frac{\Delta z}{\Delta t} + (\rho v\phi)_b^t = \left(\Gamma \frac{d\phi}{dz} \right)_b^t + \bar{S} \Delta z \quad (\text{G.3})$$

$$(\rho_P\phi_P - \rho_P^0\phi_P^0) \frac{\Delta z}{\Delta t} + [(\rho v\phi)_t - (\rho v\phi)_b] = \left(\Gamma_t \frac{d\phi}{dz} \Big|_t - \Gamma_b \frac{d\phi}{dz} \Big|_b \right) + \bar{S} \Delta z \quad (\text{G.4})$$

La etapa de interpolación se implementa siguiendo la formulación generalizada de convección–difusión de Patankar [195] en combinación con el procedimiento de corrección diferida [206,207] para involucrar de manera sencilla esquemas convectivos de segundo orden.

El flujo total (J_{if}) sobre una *interface* genérica de un VC axial unidimensional (Figura 6.6), puede definirse de acuerdo a la Ec. (G.5), como la suma de un flujo convectivo (F_{if}) y otro difusivo (D_{if}), en el que la variable incógnita suele aproximarse mediante una diferencia centrada.

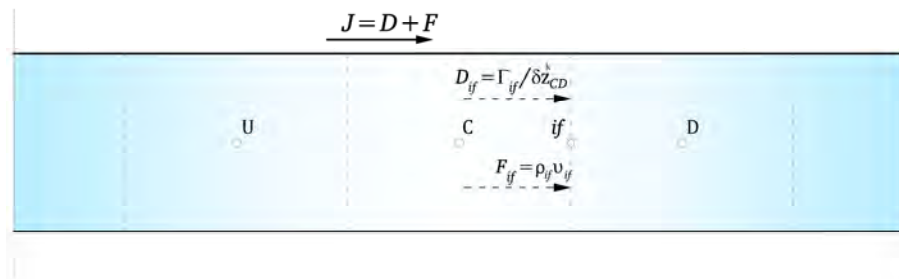


Figura G.1: Flujos convectivos y difusivos en una *interface* genérica en el enfoque unidimensional .

$$J_{if} = (\rho v \phi|_{if} - \Gamma_{if} \frac{d\phi}{dz}|_{if}) = F_{if} \phi_{if} - \Gamma_{if} \frac{\phi_D - \phi_C}{\delta z_{CD}} = F_{if} \phi_{if} - D_{if} (\phi_D - \phi_C) \quad (G.5)$$

La presencia del flujo convectivo en la *interface* (F_{if}) exige el cálculo de la variable incógnita en los nodos frontera a partir de interpolaciones. Para el uso indiferente de esquemas de interpolación de alto o bajo orden sin violar ninguna regla de estabilidad [197], se aplica la técnica de corrección diferida [206,207]. La interpolación de alto orden puede expresarse a partir de la suma de un esquema ‘*upwind*’ de bajo orden (LOU) y un término de corrección diferida,⁸⁴ de acuerdo a la Ec. (6.37).

$$\phi_{if}^{HO} = \phi_{if}^{LOU} + (\phi_{if}^{HO} - \phi_{if}^{LOU}) = \phi_{if}^{LOU} + S_{if}^{DC} = \phi_{if} + S_{if}^{DC} \quad (G.6)$$

Sustituyendo el flujo total de la Ec. (G.5), la expresión de corrección diferida de la Ec. (6.37), y subdividiendo el término fuente (S_P) en uno dependiente de la variable incógnita (S_P) y otro independiente (S_C) se obtiene la Ec. (G.7), que reordenada da lugar ala Ec. (G.8).

$$(\rho_P \phi_P - \rho_P^0 \phi_P^0) \frac{\Delta z}{\Delta t} + [F_t (\phi_t + S_t^{DC}) - D_t (\phi_T - \phi_P)] - [F_b (\phi_b + S_b^{DC}) - D_b (\phi_P - \phi_B)] = (S_P \phi_P + S_C) \Delta z \quad (G.7)$$

$$(\rho_P \phi_P - \rho_P^0 \phi_P^0) \frac{\Delta z}{\Delta t} + J_t - J_b = (S_P \phi_P + S_C) \Delta z - F_t S_t^{DC} + F_b S_b^{DC} \quad (G.8)$$

Para garantizar que la ecuación generalizada de convección–difusión, aplicada a la conservación de cantidad de movimiento y de energía, cumpla el principio de continuidad, se hace uso de la ecuación de conservación de masa. En primer lugar se sustituyen los parámetros y variables asociados la ecuación de continuidad en la ecuación generalizada dando lugar a la Ec. (G.9). En

⁸⁴ El término corrección diferida se ubica en el término independiente y se obtiene explícitamente a partir de los valores de la iteración anterior [197].

segundo lugar esta ecuación se multiplica por la variable incógnita y se incorpora como sustraendo en la ecuación generalizada y se obtiene la Ec. (G.10).

$$(\rho_P - \rho_P^0) \frac{\Delta z}{\Delta t} + F_t - F_b = 0 \quad (\text{G.9})$$

$$\rho_P^0 (\phi_P - \phi_P^0) \frac{\Delta z}{\Delta t} + J_t - F_t \phi_P - J_b + F_b \phi_P = (S_P \phi_P + S_C) \Delta z - F_t S_t^{DC} + F_b S_b^{DC} \quad (\text{G.10})$$

Con el objetivo de expresar en forma compacta los diferentes esquemas de interpolación, Patankar [195] desarrollo una formulación generalizada para cinco esquemas numéricos. Para ello definió el flujo total normalizado en la *interface* (J_{if}^*) de acuerdo a la Ec. (G.11). En la misma se establece su dependencia respecto dos sumandos: (i) el número de Péclet en la *interface* (Pe_{if}) y un valor promedio de las variables incógnita en los nodos de los VC adyacentes ($\phi_D + \phi_C$); (ii) un múltiplo del gradiente de los nodos adyacentes ($\phi_D - \phi_C$).

$$J_{if}^* = \frac{J_{if} \delta_{CD}}{\Gamma_{if}} = \frac{F_{if} \delta_{CD}}{\Gamma_{if}} \phi_{if} - \left. \frac{d\phi}{(dz/\delta_{CD})} \right|_{if} = Pe_{if} [\alpha \phi_D + (1 - \alpha) \phi_C] - \beta (\phi_D - \phi_C) \quad (\text{G.11})$$

De acuerdo a Patankar [195] los parámetros α y β son múltiplos del número de Péclet, y por tanto el flujo normalizado puede expresarse en términos de funciones de este según la Ec. (G.12).

$$J_{if}^* = \mathcal{B}(Pe_{if}) \phi_C - \mathcal{A}(Pe_{if}) \phi_D \quad (\text{G.12})$$

Entre otras propiedades, la relación entre ambas funciones se establece de acuerdo a la Ec. (G.13), que sustituida en la Ec. (G.12) del flujo normalizado permite expresarlo según la Ec. (G.14).

$$\mathcal{B}(Pe_{if}) = \mathcal{A}(Pe_{if}) + Pe_{if} \quad (\text{G.13})$$

$$J_{if}^* = \mathcal{A}(Pe_{if}) (\phi_C - \phi_D) + Pe_{if} \phi_C \quad (\text{G.14})$$

Retomando la definición de flujo difusivo (D_{if}) de la Ec.(G.5) y la del flujo total normalizado (J_{if}^*) de la Ec. (G.11), es posible determinar la relación entre ambos a partir de la Ec. (G.15).

$$J_{if}^* = \frac{J_{if} \delta_{CD}}{\Gamma_{if}} = \frac{J_{if}}{D_{if}} \quad (\text{G.15})$$

Por lo tanto, combinando la Ec. (G.14) y la relación presentada en la Ec. (G.15), el flujo total puede expresarse de acuerdo a la Ec. (G.16).

$$J_{if} = D_{if} J_{if}^* = D_{if} \mathcal{A}(Pe_{if}) (\phi_C - \phi_D) + D_{if} Pe_{if} \phi_C \quad (\text{G.16})$$

El número de Péclet representa la relación entre los flujos convectivos y difusivos de acuerdo a la Ec. (G.17), y que la función $\mathcal{A}(Pe_{if})$ se define de acuerdo a la Ec. (G.18).

$$Pe_{if} = \frac{F_{if}\delta_{CD}}{\Gamma_{if}} = \frac{F_{if}}{D_{if}} \quad (\text{G.17})$$

$$\mathcal{A}(Pe_{if}) = \mathcal{A}(|Pe_{if}|) + \|-Pe_{if}, 0\| \quad (\text{G.18})$$

Sustituyendo las expresiones de la Ec. (G.17) y la Ec. (G.18) en la Ec. (G.16) es posible expresar la diferencia entre el flujo total y el flujo convectivo afectado por la variable incógnita del el nodo central de acuerdo a la Ec. (G.19), Adaptando esta ecuación a las respectivas caras de los VC considerados en la discretización (b, t) se obtienen las Ec. (G.20) y (G.21).

$$J_{if} - F_{if}\phi_C = (D_{if}\mathcal{A}(|Pe_{if}|) + \|-F_{if}, 0\|)(\phi_C - \phi_D) \quad (\text{G.19})$$

$$J_t - F_t\phi_P = (D_t\mathcal{A}(|Pe_t|) + \|-F_t, 0\|)(\phi_P - \phi_T) \quad (\text{G.20})$$

$$J_b - F_b\phi_P = (D_b\mathcal{A}(|Pe_b|) + \|F_b, 0\|)(\phi_B - \phi_P) \quad (\text{G.21})$$

Sustituyendo las Ec. (G.20) y (G.21) en la expresión generalizada de convección-difusión de la Ec. (G.10), se obtiene la expresión final discretizada de acuerdo a la Ec. (G.22), que reordenada permite identificar los coeficientes de la ecuación discreta en la Ec. (G.23).

$$\rho_P^0(\phi_P - \phi_P^0) \frac{\Delta z}{\Delta t} + (D_t\mathcal{A}(|Pe_t|) + \|-F_t, 0\|)(\phi_P - \phi_T) \quad (\text{G.22})$$

$$-(D_t\mathcal{A}(|Pe_b|) + \|F_b, 0\|)\phi_B - \phi_P = (S_P\phi_P + S_C)\Delta z - F_t S_t^{DC} + F_b S_b^{DC}$$

$$\begin{aligned} & \left(\underbrace{\rho_P^0 \frac{\Delta z}{\Delta t} - S_P \Delta z + \underbrace{D_b \mathcal{A}(|Pe_b|) + \|F_b, 0\|}_{a_B} + \underbrace{D_t \mathcal{A}(|Pe_t|) + \|-F_t, 0\|}_{a_T}}_{a_P} \right) \phi_P \\ & = \underbrace{(D_t \mathcal{A}(|Pe_b|) + \|F_b, 0\|)}_{a_B} \phi_B + \underbrace{(D_t \mathcal{A}(|Pe_t|) + \|-F_t, 0\|)}_{a_T} \phi_T \\ & \quad + \underbrace{\rho_P^0 \phi_P^0 \frac{\Delta z}{\Delta t} + S_C \Delta z - F_t S_t^{DC} + F_b S_b^{DC}}_b \end{aligned} \quad (\text{G.23})$$

G.2 Discretización del término fuente en ecuación de conservación cantidad de movimiento

El término fuente de la ecuación de conservación de cantidad de movimiento se compone del gradiente de presión y los esfuerzos superficiales que se modelan a partir de las pérdidas por fricción en la tubería, de acuerdo a la Ec. (G.24).

$$S_{st}^{G_m} = -\frac{\partial p_m}{\partial z} - \frac{1}{2d_{ai}} f_w^{Mom} G_m^2 \quad (\text{G.24})$$

La discretización del término fuente se muestra en la Ec. (G.22). El gradiente de presión se incorpora al término independiente ($S_{C_{1st}}^{G_m}$), y las pérdidas por fricción ($S_{2st}^{G_m}$) deben linealizarse dado que dependen del cuadrado de la variable dependiente.

$$\begin{aligned}
 & \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} \int_{b_{st}}^{t_{st}} \left(-\frac{dp_m}{dz} - \frac{1}{2d_{ai}} f_w^{Mom} G_m^2 \right) dz dt \\
 &= - \int_{b_{st}}^{t_{st}} dp_m \Delta t - \frac{1}{2d_{ai}} f_w^{Mom} G_{mP_{st}}^2 \Delta z_{st} \Delta t \\
 &= \underbrace{-(p_{mt_{st}} - p_{mb_{st}}) \Delta t}_{S_{C_{1st}}^{G_m} \Delta z_{st}} - \underbrace{\frac{1}{2d_{ai}} f_w^{Mom} G_{mP_{st}}^2 \Delta z_{st} \Delta t}_{S_{2st}^{G_m}}
 \end{aligned} \tag{G.25}$$

La expresión que determina la linealización de las pérdidas por fricción y su asociación a un término independiente y otro dependiente de la velocidad másica se presenta en la Ec. (G.26).

$$S_{2st}^{G_m} = (S_{2st}^{G_m})^{n-1} + \left(\frac{dS_{2st}^{G_m}}{dG_{mP_{st}}} \right)^{n-1} (G_{mP_{st}} - G_{mP_{st}}^{n-1}) = S_{C_{2st}}^{G_m} + S_{P_{2st}}^{G_m} G_{mP_{st}} \tag{G.26}$$

Los términos obtenidos en la linealización se presentan en las Ec. (G.27) y Ec. (G.28), y su identificación con los términos independiente y dependiente en la Ec. (G.29) y Ec. (G.30), respectivamente.

$$(S_{2st}^{G_m})^{n-1} = -\frac{1}{2d_{ai}} f_w^{Mom} (G_{mP_{st}}^{n-1})^2 \tag{G.27}$$

$$\left(\frac{dS_{2st}^{G_m}}{dG_{mP_{st}}} \right)^{n-1} = -\frac{1}{d_{ai}} f_w^{Mom} G_{mP_{st}}^{n-1} \tag{G.28}$$

$$S_{C_{2st}}^{G_m} = (S_{2st}^{G_m})^{n-1} - \left(\frac{dS_{2st}^{G_m}}{dG_{mP_{st}}} \right)^{n-1} G_{mP_{st}}^{n-1} = \frac{1}{2d_{ai}} f_w^{Mom} (G_{mP_{st}}^{n-1})^2 \tag{G.29}$$

$$S_{P_{2st}}^{G_m} = \left(\frac{dS_{2st}^{G_m}}{dG_{mP_{st}}} \right)^{n-1} G_{mP_{st}}^{n-1} = -\frac{1}{d_{ai}} f_w^{Mom} G_{mP_{st}}^{n-1} \tag{G.30}$$

Finalmente se obtiene el término independiente mediante la Ec. (G.31) sumando el del gradiente de presión y el linealizado en las pérdidas por fricción. Y el término dependiente se corresponde exclusivamente con el de las pérdidas por fricción, como se presenta en la Ec. (G.32).

$$S_{C_{st}}^{G_m} = S_{C_{1st}}^{G_m} + S_{C_{2st}}^{G_m} = -\frac{(p_{mt_{st}} - p_{mb_{st}})}{\Delta z_{st}} + \frac{1}{2d_{ai}} f_w^{Mom} (G_{mP_{st}}^{n-1})^2 \tag{G.31}$$

$$S_{P_{st}}^{G_m} = S_{P_{2st}}^{G_m} = -\frac{1}{d_{ai}} f_w^{Mom} G_{mP_{st}}^{n-1} \tag{G.32}$$

G.3 Discretización del término fuente de la ecuación de conservación de la energía

El término fuente de la ecuación de conservación de la energía se compone de los términos temporales de presión y energía cinética, del gradiente de energía cinética, el trabajo de los esfuerzos viscosos y el calor transferido a la mezcla bifásica, tal como se muestra en la Ec. (G.24).

$$S^{h_m} = \frac{\partial p_m}{\partial t} - \frac{\partial}{\partial t} \left[\frac{G_m^2}{2\rho_m} \right] - \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{G_m^3}{2\rho_m^2} \right] - \frac{1}{2d_{ai}} f_w^{Mom} \frac{G_m^3}{\rho_m} + Q_{conv}^{ai-m} \quad (G.33)$$

La discretización del término fuente se detalla en la Ec. (G.22), de la que se deduce que ninguno de los sumandos depende de la variable incógnita y por lo tanto todos se incorporan al término independiente ($S_P^{h_m} = 0$).

$$\begin{aligned} & \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} \int_b^t \left(\frac{dp_m}{dt} - \frac{d}{dt} \left[\frac{G_m^2}{2\rho_m} \right] - \frac{d}{dz} \left[\frac{G_m^3}{2\rho_m^2} \right] - \frac{1}{2d_{ai}} f_w^{Mom} \frac{G_m^3}{\rho_m} + Q_{conv}^{ai-m} \right) dz dt \\ &= \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} dp_{mP} \Delta z - \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} d \left[\frac{G_{mP}^2}{2\rho_{mP}} \right] \Delta z - \int_b^t d \left[\frac{G_{mP}^3}{2\rho_{mP}^2} \right] \Delta t \\ & - \frac{1}{2d_{ai}} f_{wP}^{Mom} \frac{G_{mP}^3}{\rho_{mP}} \Delta z \Delta t + Q_{convP}^{ai-m} \Delta z \Delta t \\ &= [p_{mP} - p_{mP}^0] \Delta z - \frac{1}{2} \left[\frac{G_{mP}^2}{\rho_{mP}} - \frac{(G_{mP}^0)^2}{\rho_{mP}^0} \right] \Delta z - \frac{1}{2} \left[\frac{G_{mt}^3}{\rho_{mt}^2} - \frac{G_{mb}^3}{\rho_{mb}^2} \right] \Delta t \\ & - \frac{1}{2d_{ai}} f_{wP}^{Mom} \frac{G_{mP}^3}{\rho_{mP}} \Delta z \Delta t + Q_{convP}^{ai-m} \Delta z \Delta t \end{aligned} \quad (G.34)$$

La expresión del términos fuente independiente se presenta en las Ec. (G.35). Como sucede con el gradiente de presión en la ecuación de cantidad de movimiento, es importante subrayar que los términos temporales y del gradiente de energía cinética, hay que incorporar los pasos de tiempo y espacial, respectivamente, para ser coherentes con la ecuación discreta de convección-difusión

$$\begin{aligned} S_C^{h_m} &= \frac{p_{mP} - p_{mP}^0}{\Delta t} - \frac{1}{2\Delta t} \left[\frac{G_{mP}^2}{\rho_{mP}} - \frac{(G_{mP}^0)^2}{\rho_{mP}^0} \right] - \frac{1}{2\Delta z} \left[\frac{G_{mt}^3}{\rho_{mt}^2} - \frac{G_{mb}^3}{\rho_{mb}^2} \right] \\ & - \frac{1}{2d_{ai}} f_{wP}^{Mom} \frac{G_{mP}^3}{\rho_{mP}} + Q_{convP}^{ai-m} \end{aligned} \quad (G.35)$$

G.4 Obtención de coeficientes de la ecuación de corrección de presión: algoritmo SIMPLEC

La metodología de los algoritmos tipo SIMPLE consiste en obtener de forma explícita un campo de corrección de presión en la ecuación de continuidad, a partir de la que se corrigen iterativamente los campos de velocidad y presión supuestos hasta obtener los campos solución o correctos. Para ello es necesario contar con los coeficientes de la ecuación discreta de corrección de

presión, obtenidos a partir de ocho pasos que a continuación se describen para el caso del algoritmo SIMPLEC y considerando como variable la velocidad másica.⁸⁵

- **Paso 1:** Descomposición del término independiente de la ecuación de cantidad de movimiento presentando de forma explícita el gradiente de presión, de acuerdo a la Ec. (6.69).

$$b_{st}^{G_m} = -(p_{t_{st}} - p_{b_{st}}) + (b_{st}^{G_m})^{mod} = -(p_T - p_P) + (b_{st}^{G_m})^{mod} \quad (G.36)$$

Este término se incorpora en la ecuación de cantidad de movimiento, cuya forma compacta se muestra en la Ec (G.37). Esta ecuación se resuelve en la malla desplazada sin embargo como finalmente la velocidad del nodo central (P_{st}) se va a incorporar en la ecuación de continuidad que se resuelve en la malla colocada, el coeficiente y las variables del nodo central se expresan en términos de la frontera correspondiente de la malla colocada (t).

$$a_t^{G_m} G_t = \sum_{nb=B_{st}, T_{st}} a_{nb} G_{nb} - (p_T - p_P) + (b_{st}^{G_m})^{mod} \quad (G.37)$$

- **Paso 2:** Sustitución en la ecuación de cantidad de movimiento un campo de presión supuesto (p^*) que dará lugar a la solución de la variable incógnita, es decir, la velocidad másica supuesta (G^*). Su expresión se presenta en la Ec. (G.38).

$$a_t^{G_m} G_t^* = \sum_{nb=T_{st}, B_{st}} a_{nb}^{G_m} G_{nb}^* - (p_T^* - p_P^*) + (b_{st}^{G_m})^{mod} \quad (G.38)$$

- **Paso 3:** Definición de los campos de corrección de presión y corrección de velocidad másica como la diferencia entre los campos solución (correctos) y supuestos. Estos se presentan en la Ec. (G.39) y la Ec. (G.40).

$$p' = p - p^* \quad (G.39)$$

$$G' = G - G^* \quad (G.40)$$

- **Paso 4:** Expresión de la ecuación de cantidad de movimiento de los campos solución (G, p) de la Ec (G.37) en función de los campos supuestos (G^*, p^*) y de corrección (G', p') sustituyendo las relaciones de la Ec. (G.39) y la Ec. (G.40). Así se obtiene la expresión de la Ec. (G.41).

$$a_t^{G_m} (G_t^* + G_t') = \sum_{nb=T_{st}, B_{st}} a_{nb}^{G_m} (G_{nb}^* + G_{nb}') - [(p_T^* + p_T') - (p_P^* + p_P')] + (b_{st}^{G_m})^{mod} \quad (G.41)$$

- **Paso 5:** Sustracción en la ecuación de cantidad de movimiento solución expresada en términos de los campos supuestos (G^*, p^*) y de corrección (G', p') de la Ec. (G.41); la ecuación de los campos supuestos de la Ec. (G.38). Así se obtiene la Ec. (G.42) de los campos de corrección.

⁸⁵ Todas las variables pertenecen a la mezcla bifásica (m), o al fluido de trabajo(f). Sin embargo, para facilitar la comprensión los subíndices de las variables se presentan haciendo referencia al nodo o *interface* sobre la que se analizan.

$$a_t^{G_m} G'_t = \sum_{nb=T_{st}, B_{st}} a_{nb}^{G_m} G'_{nb} - (p'_T - p'_P) \quad (G.42)$$

• **Paso 6:** Sustracción en ambos lados de la Ec. (G.42) la expresión compacta de coeficientes de los nodos vecinos multiplicados por la velocidad másica de corrección (G'_t) en el nodo central. De esta forma se obtiene la Ec. (G.43).

$$\left(a_t^{G_m} - \sum_{nb=T_{st}, B_{st}} a_{nb} \right) G'_t = \sum_{nb=T_{st}, B_{st}} a_{nb}^{G_m} (G'_{nb} - G'_t) - (p'_T - p'_P) \quad (G.43)$$

• **Paso 7:** Aproximación del algoritmo SIMPLEX, que consiste en desvanecer el término de la sumatoria de los coeficientes vecinos por la diferencia de velocidades másicas como se presenta en la Ec. (G.44). A partir de ella es posible determinar el paso corrector del algoritmo ($d_t^{G_m}$) tal como se presenta en la Ec (G.45).

$$\sum_{nb=T_{st}, B_{st}} a_{nb} (G'_{nb} - G'_t) \approx 0 \quad (G.44)$$

$$G'_t = \frac{1}{a_t^{G_m} - \sum_{nb=T_{st}, B_{st}} a_{nb}^{G_m}} (p'_P - p'_T) = d_t^{G_m} (p'_P - p'_T) \quad (G.45)$$

• **Paso 8:** Obtención de la velocidad másica solución (G_t) en función de la supuesta y el paso corrector de presión: Este es el último paso, y relación fundamental de los algoritmos tipo SIMPLE. La correlación adaptada a los dos nodos frontera del caso que estamos abordando da lugar a las Ec. (G.46) y Ec. (G.47).

$$G_t = G_t^* + G'_t = G_t^* + d_t^{G_m} (p'_P - p'_T) \quad (G.46)$$

$$G_b = G_b^* + G'_b = G_b^* + d_b^{G_m} (p'_B - p'_P) \quad (G.47)$$

En este momento las relaciones de las Ec. (G.46) y Ec. (G.47) se sustituyen en la ecuación de continuidad dando lugar a la Ec. (G.48). Reordenando esta ecuación se identifican los coeficientes de la ecuación discreta de corrección de presión como se muestra en la Ec. (G.49).

$$(\rho_{mP} - \rho_{mP}^0) \frac{\Delta z}{\Delta t} + [G_{mt}^* + d_t^{G_m} (p'_{mP} - p'_{mT})] - [G_{mb}^* + d_b^{G_m} (p'_{mB} - p'_{mP})] = 0 \quad (G.48)$$

Reordenando la ecuación anterior se identifican los coeficientes de la ecuación discreta de corrección de presión como se muestra en la Ec. (G.49).

$$\underbrace{\left(\underbrace{d_t^{G_m}}_{a_B} + \underbrace{d_b^{G_m}}_{a_T} \right)}_{a_P^{p_m}} \phi_P = \underbrace{d_b^{G_m}}_{a_B^{p_m}} \phi_B + \underbrace{d_t^{G_m}}_{a_T^{p_m}} \phi_T + \underbrace{(\rho_{mP}^0 - \rho_{mP}) \frac{\Delta z}{\Delta t} + G_{mb}^* - G_{mt}^*}_{b^{p_m}} \quad (G.49)$$

G.5 Adaptación de los coeficientes del nodo central del primer volumen de control de la ecuación de corrección de presión

En este apéndice se presenta la adaptación que es necesario realizar en el segundo nodo de la malla colocada en la ecuación de corrección de presión, debido a la CF a la entrada de la cantidad de movimiento. Básicamente es el mismo procedimiento que el del Apéndice G.4, pero con la dificultad de asociar correctamente los gradientes de presión considerados en la malla desplazada para el nodo frontera desplazada ($N_{z_{st}} = 1$) y del nodo central del primer VC de la malla colocada ($N_z = 2$).

El procedimiento para la adaptación se compone de los mismos 8 pasos que en el Apéndice G.4. Para no extender el procedimiento, en este caso, en el paso 3 se aglutinan los pasos del 3 al 8.

- **Paso 1:** Identificación de los valores de presión equivalentes en la malla colocada desde la perspectiva del nodo en la frontera ($N_z = 1$) y desde la del nodo central del primer VC ($N_z = 2$).

Tabla G.1: Identificación de los campos equivalentes de presión.

Número de nodo	Campo de presión	
	Desde la perspectiva $N_{z_{st}} = 1$	Desde la perspectiva $N_z = 2$
$N_z = 1$	p_{mP}	p_{mB}
$N_z = 2$	p_{mT}	p_{mP}

Por lo tanto, la expresión del término independiente de la ecuación de cantidad de movimiento en la frontera a la entrada ($N_z = 1$) se puede expresar mediante la Ec. (G.50) desde el punto de vista del nodo frontera de la malla colocada ($N_{z_{st}} = 1$) y con la Ec. (G.51) desde la perspectiva del nodo central del primer VC de la malla colocada ($N_z = 2$).

$$b_{st}^{G_m} = -2(p_{mT} - p_{mP})|_{N_{z_{st}}=1} + (b_{st}^{G_m})^{mod} \quad (G.50)$$

$$b_{st}^{G_m} = -2(p_{mP} - p_{mB})|_{N_z=2} + (b_{st}^{G_m})^{mod} \quad (G.51)$$

- **Paso 2:** Obtención desde la perspectiva del nodo central del primer VC ($N_z = 2$), el campo de velocidad másica supuesta como se presenta en la Ec. (G.52).

$$a_b^{G_m} G_{mb}^* = \sum_{nb=T_{st}, B_{st}} a_{nb}^{G_m} G_{nb}^* - 2(p_{mP}^* - p_{mB}^*) + (b_{st}^{G_m})^{mod} \quad (G.52)$$

- **Paso 3:** Aplicación del procedimiento para la obtención del campo de flujo másico en términos del flujo másico correcto y el paso de corrección de presión del algoritmo SIMPLEC (pasos del 3 al 8 en la sección G.4). De esta forma se obtiene la Ec. (G.53), y dado que en la frontera el valor de la presión es conocido ($p_{mB} = p_{mB}^{in}$) el valor de la presión de corrección (p'_{mB}) es nulo.

$$G_{mb} = G_{mb}^* + d_b^{G_m} [2 (p'_{mB} - p'_{mP})] = G_{mb}^* - 2d_b^{G_m} p'_{mP} \quad (\text{G.53})$$

En este momento se sustituyen el valor del flujo másico en la frontera aguas abajo (*bottom*) de la Ec. (G.54) y se obtiene la expresión de la ecuación discreta.

$$(\rho_{mP} - \rho_{mP}^0) \frac{\Delta z}{\Delta t} + [G_{mt}^* + d_t^{G_m} (p'_P - p'_T)] - [G_{mb}^* - 2d_b^{G_m} p'_{mP}] = 0 \quad (\text{G.54})$$

Una vez reordenada la Ec. (G.54) se obtienen los coeficientes del nodo central del primer VC ($N_z = 2$) de la la ecuación discreta de corrección de presión de acuerdo a las Ec. (G.55)–(G.58).

$$a_B^{p_m} = 0 \quad (\text{G.55})$$

$$a_T^{p_m} = d_t^{G_m} \quad (\text{G.56})$$

$$a_P^{p_m} = a_B^{p_m} + a_T^{p_m} + 2d_b^{G_m} \quad (\text{G.57})$$

$$b^{p_m} = (\rho_{mP}^0 - \rho_{mP}) \frac{\Delta z}{\Delta t} + G_{mb}^* - G_{mt}^* \quad (\text{G.58})$$

Apéndice H

Estudios numéricos de independencia de malla y residual en la instalación DISS

Este apéndice contiene el análisis numérico detallado de independencia de malla en cada dirección (azimutal, radial y axial) y de residual de los tres sistemas físicos de la instalación experimental DISS considerados en las validaciones del modelo termohidráulico del capítulo 6: (i) la región de líquido subenfriado del captador #1; (ii) la región de líquido subenfriado del captador #10; (iii) el lazo completo de 11 captadores bajo la configuración un solo paso.

En cada análisis se estudian los gradientes térmicos en el receptor en cada dirección, las variables del fluido y la transferencia de calor en las fronteras de los dominios sólidos del receptor y en el fluido.⁸⁶ Además en la validación de todo el captador en la que se involucra el flujo bifásico, se evalúa también la longitud relativa del tubo receptor ocupada por cada patrón de flujo. Los valores entre paréntesis se corresponden con el ERP respecto a la malla más densa o el residual menor y la fila subrayada identifica la densidad de malla o residual que garantiza el criterio de convergencia.

H.1 Región de líquido subenfriado

El análisis numérico de independencia de malla y residual en la región del líquido subenfriado en el CCP #1 de instalación experimental DISS con el receptor del periodo 2000–2003, se realiza para el caso #1 de los presentados en las tablas 6.13 y 6.14.. Como criterio de convergencia se fija que el ERP respecto a la malla más densa o el residual más pequeño sea menor o igual al 0.1%.

Tabla H.1: Análisis numérico de independencia de malla azimutal (captador #1–SCL).

$N_\theta \times N_r \times N_z$	Gradientes de temperatura en el receptor [K]					
	$\Delta T_{ge} _{\theta_{45}-\theta_{225}}^{r_m, z_{out}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$	$\Delta T_a _{r_m, z_{out}}^{\theta_{45}-\theta_{225}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$
14x23x129	0.7 (12.5)	1.1 (8.33)	4.4 (0.00)	13.0 (2.36)	5.3 (6.00)	50.8 (0.00)
30x23x129	0.8 (0.00)	1.2 (0.00)	4.4 (0.00)	12.7 (2.42)	5.0 (0.00)	50.8 (0.20)
<u>46x23x129</u>	<u>0.8 (0.00)</u>	<u>1.2 (0.00)</u>	<u>4.4 (0.00)</u>	<u>12.4 (0.00)</u>	<u>5.0 (0.00)</u>	<u>50.7 (0.00)</u>
62x23x129	0.8 (0.00)	1.2 (0.00)	4.4 (0.00)	12.4 (0.00)	5.0 (0.00)	50.7 (0.00)
78x23x129	0.8 (– –)	1.2 (– –)	4.4 (– –)	12.4 (– –)	5.0 (– –)	50.7 (– –)

⁸⁶ Se considera una precisión de 10^{-1} K para las variables de temperatura, de 10^{-1} W para la transferencia de calor, de 10^{-3} bar para presión y 10^{-1} [–] en los números adimensionales de Reynolds y Nusselt.

$N_\theta x N_r x N_z$	Variables características en el fluido caloportador					
	$\Delta T_f^{z_{out}-z_{in}} [K]$	$\Delta P_f^{z_{out}-z_{in}} [bar]$	$\Delta Re_f^{z_{out}-z_{in}} [-]$	$T_f^{z_m} [K]$	$\overline{Re}_f [-]$	$\overline{Nu}_f [-]$
14x23x129	51.4 (0.00)	0.012 (0.00)	30025.8 (0.06)	479.2 (0.02)	$1.130 \cdot 10^5$ (0.00)	211.8 (0.00)
30x23x129	51.4 (0.00)	0.012 (0.00)	30042.8 (0.07)	479.3 (0.02)	$1.130 \cdot 10^5$ (0.00)	211.8 (0.00)
<u>46x23x129</u>	<u>51.4 (0.00)</u>	<u>0.012 (0.00)</u>	<u>30021.4 (0.05)</u>	<u>479.2 (0.00)</u>	<u>$1.130 \cdot 10^5$ (0.00)</u>	<u>211.8 (0.00)</u>
62x23x129	51.4 (0.00)	0.012 (0.00)	30036.4 (0.02)	479.2 (0.00)	$1.130 \cdot 10^5$ (0.00)	211.8 (0.00)
78x23x129	51.4 (- -)	0.012 (- -)	30043.8 (- -)	479.2 (- -)	$1.130 \cdot 10^5$ (- -)	211.8 (- -)

$N_\theta x N_r x N_z$	Energía transferida en las fronteras del receptor y del fluido caloportador [W]					
	Q_{go}	Q_{gi}	Q_{ge}^{abs}	Q_{ao}	Q_{ai}	Q_f^{win}
14x23x129	-4706.9 (0.04)	-5193.8 (0.04)	488.0 (0.00)	$1.348 \cdot 10^5$ (0.06)	$1.348 \cdot 10^5$ (0.06)	$1.348 \cdot 10^5$ (0.06)
30x23x129	-4707.7 (0.01)	-5195.7 (0.02)	488.0 (0.16)	$1.349 \cdot 10^5$ (0.07)	$1.349 \cdot 10^5$ (0.07)	$1.349 \cdot 10^5$ (0.07)
<u>46x23x129</u>	<u>-4707.4 (0.02)</u>	<u>-5194.6 (0.02)</u>	<u>487.2 (0.02)</u>	<u>$1.348 \cdot 10^5$ (0.05)</u>	<u>$1.348 \cdot 10^5$ (0.05)</u>	<u>$1.348 \cdot 10^5$ (0.05)</u>
62x23x129	-4708.2 (0.00)	-5195.1 (0.01)	487.3 (0.06)	$1.348 \cdot 10^5$ (0.03)	$1.348 \cdot 10^5$ (0.03)	$1.348 \cdot 10^5$ (0.03)
78x23x129	-4708.3 (- -)	-5196.0 (- -)	487.6 (- -)	$1.349 \cdot 10^5$ (- -)	$1.349 \cdot 10^5$ (- -)	$1.349 \cdot 10^5$ (- -)

Tabla H.2: Análisis numérico de independencia de malla en dirección radial (captador #1–SCL).

$N_\theta x N_r x N_z$	Gradientes de temperatura en el receptor [K]					
	$\Delta T_{ge} _{\theta_{45}-\theta_{225}}^{r_{m,z_{out}}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180,z_{out}}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180,r_m}}^{z_{out}-z_{in}}$	$\Delta T_a _{r_m,z_{out}}^{\theta_{45}-\theta_{225}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180,z_{out}}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180,r_m}}^{z_{out}-z_{in}}$
46x03x129	0.8 (0.00)	1.2 (0.00)	4.4 (0.00)	12.4 (0.00)	5.0 (0.00)	50.8 (0.20)
<u>46x05x129</u>	<u>0.8 (0.00)</u>	<u>1.2 (0.00)</u>	<u>4.4 (0.00)</u>	<u>12.4 (0.00)</u>	<u>5.0 (0.00)</u>	<u>50.7 (0.00)</u>
46x11x129	0.8 (0.00)	1.2 (0.00)	4.4 (0.00)	12.4 (0.00)	5.0 (0.00)	50.7 (0.00)
46x17x129	0.8 (0.00)	1.2 (0.00)	4.4 (0.00)	12.4 (0.00)	5.0 (0.00)	50.7 (0.00)
46x23x129	0.8 (- -)	1.2 (- -)	4.4 (- -)	12.4 (- -)	5.0 (- -)	50.7 (- -)

$N_\theta x N_r x N_z$	Variables características en el fluido caloportador					
	$\Delta T_f^{z_{out}-z_{in}} [K]$	$\Delta P_f^{z_{out}-z_{in}} [bar]$	$\Delta Re_f^{z_{out}-z_{in}} [-]$	$T_f^{z_m} [K]$	$\overline{Re}_f [-]$	$\overline{Nu}_f [-]$
46x03x129	51.4 (0.00)	0.012 (0.00)	30020.8 (0.00)	479.2 (0.00)	$1.130 \cdot 10^5$ (0.06)	211.8 (0.00)
<u>46x05x129</u>	<u>51.4 (0.00)</u>	<u>0.012 (0.00)</u>	<u>30021.4 (0.00)</u>	<u>479.2 (0.00)</u>	<u>$1.130 \cdot 10^5$ (0.00)</u>	<u>211.8 (0.00)</u>
46x11x129	51.4 (0.00)	0.012 (0.00)	30021.4 (0.00)	479.2 (0.00)	$1.130 \cdot 10^5$ (0.00)	211.8 (0.00)
46x17x129	51.4 (0.00)	0.012 (0.00)	30021.4 (0.00)	479.2 (0.00)	$1.130 \cdot 10^5$ (0.00)	211.8 (0.00)
46x23x129	51.4 (- -)	0.012 (- -)	30021.4 (- -)	479.2 (- -)	$1.130 \cdot 10^5$ (- -)	211.8 (- -)

$N_\theta x N_r x N_z$	Energía transferida en las fronteras del receptor y del fluido caloportador [W]					
	Q_{go}	Q_{gi}	Q_{ge}^{abs}	Q_{ao}	Q_{ai}	Q_f^{win}
46x03x129	-4710.3 (0.06)	-5197.6 (0.05)	487.2 (0.00)	$1.348 \cdot 10^5$ (0.00)	$1.348 \cdot 10^5$ (0.00)	$1.348 \cdot 10^5$ (0.00)
<u>46x05x129</u>	<u>-4707.7 (0.01)</u>	<u>-5194.9 (0.01)</u>	<u>487.2 (0.00)</u>	<u>$1.348 \cdot 10^5$ (0.00)</u>	<u>$1.348 \cdot 10^5$ (0.00)</u>	<u>$1.348 \cdot 10^5$ (0.00)</u>
46x11x129	-4707.4 (0.00)	-5194.6 (0.00)	487.2 (0.00)	$1.348 \cdot 10^5$ (0.00)	$1.348 \cdot 10^5$ (0.00)	$1.348 \cdot 10^5$ (0.00)
46x17x129	-4707.4 (0.00)	-5194.6 (0.00)	487.2 (0.00)	$1.348 \cdot 10^5$ (0.00)	$1.348 \cdot 10^5$ (0.00)	$1.348 \cdot 10^5$ (0.00)
46x23x129	-4707.4 (- -)	-5194.6 (- -)	487.2 (- -)	$1.348 \cdot 10^5$ (- -)	$1.348 \cdot 10^5$ (- -)	$1.348 \cdot 10^5$ (- -)

Tabla H.3: Análisis numérico de independencia de malla axial (captador #1–SCL).

$N_\theta x N_r x N_z$	Gradientes de temperatura en el receptor [K]					
	$\Delta T_{ge} _{r_m, z_{out}}^{\theta_{45}-\theta_{225}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$	$\Delta T_a _{r_m, z_{out}}^{\theta_{45}-\theta_{225}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$
46x05x013	0.8 (0.00)	1.2 (0.00)	4.4 (0.00)	12.4 (0.00)	5.0 (0.00)	50.8 (0.20)
<u>46x05x042</u>	<u>0.8 (0.00)</u>	<u>1.2 (0.00)</u>	<u>4.4 (0.00)</u>	<u>12.4 (0.00)</u>	<u>5.0 (0.00)</u>	<u>50.7 (0.00)</u>
46x05x071	0.8 (0.00)	1.2 (0.00)	4.4 (0.00)	12.4 (0.00)	5.0 (0.00)	50.7 (0.00)
46x05x100	0.8 (0.00)	1.2 (0.00)	4.4 (0.00)	12.4 (0.00)	5.0 (0.00)	50.7 (0.00)
46x05x129	0.8 (– –)	1.2 (– –)	4.4 (– –)	12.4 (– –)	5.0 (– –)	50.7 (– –)
$N_\theta x N_r x N_z$	Variables características en el fluido caloportador					
	$\Delta T_f^{z_{out}-z_{in}}$ [K]	$\Delta P_f^{z_{out}-z_{in}}$ [bar]	$\Delta Re_f^{z_{out}-z_{in}}$ [–]	$T_f^{z_m}$ [K]	\overline{Re}_f [–]	\overline{Nu}_f [–]
46x05x013	51.4 (0.00)	0.012 (0.00)	30019.4 (0.01)	479.3 (0.02)	$1.131 \cdot 10^5$ (0.00)	211.9 (0.05)
<u>46x05x042</u>	<u>51.4 (0.00)</u>	<u>0.012 (0.00)</u>	<u>30021.3 (0.00)</u>	<u>479.2 (0.00)</u>	<u>$1.130 \cdot 10^5$ (0.00)</u>	<u>211.8 (0.00)</u>
46x05x071	51.4 (0.00)	0.012 (0.00)	30021.3 (0.00)	479.2 (0.00)	$1.130 \cdot 10^5$ (0.00)	211.8 (0.00)
46x05x100	51.4 (0.00)	0.012 (0.00)	30021.4 (0.00)	479.2 (0.00)	$1.130 \cdot 10^5$ (0.00)	211.8 (0.00)
46x05x129	51.4 (– –)	0.012 (– –)	30021.4 (– –)	479.2 (– –)	$1.130 \cdot 10^5$ (– –)	211.8 (– –)
$N_\theta x N_r x N_z$	Energía transferida en las fronteras del receptor y del fluido caloportador [W]					
	Q_{go}	Q_{gi}	Q_{ge}^{abs}	Q_{ao}	Q_{ai}	Q_f^{win}
46x05x013	–4716.5 (0.18)	–5203.7 (0.16)	487.2 (0.00)	$1.348 \cdot 10^5$ (0.00)	$1.348 \cdot 10^5$ (0.00)	$1.338 \cdot 10^5$ (0.69)
<u>46x05x042</u>	<u>–4708.2 (0.01)</u>	<u>–5195.4 (0.01)</u>	<u>487.2 (0.00)</u>	<u>$1.348 \cdot 10^5$ (0.00)</u>	<u>$1.348 \cdot 10^5$ (0.00)</u>	<u>$1.348 \cdot 10^5$ (0.00)</u>
46x05x071	–4707.8 (0.00)	–5195.0 (0.00)	487.2 (0.00)	$1.348 \cdot 10^5$ (0.00)	$1.348 \cdot 10^5$ (0.00)	$1.348 \cdot 10^5$ (0.00)
46x05x100	–4707.7 (0.00)	–5195.0 (0.00)	487.2 (0.00)	$1.348 \cdot 10^5$ (0.00)	$1.348 \cdot 10^5$ (0.00)	$1.348 \cdot 10^5$ (0.00)
46x05x129	–4707.7 (– –)	–5194.9 (– –)	487.2 (– –)	$1.348 \cdot 10^5$ (– –)	$1.348 \cdot 10^5$ (– –)	$1.348 \cdot 10^5$ (– –)

Tabla H.4: Análisis numérico de independencia de residual (captador #1–SCL).

R_ϕ^n	Gradientes de temperatura en el receptor [K]					
	$\Delta T_{ge} _{r_m, z_{out}}^{\theta_{45}-\theta_{225}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$	$\Delta T_a _{r_m, z_{out}}^{\theta_{45}-\theta_{225}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$
10^{-5}	0.8 (0.00)	1.1 (8.33)	4.4 (0.00)	12.4 (0.00)	5.0 (0.00)	50.5 (0.39)
10^{-6}	0.8 (0.00)	1.2 (0.00)	4.4 (0.00)	12.4 (0.00)	5.0 (0.00)	50.7 (0.00)
<u>10^{-7}</u>	<u>0.8 (0.00)</u>	<u>1.2 (0.00)</u>	<u>4.4 (0.00)</u>	<u>12.4 (0.00)</u>	<u>5.0 (0.00)</u>	<u>50.7 (0.00)</u>
10^{-8}	0.8 (0.00)	1.2 (0.00)	4.4 (0.00)	12.4 (0.00)	5.0 (0.00)	50.7 (0.00)
10^{-9}	0.8 (– –)	1.2 (– –)	4.4 (– –)	12.4 (– –)	5.0 (– –)	50.7 (– –)
R_ϕ^n	Variables características en el fluido caloportador					
	$\Delta T_f^{z_{out}-z_{in}}$ [K]	$\Delta P_f^{z_{out}-z_{in}}$ [bar]	$\Delta Re_f^{z_{out}-z_{in}}$ [–]	$T_f^{z_m}$ [K]	\overline{Re}_f [–]	\overline{Nu}_f [–]
10^{-5}	51.3 (0.19)	0.012 (0.00)	29963.1 (0.18)	479.3 (0.02)	$1.130 \cdot 10^5$ (0.00)	211.9 (0.05)
10^{-6}	51.4 (0.00)	0.012 (0.00)	30016.3 (0.01)	479.2 (0.00)	$1.130 \cdot 10^5$ (0.00)	211.8 (0.00)
<u>10^{-7}</u>	<u>51.4 (0.00)</u>	<u>0.012 (0.00)</u>	<u>30020.8 (0.00)</u>	<u>479.2 (0.00)</u>	<u>$1.130 \cdot 10^5$ (0.00)</u>	<u>211.8 (0.00)</u>
10^{-8}	51.4 (0.00)	0.012 (0.00)	30021.2 (0.00)	479.2 (0.00)	$1.130 \cdot 10^5$ (0.00)	211.8 (0.00)
10^{-9}	51.4 (– –)	0.012 (– –)	30021.3 (– –)	479.2 (– –)	$1.130 \cdot 10^5$ (– –)	211.8 (– –)

R_ϕ^n	Energía transferida en las fronteras del receptor y del fluido caloportador [W]					
	Q_{go}	Q_{gi}	Q_{ge}^{abs}	Q_{ao}	Q_{ai}	Q_f^{win}
10^{-5}	-4707.3 (0.02)	-5194.7 (0.01)	487.4 (0.04)	$1.348 \cdot 10^5$ (0.00)	$1.347 \cdot 10^5$ (0.06)	$1.345 \cdot 10^5$ (0.16)
10^{-6}	-4708.1 (0.00)	-5195.4 (0.00)	487.2 (0.00)	$1.348 \cdot 10^5$ (0.00)	$1.348 \cdot 10^5$ (0.00)	$1.348 \cdot 10^5$ (0.00)
10^{-7}	-4708.2 (0.00)	-5195.4 (0.00)	487.2 (0.00)	$1.348 \cdot 10^5$ (0.00)	$1.348 \cdot 10^5$ (0.00)	$1.348 \cdot 10^5$ (0.00)
10^{-8}	-4708.2 (0.00)	-5195.4 (0.00)	487.2 (0.00)	$1.348 \cdot 10^5$ (0.00)	$1.348 \cdot 10^5$ (0.00)	$1.348 \cdot 10^5$ (0.00)
10^{-9}	-4708.2 (- -)	-5195.4 (- -)	487.2 (- -)	$1.348 \cdot 10^5$ (- -)	$1.348 \cdot 10^5$ (- -)	$1.348 \cdot 10^5$ (- -)

H.2 Región de sobrecalentamiento

El análisis numérico de independencia de malla y residual en la región de sobrecalentamiento en el CCP #10 de instalación experimental DISS con el receptor del periodo 2000–2003, se realiza para el caso #6 de los presentados en las tablas 6.13 y 6.14. Como criterio de convergencia se fija que el ERP respecto a la malla más densa o el residual más pequeño sea menor al 0.1%.

Tabla H.5: Análisis numérico de independencia de malla azimutal (captador #10–SHS).

$N_\theta x N_r x N_z$	Gradientes de temperatura en el receptor [K]					
	$\Delta T_{ge} _{r_m, z_{out}}^{\theta_{135}-\theta_{315}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$	$\Delta T_a _{r_m, z_{out}}^{\theta_{135}-\theta_{315}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$
14x23x77	2.3 (4.17)	3.9 (2.50)	6.1 (1.61)	16.5 (0.60)	4.8 (4.35)	23.1 (0.43)
30x23x77	2.4 (4.15)	4.0 (0.00)	6.2 (0.00)	16.6 (0.61)	4.6 (0.00)	23.2 (0.43)
46x23x77	2.3 (0.00)	4.0 (0.00)	6.2 (0.00)	16.5 (0.00)	4.6 (0.00)	23.3 (0.00)
62x23x77	2.3 (0.00)	4.0 (0.00)	6.2 (0.00)	16.5 (0.00)	4.6 (0.00)	23.3 (0.00)
78x23x77	2.3 (- -)	4.0 (- -)	6.2 (- -)	16.5 (- -)	4.6 (- -)	23.3 (- -)

$N_\theta x N_r x N_z$	Variables características en el fluido caloportador					
	$\Delta T_f^{z_{out}-z_{in}} [K]$	$\Delta P_f^{z_{out}-z_{in}} [bar]$	$\Delta Re_f^{z_{out}-z_{in}} [-]$	$T_f^{z_m} [K]$	$\overline{Re}_f [-]$	$\overline{Nu}_f [-]$
14x23x77	21.7 (0.46)	0.125 (0.00)	31479.3 (0.38)	630.9 (0.00)	$6.896 \cdot 10^5$ (0.01)	1167.0 (0.03)
30x23x77	21.8 (0.46)	0.125 (0.00)	31600.0 (0.32)	630.9 (0.00)	$6.896 \cdot 10^5$ (0.01)	1166.7 (0.02)
46x23x77	21.9 (0.00)	0.125 (0.00)	31702.6 (0.05)	630.9 (0.00)	$6.895 \cdot 10^5$ (0.00)	1166.5 (0.00)
62x23x77	21.9 (0.00)	0.125 (0.00)	31685.2 (0.01)	630.9 (0.00)	$6.895 \cdot 10^5$ (0.00)	1166.5 (0.00)
78x23x77	21.9 (- -)	0.125 (- -)	31688.5 (- -)	630.9 (- -)	$6.857 \cdot 10^5$ (- -)	1166.5 (- -)

$N_\theta x N_r x N_z$	Energía transferida en las fronteras del receptor y del fluido caloportador [W]					
	Q_{go}	Q_{gi}	Q_{ge}^{abs}	Q_{ao}	Q_{ai}	Q_f^{win}
14x23x77	-9781.4 (0.04)	-10244.4 (0.06)	463.0 (0.39)	$5.132 \cdot 10^4$ (0.37)	$5.081 \cdot 10^4$ (0.38)	$5.114 \cdot 10^4$ (0.37)
30x23x77	-9785.8 (0.03)	-10250.6 (0.05)	464.8 (0.49)	$5.151 \cdot 10^4$ (0.32)	$5.101 \cdot 10^4$ (1.29)	$5.133 \cdot 10^4$ (0.32)
46x23x77	-9788.5 (0.01)	-10255.6 (0.01)	467.1 (0.04)	$5.167 \cdot 10^4$ (0.05)	$5.167 \cdot 10^4$ (0.05)	$5.150 \cdot 10^4$ (0.05)
62x23x77	-9787.8 (0.01)	-10254.7 (0.00)	466.9 (0.06)	$5.165 \cdot 10^4$ (0.01)	$5.165 \cdot 10^4$ (0.01)	$5.147 \cdot 10^4$ (0.01)
78x23x77	-9788.3 (- -)	-10254.9 (- -)	466.6 (- -)	$5.165 \cdot 10^4$ (- -)	$5.165 \cdot 10^4$ (- -)	$5.148 \cdot 10^4$ (- -)

Tabla H.6: Análisis numérico de independencia de malla radial (captador #10–SHS).

$N_\theta x N_r x N_z$	Gradientes de temperatura en el receptor [K]					
	$\Delta T_{ge} _{r_m, z_{out}}^{\theta_{135}-\theta_{315}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$	$\Delta T_a _{r_m, z_{out}}^{\theta_{135}-\theta_{315}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$
46x03x77	2.3 (0.00)	4.0 (0.00)	6.2 (0.00)	16.4 (0.61)	4.6 (0.00)	23.3 (0.00)
46x05x77	2.3 (0.00)	4.0 (0.00)	6.2 (0.00)	16.5 (0.00)	4.6 (0.00)	23.3 (0.00)
46x11x77	2.3 (0.00)	4.0 (0.00)	6.2 (0.00)	16.5 (0.00)	4.6 (0.00)	23.3 (0.00)
46x17x77	2.3 (0.00)	4.0 (0.00)	6.2 (0.00)	16.5 (0.00)	4.6 (0.00)	23.3 (0.00)
46x23x77	2.3 (– –)	4.0 (– –)	6.2 (– –)	16.5 (– –)	4.6 (– –)	23.3 (– –)
$N_\theta x N_r x N_z$	Variables características en el fluido caloportador					
	$\Delta T_f^{z_{out}-z_{in}}$ [K]	$\Delta P_f^{z_{out}-z_{in}}$ [bar]	$\Delta Re_f^{z_{out}-z_{in}}$ [–]	$T_f^{z_m}$ [K]	\overline{Re}_f [–]	\overline{Nu}_f [–]
46x03x77	21.9 (0.00)	0.125 (0.00)	31700.5 (0.01)	630.9 (0.00)	$6.895 \cdot 10^5$ (0.00)	1166.5 (0.00)
46x05x77	21.9 (0.00)	0.125 (0.00)	31702.4 (0.00)	630.9 (0.00)	$6.895 \cdot 10^5$ (0.00)	1166.5 (0.00)
46x11x77	21.9 (0.00)	0.125 (0.00)	31702.6 (0.00)	630.9 (0.00)	$6.895 \cdot 10^5$ (0.00)	1166.5 (0.00)
46x17x77	21.9 (0.00)	0.125 (0.00)	31702.6 (0.00)	630.9 (0.00)	$6.895 \cdot 10^5$ (0.00)	1166.5 (0.00)
46x23x77	21.9 (– –)	0.125 (– –)	31702.6 (– –)	630.9 (– –)	$6.895 \cdot 10^5$ (– –)	1166.5 (– –)
$N_\theta x N_r x N_z$	Energía transferida en las fronteras del receptor y del fluido caloportador [W]					
	Q_{go}	Q_{gi}	Q_{ge}^{abs}	Q_{ao}	Q_{ai}	Q_f^{win}
46x03x77	–9792.1 (0.03)	–10259.1 (0.03)	467.1 (0.04)	$5.167 \cdot 10^4$ (0.01)	$5.167 \cdot 10^4$ (0.01)	$5.149 \cdot 10^4$ (0.01)
46x05x77	–9788.9 (0.00)	–10256.0 (0.00)	467.1 (0.04)	$5.167 \cdot 10^4$ (0.00)	$5.167 \cdot 10^4$ (0.00)	$5.150 \cdot 10^4$ (0.05)
46x11x77	–9788.5 (0.00)	–10255.6 (0.01)	467.1 (0.04)	$5.167 \cdot 10^4$ (0.00)	$5.167 \cdot 10^4$ (0.00)	$5.150 \cdot 10^4$ (0.05)
46x17x77	–9788.5 (0.00)	–10255.6 (0.01)	467.1 (0.04)	$5.167 \cdot 10^4$ (0.00)	$5.167 \cdot 10^4$ (0.00)	$5.150 \cdot 10^4$ (0.05)
46x23x77	–9788.5 (– –)	–10255.6 (– –)	467.1 (– –)	$5.167 \cdot 10^4$ (– –)	$5.167 \cdot 10^4$ (– –)	$5.150 \cdot 10^4$ (– –)

Tabla H.7: Análisis numérico de independencia de malla axial (captador #10–SHS).

$N_\theta x N_r x N_z$	Gradientes de temperatura en el receptor [K]					
	$\Delta T_{ge} _{r_m, z_{out}}^{\theta_{135}-\theta_{315}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$	$\Delta T_a _{r_m, z_{out}}^{\theta_{135}-\theta_{315}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$
46x05x09	2.3 (0.00)	4.0 (0.00)	6.2 (0.00)	16.5 (0.00)	4.6 (0.00)	23.3 (0.00)
46x05x26	2.3 (0.00)	4.0 (0.00)	6.2 (0.00)	16.5 (0.00)	4.6 (0.00)	23.3 (0.00)
46x05x43	2.3 (0.00)	4.0 (0.00)	6.2 (0.00)	16.5 (0.00)	4.6 (0.00)	23.3 (0.00)
46x05x60	2.3 (0.00)	4.0 (0.00)	6.2 (0.00)	16.5 (0.00)	4.6 (0.00)	23.3 (0.00)
46x05x77	2.3 (– –)	4.0 (– –)	6.2 (– –)	16.5 (– –)	4.6 (– –)	23.3 (– –)
$N_\theta x N_r x N_z$	Variables características en el fluido caloportador					
	$\Delta T_f^{z_{out}-z_{in}}$ [K]	$\Delta P_f^{z_{out}-z_{in}}$ [bar]	$\Delta Re_f^{z_{out}-z_{in}}$ [–]	$T_f^{z_m}$ [K]	\overline{Re}_f [–]	\overline{Nu}_f [–]
46x05x09	21.9 (0.00)	0.125 (0.00)	31688.1 (0.04)	631.1 (0.03)	$6.892 \cdot 10^5$ (0.04)	1167.1 (0.02)
46x05x26	21.9 (0.00)	0.125 (0.00)	31701.7 (0.00)	630.9 (0.00)	$6.895 \cdot 10^5$ (0.00)	1166.9 (0.02)
46x05x43	21.9 (0.00)	0.125 (0.00)	31702.3 (0.00)	630.9 (0.00)	$6.895 \cdot 10^5$ (0.00)	1166.7 (0.01)
46x05x60	21.9 (0.00)	0.125 (0.00)	31702.4 (0.00)	630.9 (0.00)	$6.895 \cdot 10^5$ (0.00)	1166.6 (0.01)
46x05x77	21.9 (– –)	0.125 (– –)	31702.4 (– –)	630.9 (– –)	$6.895 \cdot 10^5$ (– –)	1166.5 (– –)

$N_\theta x N_r x N_z$	Energía transferida en las fronteras del receptor y del fluido caloportador [W]					
	Q_{go}	Q_{gi}	Q_{ge}^{abs}	Q_{ao}	Q_{ai}	Q_f^{win}
46x05x09	-9811.9 (0.22)	-10279.0 (0.21)	467.1 (0.04)	$5.165 \cdot 10^4$ (0.04)	$5.165 \cdot 10^4$ (0.04)	$5.078 \cdot 10^4$ (1.39)
46x05x26	-9790.1 (0.01)	-10257.2 (0.01)	467.1 (0.04)	$5.167 \cdot 10^4$ (0.00)	$5.167 \cdot 10^4$ (0.00)	$5.150 \cdot 10^4$ (0.00)
46x05x43	-9789.2 (0.00)	-10256.3 (0.00)	467.1 (0.04)	$5.167 \cdot 10^4$ (0.00)	$5.167 \cdot 10^4$ (0.00)	$5.150 \cdot 10^4$ (0.00)
46x05x60	-9789.0 (0.00)	-10256.0 (0.00)	467.1 (0.04)	$5.167 \cdot 10^4$ (0.00)	$5.167 \cdot 10^4$ (0.00)	$5.150 \cdot 10^4$ (0.00)
46x05x77	-9788.9 (- -)	-10256.0 (- -)	467.1 (- -)	$5.167 \cdot 10^4$ (- -)	$5.167 \cdot 10^4$ (- -)	$5.150 \cdot 10^4$ (- -)

Tabla H.8: Análisis numérico de independencia de residual (captador #10–SHS).

R_ϕ^n	Gradientes de temperatura en el receptor [K]					
	$\Delta T_{ge} _{r_m, z_{out}}^{\theta_{135}-\theta_{315}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$	$\Delta T_a _{r_m, z_{out}}^{\theta_{135}-\theta_{315}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$
10^{-5}	2.3 (0.00)	3.9 (0.00)	5.7 (8.06)	16.4 (0.61)	4.6 (0.00)	21.7 (6.06)
10^{-6}	2.3 (0.00)	3.9 (2.50)	6.2 (0.00)	16.5 (0.00)	4.6 (0.00)	23.1 (0.86)
10^{-7}	2.3 (- -)	4.0 (- -)	6.2 (- -)	16.5 (- -)	4.6 (- -)	23.3 (- -)
10^{-8}	2.3 (0.00)	4.0 (0.00)	6.2 (0.00)	16.5 (0.00)	4.6 (0.00)	23.3 (0.00)
10^{-9}	2.3 (0.00)	4.0 (0.00)	6.2 (0.00)	16.5 (0.00)	4.6 (0.00)	23.3 (0.00)

R_ϕ^n	Variables características en el fluido caloportador					
	$\Delta T_f^{z_{out}-z_{in}}$ [K]	$\Delta P_f^{z_{out}-z_{in}}$ [bar]	$\Delta Re_f^{z_{out}-z_{in}}$ [-]	T_f^m [K]	\overline{Re}_f [-]	\overline{Nu}_f [-]
10^{-5}	21.3 (2.29)	0.125 (0.00)	30902.7 (2.32)	630.9 (0.00)	$6.896 \cdot 10^5$ (0.01)	1173.3 (0.50)
10^{-6}	21.8 (0.46)	0.125 (0.00)	31637.2 (0.19)	630.9 (0.00)	$6.895 \cdot 10^5$ (0.00)	1167.5 (0.04)
10^{-7}	21.9 (0.00)	0.125 (0.00)	31696.1 (0.02)	630.9 (0.00)	$6.895 \cdot 10^5$ (0.00)	1167.0 (0.01)
10^{-8}	21.9 (0.00)	0.125 (0.00)	31701.3 (0.00)	630.9 (0.00)	$6.895 \cdot 10^5$ (0.00)	1166.9 (0.01)
10^{-9}	21.9 (- -)	0.125 (- -)	31701.7 (- -)	630.9 (- -)	$6.895 \cdot 10^5$ (- -)	1166.9 (- -)

R_ϕ^n	Energía transferida en las fronteras del receptor y del fluido caloportador [W]					
	Q_{go}	Q_{gi}	Q_{ge}^{abs}	Q_{ao}	Q_{ai}	Q_f^{win}
10^{-5}	-9776.0 (0.14)	-10245.8 (0.11)	469.7 (0.54)	$5.168 \cdot 10^4$ (0.02)	$5.123 \cdot 10^4$ (0.81)	$5.034 \cdot 10^4$ (2.08)
10^{-6}	-9789.4 (0.01)	-10256.26(0.01)	467.2 (0.04)	$5.167 \cdot 10^4$ (0.00)	$5.165 \cdot 10^4$ (0.05)	$5.141 \cdot 10^4$ (0.16)
10^{-7}	-9790.1 (0.00)	-10257.2 (0.01)	467.1 (0.04)	$5.167 \cdot 10^4$ (0.00)	$5.167 \cdot 10^4$ (0.00)	$5.149 \cdot 10^4$ (0.01)
10^{-8}	-9790.1 (0.00)	-10257.2 (0.01)	467.1 (0.04)	$5.167 \cdot 10^4$ (0.00)	$5.167 \cdot 10^4$ (0.00)	$5.150 \cdot 10^4$ (0.00)
10^{-9}	-9790.1 (- -)	-10257.2 (- -)	467.1 (- -)	$5.167 \cdot 10^4$ (- -)	$5.167 \cdot 10^4$ (- -)	$5.150 \cdot 10^4$ (- -)

H.3 Lazo de captadores bajo la configuración un solo paso

El análisis numérico de independencia de malla y residual en el lazo completo de captadores de la instalación experimental DISS bajo la configuración un solo paso del periodo 2000–2003, se realiza para el caso #1 presentado en las tablas 6.27 y 6.28. Como criterio de convergencia se fija que el ERP respecto a la malla más densa o el residual más pequeño sea menor al 0.15 %, excepto en las variables de gradientes de temperatura axiales en el receptor y el fluido⁸⁷ y en el número de Nusselt

87 En el análisis de independencia de malla en dirección azimutal.

promedio⁸⁸ para los que se fija se fija un criterio del 0.5%. Este criterio, ligeramente más flexible se adopta debido a que: (i) en la independencia de malla en dirección azimutal, aunque se continúe con el refinamiento los gradientes de temperatura axiales fluctúan ligeramente (en torno a 0.1 K) sin alcanzar un valor final determinado, debido a la estocasticidad del método de trazado de rayos de MC; (ii) la influencia del número de Nusselt en las variables principales de modelado (presión y temperatura en el fluido y campo de temperaturas del receptor) es prácticamente despreciable.

Tabla H.9: Análisis numérico de independencia de malla azimutal (lazo completo de CCP).

$N_\theta x N_r x N_z$	Gradientes de temperatura en el receptor [K]							
	$\Delta T_{ge} _{r_m, z_{out}}^{\theta_{45}-\theta_{225}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$	$\Delta T_a _{r_m, z_{out}}^{\theta_{45}-\theta_{225}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$		
14x23x1320	6.3 (4.55)	3.5 (0.00)	43.7 (0.46)	16.7 (2.45)	5.1 (8.51)	100.3 (0.30)		
30x23x1320	6.6 (0.00)	3.5 (0.00)	43.9 (0.23)	16.3 (0.62)	4.7 (0.00)	100.6 (0.10)		
<u>46x23x1320</u>	<u>6.6 (0.00)</u>	<u>3.5 (0.00)</u>	<u>44.0 (0.46)</u>	<u>16.2 (0.00)</u>	<u>4.7 (0.00)</u>	<u>100.7 (0.30)</u>		
62x23x1320	6.6 (0.00)	3.5 (0.00)	43.8 (0.23)	16.2 (0.00)	4.7 (0.00)	100.4 (0.20)		
78x23x1320	6.6 (- -)	3.5 (- -)	43.9 (- -)	16.2 (- -)	4.7 (- -)	100.6 (- -)		
$N_\theta x N_r x N_z$	Variables características en el fluido caloportador							
	$\Delta T_f^{z_{out}-z_{in}} [K]$	$\Delta P_f^{z_{out}-z_{in}} [bar]$	$\Delta Re_f^{z_{out}-z_{in}} [-]$	$T_f^{z_m} [K]$	$\overline{Re}_f [-]$	$\overline{Nu}_f [-]$		
14x23x1320	93.1 (0.32)	0.9622 (0.10)	542373.8 (0.08)	585.5 (0.00)	$5.522 \cdot 10^5$ (1.53)	1786.5 (0.55)		
30x23x1320	93.4 (0.11)	0.9532 (0.03)	541946.2 (0.03)	585.5 (0.00)	$5.523 \cdot 10^5$ (0.01)	1796.4 (0.19)		
<u>46x23x1320</u>	<u>93.5 (0.32)</u>	<u>0.9635 (0.09)</u>	<u>541809.6 (0.07)</u>	<u>585.5 (0.00)</u>	<u>$5.523 \cdot 10^5$ (0.02)</u>	<u>1793.0 (0.29)</u>		
62x23x1320	93.2 (0.11)	0.9625 (0.04)	542214.4 (0.03)	585.5 (0.00)	$5.522 \cdot 10^5$ (0.01)	1798.2 (0.02)		
78x23x1320	93.3 (- -)	0.9630 (- -)	542029.5 (- -)	585.5 (- -)	$5.523 \cdot 10^5$ (- -)	1798.5 (- -)		
$N_\theta x N_r x N_z$	Energía transferida en las fronteras del receptor y del fluido caloportador [kW]							
	Q_{go}	Q_{gi}	Q_{ge}^{abs}	Q_{ao}	Q_{ai}	Q_f^{win}		
14x23x1320	-126.1 (0.00)	-130.4 (0.08)	4.3 (0.00)	1112.1 (0.06)	1112.1 (0.06)	1111.2 (0.07)		
30x23x1320	-126.1 (0.00)	-130.5 (0.00)	4.3 (0.00)	1112.8 (0.02)	1112.8 (0.02)	1112.0 (0.02)		
<u>46x23x1320</u>	<u>-126.1 (0.00)</u>	<u>-130.5 (0.08)</u>	<u>4.3 (0.00)</u>	<u>1113.0 (0.05)</u>	<u>1113.0 (0.05)</u>	<u>1112.2 (0.06)</u>		
62x23x1320	-126.1 (0.00)	-130.4 (0.08)	4.3 (0.00)	1112.4 (0.03)	1112.4 (0.03)	1111.5 (0.03)		
78x23x1320	-126.1 (- -)	-130.5 (- -)	4.3 (- -)	1112.7 (- -)	1112.7 (- -)	1111.8 (- -)		
$N_\theta x N_r x N_z$	Longitud relativa de los patrones de flujo (%)							
	SCL	SCLNB	INT ₁	SL	INT ₂	A	DO	SHS
14x23x1320	10.97 (0.04)	2.15 (0.04)	0.26 (0.00)	21.46 (0.04)	14.32 (0.00)	32.49 (0.00)	5.53 (0.04)	12.82 (0.08)
30x23x1320	10.93 (0.00)	2.19 (0.00)	0.26 (0.00)	21.42 (0.00)	14.32 (0.00)	32.49 (0.00)	5.49 (0.00)	12.90 (0.00)
<u>46x23x1320</u>	<u>10.93 (0.00)</u>	<u>2.19 (0.00)</u>	<u>0.26 (0.00)</u>	<u>21.42 (0.04)</u>	<u>14.32 (0.00)</u>	<u>32.49 (0.00)</u>	<u>5.49 (0.04)</u>	<u>12.90 (0.08)</u>
62x23x1320	10.93 (0.00)	2.19 (0.00)	0.26 (0.00)	21.46 (0.04)	14.32 (0.00)	32.49 (0.00)	5.53 (0.04)	12.82 (0.00)
78x23x1320	10.93 (- -)	2.19 (- -)	0.26 (- -)	21.42 (- -)	14.32 (- -)	32.49 (- -)	5.57 (- -)	12.82 (- -)

88 En el análisis de independencia de malla en dirección azimutal y axial.

Tabla H.10: Análisis numérico de independencia de malla radial (lazo completo de CCP).

$N_\theta x N_r x N_z$	Gradientes de temperatura en el receptor [K]							
	$\Delta T_{ge} _{r_m, z_{out}}^{\theta_{45}-\theta_{225}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$	$\Delta T_a _{r_m, z_{out}}^{\theta_{45}-\theta_{225}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$		
46x03x1320	10.8 (0.93)	3.8 (0.00)	47.2 (0.00)	27.1 (0.00)	4.8 (2.13)	104.6 (0.10)		
<u>46x05x1320</u>	<u>10.7 (0.00)</u>	<u>3.8 (0.00)</u>	<u>47.2 (0.00)</u>	<u>27.1 (0.00)</u>	<u>4.7 (0.00)</u>	<u>104.7 (0.00)</u>		
46x11x1320	10.7 (0.00)	3.8 (0.00)	47.2 (0.00)	27.1 (0.00)	4.7 (0.00)	104.7 (0.00)		
46x17x1320	10.7 (0.00)	3.8 (0.00)	47.2 (0.00)	27.1 (0.00)	4.7 (0.00)	104.7 (0.00)		
46x23x1320	10.7 (- -)	3.8 (- -)	47.2 (- -)	27.1 (- -)	4.7 (- -)	104.7 (- -)		
$N_\theta x N_r x N_z$	Variables características en el fluido caloportador							
	$\Delta T_f^{z_{out}-z_{in}} [K]$	$\Delta P_f^{z_{out}-z_{in}} [bar]$	$\Delta Re_f^{z_{out}-z_{in}} [-]$	$T_f^z [K]$	$\overline{Re}_f [-]$	$\overline{Nu}_f [-]$		
46x03x1320	92.7 (0.11)	0.962 (0.00)	$5.429 \cdot 10^5$ (0.01)	585.5 (0.00)	$5.521 \cdot 10^5$ (0.00)	1037.0 (1.03)		
<u>46x05x1320</u>	<u>92.8 (0.00)</u>	<u>0.962 (0.00)</u>	<u>$5.429 \cdot 10^5$ (0.00)</u>	<u>585.5 (0.00)</u>	<u>$5.521 \cdot 10^5$ (0.00)</u>	<u>1048.3 (0.03)</u>		
46x11x1320	92.8 (0.00)	0.962 (0.00)	$5.429 \cdot 10^5$ (0.00)	585.5 (0.00)	$5.521 \cdot 10^5$ (0.00)	<u>1048.6 (0.03)</u>		
46x17x1320	92.8 (0.00)	0.962 (0.00)	$5.429 \cdot 10^5$ (0.00)	585.5 (0.00)	$5.521 \cdot 10^5$ (0.00)	<u>1048.9 (0.07)</u>		
46x23x1320	92.8 (- -)	0.962 (- -)	$5.429 \cdot 10^5$ (- -)	585.5 (- -)	$5.521 \cdot 10^5$ (- -)	1048.2 (- -)		
$N_\theta x N_r x N_z$	Energía transferida en las fronteras del receptor y del fluido caloportador [kW]							
	Q_{go}	Q_{gi}	Q_{ge}^{abs}	Q_{ao}	Q_{ai}	Q_f^{win}		
46x03x1320	-128.0 (0.08)	-132.3 (0.08)	4.3 (0.00)	1111.2 (0.01)	1111.2 (0.01)	1110.4 (0.01)		
<u>46x05x1320</u>	<u>-127.9 (0.00)</u>	<u>-132.2 (0.00)</u>	<u>4.3 (0.00)</u>	<u>1111.3 (0.00)</u>	<u>1111.3 (0.00)</u>	<u>1110.5 (0.00)</u>		
46x11x1320	-127.9 (0.00)	-132.2 (0.00)	4.3 (0.00)	1111.3 (0.00)	1111.3 (0.00)	1110.5 (0.01)		
46x17x1320	-127.9 (0.00)	-132.2 (0.00)	4.3 (0.00)	1111.3 (0.00)	1111.3 (0.00)	1110.5 (0.00)		
46x23x1320	-127.9 (- -)	-132.2 (- -)	4.3 (- -)	1111.3 (- -)	1111.3 (- -)	1110.4 (- -)		
$N_\theta x N_r x N_z$	Longitud relativa de los patrones de flujo (%)							
	SCL	SCLNB	INT ₁	SL	INT ₂	A	DO	SHS
46x03x1320	8.17 (0.10)	5.67 (0.09)	0.38 (0.09)	22.40 (0.10)	13.46 (0.00)	32.98 (0.00)	3.46 (0.00)	13.48 (0.02)
<u>46x05x1320</u>	<u>8.27 (0.00)</u>	<u>5.58 (0.00)</u>	<u>0.29 (0.00)</u>	<u>22.50 (0.00)</u>	<u>13.46 (0.00)</u>	<u>32.98 (0.00)</u>	<u>3.46 (0.00)</u>	<u>13.46 (0.00)</u>
46x11x1320	8.27 (0.00)	5.58 (0.00)	0.29 (0.00)	22.50 (0.00)	13.46 (0.00)	32.98 (0.00)	3.46 (0.00)	13.46 (0.00)
46x17x1320	8.27 (0.00)	5.58 (0.00)	0.29 (0.00)	22.50 (0.00)	13.46 (0.00)	32.98 (0.00)	3.46 (0.00)	13.46 (0.00)
46x23x1320	8.27 (- -)	5.58 (- -)	0.29 (- -)	22.50 (- -)	13.46 (- -)	32.98 (- -)	3.46 (- -)	13.46 (- -)

Tabla H.11: Análisis numérico de independencia de malla axial (lazo completo de CCP).

$N_\theta x N_r x N_z$	Gradientes de temperatura en el receptor [K]					
	$\Delta T_{ge} _{r_m, z_{out}}^{\theta_{45}-\theta_{225}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$	$\Delta T_a _{r_m, z_{out}}^{\theta_{45}-\theta_{225}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$
46x05x096	10.7 (0.00)	3.8 (0.00)	47.2 (0.00)	27.1 (0.00)	4.7 (0.00)	104.6 (0.10)
<u>46x05x402</u>	<u>10.7 (0.00)</u>	<u>3.8 (0.00)</u>	<u>47.2 (0.00)</u>	<u>27.1 (0.00)</u>	<u>4.7 (0.00)</u>	<u>104.7 (0.00)</u>
46x05x708	10.7 (0.00)	3.8 (0.00)	47.2 (0.00)	27.1 (0.00)	4.7 (0.00)	104.7 (0.00)
46x05x1014	10.7 (0.00)	3.8 (0.00)	47.2 (0.00)	27.1 (0.00)	4.7 (0.00)	104.7 (0.00)
46x05x1320	10.7 (- -)	3.8 (- -)	47.2 (- -)	27.1 (- -)	4.7 (- -)	104.7 (- -)

$N_\theta x N_r x N_z$	Variables características en el fluido caloportador							
	$\Delta T_f^{z_{out}-z_{in}} [K]$	$\Delta P_f^{z_{out}-z_{in}} [bar]$	$\Delta Re_f^{z_{out}-z_{in}} [-]$	$T_f^{z_m} [K]$	$\overline{Re}_f [-]$	$\overline{Nu}_f [-]$		
46x03x1320	92.7 (0.11)	0.965 (0.31)	$5.429 \cdot 10^5$ (0.00)	585.5 (0.00)	$5.495 \cdot 10^5$ (0.39)	1007.0 (3.30)		
<u>46x05x1320</u>	<u>92.8 (0.00)</u>	<u>0.962 (0.00)</u>	<u>$5.429 \cdot 10^5$ (0.00)</u>	<u>585.5 (0.00)</u>	<u>$5.516 \cdot 10^5$ (0.06)</u>	<u>1041.3 (0.29)</u>		
46x11x1320	92.8 (0.00)	0.962 (0.00)	$5.429 \cdot 10^5$ (0.00)	585.5 (0.00)	$5.519 \cdot 10^5$ (0.00)	1044.4 (0.50)		
46x17x1320	92.8 (0.00)	0.962 (0.00)	$5.429 \cdot 10^5$ (0.00)	585.5 (0.00)	$5.520 \cdot 10^5$ (0.00)	1049.6 (0.12)		
46x23x1320	92.8 (- -)	0.962 (- -)	$5.429 \cdot 10^5$ (- -)	585.5 (- -)	$5.521 \cdot 10^5$ (- -)	1048.3 (- -)		
$N_\theta x N_r x N_z$	Energía transferida en las fronteras del receptor y del fluido caloportador [kW]							
	Q_{go}	Q_{gi}	Q_{ge}^{abs}	Q_{ao}	Q_{ai}	Q_f^{win}		
46x03x1320	-127.9 (0.00)	-132.3 (0.08)	4.3 (0.00)	1111.2 (0.01)	1111.2 (0.01)	1108.2 (0.19)		
<u>46x05x1320</u>	<u>-127.9 (0.00)</u>	<u>-132.2 (0.00)</u>	<u>4.3 (0.00)</u>	<u>1111.3 (0.00)</u>	<u>1111.3 (0.00)</u>	<u>1110.3 (0.01)</u>		
46x11x1320	-127.9 (0.00)	-132.2 (0.00)	4.3 (0.00)	1111.3 (0.00)	1111.3 (0.00)	1110.4 (0.01)		
46x17x1320	-127.9 (0.00)	-132.2 (0.00)	4.3 (0.00)	1111.3 (0.00)	1111.3 (0.00)	1110.5 (0.00)		
46x23x1320	-127.9 (- -)	-132.2 (- -)	4.3 (- -)	1111.3 (- -)	1111.3 (- -)	1110.5 (- -)		
$N_\theta x N_r x N_z$	Longitud relativa de los patrones de flujo (%)							
	SCL	SCLNB	INT ₁	SL	INT ₂	A	DO	SHS
46x03x1320	8.75 (0.63)	5.00 (0.63)	0.00 (0.31)	22.50 (0.00)	13.75 (0.31)	32.50 (0.63)	3.75 (0.31)	13.75 (0.32)
<u>46x05x1320</u>	<u>8.12 (0.09)</u>	<u>5.63 (0.08)</u>	<u>0.18 (0.13)</u>	<u>22.50 (0.00)</u>	<u>13.44 (0.05)</u>	<u>33.13 (0.09)</u>	<u>3.44 (0.13)</u>	<u>13.43 (0.03)</u>
46x11x1320	8.21 (0.04)	5.71 (0.09)	0.31 (0.07)	22.50 (0.00)	13.39 (0.11)	33.04 (0.16)	3.57 (0.07)	13.40 (0.10)
46x17x1320	8.25 (0.02)	5.62 (0.04)	0.25 (0.04)	22.50 (0.00)	13.50 (0.04)	32.88 (0.10)	3.50 (0.04)	13.50 (0.04)
46x23x1320	8.27 (- -)	5.58 (- -)	0.29 (- -)	22.50 (- -)	13.46 (- -)	32.98 (- -)	3.46 (- -)	13.46 (- -)

Tabla H.12: Análisis numérico de independencia de residual (lazo completo de CCP).

R_ϕ^n	Gradientes de temperatura en el receptor [K]					
	$\Delta T_{ge} _{r_m, z_{out}}^{\theta_{45}-\theta_{225}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_{ge} _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$	$\Delta T_a _{r_m, z_{out}}^{\theta_{45}-\theta_{225}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, z_{out}}^{r_{ao}-r_{ai}}$	$\Delta T_a _{\theta_{180}, r_m}^{z_{out}-z_{in}}$
10^{-5}	10.7 (0.00)	3.8 (0.00)	47.3 (0.21)	27.1 (0.00)	4.7 (0.00)	104.8 (0.10)
<u>10^{-6}</u>	<u>10.7 (0.00)</u>	<u>3.8 (0.00)</u>	<u>47.2 (0.00)</u>	<u>27.1 (0.00)</u>	<u>4.7 (0.00)</u>	<u>104.7 (0.00)</u>
10^{-7}	10.7 (0.00)	3.8 (0.00)	47.2 (0.00)	27.1 (0.00)	4.7 (0.00)	104.7 (0.00)
10^{-8}	10.7 (0.00)	3.8 (0.00)	47.2 (0.00)	27.1 (0.00)	4.7 (0.00)	104.7 (0.00)
10^{-9}	10.7 (- -)	3.8 (- -)	47.2 (- -)	27.1 (- -)	4.7 (- -)	104.7 (- -)
R_ϕ^n	Variables características en el fluido caloportador					
	$\Delta T_f^{z_{out}-z_{in}} [K]$	$\Delta P_f^{z_{out}-z_{in}} [bar]$	$\Delta Re_f^{z_{out}-z_{in}} [-]$	$T_f^{z_m} [K]$	$\overline{Re}_f [-]$	$\overline{Nu}_f [-]$
10^{-5}	92.9 (0.11)	0.962 (0.00)	$5.427 \cdot 10^5$ (0.00)	585.5 (0.00)	$5.516 \cdot 10^5$ (0.00)	1040.1 (0.12)
<u>10^{-6}</u>	<u>92.8 (0.00)</u>	<u>0.962 (0.00)</u>	<u>$5.429 \cdot 10^5$ (0.00)</u>	<u>585.5 (0.00)</u>	<u>$5.516 \cdot 10^5$ (0.00)</u>	<u>1041.3 (0.01)</u>
10^{-7}	92.8 (0.00)	0.962 (0.00)	$5.429 \cdot 10^5$ (0.00)	585.5 (0.00)	$5.516 \cdot 10^5$ (0.00)	1041.4 (0.00)
10^{-8}	92.8 (0.00)	0.962 (0.00)	$5.429 \cdot 10^5$ (0.00)	585.5 (0.00)	$5.516 \cdot 10^5$ (0.00)	1041.4 (0.00)
10^{-9}	92.8 (- -)	0.962 (- -)	$5.429 \cdot 10^5$ (- -)	585.5 (- -)	$5.516 \cdot 10^5$ (- -)	1041.4 (- -)

R_ϕ^n	Energía transferida en las fronteras del receptor y del fluido caloportador [kW]					
	Q_{go}	Q_{gi}	Q_{ge}^{abs}	Q_{ao}	Q_{ai}	Q_f^{win}
10^{-5}	-127.9 (0.00)	-132.2 (0.00)	4.3 (0.00)	1111.3 (0.00)	1111.3 (0.00)	1110.5 (0.00)
<u>10^{-6}</u>	<u>-127.9 (0.00)</u>	<u>-132.2 (0.00)</u>	<u>4.3 (0.00)</u>	<u>1111.3 (0.00)</u>	<u>1111.3 (0.00)</u>	<u>1110.5 (0.00)</u>
10^{-7}	-127.9 (0.00)	-132.2 (0.00)	4.3 (0.00)	1111.3 (0.00)	1111.3 (0.00)	1110.5 (0.00)
10^{-8}	-127.9 (0.00)	-132.2 (0.00)	4.3 (0.00)	1111.3 (0.00)	1111.3 (0.00)	1110.5 (0.00)
10^{-9}	-127.9 (- -)	-132.2 (- -)	4.3 (- -)	1111.3 (- -)	1111.3 (- -)	1110.5 (- -)

R_ϕ^n	Longitud relativa de los patrones de flujo (%)							
	SCL	SCLNB	INT ₁	SL	INT ₂	A	DO	SHS
10^{-5}	8.12(0.00)	5.63(0.00)	0.31(0.00)	22.50(0.00)	13.44(0.00)	33.13(0.00)	3.44(0.00)	13.43(0.00)
<u>10^{-6}</u>	<u>8.12(0.00)</u>	<u>5.63(0.00)</u>	<u>0.31(0.00)</u>	<u>22.50(0.00)</u>	<u>13.44(0.00)</u>	<u>33.13(0.00)</u>	<u>3.44(0.00)</u>	<u>13.43(0.00)</u>
10^{-7}	8.12(0.00)	5.63(0.00)	0.31(0.00)	22.50(0.00)	13.44(0.00)	33.13(0.00)	3.44(0.00)	13.43(0.00)
10^{-8}	8.12(0.00)	5.63(0.00)	0.31(0.00)	22.50(0.00)	13.44(0.00)	33.13(0.00)	3.44(0.00)	13.43(0.00)
10^{-9}	8.12(- -)	5.63(- -)	0.31(- -)	22.50(- -)	13.44(- -)	33.13(- -)	3.44(- -)	13.43(- -)

Apéndice I

Resultados de las simulaciones en regiones monofásicas de la instalación DISS

En el apéndice actual se presentan los resultados numéricos detallados de las simulaciones derivadas del análisis de sensibilidad de los parámetros de las variables del factor corrector del CTC presentado en la Ec. (6.30) considerando la correlación de Gnielinski [115] para el CTC y la de Konakov [201] en el coeficiente de fricción asociado.

En la sección I.1 se presentan los resultados del análisis de sensibilidad del factor multiplicador (M) del FC del CTC en el rango $[0, -0.75]$ y manteniendo constante el exponente ($n=1.0$). En la segunda sección I.2. los resultados se corresponden al análisis de sensibilidad manteniendo constante el factor multiplicador en su valor mínimo ($M=-0.75$) y variando el exponente n en el rango $[1.0, 2.5]$.

En ambas secciones los resultados de transferencia de calor se presentan a nivel de gradiente térmico del fluido entrada-salida y de la eficiencia global. Mientras que para la distribución de temperaturas en el absorbedor se analizan los gradientes térmicos A-H, máximo y la temperatura en la posición superior

I.1 Análisis de sensibilidad del multiplicador M en el FC del CTC

Tabla I.1: Gradiente térmico (K) del fluido para diferentes FC del CTC ($n=1.0$; $M=[0.00, -0.75]$).

Caso	Exp.	$M=0.00$ ($\xi_r, \%$)		$M=-0.25$ ($\xi_r, \%$)		$M=-0.5$ ($\xi_r, \%$)		$M=-0.75$ ($\xi_r, \%$)	
1	52.6	51.4	(-2.3)	51.4	(-2.3)	51.3	(-2.5)	51.3	(-2.5)
2	65.2	68.0	(4.3)	68.0	(4.3)	67.9	(4.1)	67.9	(4.1)
3	45.2	43.6	(-3.5)	43.5	(-3.8)	43.5	(-3.8)	43.4	(-4.0)
4	32.4	30.9	(-4.6)	30.8	(-4.9)	30.7	(-5.2)	30.6	(-5.6)
5	25.0	25.3	(1.2)	25.2	(0.8)	25.2	(0.8)	25.0	(0.0)
6	20.1	21.9	(9.0)	21.8	(8.5)	21.7	(8.0)	21.6	(7.5)
ξ_{r-SCL}^{mean}		(3.4)		(3.5)		(3.5)		(3.5)	
$ \xi_{r-SHS}^{mean} $		(4.9)		(4.7)		(4.7)		(4.4)	

Tabla I.2: Eficiencia global (-) para diferentes FC del CTC ($n=1.0$; $M=[0.00, -0.75]$).

Caso	Exp.	M=0.00 ($\xi_r, \%$)	M=-0.25 ($\xi_r, \%$)	M=-0.5 ($\xi_r, \%$)	M=-0.75 ($\xi_r, \%$)
1	0.627	0.612 (-2.4)	0.612 (-2.4)	0.612 (-2.4)	0.611 (-2.6)
2	0.595	0.621 (4.4)	0.621 (4.4)	0.620 (4.2)	0.620 (4.2)
3	0.568	0.546 (-3.9)	0.545 (-4.0)	0.545 (-4.0)	0.543 (-4.4)
4	0.501	0.480 (-4.2)	0.479 (-4.4)	0.478 (-4.6)	0.476 (-5.0)
5	0.433	0.438 (1.2)	0.437 (0.9)	0.436 (0.7)	0.434 (0.2)
6	0.384	0.415 (8.1)	0.414 (7.8)	0.412 (7.3)	0.410 (6.8)
ξ_{r-SCL}^{mean}		(3.6)	(3.6)	(3.5)	(3.7)
$ \xi_{r-SHS}^{mean} $		(4.5)	(4.4)	(4.2)	(4.0)

Tabla I.3: Gradiente térmico (K) del absorbador (A-H) en STE#1 (SCL) y STE#40 (SHS) para diferentes FC del CTC ($n=1.0$; $M=[0.00, -0.75]$).

Caso	Exp.	M=0.00 ($\xi_r, \%$)	M=-0.25 ($\xi_r, \%$)	M=-0.5 ($\xi_r, \%$)	M=-0.75 ($\xi_r, \%$)
1	15.2	13.7 (-9.9)	16.0 (5.3)	19.3 (27.0)	24.8 (63.2)
2	22.1	17.2 (-22.2)	20.2 (-8.6)	24.7 (11.8)	32.4 (46.6)
3	14.8	13.4 (-9.5)	15.7 (6.1)	19.2 (29.7)	25.6 (73.0)
4	28.5	21.6 (-24.2)	25.0 (-12.3)	30.0 (5.3)	37.7 (32.3)
5	25.2	20.1 (-20.2)	23.4 (-7.1)	28.4 (12.7)	36.5 (44.8)
6	23.2	18.8 (-19.0)	21.8 (-6.0)	26.3 (13.4)	33.9 (46.1)
ξ_{r-SCL}^{mean}		(13.9)	(6.7)	(22.8)	(60.9)
$ \xi_{r-SHS}^{mean} $		(21.1)	(8.5)	(10.5)	(41.1)

Tabla I.4: Gradiente térmico (K) máximo del absorbador en STE#1 (SCL) y STE#40 (SHS) para diferentes FC del CTC ($n=1.0$; $M=[0.00, -0.75]$).

Caso	Exp.	M=0.00 ($\xi_r, \%$)	M=-0.25 ($\xi_r, \%$)	M=-0.5 ($\xi_r, \%$)	M=-0.75 ($\xi_r, \%$)
1	23.2	13.9 (-40.1)	16.1 (-30.6)	19.5 (-15.9)	25.1 (8.2)
2	28.1	17.3 (-38.4)	20.3 (-27.8)	24.8 (-11.7)	32.4 (15.3)
3	23.5	13.6 (-42.1)	15.9 (-32.3)	19.5 (-17.0)	25.9 (10.2)
4	33.5	21.6 (-35.5)	25.0 (-25.4)	30.0 (-10.4)	37.7 (12.5)
5	31.7	20.1 (-36.6)	23.5 (-25.9)	28.4 (-10.4)	36.5 (15.1)
6	29.6	18.9 (-36.1)	21.9 (-26.0)	26.4 (-10.8)	33.9 (14.5)
$ \xi_{r-SCL}^{mean} $		(40.2)	(30.2)	(14.9)	(11.2)
$ \xi_{r-SHS}^{mean} $		(36.1)	(25.8)	(10.5)	(14.0)

Tabla I.5: Temperatura (K) mínima (termocupla A) del absorbedor en STE#1 (SCL) y STE#40 (SHS) para diferentes FC del CTC ($n=1.0$; $M=[0.00, -0.75]$).

Caso	Exp.	M=0.00 ($\Delta T_a^{A exp, NM}$, K)		M=-0.25 ($\Delta T_a^{A exp, NM}$, K)		M=-0.50 ($\Delta T_a^{A exp, NM}$, K)		M=-0.75 ($\Delta T_a^{A exp, NM}$, K)	
1	469.7	467.0	(-2.7)	467.1	(-2.6)	467.3	(-2.4)	467.6	(-2.1)
2	380.5	374.2	(-6.3)	374.5	(-6.0)	374.9	(-5.6)	375.5	(-5.0)
3	537.2	536.0	(-1.2)	536.1	(-1.1)	536.3	(-0.9)	536.5	(-0.7)
4	559.2	555.6	(-3.6)	556.1	(-3.1)	556.8	(-2.4)	558.0	(-1.2)
5	605.1	602.4	(-2.7)	602.7	(-2.4)	603.2	(-1.9)	604.0	(-1.1)
6	644.7	642.5	(-2.2)	642.7	(-2.0)	643.1	(-1.6)	643.6	(-1.1)
$\overline{\Delta T_a^{A exp, NM}}_{SCL}$		(3.4)		(3.2)		(3.0)		(2.6)	
$\overline{\Delta T_a^{A exp, NM}}_{SHS}$		(2.8)		(2.5)		(2.0)		(1.1)	

I.2 Análisis de sensibilidad del exponente n en el FC del CTC

Tabla I.6: Gradiente térmico (K) del fluido para diferentes FC del CTC ($n=[1.0, 2.5]$; $M=-0.75$).

Caso	Exp.	n=1.0 (ξ_r , %)		n=1.5 (ξ_r , %)		n=2.0 (ξ_r , %)		n=2.5 (ξ_r , %)	
1	52.6	51.3	(-2.5)	51.3	(-2.5)	51.3	(-2.5)	51.3	(-2.5)
2	65.2	67.9	(4.1)	67.9	(4.1)	67.9	(4.1)	67.9	(4.1)
3	45.2	43.4	(-4.0)	43.4	(-4.0)	43.4	(-4.0)	43.5	(-3.8)
4	32.4	30.6	(-5.6)	30.7	(-5.2)	30.7	(-5.2)	30.7	(-5.2)
5	25.0	25.0	(0.0)	25.1	(0.4)	25.1	(0.4)	25.1	(0.4)
6	20.1	21.6	(7.5)	21.6	(7.5)	21.7	(8.0)	21.7	(8.0)
ξ_{r-SCL}^{mean}		(3.5)		(3.5)		(3.5)		(3.5)	
$ \xi_{r-SHS}^{mean} $		(4.4)		(4.4)		(4.5)		(4.5)	

Tabla I.7: Eficiencia global (-) del fluido para diferentes FC del CTC ($n=[1.0, 2.5]$; $M=-0.75$).

Caso	Exp.	n=1.0 (ξ_r , %)		n=1.5 (ξ_r , %)		n=2.0 (ξ_r , %)		n=2.5 (ξ_r , %)	
1	0.627	0.611	(-2.6)	0.611	(-2.6)	0.611	(-2.6)	0.612	(-2.4)
2	0.595	0.620	(4.2)	0.620	(4.2)	0.620	(4.2)	0.620	(4.2)
3	0.568	0.543	(-4.4)	0.544	(-4.2)	0.544	(-4.2)	0.544	(-4.2)
4	0.501	0.476	(-5.0)	0.477	(-4.8)	0.477	(-4.8)	0.478	(-4.6)
5	0.433	0.434	(0.2)	0.434	(0.2)	0.435	(0.5)	0.435	(0.5)
6	0.384	0.410	(6.8)	0.411	(7.0)	0.411	(7.0)	0.412	(7.3)
ξ_{r-SCL}^{mean}		(3.7)		(3.7)		(3.7)		(3.6)	
$ \xi_{r-SHS}^{mean} $		(4.0)		(4.0)		(4.1)		(4.1)	

Tabla I.8: Gradiente térmico (K) del absorbedor (A-H) en STE#1 (SCL) y STE#40 (SHS) para diferentes FC del CTC ($n=[1.0,2.5]$; $M=-0.75$).

Caso	Exp.	n=1.0 ($\xi_r, \%$)		n=1.5 ($\xi_r, \%$)		n=2.0 ($\xi_r, \%$)		n=2.5 ($\xi_r, \%$)	
1	15.2	24.8	(63.2)	22.2	(46.1)	20.4	(34.2)	19.2	(26.3)
2	22.1	32.4	(46.6)	29.4	(33.0)	27.1	(22.6)	25.6	(15.8)
3	14.8	25.6	(73.0)	23.0	(55.4)	21.3	(43.9)	19.9	(34.5)
4	28.5	37.7	(32.3)	34.6	(21.4)	32.3	(13.3)	30.6	(7.4)
5	25.2	36.5	(44.8)	33.5	(32.9)	31.1	(23.4)	29.5	(17.1)
6	23.2	33.9	(46.1)	31.0	(33.6)	28.9	(24.6)	27.3	(17.7)
ξ_{r-SCL}^{mean}		(60.9)		(44.8)		(33.6)		(25.5)	
$ \xi_{r-SHS}^{mean} $		(41.1)		(29.3)		(20.4)		(14.1)	

Tabla I.9: Gradiente térmico (K) máximo del absorbedor en STE#1 (SCL) y STE#40 (SHS) para diferentes FC del CTC ($n=[1.0,2.5]$; $M=-0.75$).

Caso	Exp.	n=1.0 ($\xi_r, \%$)		n=1.5 ($\xi_r, \%$)		n=2.0 ($\xi_r, \%$)		n=2.5 ($\xi_r, \%$)	
1	23.2	25.1	(8.2)	22.6	(-2.6)	21.0	(-9.5)	19.9	(-14.2)
2	28.1	32.4	(15.3)	29.6	(5.3)	27.4	(-2.5)	26.0	(-7.5)
3	23.5	25.9	(10.2)	23.6	(0.4)	22.1	(-6.0)	20.9	(-11.1)
4	33.5	37.7	(12.5)	34.6	(3.3)	32.4	(-3.3)	30.7	(-8.4)
5	31.7	36.5	(15.1)	33.6	(6.0)	31.4	(-0.9)	29.8	(-6.0)
6	29.6	33.9	(14.5)	31.1	(5.1)	29.1	(-1.7)	27.6	(-6.8)
$ \xi_{r-SCL}^{mean} $		(11.2)		(2.8)		(6.0)		(10.9)	
$ \xi_{r-SHS}^{mean} $		(14.0)		(4.9)		(2.0)		(7.1)	

Tabla I.10: Temperatura (K) mínima (termocupla A) del absorbedor en STE#1 (SCL) y STE#40 (SHS) para diferentes FC del CTC ($n=[1.0,2.5]$; $M=-0.75$).

Caso	Exp.	n=1.0 ($\Delta T_a^A _{exp}^{NM}$)		n=1.5 ($\Delta T_a^A _{exp}^{NM}$)		n=2.0 ($\Delta T_a^A _{exp}^{NM}$)		n=2.5 ($\Delta T_a^A _{exp}^{NM}$)	
1	469.7	467.6	(-2.1)	467.5	(-2.2)	467.4	(-2.3)	467.3	(-2.4)
2	380.5	375.5	(-5.0)	375.2	(-5.3)	375.1	(-5.4)	374.9	(-5.6)
3	537.2	536.5	(-0.7)	536.4	(-0.8)	536.3	(-0.9)	536.3	(-0.9)
4	559.2	558.0	(-1.2)	557.4	(-1.8)	557.1	(-2.1)	556.9	(-2.3)
5	605.1	604.0	(-1.1)	603.6	(-1.5)	603.5	(-1.6)	603.3	(-1.8)
6	644.7	643.6	(-1.1)	643.4	(-1.3)	643.3	(-1.4)	643.2	(-1.5)
$\overline{\Delta T_a^A _{exp}^{NM}}_{SCL}$		(-2.6)		(-2.8)		(-2.9)		(-3.0)	
$\overline{\Delta T_a^A _{exp}^{NM}}_{SHS}$		(-1.1)		(-1.5)		(-1.7)		(-1.9)	

Apéndice J

Verificación del mapa de patrones de flujo bifásico y sus correlaciones del CTC y el factor de fricción

En este apéndice se verifica exitosamente el mapa de patrones de flujo bifásico con los originales [50,236] considerando los refrigerantes R-22 y R-410A para cuatro flujos de calor. También se verifican las correlaciones del CTC y del factor de fricción con los modelos numéricos planteados por estos [161,163,236,237]. En todos los casos se reproducen casi idénticamente los resultados de los autores, con ligeras diferencias en el CTC del *dry-out*. Esto se debe a que en la interpolación del modelo actual se considera el enfoque 3D del tubo frente al enfoque 1D del modelo original.

J.1 Refrigerante R-22

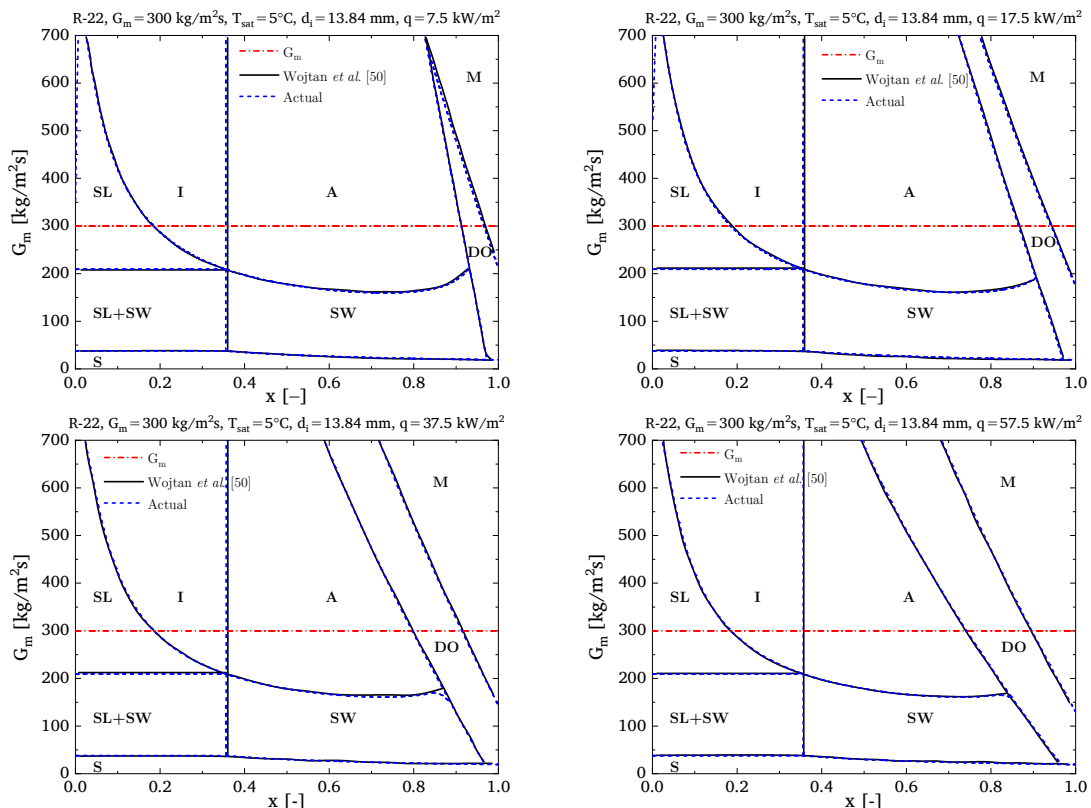


Figura J.1: Verificación del mapa de patrones de flujo bifásico considerando el refrigerante R-22.

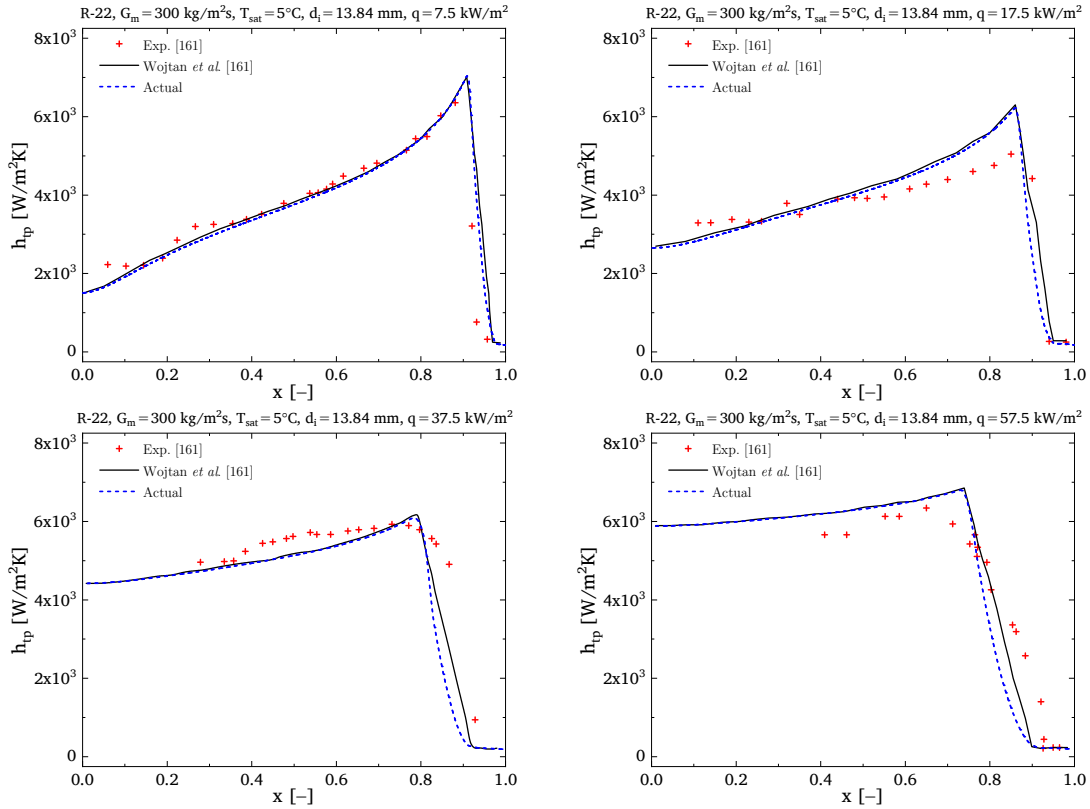


Figura J.2: Verificación y validación del coeficiente de transferencia de calor para el refrigerante R-22.

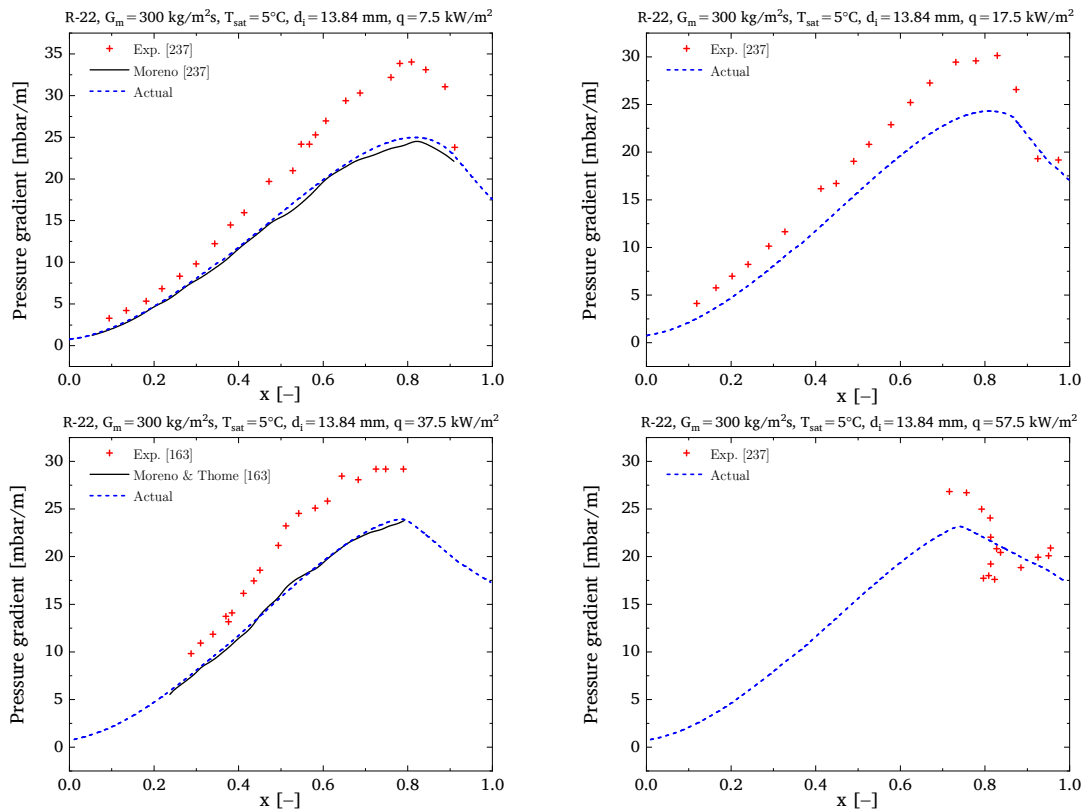


Figura J.3: Verificación y validación del factor de pérdidas por fricción para el refrigerante R-22.

J.2 Refrigerante R-410A

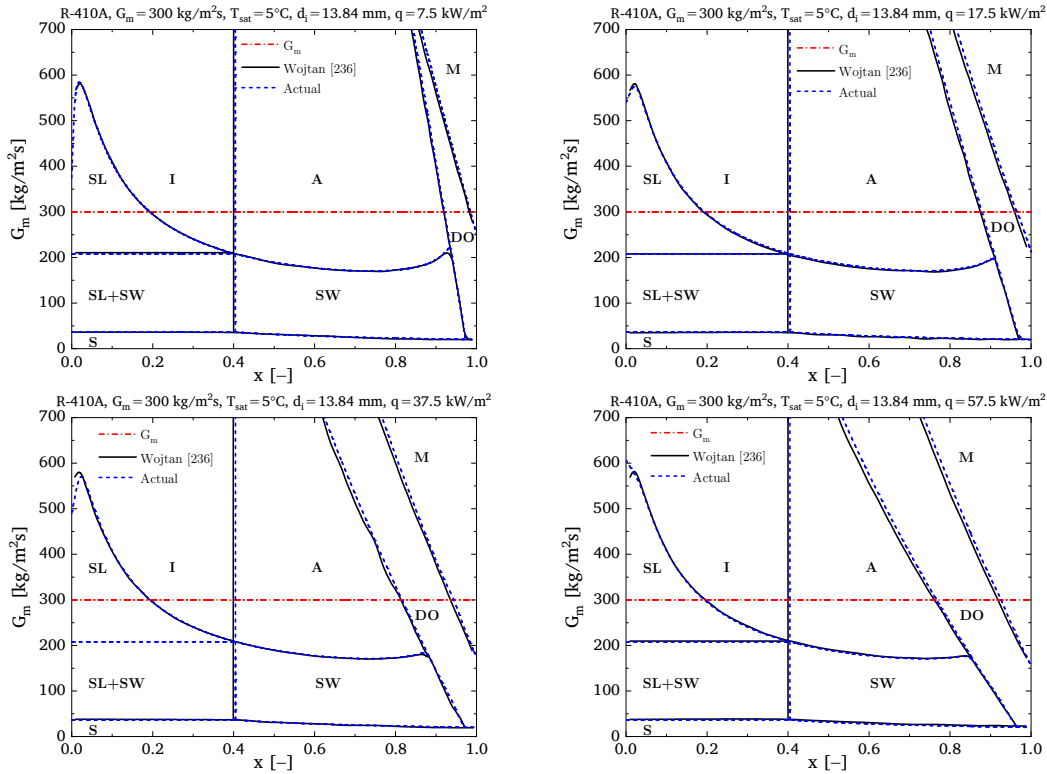


Figura J.4: Verificación del mapa de patrones de flujo bifásico para el refrigerante R-410A.

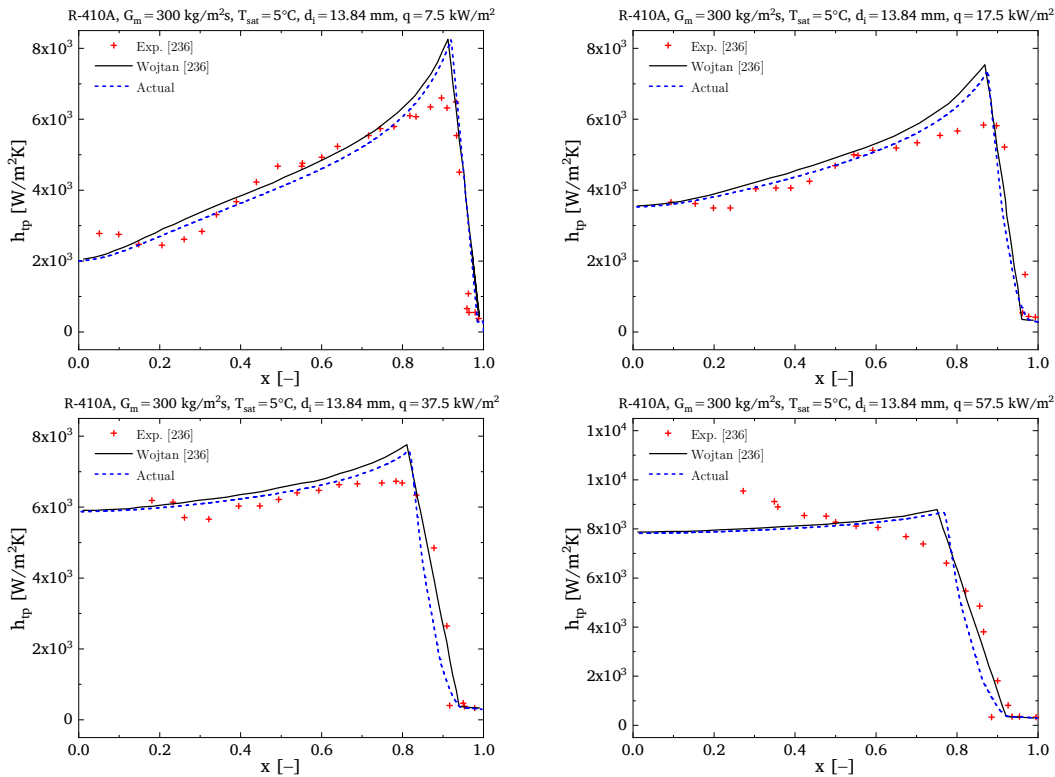


Figura J.5: Verificación y validación del coeficiente de transferencia de calor para el refrigerante R-410A.

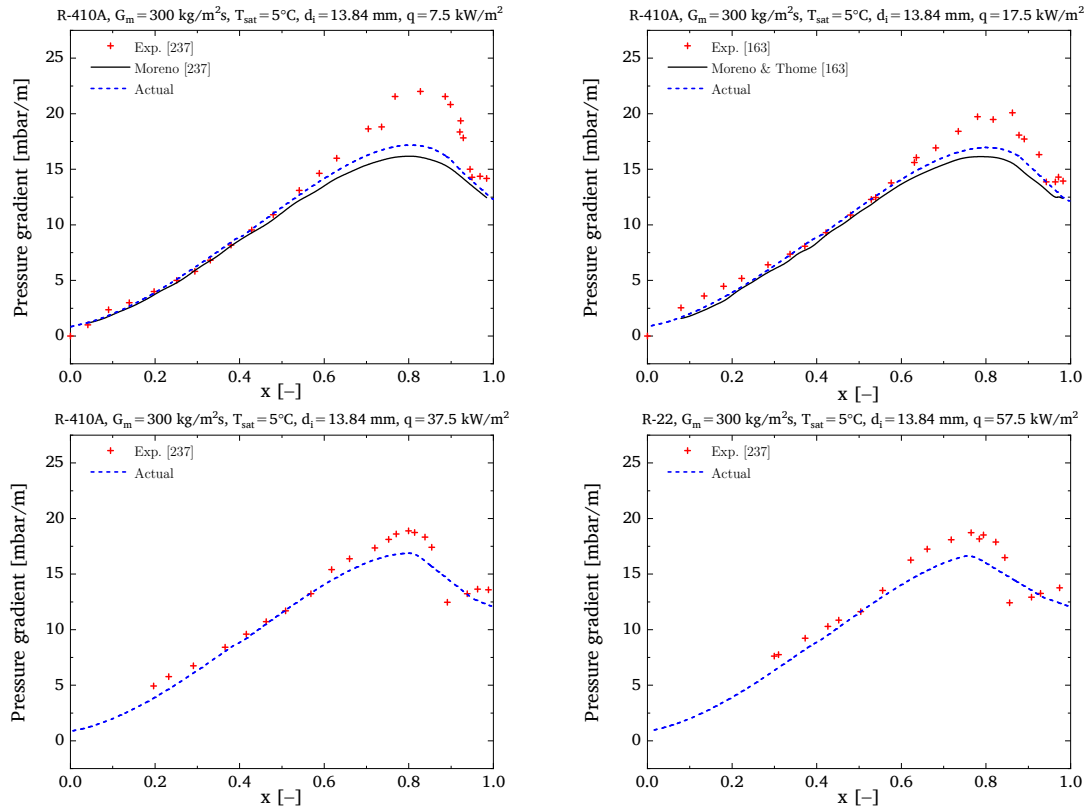


Figura J.6: Verificación y validación del factor de pérdidas por fricción para el refrigerante R-410A.

Apéndice K

Resultados bajo la configuración un solo paso en la instalación DISS

Este apéndice contiene los resultados detallados de las simulaciones en la instalación experimental DISS (2000–2003) bajo la configuración *un solo paso* considerando el lazo completo de once (sección K.1) y diez captadores (sección K.2). Además en la última sección K.3 se compara la propuesta de modelado de la presente tesis doctoral con el enfoque tradicional implementado previamente.

K.1 Comparación entre el modelo actual y los modelos 1D previos

En esta primera sección se presentan los resultados termohidráulicos detallados analizados en la sección 6.4, relativos a los dos casos considerados por los estudios numéricos previos [145,146] basados en un enfoque 1D para el receptor y el fluido, que involucraron el mapa de patrones de flujo bifásico de Wojtan *et al.* [50] y sus correlaciones [161,163]. Además en la subsección K.1.1 se detallan los datos experimentales de las variables termohidráulicas a la salida de cada captador.

K.1.1 Datos experimentales de presión y temperatura en el fluido

Tabla K.1: Datos experimentales de presión y temperatura a lo largo del lazo de captadores de la instalación DISS (2000–2003) bajo la configuración *un solo paso*.

Localización	T_m [K]		p_m [bar]	
	Caso #1	Caso #2	Caso #1	Caso #2
Entrada	539.0 ± 2.0	512.2 ± 2.0	102.04 ± 0.60	62.50 ± 0.60
CCP #1–#2	573.9 ± 2.0	551.2 ± 2.0	102.04 ± 0.64	62.30 ± 0.64
CCP #2–#3	585.4 ± 2.0	551.2 ± 2.0	101.88 ± 0.68	62.20 ± 0.68
CCP #3–#4	585.0 ± 2.0	550.2 ± 2.0	101.83 ± 0.72	62.10 ± 0.72
CCP #4–#5	585.4 ± 2.0	550.2 ± 2.0	101.73 ± 0.76	62.00 ± 0.76
CCP #5–#6	584.7 ± 2.0	551.2 ± 2.0	101.67 ± 0.80	61.90 ± 0.80
CCP #6–#7	584.7 ± 2.0	549.2 ± 2.0	101.52 ± 0.84	61.80 ± 0.84
CCP #7–#8	584.7 ± 2.0	549.2 ± 2.0	101.31 ± 0.88	61.60 ± 0.88
CCP #8–#9	584.7 ± 2.0	550.2 ± 2.0	101.10 ± 0.92	61.30 ± 0.92
CCP #9–#10	584.7 ± 2.0	-	100.94 ± 0.96	-
CCP #10–#11	596.8 ± 2.0	550.2 ± 2.0	100.89 ± 1.00	61.10 ± 1.00
Salida	635.0 ± 2.0	560.2 ± 2.0	100.63 ± 1.04	61.00 ± 1.04

K.1.2 Gradientes térmicos en el fluido

Tabla K.2: Gradientes térmicos en el fluido (K) para diferentes enfoques de modelado en la instalación DISS en configuración *un solo paso* (caso #1).

CCP _{out}	Exp.	PTAV ($\xi_r, \%$)		PTAC ($\xi_r, \%$)		DUFC ($\xi_r, \%$)		Elsafi [145] ($\xi_r, \%$)	
#1	34.9	34.8	(-0.3)	35.6	(2.0)	35.2	(0.9)	32.1	(-8.0)
#2	46.4	46.6	(0.4)	46.6	(0.4)	46.6	(0.4)	47.1	(1.5)
#3	46.0	46.6	(1.3)	46.6	(1.3)	46.6	(1.3)	47.1	(2.4)
#4	46.4	46.5	(0.2)	46.5	(0.2)	46.5	(0.2)	47.1	(1.5)
#5	45.7	46.5	(1.8)	46.5	(1.8)	46.5	(1.8)	47.0	(2.8)
#6	45.7	46.4	(1.5)	46.4	(1.5)	46.4	(1.5)	47.0	(2.8)
#7	45.7	46.3	(1.3)	46.3	(1.3)	46.3	(1.3)	46.9	(2.6)
#8	45.7	46.2	(1.1)	46.2	(1.1)	46.2	(1.1)	46.8	(2.4)
#9	45.7	46.2	(1.1)	48.4	(5.9)	46.1	(0.9)	46.7	(2.2)
#10	57.8	55.2	(-4.5)	63.4	(9.7)	57.7	(-0.2)	63.0	(9.0)
#11	96.0	92.8	(-3.3)	107.0	(11.5)	97.1	(1.1)	98.4	(2.5)
$ \xi_{r-CCP}^{mean} $		(1.5)		(3.3)		(1.0)		(3.4)	
ξ_{r-CCP}^{max}		(-4.5)		(11.5)		(1.8)		(9.0)	

Tabla K.3: Gradientes térmicos en el fluido (K) para diferentes enfoques de modelado en la instalación DISS en configuración *un solo paso* (caso #2).^(*)

CCP _{out}	Exp.	PTAV ($\xi_r, \%$)		PTAC ($\xi_r, \%$)		DUFC ($\xi_r, \%$)		Kumar y Reddy [146] ($\xi_r, \%$)	
#1	39.0	37.0	(-5.1)	37.7	(-3.3)	37.5	(-3.8)	39.4	(1.0)
#2	39.0	39.2	(0.5)	39.2	(0.5)	39.2	(0.5)	39.3	(0.8)
#3	38.0	39.1	(2.9)	39.1	(2.9)	39.1	(2.9)	39.3	(3.4)
#4	38.0	39.1	(2.9)	39.1	(2.9)	39.1	(2.9)	39.2	(3.2)
#5	39.0	39.0	(0.0)	38.9	(-0.3)	39.0	(0.0)	39.1	(0.3)
#6	37.0	38.8	(4.9)	38.8	(4.9)	38.8	(4.9)	39.0	(5.4)
#7	37.0	38.6	(4.3)	38.6	(4.3)	38.6	(4.3)	38.8	(4.9)
#8	38.0	38.5	(1.3)	38.4	(1.1)	38.4	(1.1)	38.5	(1.3)
#9	(---)	(---)	(---)	(---)	(---)	(---)	(---)	(---)	(---)
#10	38.0	38.2	(0.5)	38.2	(0.5)	38.2	(0.5)	38.2	(0.5)
#11	48.0	48.8	(1.7)	57.9	(20.6)	53.8	(12.1)	50.3	(4.8)
$ \xi_{r-CCP}^{mean} $		(2.4)		(4.1)		(3.3)		(2.6)	
ξ_{r-CCP}^{max}		(-5.1)		(20.6)		(12.1)		(5.4)	

(*) Los datos experimentales de temperatura fueron reportados cada 51 m, obviando los valores a la salida del CCP #9 [72].

K.1.3 Caídas de presión

Tabla K.4: Caída de presión (bar) para diferentes enfoques de modelado en la instalación DISS en configuración *un solo paso* (caso #1).

CCP _{out}	Exp.	PTAV ($\xi_r, \%$)	PTAC ($\xi_r, \%$)	DUFC ($\xi_r, \%$)	Elsafi [145] ($\xi_r, \%$)
#1	0.00	0.01 (---)	0.01 (---)	0.01 (---)	0.01 (---)
#2	0.16	0.04 (-75.0)	0.04 (-75.0)	0.04 (-75.0)	0.03 (-81.3)
#3	0.21	0.08 (-61.9)	0.08 (-61.9)	0.08 (-61.9)	0.06 (-71.4)
#4	0.31	0.15 (-51.6)	0.15 (-51.6)	0.15 (-51.6)	0.11 (-64.5)
#5	0.37	0.24 (-35.1)	0.25 (-32.4)	0.24 (-35.1)	0.18 (-51.4)
#6	0.52	0.35 (-32.7)	0.36 (-30.8)	0.35 (-32.7)	0.27 (-48.1)
#7	0.73	0.48 (-34.2)	0.49 (-32.9)	0.48 (-34.2)	0.38 (-47.9)
#8	0.94	0.61 (-35.1)	0.61 (-35.1)	0.61 (-35.1)	0.50 (-46.8)
#9	1.10	0.69 (-37.3)	0.71 (-35.5)	0.69 (-37.3)	0.61 (-44.5)
#10	1.15	0.79 (-31.3)	0.82 (-28.7)	0.80 (-30.4)	0.80 (-30.4)
#11	1.41	0.96 (-31.9)	1.00 (-29.1)	0.98 (-30.5)	0.99 (-29.8)
$ \xi_{r-CCP}^{mean} $		(42.6)	(41.3)	(42.4)	(51.6)
ξ_{r-CCP}^{max}		(-75.0)	(-75.0)	(-75.0)	(-81.3)

Tabla K.5: Caída de presión (bar) para diferentes enfoques de modelado en la instalación DISS en configuración *un solo paso* (caso #2).^(*)

CCP _{out}	Exp.	PTAV ($\xi_r, \%$)	PTAC ($\xi_r, \%$)	DUFC ($\xi_r, \%$)	Kumar y Reddy [146] ($\xi_r, \%$)
#1	0.20	0.01 (-95.0)	0.01 (-95.0)	0.01 (-95.0)	0.01 (-95.0)
#2	0.30	0.03 (-90.0)	0.03 (-90.0)	0.03 (-90.0)	0.02 (-93.3)
#3	0.40	0.08 (-80.0)	0.08 (-80.0)	0.08 (-80.0)	0.06 (-85.0)
#4	0.50	0.15 (-70.0)	0.15 (-70.0)	0.15 (-70.0)	0.12 (-76.0)
#5	0.60	0.25 (-58.3)	0.26 (-56.7)	0.26 (-56.7)	0.21 (-65.0)
#6	0.70	0.39 (-44.3)	0.40 (-42.9)	0.39 (-44.3)	0.35 (-50.0)
#7	0.90	0.55 (-38.9)	0.56 (-37.8)	0.56 (-37.8)	0.55 (-38.9)
#8	1.20	0.74 (-38.3)	0.76 (-36.7)	0.75 (-37.5)	0.81 (-32.5)
#9	(---)	(---) (---)	(---) (---)	(---) (---)	(---) (---)
#10	1.40	0.97 (-30.7)	0.97 (-30.7)	0.97 (-30.7)	1.11 (-20.7)
#11	1.50	1.13 (-24.7)	1.15 (-23.3)	1.15 (-23.3)	1.37 (-8.7)
$ \xi_{r-CCP}^{mean} $		(57.0)	(56.3)	(56.5)	(56.5)
ξ_{r-CCP}^{max}		(-95.0)	(-95.0)	(-95.0)	(-95.0)

(*) Los datos experimentales de temperatura fueron reportados cada 51 m, obviando los valores a la salida del CCP #9 [72].

K.2 Análisis de sensibilidad del multiplicador M en el FC del CTC en la región bifásica del modelo totalmente acoplado

En esta segunda sección se muestran los resultados numéricos detallados de la sección 6.5, que se corresponden con el análisis de sensibilidad del multiplicador M del FC del CTC bifásico. En la subsección K.2.1 se detallan los datos experimentales de las variables a la salida de cada captador.

K.2.1 Datos experimentales

Tabla K.6: Datos experimentales de presión y temperatura en diez captadores de la instalación DISS (2000–2003) en configuración *un solo paso*.

Localización	T_m [K]			p_m [bar]		
	Caso #1	Caso #2	Caso #3	Caso #1	Caso #2	Caso #3
Entrada	471.3 ± 2.0	515.6 ± 2.0	523.0 ± 2.0	35.55 ± 0.60	63.67 ± 0.60	102.03 ± 0.60
CCP #1–#2	515.6 ± 2.0	551.9 ± 2.0	568.8 ± 2.0	35.32 ± 0.64	63.46 ± 0.64	101.97 ± 0.64
CCP #2–#3	514.0 ± 2.0	550.1 ± 2.0	583.2 ± 2.0	35.20 ± 0.68	63.35 ± 0.68	101.87 ± 0.68
CCP #3–#4	ND	551.8 ± 2.0	584.9 ± 2.0	35.12 ± 0.72	63.29 ± 0.72	101.84 ± 0.72
CCP #4–#5	514.7 ± 2.0	551.1 ± 2.0	584.3 ± 2.0	35.12 ± 0.76	63.22 ± 0.76	101.80 ± 0.76
CCP #5–#6	513.9 ± 2.0	550.6 ± 2.0	584.1 ± 2.0	34.95 ± 0.80	63.15 ± 0.80	101.78 ± 0.80
CCP #6–#7	513.2 ± 2.0	550.5 ± 2.0	584.2 ± 2.0	34.71 ± 0.84	63.02 ± 0.84	101.77 ± 0.84
CCP #7–#8	512.2 ± 2.0	550.3 ± 2.0	584.3 ± 2.0	34.40 ± 0.88	62.85 ± 0.88	101.71 ± 0.88
CCP #8–#9	510.6 ± 2.0	553.3 ± 2.0	603.2 ± 2.0	34.11 ± 0.92	62.65 ± 0.92	101.63 ± 0.92
CCP #9–#10	521.8 ± 2.0	575.8 ± 2.0	622.9 ± 2.0	33.49 ± 0.96	62.19 ± 0.96	101.31 ± 0.96
Salida	554.2 ± 2.0	600.8 ± 2.0	643.0 ± 2.0	33.23 ± 1.00	61.99 ± 1.00	101.18 ± 1.00

Tabla K.7: Datos experimentales de las STE del absorbedor en diez captadores de la instalación DISS (2000–2003) en configuración *un solo paso* (caso #1).

STE	Localización de las termocuplas							
	A (0°–360°)	B (90°)	D (120°)	F (150°)	H (180°)	G (210°)	E (240°)	C (270°)
STE #1	487.3	494.4	508.5	508.2	501.1	503.5	510.0	506.1
STE #4	516.9	520.3	529.3	535.6	533.3	527.4	537.3	529.6
STE #8	522.8	521.2	526.9	534.0	531.9	523.2	532.0	531.0
STE #12	517.8	527.2	529.7	527.0	536.8	526.2	520.1	516.4
STE #16	515.8	521.7	533.6	530.3	525.3	532.7	536.9	523.7
STE #19	513.4	515.6	520.3	530.8	527.0	522.7	526.8	528.3
STE #23	514.2	516.2	521.5	526.7	524.6	520.2	525.8	525.7
STE #27	513.8	515.0	524.2	525.3	524.5	523.1	526.6	517.3
STE #31	510.9	514.3	523.6	533.1	530.1	528.2	538.4	529.2
STE #32	513.5	519.0	529.0	534.4	526.9	529.0	535.5	528.0
STE #36	515.5	526.5	533.3	545.6	545.0	542.7	543.8	534.9
STE #38	526.2	545.0	554.1	566.6	554.8	555.9	558.3	548.6
STE #40	559.2	571.2	586.7	592.7	587.7	590.9	589.6	578.8

Tabla K.8: Datos experimentales de las STE del absorbedor en diez captadores de la instalación DISS (2000–2003) en configuración *un solo paso* (caso #2).

STE	Localización de las termocuplas							
	A (0°–360°)	B (90°)	D (120°)	F (150°)	H (180°)	G (210°)	E (240°)	C (270°)
STE #1	529.0	534.9	548.2	551.4	545.2	544.8	551.7	548.8
STE #4	552.0	555.6	561.6	570.8	566.1	560.5	571.1	569.1
STE #8	558.2	557.8	561.4	571.0	563.4	561.7	570.8	567.4
STE #12	553.1	562.5	564.8	562.2	568.9	565.5	558.2	551.9
STE #16	551.4	557.3	566.2	567.8	561.0	566.3	573.6	560.8
STE #19	549.5	551.7	557.5	568.2	561.3	557.7	562.0	565.8
STE #23	551.2	553.4	559.0	563.3	561.1	557.1	563.3	563.4
STE #27	550.4	552.3	560.4	562.6	561.5	560.5	563.2	557.2
STE #31	549.1	556.7	568.4	579.2	573.3	573.4	586.8	572.3
STE #32	559.1	572.5	585.2	585.9	582.8	586.8	589.4	579.2
STE #36	574.2	585.1	594.4	607.7	607.5	608.4	607.8	599.3
STE #38	578.7	598.5	604.3	613.7	604.5	607.8	614.4	604.7
STE #40	605.1	620.8	632.7	634.8	630.3	636.8	636.2	622.5

Tabla K.9: Datos experimentales de las STE del absorbedor en diez captadores de la instalación DISS (2000–2003) en configuración *un solo paso* (caso #3).

STE	Localización de las termocuplas							
	A (0°–360°)	B (90°)	D (120°)	F (150°)	H (180°)	G (210°)	E (240°)	C (270°)
STE #1	536.2	546.2	557.1	557.2	552.0	555.0	558.5	554.6
STE #4	569.7	577.2	588.3	592.9	585.7	583.5	596.7	588.2
STE #8	588.2	590.0	593.1	600.0	597.2	592.4	599.8	599.6
STE #12	586.9	594.8	596.3	594.6	603.2	595.3	588.7	584.2
STE #16	584.4	592.1	595.7	599.2	593.2	597.9	607.8	591.8
STE #19	582.1	584.6	590.4	600.5	593.3	590.3	594.3	597.3
STE #23	584.7	586.5	591.3	595.9	595.3	589.9	594.1	598.2
STE #27	583.7	585.5	592.7	595.8	593.6	593.0	595.9	590.3
STE #31	593.0	601.5	612.9	626.3	623.5	621.6	631.0	621.1
STE #32	607.0	619.2	631.1	634.6	629.9	631.9	636.2	628.5
STE #36	620.9	631.8	639.4	652.4	653.8	652.1	652.4	645.0
STE #38	625.1	644.0	649.9	658.4	649.6	652.0	658.4	650.4
STE #40	648.0	660.0	671.7	674.3	669.9	675.7	676.0	664.4

K.2.2 Gradientes térmicos en el fluido

Tabla K.10: Gradientes térmicos en el fluido (K) para diferentes FC del CTC en la región bifásica ($M=[0,-0.95]$; $n=1.0$; caso #1).

CCP _{out}	Exp.	M=0.0 ($\xi_r, \%$)		M=-0.75 ($\xi_r, \%$)		M=-0.85 ($\xi_r, \%$)		M=-0.95 ($\xi_r, \%$)	
#1	44.3	45.3	(2.3)	45.3	(2.3)	45.3	(2.3)	45.3	(2.3)
#2	42.7	45.2	(5.9)	45.2	(5.9)	45.2	(5.9)	45.2	(5.9)
#3	(---)	(---)	(---)	(---)	(---)	(---)	(---)	(---)	(---)
#4	43.4	44.9	(3.5)	44.9	(3.5)	44.9	(3.5)	44.9	(3.5)
#5	42.6	44.5	(4.5)	44.5	(4.5)	44.5	(4.5)	44.5	(4.5)
#6	41.9	44.0	(5.0)	44.0	(5.0)	44.0	(5.0)	44.0	(5.0)
#7	40.9	43.4	(6.1)	43.4	(6.1)	43.4	(6.1)	43.4	(6.1)
#8	39.3	42.8	(8.9)	42.8	(8.9)	42.8	(8.9)	42.8	(8.9)
#9	50.5	53.1	(5.1)	52.7	(4.4)	52.5	(4.0)	52.2	(3.4)
#10	82.9	83.8	(1.1)	83.3	(0.5)	83.1	(0.2)	82.8	(-0.1)
$ \xi_{r-CCP}^{mean} $		(4.7)		(4.5)		(4.5)		(4.4)	
ξ_{r-CCP}^{max}		(8.9)		(8.9)		(8.9)		(8.9)	

Tabla K.11: Gradientes térmicos en el fluido (K) para diferentes FC del CTC en la región bifásica ($M=[0,-0.95]$; $n=1.0$; caso #2).

CCP _{out}	Exp.	M=0.0 ($\xi_r, \%$)		M=-0.75 ($\xi_r, \%$)		M=-0.85 ($\xi_r, \%$)		M=-0.95 ($\xi_r, \%$)	
#1	36.3	37.0	(1.9)	37.0	(1.9)	37.0	(1.9)	37.0	(1.9)
#2	34.5	37.0	(7.2)	37.0	(7.2)	37.0	(7.2)	37.0	(7.2)
#3	36.2	36.9	(1.9)	36.9	(1.9)	36.9	(1.9)	36.9	(1.9)
#4	35.5	36.8	(3.7)	36.8	(3.7)	36.8	(3.7)	36.8	(3.7)
#5	35.0	36.6	(4.6)	36.6	(4.6)	36.6	(4.6)	36.6	(4.6)
#6	34.9	36.4	(4.3)	36.4	(4.3)	36.4	(4.3)	36.4	(4.3)
#7	34.7	36.1	(4.0)	36.1	(4.0)	36.1	(4.0)	36.1	(4.0)
#8	37.7	36.4	(-3.4)	36.0	(-4.5)	35.9	(-4.8)	35.9	(-4.8)
#9	60.2	60.6	(0.7)	60.2	(0.0)	60.0	(-0.3)	59.6	(-1.0)
#10	85.2	85.8	(0.7)	85.3	(0.1)	85.1	(-0.1)	84.7	(-0.6)
$ \xi_{r-CCP}^{mean} $		(3.2)		(3.2)		(3.3)		(3.4)	
ξ_{r-CCP}^{max}		(7.2)		(7.2)		(7.2)		(7.2)	

Tabla K.12: Gradientes térmicos en el fluido (K) para diferentes FC del CTC en la región bifásica ($M=[0,-0.95]$; $n=1.0$; caso #3).

CCP _{out}	Exp.	M=0.0 ($\xi_r, \%$)	M=-0.75 ($\xi_r, \%$)	M=-0.85 ($\xi_r, \%$)	M=-0.95 ($\xi_r, \%$)
#1	45.8	43.6 (-4.8)	43.6 (-4.8)	43.6 (-4.8)	43.6 (-4.8)
#2	60.2	62.6 (4.0)	62.6 (4.0)	62.6 (4.0)	62.6 (4.0)
#3	61.9	62.6 (1.1)	62.6 (1.1)	62.6 (1.1)	62.6 (1.1)
#4	61.3	62.5 (2.0)	62.5 (2.0)	62.5 (2.0)	62.5 (2.0)
#5	61.1	62.5 (2.3)	62.5 (2.3)	62.5 (2.3)	62.5 (2.3)
#6	61.2	62.4 (2.0)	62.4 (2.0)	62.4 (2.0)	62.4 (2.0)
#7	61.3	62.3 (1.6)	62.3 (1.6)	62.3 (1.6)	62.3 (1.6)
#8	80.2	78.0 (-2.7)	77.6 (-3.2)	77.5 (-3.4)	77.2 (-3.7)
#9	99.9	99.9 (0.0)	99.4 (-0.5)	99.2 (-0.7)	98.9 (-1.0)
#10	120.0	121.8 (1.5)	121.3 (1.1)	121.1 (0.9)	120.8 (0.7)
$ \xi_{r-CCP}^{mean} $		(2.2)	(2.3)	(2.3)	(2.3)
ξ_{r-CCP}^{max}		(-4.8)	(-4.8)	(-4.8)	(-4.8)

K.2.3 Caída de presión

Tabla K.13: Caída de presión (bar) para diferentes FC del CTC en la región bifásica ($M=[0,-0.95]$; $n=1.0$; caso #1).

CCP _{out}	Exp.	M=0.0 ($\xi_r, \%$)	M=-0.75 ($\xi_r, \%$)	M=-0.85 ($\xi_r, \%$)	M=-0.95 ($\xi_r, \%$)
#1	0.23	0.01 (-95.7)	0.01 (-95.7)	0.01 (-95.7)	0.01 (-95.7)
#2	0.35	0.05 (-85.7)	0.05 (-85.7)	0.05 (-85.7)	0.05 (-85.7)
#3	0.43	0.13 (-69.8)	0.13 (-69.8)	0.13 (-69.8)	0.13 (-69.8)
#4	0.43	0.29 (-32.6)	0.29 (-32.6)	0.29 (-32.6)	0.29 (-32.6)
#5	0.60	0.53 (-11.7)	0.53 (-11.7)	0.53 (-11.7)	0.53 (-11.7)
#6	0.84	0.84 (0.0)	0.84 (0.0)	0.84 (0.0)	0.84 (0.0)
#7	1.15	1.20 (4.3)	1.20 (4.3)	1.20 (4.3)	1.20 (4.3)
#8	1.44	1.57 (9.0)	1.57 (9.0)	1.57 (9.0)	1.57 (9.0)
#9	2.06	1.89 (-8.3)	1.89 (-8.3)	1.89 (-8.3)	1.88 (-8.7)
#10	2.32	2.21 (-4.7)	2.21 (-4.7)	2.21 (-4.7)	2.21 (-4.7)
$ \xi_{r-CCP}^{mean} $		(32.2)	(32.2)	(32.2)	(32.4)
ξ_{r-CCP}^{max}		(-95.7)	(-95.7)	(-95.7)	(-95.7)

Tabla K.14: Caída de presión (bar) para diferentes FC del CTC en la región bifásica ($M=[0,-0.95]$; $n=1.0$; caso #2).

CCP _{out}	Exp.	M=0.0 ($\xi_r, \%$)	M=-0.75 ($\xi_r, \%$)	M=-0.85 ($\xi_r, \%$)	M=-0.95 ($\xi_r, \%$)
#1	0.21	0.02 (-90.5)	0.02 (-90.5)	0.02 (-90.5)	0.02 (-90.5)
#2	0.32	0.06 (-81.3)	0.06 (-81.3)	0.06 (-81.3)	0.06 (-81.3)
#3	0.38	0.13 (-65.8)	0.13 (-65.8)	0.13 (-65.8)	0.13 (-65.8)
#4	0.45	0.26 (-42.2)	0.26 (-42.2)	0.26 (-42.2)	0.26 (-42.2)
#5	0.52	0.44 (-15.4)	0.44 (-15.4)	0.44 (-15.4)	0.44 (-15.4)
#6	0.65	0.66 (1.5)	0.66 (1.5)	0.66 (1.5)	0.66 (1.5)
#7	0.82	0.90 (9.8)	0.90 (9.8)	0.90 (9.8)	0.90 (9.8)
#8	1.02	1.18 (15.7)	1.18 (15.7)	1.18 (15.7)	1.17 (14.7)
#9	1.48	1.42 (-4.1)	1.41 (-4.7)	1.41 (-4.7)	1.41 (-4.7)
#10	1.68	1.64 (-2.4)	1.64 (-2.4)	1.64 (-2.4)	1.64 (-2.4)
$ \xi_{r-CCP}^{mean} $		(32.9)	(32.9)	(32.9)	(32.8)
ξ_{r-CCP}^{max}		(-90.5)	(-90.5)	(-90.5)	(-90.5)

Tabla K.15: Caída de presión (bar) para diferentes FC del CTC en la región bifásica ($M=[0,-0.95]$; $n=1.0$; caso #3).

CCP _{out}	Exp.	M=0.0 ($\xi_r, \%$)	M=-0.75 ($\xi_r, \%$)	M=-0.85 ($\xi_r, \%$)	M=-0.95 ($\xi_r, \%$)
#1	0.06	0.01 (-83.3)	0.01 (-83.3)	0.01 (-83.3)	0.01 (-83.3)
#2	0.16	0.03 (-81.3)	0.03 (-81.3)	0.03 (-81.3)	0.03 (-81.3)
#3	0.19	0.08 (-57.9)	0.08 (-57.9)	0.08 (-57.9)	0.08 (-57.9)
#4	0.23	0.15 (-34.8)	0.15 (-34.8)	0.15 (-34.8)	0.15 (-34.8)
#5	0.25	0.25 (0.0)	0.25 (0.0)	0.25 (0.0)	0.25 (0.0)
#6	0.26	0.37 (42.3)	0.37 (42.3)	0.37 (42.3)	0.37 (42.3)
#7	0.32	0.49 (53.1)	0.49 (53.1)	0.49 (53.1)	0.49 (53.1)
#8	0.40	0.65 (62.5)	0.65 (62.5)	0.64 (60.0)	0.64 (60.0)
#9	0.72	0.78 (8.3)	0.78 (8.3)	0.78 (8.3)	0.78 (8.3)
#10	0.85	0.91 (7.1)	0.91 (7.1)	0.90 (5.9)	0.90 (5.9)
$ \xi_{r-CCP}^{mean} $		(43.1)	(42.9)	(42.7)	(42.7)
ξ_{r-CCP}^{max}		(-83.3)	(-83.3)	(-83.3)	(-83.3)

K.2.4 Gradientes máximos de temperatura en las STE del absorbedor

Tabla K.16: Gradientes máximos de temperatura (K) en STE para diferentes FC del CTC en región bifásica ($M=[0,-0.95]$; $n=1.0$; caso #1).

STE	PF	Exp.	M=0.0 ($\xi_r, \%$)	M=-0.75 ($\xi_r, \%$)	M=-0.85 ($\xi_r, \%$)	M=-0.95 ($\xi_r, \%$)
#1	SCL	22.7	23.8 (4.8)	23.8 (4.8)	23.8 (4.8)	23.8 (4.8)
#4	SL	20.4	6.9 (-66.2)	11.6 (-43.1)	13.5 (-33.8)	16.4 (-19.6)
#8	SL	12.8	6.5 (-49.2)	10.8 (-15.6)	12.5 (-2.3)	15.2 (18.8)
#12	I	20.4	6.1 (-70.1)	9.9 (-51.5)	11.4 (-44.1)	13.9 (-31.9)
#16	A	21.1	5.8 (-72.5)	9.2 (-56.4)	10.6 (-49.8)	12.9 (-38.9)
#19	A	17.4	5.6 (-67.8)	8.7 (-50.0)	10.0 (-42.5)	12.2 (-29.9)
#23	A	12.5	5.3 (-57.6)	8.1 (-35.2)	9.3 (-25.6)	11.4 (-8.8)
#27	A	12.8	5.0 (-60.9)	7.5 (-41.4)	8.6 (-32.8)	10.4 (-18.8)
#31	A	27.5	4.6 (-83.3)	6.5 (-76.4)	7.4 (-73.1)	9.0 (-67.3)
#32	DO	22.0	4.7 (-78.6)	6.7 (-69.5)	7.5 (-65.9)	9.1 (-58.6)
#34	DO	19.8	14.2 (-28.3)	20.8 (5.1)	22.7 (14.6)	24.9 (25.8)
#36	M/SHS ^(*)	30.1	35.0 (16.3)	38.4 (27.6)	43.2 (43.5)	49.6 (64.8)
#38	SHS	40.4	36.8 (-8.7)	36.8 (-8.9)	36.8 (-8.9)	36.8 (-8.9)
#40	SHS	33.5	34.7 (3.6)	34.7 (3.6)	34.7 (3.6)	34.7 (3.6)
$ \xi_{r-SL,I,A}^{mean} $			(66.0)	(46.2)	(38.0)	(29.2)
$ \xi_{r-DO,M}^{mean} $			(53.5)	(34.1)	(41.4)	(49.7)

(*) Para $M=0.00$ en la STE#36 se identifica vapor sobrecalentado.

Tabla K.17: Gradientes máximos de temperatura (K) en STE para diferentes FC del CTC en región bifásica ($M=[0,-0.95]$; $n=1.0$; caso #2).

STE	PF	Exp.	M=0.0 ($\xi_r, \%$)	M=-0.75 ($\xi_r, \%$)	M=-0.85 ($\xi_r, \%$)	M=-0.95 ($\xi_r, \%$)
#1	SCL	22.7	24.0 (5.7)	24.0 (5.7)	24.0 (5.7)	24.0 (5.7)
#4	SL	19.1	6.9 (-63.9)	11.6 (-39.3)	13.6 (-28.8)	17.0 (-11.0)
#8	SL	13.2	6.7 (-49.2)	11.3 (-14.4)	13.3 (0.8)	16.6 (25.8)
#12	I	17.0	6.5 (-61.8)	10.7 (-37.1)	12.6 (-25.9)	15.7 (-7.6)
#16	A	22.2	6.2 (-72.1)	10.1 (-54.5)	11.9 (-46.4)	14.8 (-33.3)
#19	A	18.7	6.0 (-67.9)	9.7 (-48.1)	11.3 (-39.6)	14.2 (-24.1)
#23	A	12.2	5.7 (-53.3)	9.0 (-26.2)	10.5 (-13.9)	13.2 (8.2)
#27	A	12.8	5.4 (-57.8)	8.2 (-35.9)	9.5 (-25.8)	11.9 (-7.0)
#31	DO	37.7	5.5 (-85.4)	8.2 (-78.2)	9.4 (-75.1)	11.7 (-69.0)
#32	M	30.3	19.0 (-37.3)	37.4 (23.4)	40.8 (34.7)	48.6 (60.4)
#34	SHS	37.6	33.6 (-10.6)	33.5 (-10.9)	33.4 (-11.2)	33.4 (-11.2)
#36	SHS	34.2	35.1 (2.6)	35.0 (2.3)	35.0 (2.3)	34.9 (2.0)
#38	SHS	35.7	36.3 (1.7)	36.3 (1.7)	36.3 (1.7)	36.2 (1.4)
#40	SHS	31.7	33.9 (6.9)	33.9 (6.9)	33.9 (6.9)	33.8 (6.6)
$ \xi_{r-SL,I,A}^{mean} $			(60.9)	(36.5)	(25.9)	(16.7)
$ \xi_{r-DO,M}^{mean} $			(61.4)	(50.8)	(54.9)	(64.7)

Tabla K.18: Gradientes máximos de temperatura (K) en STE para diferentes FC del CTC en región bifásica ($M=[0,-0.95]$; $n=1.0$; caso #3).

STE	PF	Exp.	M=0.0 ($\xi_r, \%$)	M=-0.75 ($\xi_r, \%$)	M=-0.85 ($\xi_r, \%$)	M=-0.95 ($\xi_r, \%$)
#1	SCL	22.3	23.8 (6.7)	23.8 (6.7)	23.8 (6.7)	23.8 (6.7)
#4	SCLNB	27.0	23.1 (-14.4)	23.1 (-14.4)	23.1 (-14.4)	23.1 (-14.4)
#8	SL	11.8	6.3 (-46.6)	10.2 (-13.6)	12.0 (1.7)	15.0 (27.1)
#12	SL	19.0	6.2 (-67.4)	10.1 (-46.8)	11.8 (-37.9)	14.8 (-22.1)
#16	I	23.4	6.1 (-73.9)	9.9 (-57.7)	11.6 (-50.4)	14.5 (-38.0)
#19	A	18.4	6.0 (-67.4)	9.7 (-47.3)	11.3 (-38.6)	14.1 (-23.4)
#23	A	13.5	5.8 (-57.0)	9.2 (-31.9)	10.7 (-20.7)	13.4 (-0.7)
#27	A	12.2	5.5 (-54.9)	8.4 (-31.1)	9.7 (-20.5)	12.1 (-0.8)
#31	SHS	38.0	28.7 (-24.5)	28.6 (-24.7)	28.6 (-24.7)	28.5 (-25.0)
#32	SHS	29.2	31.0 (6.2)	30.9 (5.8)	30.9 (5.8)	30.9 (5.8)
#34	SHS	36.9	31.6 (-14.4)	31.6 (-14.4)	31.5 (-14.6)	31.5 (-14.6)
#36	SHS	32.9	32.8 (-0.3)	32.7 (-0.6)	32.7 (-0.6)	32.7 (-0.6)
#38	SHS	33.3	33.9 (1.8)	33.8 (1.5)	33.8 (1.5)	33.9 (1.8)
#40	SHS	28.0	31.5 (12.5)	31.5 (12.5)	31.5 (12.5)	31.5 (12.5)
$ \xi_{r-SL,I,A}^{mean} $			(61.2)	(38.1)	(28.3)	(18.7)
$ \xi_{r-DO,M}^{mean} $			NDA	NDA	NDA	NDA

K.2.5 Gradientes A-H de temperatura en las STE del absorbedor

Tabla K.19: Gradientes A-H de temperatura (K) en STE para diferentes FC del CTC en región bifásica ($M=[0,-0.95]$; $n=1.0$; caso #1).

STE	PF	Exp.	M=0.0 ($\xi_r, \%$)	M=-0.75 ($\xi_r, \%$)	M=-0.85 ($\xi_r, \%$)	M=-0.95 ($\xi_r, \%$)
#1	SCL	13.8	23.4 (69.6)	23.4 (69.6)	23.4 (69.6)	23.4 (69.6)
#4	SL	16.4	6.4 (-61.0)	10.5 (-36.0)	12.1 (-26.2)	14.5 (-11.6)
#8	SL	9.1	5.9 (-35.2)	9.6 (5.5)	11.0 (20.9)	13.2 (45.1)
#12	I	19.0	5.5 (-71.1)	8.6 (-54.7)	9.8 (-48.4)	11.7 (-38.4)
#16	A	9.5	5.2 (-45.3)	8.0 (-15.8)	9.0 (-5.3)	10.7 (12.6)
#19	A	13.6	5.0 (-63.2)	7.5 (-44.9)	8.5 (-37.5)	10.0 (-26.5)
#23	A	10.4	4.8 (-53.8)	7.0 (-32.7)	7.8 (-25.0)	9.1 (-12.5)
#27	A	10.7	4.4 (-58.9)	6.3 (-41.1)	7.0 (-34.6)	8.2 (-23.4)
#31	A	19.2	4.1 (-78.6)	5.3 (-72.4)	5.9 (-69.3)	6.7 (-65.1)
#32	DO	13.4	4.1 (-69.4)	5.5 (-59.0)	6.0 (-55.2)	6.8 (-49.3)
#34	DO	13.8	9.6 (-30.4)	15.0 (8.7)	16.7 (21.0)	18.8 (36.2)
#36	M/SHS ^(*)	29.5	35.0 (18.6)	38.3 (29.8)	43.2 (46.4)	49.6 (68.1)
#38	SHS	28.6	36.9 (29.0)	36.7 (28.3)	36.7 (28.3)	36.7 (28.3)
#40	SHS	28.5	34.7 (21.8)	34.7 (21.8)	34.6 (21.4)	34.6 (21.4)
$ \xi_{r-SL,I,A}^{mean} $			(58.4)	(37.9)	(33.4)	(29.4)
$ \xi_{r-DO,M}^{mean} $			(49.9)	(32.5)	(40.9)	(51.2)

(*) Para $M=0.00$ en la STE#36 se identifica vapor sobrecalentado.

Tabla K.20: Gradientes A-H de temperatura (K) en STE para diferentes FC del CTC en región bifásica ($M=[0,-0.95]$; $n=1.0$; caso #2).

STE	PF	Exp.	M=0.0 ($\xi_r, \%$)	M=-0.75 ($\xi_r, \%$)	M=-0.85 ($\xi_r, \%$)	M=-0.95 ($\xi_r, \%$)
#1	SCL	16.2	23.3 (43.8)	23.3 (43.8)	23.3 (43.8)	23.3 (43.8)
#4	SL	14.1	6.2 (-56.0)	10.2 (-27.7)	11.8 (-16.3)	14.5 (2.8)
#8	SL	5.2	6.0 (15.4)	9.9 (90.4)	11.4 (119.2)	13.9 (167.3)
#12	I	15.8	5.8 (-63.3)	9.3 (-41.1)	10.7 (-32.3)	13.1 (-17.1)
#16	A	9.6	5.5 (-42.7)	8.7 (-9.4)	9.9 (3.1)	12.1 (26.0)
#19	A	11.8	5.4 (-54.2)	8.3 (-29.7)	9.4 (-20.3)	11.4 (-3.4)
#23	A	9.9	5.1 (-48.5)	7.6 (-23.2)	8.6 (-13.1)	10.4 (5.1)
#27	A	11.1	4.8 (-56.8)	6.7 (-39.6)	7.6 (-31.5)	9.0 (-18.9)
#31	DO	24.2	4.8 (-80.2)	6.7 (-72.3)	7.5 (-69.0)	8.8 (-63.6)
#32	M	23.7	18.8 (-20.7)	37.0 (56.1)	40.7 (71.7)	48.5 (104.6)
#34	SHS	30.9	33.3 (7.8)	33.2 (7.4)	33.2 (7.4)	33.1 (7.1)
#36	SHS	33.3	34.8 (4.5)	34.7 (4.2)	34.7 (4.2)	34.7 (4.2)
#38	SHS	25.8	36.2 (40.3)	36.1 (39.9)	36.0 (39.5)	36.0 (39.5)
#40	SHS	25.2	33.8 (34.1)	33.8 (34.1)	33.7 (33.7)	33.8 (34.1)
$ \xi_{r-SL,I,A}^{mean} ^{(*)}$			(53.6)	(28.5)	(19.5)	(12.2)
$ \xi_{r-DO,M}^{mean} $			(50.4)	(64.2)	(70.4)	(84.1)

(*) No se considera en el promedio la STE#8 por presentar un valor experimental alejado de la tendencia del resto de STE.

Tabla K.21: Gradientes A-H de temperatura (K) en STE para diferentes FC del CTC en región bifásica ($M=[0,-0.95]$; $n=1.0$; caso #3).

STE	PF	Exp.	M=0.0 ($\xi_r, \%$)	M=-0.75 ($\xi_r, \%$)	M=-0.85 ($\xi_r, \%$)	M=-0.95 ($\xi_r, \%$)
#1	SCL	15.8	23.2 (46.8)	23.2 (46.8)	23.2 (46.8)	23.2 (46.8)
#4	SCLNB	16.0	22.3 (39.4)	22.3 (39.4)	22.3 (39.4)	22.3 (39.4)
#8	SL	9.0	5.6 (-37.8)	8.8 (-2.2)	10.1 (12.2)	12.3 (36.7)
#12	SL	16.3	5.5 (-66.3)	8.7 (-46.6)	10.0 (-38.7)	12.1 (-25.8)
#16	I	8.8	5.5 (-37.5)	8.5 (-3.4)	9.8 (11.4)	11.8 (34.1)
#19	A	11.2	5.3 (-52.7)	8.2 (-26.8)	9.4 (-16.1)	11.4 (1.8)
#23	A	10.6	5.1 (-51.9)	7.8 (-26.4)	8.9 (-16.0)	10.7 (0.9)
#27	A	9.9	4.8 (-51.5)	7.0 (-29.3)	7.9 (-20.2)	9.4 (-5.1)
#31	SHS	30.5	28.2 (-7.5)	28.2 (-7.5)	28.2 (-7.5)	28.1 (-7.9)
#32	SHS	22.9	30.6 (33.6)	30.6 (33.6)	30.6 (33.6)	30.5 (33.2)
#34	SHS	30.9	31.3 (1.3)	31.3 (1.3)	31.2 (1.0)	31.1 (1.0)
#36	SHS	32.9	32.6 (-0.9)	32.5 (-1.2)	32.5 (-1.2)	32.4 (-1.5)
#38	SHS	24.5	33.6 (37.1)	33.6 (37.1)	33.6 (37.1)	33.5 (36.7)
#40	SHS	21.9	31.4 (43.4)	31.3 (42.9)	31.3 (42.9)	31.3 (42.9)
$ \xi_{r-SL,I,A}^{mean} $			(49.6)	(22.5)	(19.1)	(17.4)
$ \xi_{r-DO,M}^{mean} $			NDA	NDA	NDA	NDA

K.2.6 Temperatura en termocupla inferior (A) del absorbedor

Tabla K.22: Temperatura (K) en termocupla A para diferentes FC del CTC en región bifásica ($M=[0,-0.95]$; $n=1.0$; caso #1).

STE	PF	Exp.	M=0.0 ($\Delta T_{am}^{A NM exp}, K$)	M=-0.75 ($\Delta T_{am}^{A NM exp}, K$)	M=-0.85 ($\Delta T_{am}^{A NM exp}, K$)	M=-0.95 ($\Delta T_{am}^{A NM exp}, K$)
#1	SCL	487.3	485.7 (-1.6)	485.7 (-1.6)	485.7 (-1.6)	485.7 (-1.6)
#4	SL	516.9	516.6 (-0.3)	516.7 (-0.2)	516.7 (-0.2)	516.7 (-0.2)
#8	SL	522.8	516.6 (-6.2)	516.6 (-6.2)	516.6 (-6.2)	516.6 (-6.2)
#12	I	517.8	516.4 (-1.4)	516.5 (-1.3)	516.5 (-1.3)	516.5 (-1.3)
#16	A	515.8	516.2 (0.4)	516.2 (0.4)	516.2 (0.4)	516.2 (0.4)
#19	A	513.4	515.9 (2.5)	515.9 (2.5)	515.9 (2.5)	515.9 (2.5)
#23	A	514.2	515.4 (1.2)	515.4 (1.2)	515.4 (1.2)	515.5 (1.3)
#27	A	513.8	514.9 (1.1)	514.9 (1.1)	514.9 (1.1)	514.9 (1.1)
#31	DO	510.9	514.2 (3.3)	514.3 (3.4)	514.3 (3.4)	514.3 (3.4)
#32	DO	513.5	514.2 (0.7)	514.2 (0.7)	514.2 (0.7)	514.2 (0.7)
#34	DO	508.9	516.3 (7.4)	517.5 (8.6)	517.8 (8.9)	518.2 (9.3)
#36	M/SHS ^(*)	515.5	518.5 (3.0)	519.0 (3.5)	519.6 (4.1)	520.4 (4.9)
#38	SHS	526.2	529.4 (3.2)	529.0 (2.8)	528.8 (2.6)	528.5 (2.3)
#40	SHS	559.2	560.1 (0.9)	559.6 (0.4)	559.4 (0.2)	559.1 (-0.1)
$\overline{\Delta T_{am}^{A NM exp}}_{SL,IA}$			(2.1)	(2.0)	(2.0)	(2.0)
$\overline{\Delta T_{am}^{A NM exp}}_{DO,M}$			(4.1)	(4.3)	(4.6)	(5.0)

(*) No se considera en el promedio la STE#8 por presentar un valor experimental alejado de la tendencia del resto de STE.

Tabla K.23: Temperatura (K) en termocupla A para diferentes FC del CTC en región bifásica ($M=[0,-0.95]$; $n=1.0$; caso #2).

STE	PF	Exp.	M=0.0 ($\Delta T_{am}^{A NM exp}, K$)	M=-0.75 ($\Delta T_{am}^{A NM exp}, K$)	M=-0.85 ($\Delta T_{am}^{A NM exp}, K$)	M=-0.95 ($\Delta T_{am}^{A NM exp}, K$)
#1	SCL	529.0	527.8 (-1.2)	527.8 (-1.2)	527.8 (-1.2)	527.8 (-1.2)
#4	SL	552.0	552.6 (0.6)	552.6 (0.6)	552.6 (0.6)	552.6 (0.6)
#8	SL	558.2	552.6 (-5.6)	552.6 (-5.6)	552.6 (-5.6)	552.6 (-5.6)
#12	I	553.1	552.5 (-0.6)	552.5 (-0.6)	552.5 (-0.6)	552.5 (-0.6)
#16	A	551.4	552.4 (1.0)	552.4 (1.0)	552.4 (1.0)	552.4 (1.0)
#19	A	549.5	552.2 (2.7)	552.2 (2.7)	552.2 (2.7)	552.2 (2.7)
#23	A	551.2	552.0 (0.8)	552.0 (0.8)	552.0 (0.8)	552.0 (0.8)
#27	A	550.4	551.7 (1.3)	551.8 (1.4)	551.8 (1.4)	551.8 (1.4)
#31	DO	549.1	551.5 (2.4)	551.6 (2.5)	551.6 (2.5)	551.6 (2.5)
#32	M	559.1	553.0 (-6.1)	554.2 (-4.9)	554.5 (-4.6)	555.1 (-4.0)
#34	SHS	560.0	561.9 (1.9)	561.5 (1.5)	561.3 (1.3)	561.0 (1.0)
#36	SHS	574.2	570.3 (-3.9)	569.9 (-4.3)	569.7 (-4.5)	569.3 (-4.9)
#38	SHS	578.7	579.2 (0.5)	578.8 (0.1)	578.6 (-0.1)	578.2 (-0.5)
#40	SHS	605.1	604.2 (-0.9)	603.7 (-1.4)	603.5 (-1.6)	603.0 (-2.1)
$\overline{\Delta T_{am}^{A NM exp}}_{SL,IA}$			(1.8)	(1.8)	(1.8)	(1.8)
$\overline{\Delta T_{am}^{A NM exp}}_{DO,M}$			(4.3)	(3.7)	(3.6)	(3.3)

Tabla K.24: Temperatura (K) en termocupla A para diferentes FC del CTC en región bifásica ($M=[0,-0.95]$; $n=1.0$; caso #3).

STE	PF	Exp.	M=0.0 ($\Delta T_{am}^{A NM exp}, K$)	M=-0.75 ($\Delta T_{am}^{A NM exp}, K$)	M=-0.85 ($\Delta T_{am}^{A NM exp}, K$)	M=-0.95 ($\Delta T_{am}^{A NM exp}, K$)
#1	SCL	536.2	535.3 (-0.9)	535.3 (-0.9)	535.3 (-0.9)	535.3 (-0.9)
#4	SCLNB	569.7	566.7 (-3.0)	566.7 (-3.0)	566.7 (-3.0)	566.7 (-3.0)
#8	SL	588.2	585.5 (-2.7)	585.5 (-2.7)	585.5 (-2.7)	585.5 (-2.7)
#12	SL	586.9	585.5 (-1.4)	585.5 (-1.4)	585.5 (-1.4)	585.5 (-1.4)
#16	I	584.4	585.4 (1.0)	585.4 (1.0)	585.4 (1.0)	585.4 (1.0)
#19	A	582.1	585.4 (3.3)	585.4 (3.3)	585.4 (3.3)	585.4 (3.3)
#23	A	584.7	585.3 (0.6)	585.3 (0.6)	585.3 (0.6)	585.3 (0.6)
#27	A	583.7	585.2 (1.5)	585.2 (1.5)	585.2 (1.5)	585.2 (1.5)
#31	SHS	593.0	592.6 (-0.4)	592.2 (-0.8)	592.1 (-0.9)	591.9 (-1.1)
#32	SHS	607.0	602.1 (-4.9)	601.7 (-5.3)	601.5 (-5.5)	601.3 (-5.7)
#34	SHS	606.6	609.4 (2.8)	609.0 (2.4)	608.9 (2.3)	608.6 (2.0)
#36	SHS	620.9	616.8 (-4.1)	616.4 (-4.5)	616.2 (-4.7)	615.9 (-5.0)
#38	SHS	625.1	624.7 (-0.4)	624.2 (-0.9)	624.0 (-1.1)	623.7 (-1.4)
#40	SHS	648.0	646.3 (-1.7)	645.8 (-2.2)	645.6 (-2.4)	645.2 (-2.8)
$\left \Delta T_{am}^{A NM exp} \right _{SL,LA}$			(1.7)	(1.7)	(1.7)	(1.7)
$\left \Delta T_{am}^{A NM exp} \right _{DO,M}$			NDA	NDA	NDA	NDA

K.2.7 Perfil circunferencial de temperatura en ST del gradiente máximo

En esta última subsección se presentan en detalle los resultados del análisis de sensibilidad del multiplicador M del FC comparando la ST del absorbedor en el que el modelo predice el gradiente máximo respecto al arrojado por la STE. En el caso #1 este se produce en la STE#38 y en los casos #2 y #3 en la STE#31.

Tabla K.25: Temperatura (K) en perfil circunferencial (A:H) en ST del gradiente máximo (modelo) y STE#38 (experimental) para diferentes FC del CTC ($M=[0,-0.95]$; $n=1.0$) (caso #1).

Termocupla	Exp.	M=0.0 ($\Delta T_{am}^{A:H NM exp}, K$)	M=-0.75 ($\Delta T_{am}^{A:H NM exp}, K$)	M=-0.85 ($\Delta T_{am}^{A:H NM exp}, K$)	M=-0.95 ($\Delta T_{am}^{A:H NM exp}, K$)
A (0°-360°)	526.2	516.8 (-9.4)	519.1 (-7.1)	519.8 (-6.4)	520.6 (-5.6)
B (90°)	545.0	527.0 (-18.0)	536.4 (-8.6)	539.1 (-5.9)	542.5 (-2.5)
D (120°)	554.1	534.6 (-19.5)	550.0 (-4.1)	554.4 (0.3)	560.1 (6.0)
F (150°)	566.6	537.9 (-28.7)	556.9 (-9.7)	562.3 (-4.3)	569.5 (2.9)
H (180°)	554.8	538.2 (-16.6)	557.7 (2.9)	563.3 (8.5)	570.6 (15.8)
G (210°)	555.9	538.0 (-17.9)	557.0 (1.1)	562.5 (6.6)	569.6 (13.7)
E (240°)	558.3	535.1 (-23.2)	551.0 (-7.3)	555.5 (-2.8)	561.5 (3.2)
C (270°)	548.6	527.0 (-21.6)	536.5 (-12.1)	539.2 (-9.4)	542.6 (-6.0)
$\left \Delta T_{am}^{A:H NM exp} \right $		(19.4)	(6.6)	(5.5)	(7.0)
$\left \Delta T_{am}^{A:H NM exp} \right $		(-28.7)	(-12.1)	(-9.4)	(15.8)

Tabla K.26: Temperatura (K) en perfil circunferencial (A:H) en ST del gradiente máximo (modelo) y STE#31 (experimental) para diferentes FC del CTC ($M=[0,-0.95]$; $n=1.0$) (caso #2).

Termocupla	Exp.	M=0.0 ($\Delta T_{am}^{NM}, K$)	M=-0.75 ($\Delta T_{am}^{NM}, K$)	M=-0.85 ($\Delta T_{am}^{NM}, K$)	M=-0.95 ($\Delta T_{am}^{NM}, K$)
A (0°-360°)	549.1	552.9 (3.8)	554.2 (5.1)	554.6 (5.5)	555.1 (6.0)
B (90°)	556.7	561.7 (5.0)	570.0 (13.3)	572.3 (15.6)	575.4 (18.7)
D (120°)	568.4	569.0 (0.6)	584.0 (15.6)	588.1 (19.7)	593.8 (25.4)
F (150°)	579.2	571.6 (-7.6)	590.9 (11.7)	595.8 (16.6)	602.7 (23.5)
H (180°)	573.3	571.6 (-1.7)	591.3 (18.0)	596.2 (22.9)	603.3 (30.0)
G (210°)	573.4	571.7 (-1.7)	590.4 (17.0)	595.7 (22.3)	602.9 (29.5)
E (240°)	586.8	569.4 (-17.4)	584.7 (-2.1)	589.1 (2.3)	595.2 (8.4)
C (270°)	572.3	561.7 (-10.6)	569.9 (-2.4)	572.2 (-0.1)	575.4 (3.1)
$ \Delta T_{am}^{A:H} ^{NM}_{exp}$		(6.0)	(10.7)	(13.1)	(18.1)
$\ \Delta T_{am}^{A:H}\ ^{NM}_{exp}$		(-17.4)	(18.0)	(22.9)	(30.0)

Tabla K.27: Temperatura (K) en perfil circunferencial (A:H) en ST del gradiente máximo (modelo) y STE#31 (experimental) para diferentes FC del CTC ($M=[0,-0.95]$; $n=1.0$) (caso #3).

Termocupla	Exp.	M=0.0 ($\Delta T_{am}^{NM}, K$)	M=-0.75 ($\Delta T_{am}^{NM}, K$)	M=-0.85 ($\Delta T_{am}^{NM}, K$)	M=-0.95 ($\Delta T_{am}^{NM}, K$)
A (0°-360°)	593.0	585.7 (-7.3)	586.5 (-6.5)	586.7 (-6.3)	587.0 (-6.0)
B (90°)	601.5	592.9 (-8.6)	599.3 (-2.2)	601.2 (-0.3)	604.0 (2.5)
D (120°)	612.9	599.2 (-13.7)	611.7 (-1.2)	615.4 (2.5)	621.1 (8.2)
F (150°)	626.3	601.2 (-25.1)	617.8 (-8.5)	622.2 (-4.1)	629.3 (3.0)
H (180°)	623.5	601.0 (-22.5)	617.8 (-5.7)	622.2 (-1.3)	629.4 (5.9)
G (210°)	621.6	601.2 (-20.4)	616.9 (-4.7)	621.5 (-0.1)	628.7 (7.1)
E (240°)	631.0	599.5 (-31.5)	612.1 (-18.9)	616.0 (-15.0)	621.8 (-9.2)
C (270°)	621.1	592.9 (-28.2)	599.1 (-22.0)	601.0 (-20.1)	603.9 (-17.2)
$ \Delta T_{am}^{A:H} ^{NM}_{exp}$		(19.7)	(8.7)	(6.2)	(7.4)
$\ \Delta T_{am}^{A:H}\ ^{NM}_{exp}$		(-31.5)	(-22.0)	(-20.1)	(17.2)

K.3 Comparación entre los enfoques de modelado actual (PTAV-FC) y tradicional (PTAC)

En esta última sección se muestran los resultados termohidráulicos y térmicos entre el enfoque de modelado propuesto en esta tesis doctoral (PTAV-FC) respecto al tradicionalmente asumido en los modelos anteriores (PTAC). Estos resultados sirven de insumo para el análisis comparativo de ambos enfoques desarrollado en la subsección 6.5.4. Junto a la asunción de las propiedades termofísicas del absorbedor como valores constantes y la no inclusión de un FC en el CTC, la principal diferencia del enfoque PTAC al reside en las correlaciones bifásicas del CTC y del factor de pérdidas por fricción.

El modelado de las pérdidas por fricción en la región bifásica se desarrolla mediante la correlación de Friedel [239], con independencia de la posibilidad de que se suceda diferentes

patrones de flujo. La expresión de las pérdidas por fricción, asociadas al enfoque de modelado actual se presenta en la Ec. (K.1).

$$F_{w-Fri} = -\frac{1}{2d_{ai}} f_{w-Fri}^{Mom} G_m^2 = -\frac{1}{2d_{ai}} \frac{f_{l0}^{DW}}{\rho_l} \Phi_{Fri}^2 G_m^2 \quad (K.1)$$

El factor de fricción asociado al líquido (f_{l0}^{DW}) se calcula mediante la correlación de Goudar y Sonnad [202] con el número adimensional de Reynolds “*liquid-all*”, presentados en las Ecs. (5.36) y (F.3), respectivamente. Mientras que el multiplicador bifásica de Friedel (Φ_{Fri}^2) se determina de acuerdo a la Ec. (K.2).

$$\Phi_{Fri}^2 = A_1 + \frac{3.24 A_2 A_3}{Fr_m^{0.045} We_m^{0.035}} \quad (K.2)$$

$$A_1 = (1-x)^2 + x^2 \frac{\rho_l f_{l0}^{DW}}{\rho_g f_{g0}^{DW}}; \quad A_2 = x^{0.78} (1-x)^{0.224};$$

$$A_3 = \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0.91} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0.7}; \quad Fr_m = \frac{G_m^2}{\rho_m^2 g d_{ai}}; \quad We_m = \frac{G_m^2 d_{ai}}{\rho_m \sigma_m}$$

El factor de fricción asociado a la fase gaseosa (f_{g0}^{DW}) se calcula mediante la correlación de Goudar y Sonnad [202] con el número adimensional de Reynolds “*gas-all*”, de las Ecs. (5.36) y (F.3). Mientras que para los números de Froude y Weber se calculan con la densidad homogénea presentada en la Ec. (3.36).

Para el cálculo del CTC bifásico el modelo considera dos posibles patrones de flujo, en función del número de Froude de la fase líquida: estratificado ($Fr_l < 0.04$) y anular ($Fr_l \geq 0.04$). El CTC bifásico se modela a partir la correlación de Shah [175] de la Ec. (K.3), si se predice la ocurrencia de patrón de flujo estratificado.

$$h_{tp}(\theta) = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \frac{k_l}{d_{ai}} \|\psi_1, \psi_2\| \quad (K.3)$$

$$\psi_1 = 1.8 N_s$$

$$\psi_2 = \begin{cases} F_s Bo^{0.5} \exp(2.47 N_s^{-0.15}); & N_s \leq 0.1 \\ F_s Bo^{0.5} \exp(2.74 N_s^{-0.1}); & 0.1 < N_s \leq 1.0 \\ 230 Bo^{0.5} & ; N_s > 1.0; Bo > 3 \cdot 10^{-5} \\ 1 + 46 Bo & ; N_s > 1.0; Bo \leq 3 \cdot 10^{-5} \end{cases}$$

$$N_s \begin{cases} Co & ; Fr_l \geq 0.04 \\ 0.38 Fr_l^{-0.3} Co & ; Fr_l < 0.04 \end{cases} \quad F_s \begin{cases} 14.7; & Bo \geq 1.1 \cdot 10^{-3} \\ 15.4; & Bo < 1.1 \cdot 10^{-3} \end{cases}$$

$$Bo = \frac{\overline{q_{conv}^{ai-1}}}{h_{lg}}; \quad Co = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5}; \quad Fr_l = \frac{G_m^2}{\rho_l^2 g d_{ai}}$$

Si se determina la presencia de patrón de flujo anular el CTC se calcula mediante la correlación de Gungor y Winterton [176] de la Ec. (K.4). Esta expresión es muy similar a la desarrollada por Wojtan *et al.* [161], pero variando ciertos exponentes, y utilizando el método de superposición para el CTC en lugar del asintótico. El coeficiente convectivo superficial de la fase líquida se calcula con la correlación de Dittus y Boelter [173] de la Ec. (K.5). Y en el de ebullición nucleada se utiliza la correlación de Cooper [221] de la Ec. (K.6). Los factores de supresión de cada uno de los coeficientes se calculan en función del número de Froude de la fase líquida de acuerdo a las Ecs. (K.7) y (K.8).

$$h_{tp}(\theta) = F h_{cb}(\theta) + S h_{nb}(\theta) \quad (\text{K.4})$$

$$h_{cb}(\theta) = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \frac{k_l}{d_{ai}} \quad (\text{K.5})$$

$$h_{nb}(\theta) = 0.8 \left\{ 55 p_r^{0.12-0.2 \log(\varepsilon_{ai} \cdot 10^6)} [-\log(p_r)]^{-0.55} M^{-0.5} [\overline{q_{conv}^{ai-l}}]^{0.67} \right\} \quad (\text{K.6})$$

$$p_r = \frac{p}{p_{crit}}; \quad \overline{q_{conv}^{ai-l}} = \frac{\sum q_{conv}^{ai-l}(\theta) \cdot r_{ai} d\theta}{\pi d_{ai}};$$

$$F \begin{cases} 1.0 + 2.4 \cdot 10^4 Bo^{1.16} + 1.37 X_{tt}^{-0.86} & ; Fr_l \geq 0.05 \\ (1.0 + 2.4 \cdot 10^4 Bo^{1.16} + 1.37 X_{tt}^{-0.86}) \cdot Fr_l^{0.1-2.0 Fr_l} & ; Fr_l < 0.05 \end{cases} \quad (\text{K.7})$$

$$Bo = \frac{\overline{q_{conv}^{ai-l}}}{h_{lg}}; \quad X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1}; \quad Fr_l = \frac{G_m^2}{\rho_l^2 g d_{ai}}$$

$$S \begin{cases} (1.0 + 1.15 \cdot 10^{-6} F^2 Re_l^{1.17})^{-1.0} & ; Fr_l \geq 0.05 \\ (1.0 + 1.15 \cdot 10^{-6} F^2 Re_l^{1.17})^{-1.0} \cdot \sqrt{Fr_l} & ; Fr_l < 0.05 \end{cases} \quad (\text{K.8})$$

K.3.1 Análisis de transferencia de calor y caída de presión en el fluido

El análisis de las variables termohidráulicas se realiza para el gradiente térmico en el fluido, la eficiencia global, y la caída de presión a nivel de todo el lazo de captadores (tabla K28). Además, se estudia el comportamiento del gradiente de temperatura y la caída de presión a la salida de cada captadore, respecto a la entrada del lazo (tablas K.29 y K.30).

Tabla K.28: Variables termohidráulicas entrada-salida bajo enfoques tradicional (PTAC) y actual (PTAV-FC).

Casos	$\Delta T_m^{out-in} [\text{K}]$				$\eta_{col} [-]$				$\Delta p_m^{in-out} [\text{bar}]$			
	Exp.	PTAC (ξ_r)		PTAV-FC (ξ_r)	Exp.	PTAC (ξ_r)		PTAV-FC (ξ_r)	Exp.	PTAC (ξ_r)		PTAV-FC (ξ_r)
1	82.9	88.8	(7.1)	82.8 (-0.1)	0.585	0.591	(1.0)	0.585 (0.0)	2.32	3.39	(46.1)	2.21 (-4.7)
2	85.2	95.6	(12.2)	84.7 (-0.6)	0.542	0.552	(1.8)	0.541 (-0.2)	1.68	2.39	(42.3)	1.64 (-2.4)
3	120.0	137.3	(14.4)	120.8 (0.7)	0.525	0.541	(3.0)	0.526 (0.2)	0.85	1.26	(48.2)	0.90 (5.9)
$ \xi_r^{mean} $		(11.3)		(0.5)		(2.0)		(0.1)		(45.5)		(4.3)
ξ_r^{max}		(14.4)		(0.7)		(3.0)		(0.2)		(48.2)		(5.9)

Tabla K.29: Gradientes térmicos en el fluido (K) bajo enfoques PTAC) y actual (PTAV-FC) a la salida de cada captador.

CCP _{out}	Caso #1					Caso #2					Caso #3				
	Exp.	PTAC (ξ_r)		PTAV-FC (ξ_r)		Exp.	PTAC (ξ_r)		PTAV-FC (ξ_r)		Exp.	PTAC (ξ_r)		PTAV-FC (ξ_r)	
#1	44.3	45.3	(2.3)	45.3	(2.3)	36.3	37.0	(1.9)	37.0	(1.9)	45.8	44.4	(-3.1)	43.6	(-4.8)
#2	42.7	45.1	(5.6)	45.2	(5.9)	34.5	36.9	(7.0)	37.0	(7.2)	60.2	62.6	(4.0)	62.6	(4.0)
#3	(---)	(---)	(---)	(---)	(---)	36.2	36.8	(1.7)	36.9	(1.9)	61.9	62.6	(1.1)	62.6	(1.1)
#4	43.4	44.4	(2.3)	44.9	(3.5)	35.5	36.6	(3.1)	36.8	(3.7)	61.3	62.5	(2.0)	62.5	(2.0)
#5	42.6	43.8	(2.8)	44.5	(4.5)	35.0	36.3	(3.7)	36.6	(4.6)	61.1	62.4	(2.1)	62.5	(2.3)
#6	41.9	43.1	(2.9)	44.0	(5.0)	34.9	36.0	(3.2)	36.4	(4.3)	61.2	62.2	(1.6)	62.4	(2.0)
#7	40.9	42.1	(2.9)	43.4	(6.1)	34.7	35.5	(2.3)	36.1	(4.0)	61.3	62.1	(1.3)	62.3	(1.6)
#8	39.3	41.0	(4.3)	42.8	(8.9)	37.7	41.1	(9.0)	35.9	(-4.8)	80.2	86.6	(8.0)	77.2	(-3.7)
#9	50.5	56.2	(11.3)	52.2	(3.4)	60.2	68.0	(13.0)	59.7	(-0.8)	99.9	112.0	(12.1)	98.9	(-1.0)
#10	82.9	88.8	(7.1)	82.8	(-0.1)	85.2	95.6	(12.2)	84.7	(-0.6)	120.0	137.3	(14.4)	120.8	0.7)
$ \xi_{r-CCP}^{mean} $		(4.6)		(4.4)			(5.7)		(3.4)			(5.0)		(2.3)	
ξ_{r-CCP}^{max}		(11.3)		(8.9)			(13.0)		(7.2)			(14.4)		(-4.8)	

Tabla K.30: Caída de presión (bar) bajo enfoques tradicional (PTAC) y actual (PTAV-FC) a la salida de cada captador.

CCP _{out}	Caso #1					Caso #2					Caso #3				
	Exp.	PTAC (ξ_r)		PTAV-FC (ξ_r)		Exp.	PTAC (ξ_r)		PTAV-FC (ξ_r)		Exp.	PTAC (ξ_r)		PTAV-FC (ξ_r)	
#1	0.23	0.02	(-91.3)	0.01	(-95.7)	0.21	0.02	(-90.5)	0.02	(-90.5)	0.06	0.01	(-83.3)	0.01	(-83.3)
#2	0.35	0.11	(-68.6)	0.05	(-85.7)	0.32	0.10	(-68.8)	0.06	(-81.3)	0.16	0.04	(-75.0)	0.03	(-81.3)
#3	0.43	0.30	(-30.2)	0.13	(-69.8)	0.38	0.25	(-34.2)	0.13	(-65.8)	0.19	0.11	(-42.1)	0.08	(-57.9)
#4	0.43	0.57	(32.6)	0.29	(-32.6)	0.45	0.45	(0.0)	0.26	(-42.2)	0.23	0.22	(-4.3)	0.15	(-34.8)
#5	0.60	0.93	(55.0)	0.53	(-11.7)	0.52	0.72	(38.5)	0.44	(-15.4)	0.25	0.36	(44.0)	0.25	(0.0)
#6	0.84	1.38	(64.3)	0.84	(0.0)	0.65	1.06	(63.1)	0.66	(1.5)	0.26	0.55	(111.5)	0.37	(42.3)
#7	1.15	1.94	(68.7)	1.20	(4.3)	0.82	1.46	(78.0)	0.90	(9.8)	0.32	0.77	(140.6)	0.49	(53.1)
#8	1.44	2.65	(84.0)	1.57	(9.0)	1.02	1.91	(87.3)	1.17	(14.7)	0.40	0.99	(147.5)	0.64	(60.0)
#9	2.06	3.05	(48.1)	1.88	(-8.7)	1.48	2.15	(45.3)	1.41	(-4.7)	0.72	1.13	(56.9)	0.78	(8.3)
#10	2.32	3.39	(46.1)	2.21	(-4.7)	1.68	2.39	(42.3)	1.64	(-2.4)	0.85	1.26	(48.2)	0.90	(5.9)
$ \xi_{r-CCP}^{mean} $		(58.9)		(32.4)			(54.8)		(32.8)			(75.4)		(42.7)	
ξ_{r-CCP}^{max}		(-91.3)		(-95.7)			(-90.5)		(-90.5)			(147.5)		(-83.3)	

K.3.2 Distribución del campo de temperatura en el absorbedor

El campo de temperatura en el absorbedor se estudia mediante las variables de gradientes máximos (tabla K31), gradientes A-H (tabla K32) y temperatura en termocupla inferior (tabla K33) para comparando en las dos regiones monofásicas y las dos bifásicas (SL-I-A, DO-M) las desviaciones promedio. Por último se realiza una comparativa del gradiente máximo (tabla K34) calculado por los modelos en la salida de la región bifásica, que en el enfoque PTAV-FC corresponde con el patrón de flujo *dry-out* o niebla. Y experimentalmente se selecciona la STE del lazo que arroja el mayor valor del gradiente circunferencial a lo largo del perfil longitudinal, cercano a esa zona.

Tabla K.31: Gradientes máximos de temperatura (K) bajo enfoques tradicional (PTAC) y actual (PTAV-FC) en STE de instalación DISS (2000–2003).

STE	Caso #1						Caso #2						Caso #3					
	PF ^(a)	Exp.	PTAC (ξ_r)		PTAV-FC (ξ_r)		PF	Exp.	PTAC(ξ_r)		PTAV-FC (ξ_r)		PF	Exp.	PTAC(ξ_r)		PTAV-FC (ξ_r)	
#1	SCL	22.7	16.1	(-29.1)	23.8	(4.8)	SCL	22.7	15.5	(-31.7)	24.0	(5.7)	SCL	22.3	15.4	(-30.9)	24.0	(7.6)
#4	A/SL	20.4	8.8	(-56.9)	16.4	(-19.6)	A/SL	19.1	9.1	(-52.4)	17.0	(-11.0)	SCL/SCLNB	27.0	14.8	(-45.2)	23.1	(-14.4)
#8	A/SL	12.8	8.4	(-34.4)	15.2	(18.8)	A/SL	13.2	8.7	(-34.1)	16.6	(25.8)	A/SL	11.8	8.6	(-27.1)	15.0	(27.1)
#12	A/I	20.4	7.8	(-61.8)	13.9	(-31.9)	A/I	17.0	8.3	(-51.2)	15.7	(-7.6)	A/SL	19.0	8.3	(-56.3)	14.8	(-22.1)
#16	A	21.1	7.4	(-64.9)	12.9	(-38.9)	A	22.2	7.9	(-64.4)	14.8	(-33.3)	A/I	23.4	8.0	(-65.8)	14.5	(-38.0)
#19	A	17.4	7.2	(-58.6)	12.2	(-29.9)	A	18.7	7.7	(-58.8)	14.2	(-24.1)	A	18.4	7.8	(-57.6)	14.1	(-23.4)
#23	A	12.5	7.0	(-44.0)	11.4	(-8.8)	A	12.2	7.5	(-38.5)	13.2	(8.2)	A	13.5	7.6	(-43.7)	13.4	(-0.7)
#27	A	12.8	6.8	(-46.9)	10.4	(-18.8)	A	12.8	7.4	(-42.2)	11.9	(-7.0)	A	12.2	7.6	(-37.7)	12.1	(-0.8)
#31	A	27.5	6.7	(-75.6)	9.0	(-67.3)	A/DO	37.7	7.4	(-80.4)	9.3	(-75.3)	SHS	38.0	19.6	(-48.4)	28.5	(-25.0)
#32	A/DO	22.0	6.7	(-69.5)	7.5	(-65.9)	SHS/M	30.3	21.9	(-27.7)	40.9	(35.0)	SHS	29.2	21.0	(-28.1)	30.8	(5.5)
#34	A/DO	19.8	6.5	(-67.2)	21.8	(10.1)	SHS	37.6	22.5	(-40.2)	33.4	(-11.2)	SHS	36.9	21.4	(-42.0)	31.5	(-14.6)
#36	SHS/M	30.1	24.9	(-17.3)	43.2	(43.5)	SHS	34.2	23.5	(-31.3)	34.9	(2.0)	SHS	32.9	22.1	(-32.8)	32.7	(-0.6)
#38	SHS	40.4	26.1	(-35.4)	36.8	(-8.9)	SHS	35.7	24.3	(-31.9)	36.2	(1.4)	SHS	33.3	22.8	(-31.5)	33.8	(1.5)
#40	SHS	33.5	24.6	(-26.6)	34.7	(3.6)	SHS	31.7	22.7	(-28.4)	33.9	(6.9)	SHS	28.0	21.3	(-23.9)	31.4	(12.1)
$ \xi_{r-SCL/NB}^{mean} ^{(b)}$			(-29.1)		(4.8)				(-31.7)		(5.7)				(-38.1)		(11.0)	
$ \xi_{r-SL,I,A}^{mean} ^{(b)}$			(-55.4)		(29.2)				(-48.8)		(16.7)				(-48.0)		(18.7)	
$ \xi_{r-DO,M}^{mean} ^{(c)}$			(-68.4)		(39.8)				(-80.4)		(55.2)				NDA		NDA	
$ \xi_{r-SHS}^{mean} ^{(d)}$			(-26.4)		(6.2)				(-31.9)		(3.5)				(-34.5)		(9.9)	

(a) Cuando aparecen dos patrones de flujo el de la izquierda corresponde al enfoque PTAC y el de la derecha al PTAV-FC.

(b) Se corresponde a las STE #1 (casos #1 y #2), y STE #1-#4 (caso #3).

(c) Se corresponde con las STE #4-#31 (caso #1), STE #4-STE #27 (caso #2) y STE #8-#27 (caso #3).

(d) En el caso #1 corresponde a las STE #32-#34 (PTAC) y STE #32-#36 (PTAV-FC). En el caso #2 con la STE #31 (PTAC) y STE #31-#32 (PTAV-FC). Y en el caso #3 no se localizan STE en la zona DO-M identificada por el enfoque PTAV-FC.

(e) En el caso #1 corresponde a las STE #36-#40 (PTAC) y STE #38-#40 (PTAV-FC); en el caso #2 con las STE #32-#40 (PTAC) y STE #34-#40 (PTAV-FC). Y en el caso #3 con las STE #31-#40.

Tabla K.32: Gradientes A-H de temperatura (K) bajo enfoques tradicional (PTAC) y actual (PTAV-FC) en STE de la instalación DISS (2000–2003).

STE	Caso #1						Caso #2						Caso #3							
	PF ^(a)	Exp.	PTAC (ξ_r)		PTAV-FC (ξ_r)		PF	Exp.	PTAC(ξ_r)		PTAV-FC (ξ_r)		PF	Exp.	PTAC(ξ_r)		PTAV-FC (ξ_r)			
#1	SCL	22.7	15.7	(13.8)	23.4	(69.6)	SCL	16.2	14.9	(-8.0)	23.3	(43.8)	SCL	15.8	14.8	(-6.3)	23.2	(46.8)		
#4	A/SL	20.4	8.0	(-51.2)	14.5	(-11.6)	A/SL	14.1	8.1	(-42.6)	14.5	(2.8)	SCL/SCLNB	16.0	14.2	(-11.3)	22.3	(39.4)		
#8	A/SL	12.8	7.6	(-16.5)	13.2	(45.1)	A/SL	5.2	7.8	(50.0)	13.9	(167.3)	A/SL	9.0	7.7	(-14.4)	12.3	(36.7)		
#12	A/I	20.4	7.0	(-63.2)	11.7	(-38.4)	A/I	15.8	7.4	(-53.2)	13.1	(-17.1)	A/SL	16.3	7.4	(-54.6)	12.1	(-25.8)		
#16	A	21.1	6.6	(-30.5)	10.7	(12.6)	A	9.6	7.0	(-27.1)	12.1	(26.0)	A/I	8.8	7.2	(-18.2)	11.8	(34.1)		
#19	A	17.4	6.4	(-52.9)	10.0	(-26.5)	A	11.8	6.8	(-42.4)	11.4	(-3.4)	A	11.2	6.9	(-38.4)	11.4	(1.8)		
#23	A	12.5	6.2	(-40.4)	9.1	(-12.5)	A	9.9	6.6	(-33.3)	10.4	(5.1)	A	10.6	6.8	(-35.8)	10.7	(0.9)		
#27	A	12.8	6.0	(-43.9)	8.1	(-24.3)	A	11.1	6.4	(-42.3)	9.0	(-18.9)	A	9.9	6.7	(-32.3)	9.4	(-5.1)		
#31	A	27.5	5.9	(-69.3)	6.7	(-65.1)	A/DO	24.2	6.4	(-73.6)	7.4	(-69.4)	SHS	30.5	19.3	(-36.7)	28.1	(-7.9)		
#32	A/DO	22.0	5.9	(-56.0)	5.9	(-56.0)	SHS/M	23.7	21.7	(-8.4)	40.9	(72.6)	SHS	22.9	20.8	(-9.2)	30.5	(33.2)		
#34	A/DO	19.8	5.7	(-58.7)	15.8	(14.5)	SHS	30.9	22.3	(-27.8)	33.1	(7.1)	SHS	30.9	21.1	(-31.7)	31.2	(1.0)		
#36	SHS/M	30.1	24.8	(-15.9)	43.2	(46.4)	SHS	33.3	23.3	(-30.0)	34.7	(4.2)	SHS	32.9	21.9	(-33.4)	32.4	(-1.5)		
#38	SHS	40.4	26.1	(-8.7)	36.7	(28.3)	SHS	25.8	24.1	(-6.6)	36.1	(39.9)	SHS	24.5	22.7	(-7.3)	33.5	(36.7)		
#40	SHS	33.5	24.6	(-13.7)	34.7	(21.8)	SHS	25.2	22.6	(-10.3)	33.7	(33.7)	SHS	21.9	21.1	(-3.7)	31.2	(42.5)		
$ \xi_{r-SCL/NB}^{mean} ^{(b)}$			(13.8)		(69.6)					(-8.0)		(43.8)					(-8.8)		(43.1)	
$ \xi_{r-SL,I,A}^{mean} ^{(b)}$			(-46.0)		(29.5)					(-40.1)		(12.2)					(-32.3)		(17.4)	
$ \xi_{r-DO,M}^{mean} ^{(c)}$			(-57.3)		(39.0)					(-73.6)		(71.0)		NDA			NDA			
$ \xi_{r-SHS}^{mean} ^{(d)}$			(-12.8)		(25.0)					(-16.6)		(26.0)		(-20.3)			(20.5)			

(a) Cuando aparecen dos patrones de flujo el de la izquierda corresponde al enfoque PTAC y el de la derecha al PTAV-FC.

(b) Se corresponde con las STE #1 (casos #1 y #2), y STE #1–#4 (caso #3). No se considera en el promedio la STE#8 por presentar un valor experimental alejado de la tendencia del resto de STE.

(c) Se corresponde con las STE #4–#31 (caso #1), STE #4–STE #27 (caso #2) y STE #8–#27 (caso #3).

(d) En el caso#1 corresponde a las STE #32–#34 (PTAC) y STE #32–#36 (PTAV-FC). En el caso#2 con la STE #31 (PTAC) y STE #31–#32 (PTAV-FC). Y en el caso #3 no se localizan STE en la zona DO-M identificada por el enfoque PTAV-FC.

(e) En el caso#1 corresponde a las STE #36–#40 (PTAC) y STE #38–#40 (PTAV-FC); en el caso#2 con las STE #32–#40 (PTAC) y STE #34–#40 (PTAV-FC). Y en el caso #3 con las STE #31–#40.

Tabla K.33: Temperatura (K) en termocupla A, bajo enfoques tradicional (PTAC) y actual (PTAV-FC) en STE de la instalación DISS (2000-2003).

STE	Caso #1				Caso #2				Caso #3			
	PF ^(a)	Exp.	PTAC (ξ_r) ^(b)	PTAV-FC (ξ_r)	PF	Exp.	PTAC(ξ_r)	PTAV-FC (ξ_r)	PF	Exp.	PTAC(ξ_r)	PTAV-FC (ξ_r)
#1	SCL	487.3	485.1 (-2.2)	485.7 (-1.6)	SCL	529.0	527.5 (-1.5)	527.8 (-1.2)	SCL	536.2	535.0 (-1.2)	535.3 (-0.9)
#4	A/SL	516.9	516.7 (-0.2)	516.7 (-0.2)	A/SL	552.0	552.7 (0.7)	552.6 (0.6)	SCL/SCLNB	569.7	567.1 (-2.6)	566.7 (-3.0)
#8	A/SL	522.8	516.5 (-6.3)	516.6 (-6.2)	A/SL	558.2	552.6 (-5.6)	552.6 (-5.6)	A/SL	588.2	585.6 (-2.6)	585.5 (-2.7)
#12	A/I	517.8	516.2 (-1.6)	516.5 (-1.3)	A/I	553.1	552.4 (-0.7)	552.5 (-0.6)	A/SL	586.9	585.5 (-1.4)	585.5 (-1.4)
#16	A	515.8	515.8 (0.0)	516.2 (0.4)	A	551.4	552.2 (0.8)	552.4 (1.0)	A/I	584.4	585.4 (1.0)	585.4 (1.0)
#19	A	513.4	515.3 (1.9)	515.9 (2.5)	A	549.5	552.0 (2.5)	552.2 (2.7)	A	582.1	585.4 (3.3)	585.4 (3.3)
#23	A	514.2	514.6 (0.4)	515.5 (1.3)	A	551.2	551.7 (0.5)	552.0 (0.8)	A	584.7	585.2 (0.5)	585.3 (0.6)
#27	A	513.8	513.8 (0.0)	514.9 (1.1)	A	550.4	551.3 (0.9)	551.8 (1.4)	A	583.7	585.1 (1.4)	585.2 (1.5)
#31	A	510.9	512.7 (1.8)	514.3 (3.4)	A/DO	549.1	550.8 (1.7)	551.6 (2.5)	SHS	593.0	599.0 (6.0)	591.9 (-1.1)
#32	A/DO	513.5	512.5 (-1.0)	514.2 (0.7)	SHS/M	559.1	557.4 (-1.7)	554.5 (-4.6)	SHS	607.0	609.9 (2.9)	601.3 (-5.7)
#34	A/DO	508.9	512.0 (3.1)	517.7 (8.8)	SHS	560.0	566.3 (6.3)	561.1 (1.1)	SHS	606.6	618.4 (11.8)	608.6 (2.0)
#36	SHS/M	515.5	518.6 (3.1)	519.6 (4.1)	SHS	574.2	575.3 (1.1)	569.4 (-4.8)	SHS	620.9	626.8 (5.9)	615.9 (-5.0)
#38	SHS	526.2	529.9 (3.7)	528.5 (2.3)	SHS	578.7	585.0 (6.3)	578.2 (-0.5)	SHS	625.1	635.7 (10.6)	623.7 (-1.4)
#40	SHS	559.2	562.5 (3.3)	559.1 (-0.1)	SHS	605.1	612.4 (7.3)	603.1 (-2.0)	SHS	648.0	660.8 (12.8)	645.3 (-2.7)
$\overline{ \Delta T_{am}^{A NM} }_{exp}^{SCL/NB}$ ^(c)			(2.2)	(1.6)	(1.5)	(1.2)	(1.9)	(2.0)				
$\overline{ \Delta T_{am}^{A NM} }_{exp}^{SL,I,A}$ ^(d)			(1.5)	(2.0)	(1.7)	(1.8)	(1.7)	(1.7)				
$\overline{ \Delta T_{am}^{A NM} }_{exp}^{DO,M}$ ^(e)			(2.1)	(4.5)	(1.7)	(3.6)	NDA	NDA				
$\overline{ \Delta T_{am}^{A NM} }_{exp}^{SHS}$ ^(f)			(3.4)	(1.2)	(4.5)	(2.4)	(8.3)	(3.0)				

(a) Cuando aparecen dos patrones de flujo el de la izquierda corresponde al enfoque PTAC y el de la derecha al PTAV-FC.

(b) Las desviaciones en este caso se corresponden con la diferencia de temperatura (K) entre los datos experimentales y los modelos numéricos ($\Delta T_{am}^{A|NM}$).

(c) Se corresponde con las STE #1 (casos #1 y #2), y STE #1-#4 (caso #3). En el promedio no se considera la STE #8 porque el valor experimental se aleja de la tendencia del resto de valores en las STE.

(d) Se corresponde con las STE #4-#31 (caso #1), STE #4-STE #27 (caso #2) y STE #8-#27 (caso #3).

(e) En el caso #1 corresponde a las STE #32-#34 (PTAC) y STE #32-#36 (PTAV-FC). En el caso #2 con la STE #31 (PTAC) y STE #31-#32 (PTAV-FC). Y en el caso #3 no se localizan STE en la zona DO-M identificada por el enfoque PTAV-FC.

(f) El caso #1 corresponde a las STE #36-#40 (PTAC) y STE #38-#40 (PTAV-FC); el caso #2 con las STE #32-#40 (PTAC) y STE #34-#40 (PTAV-FC). Y el caso #3 a las STE #31-#40.

Tabla K.34: Máximo valor de los gradientes máximos de temperatura en las ST del absorbedor bajo enfoques tradicional (PTAC) y actual (PTAV-FC) instalación DISS (2000–2003).

Caso	Localización [m]			ΔT_{am}^{max} [K]				
	Exp. (STE)	PTAC	PTAV-FC	Exp.	PTAC (ξ_r)		PTAV-FC (ξ_r)	
1	413.76 (#38)	401.2	401.2	40.4	6.7	(-83.4)	43.5	(7.7)
2	377.04 (#31)	382.9	389.0	37.7	7.5	(-80.1)	40.9	(8.5)
3	377.04 (#31)	358.54	367.7	38.0	7.9	(-79.2)	36.1	(-5.0)

Referencias

- [1] Meinel, A. B., y Meinel, M. P., 1976, *Applied solar energy: An introduction*, Addison-Wesley, New Yor.
- [2] Ericsson, J., 1884, «The sun motor and the sun's temperature», *Nature*, (29), pp. 217-219.
- [3] Hirsch, T., Feldhoff, J. F., Hennecke, K., y Pitz-Paal, R., 2014, «Advancements in the field of direct steam generation in linear solar concentrators — A review», *Heat Transf. Eng.*, 35(3), pp. 258-271.
- [4] Zarza, E., 2003, «Generación directa de vapor con colectores solares cilindro parabólicos. Proyecto DIrect Solar Steam (DISS)», Universidad de Sevilla.
- [5] Zarza, E., 2017, «Innovative working fluids for parabolic trough collectors», *Advances in concentrating solar thermal research and technology*, M. Blanco, y L. Ramirez Santigosa, eds., Elsevier, pp. 75-106.
- [6] SolarPaces, «CSP technologies» [Online]. Available: <http://www.solarpaces.org/csp-technologies/csp-potential-solar-thermal-energy-by-member-nation/usa>. [Accessed: 15-ago-2018].
- [7] «National Solar Thermal Test Facility» [Online]. Available: <https://energy.sandia.gov/programs/renewable-energy/csp/nsttf/>.
- [8] «Plataforma Solar de Almería» [Online]. Available: <http://www.psa.es>.
- [9] REN21, 2020, *Renewables 2020 Global Status Report*, REN21 Secretariat, Paris.
- [10] Tesk, S., Leung, J., Crespo, L., Bial, M., Dufour, E., y Richter, C., 2016, *Solar thermal electricity. Global outlook 2016*, Greenpeace International, Amsterdam.
- [11] Garcia, S., 2012, «Principios de funcionamiento de las centrales solares termoeléctricas», *Guía técnica de la energía solar termoeléctrica*, Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid, Madrid, pp. 13-50.
- [12] Montes, M. J., 2008, «Análisis y propuestas de sistemas solares de alta exergía que emplean agua como fluido calorífero», Universidad Politécnica de Madrid.
- [13] Sandá, A., Moya, S. L., y Valenzuela, L., 2019, «Modelling and simulation tools for direct steam generation in parabolic-trough solar collectors: A review», *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 113(October), p. 109226.
- [14] Pederson, R. J., y May, E. K., 1982, *Flow instability during direct steam generation in a line-focus solar-collector system*, Golden.
- [15] Murphy, L. M., y May, E. K., 1982, *Steam generation in line-focus solar collectors: A comparative assessment of thermal performance, operating stability, and cost issues*, Golden.
- [16] Taitel, Y., y Dukler, A. E., 1976, «A model for predicting flow regime transitions in horizontal

- and near horizontal gas-liquid flow», *AIChE J.*, 22(1), pp. 47-55.
- [17] Barnea, D., 1987, «A unified model for predicting flow-pattern transitions for the whole range of pipe inclinations», *Int. J. Multiph. Flow*, 13(1), pp. 1-12.
- [18] CIEMAT-PSA, 2007, *Annual report 2007*.
- [19] Fisch, N., y Schlosser, M., 2012, *Verbundforschungsvorhaben: Komponentenentwicklung für eine hocheffiziente dezentrale solarunterstützte Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung Bericht*, Braunschweig.
- [20] Feldhoff, J. F., Eickhoff, M., Keller, L., Alonso, J. L., Meyer-Grünefeldt, M., Valenzuela, L., Pernpeintner, J., y Hirsch, T., 2013, «Status and first results of the DUKE project - Component qualification of new receivers and collectors», *Energy Procedia*, 49, pp. 1766-1776.
- [21] Bayón, R., Rojas, M. E., Valenzuela, L., Zarza, E., y León, J., 2010, «Analysis of the experimental behaviour of a 100 kWth latent heat storage system for direct steam generation in solar thermal power plants», *Appl. Therm. Eng.*, 30(17-18), pp. 2643-2651.
- [22] Fernández, A., Zarza, E., Valenzuela, L., y Pérez, M., 2010, «Parabolic-trough solar collectors and their applications», *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 14(7), pp. 1695-1721.
- [23] Feldhoff, J. F., Hirsch, T., Pitz-Paal, R., y Valenzuela, L., 2016, «Analysis and potential of once-through steam generators in line focus systems – Final results of the DUKE project», *AIP Conference Proceedings*, p. 100006.
- [24] PSA, «Medium-concentration solar technology. Finished projects» [Online]. Available: http://www.psa.es/en/areas/ussc/grupomedia/proyectos_old.php. [Accessed: 15-ago-2018].
- [25] CIEMAT-PSA, 2015, *Annual report 2015*.
- [26] Zarza, E., Rojas, M. E., González, L., Caballero, J. M., y Rueda, F., 2006, «INDITEP: The first pre-commercial DSG solar power plant», *Sol. Energy*, 80(10), pp. 1270-1276.
- [27] Khenissi, A., Krüger, D., Hirsch, T., y Hennecke, K., 2015, «Return of experience on transient behavior at the DSG solar thermal power plant in Kanchanaburi, Thailand», *Energy Procedia*, 69, pp. 1603-1612.
- [28] Krüger, D., Krüger, J., Pandian, Y., O'Connell, B., Feldhoff, J. F., Karthikeyan, R., Hempel, S., Muniasamy, K., Hirsch, T., Eickhoff, M., y Hennecke, K., 2012, «Experiences with direct steam generation at the Kanchanaburi solar thermal power plant», *18th SolarPACES Conference*, Marrakesch.
- [29] Alguacil, M., Prieto, C., Rodriguez, A., y Lohr, J., 2014, «Direct steam generation in parabolic trough collectors», *Energy Procedia*, 49, pp. 21-29.
- [30] Almanza, R., Lentz, A., y Jiménez, G., 1997, «Receiver behavior in direct steam generation with parabolic troughs», *Sol. Energy*, 61(4), pp. 275-278.
- [31] Almanza, R., Jiménez, G., Lentz, A., Valdés, A., y Soria, A., 2002, «DSG under two-phase and stratified flow in a steel receiver of a parabolic trough collector», *J. Sol. Energy Eng.*, 124(2), p. 140.

- [32] Almanza, R., 2017, «Energía solar en México», *Gac. Inst. Ing. UNAM*, 126(julio-agos), pp. 13-16.
- [33] Zarza, E., Valenzuela, L., León, J., Hennecke, K., Eck, M., Weyers, H.-D., y Eickhoff, M., 2004, «Direct steam generation in parabolic troughs: Final results and conclusions of the DISS project», *Energy*, 29(5-6), pp. 635-644.
- [34] CIEMAT-PSA, 2016, *Annual report 2016*.
- [35] Solarlite, «Woltow, Germany parabolic trough power plant for a fish farm» [Online]. Available: http://www.solarlite.de/en/project_woltow.cfm. [Accessed: 15-ago-2018].
- [36] Eck, M., Eickhoff, M., Fontela, P., Laing, D., Meyer-grünefeldt, M., Möllenhoff, M., Nölke, M., Vives, F. O., Riffelmann, K., Sanchez-Biezma, A., y Bahl, C., 2009, «Test and demonstration of the direct steam generation (DSG) at 500°C», *15th SolarPACES Conference*, Berlin.
- [37] Laing, D., Bauer, T., Lehmann, D., y Bahl, C., 2010, «Development of a thermal energy storage system for parabolic trough power plants with direct steam generation», *J. Sol. Energy Eng.*, 132(2), pp. 021011-1-8.
- [38] Eck, M., Eickhoff, M., Feldhoff, J. F., Fontela, P., Gathmann, N., Meyer-Grünefeldt, M., Hillebrand, S., y Schulte-Fischedick, J., 2011, «Direct steam generation in parabolic troughs at 500°C – First results of the REAL-DISS project», *17th SolarPACES conference*, p. 7.
- [39] Abengoa, «Main areas of research» [Online]. Available: http://www.abengoasolar.com/web/en/innovacion/principales_proyectos_de_i_d_i/index.html. [Accessed: 15-ago-2018].
- [40] Hennecke, K., Hirsch, T., Krüger, D., Lokurlu, A., y Walder, M., 2008, «Pilot plant for solar process steam supply», *Eurosun 2008*, Lisbon.
- [41] Krüger, D., Hennecke, K., Meyr, T., Anthrakidis, A., Walder, M., Lokurlu, A., Saidi, K., Fischer, S., y Croy, R., 2010, «P3-Solare Prozessdampferzeugung für einen Industriebetrieb», *13. Kölner Sonnenkolloquium*, Köln.
- [42] Krüger, D., Lichtenthäler, N., Dersch, J., Schenk, H., Hennecke, K., Anthrakidis, A., Rusack, M., Lokurlu, A., Saidi, K., Walder, M., Fischer, S., y Wirth, H. P., 2011, «Solar steam supply: Initial operation of a plant», *Proceedings of the ISES Solar World Congress 2011*, International Solar Energy Society, Freiburg, Germany, pp. 1-7.
- [43] Kruger, D., Kruger, J., Sukchai, S., Breitzke, P., Rahbani, M., Schenk, H., Hempel, S., Caf, S., Karthikeyan, R., y Hennecke, K., 2012, «Solar cogeneration with parabolic trough collectors in TRESERT», *18th SolarPACES Conference*, Marrakesch.
- [44] LaGeo, «Investigación y desarrollo» [Online]. Available: <http://www.lageo.com.sv/?cat=13&title=Investigaci%F3n+y+desarrollo&lang=es>. [Accessed: 15-ago-2018].
- [45] Handal, S., 2014, «Influencia de la composición química de agua geotérmica en la eficiencia global de un concentrador solar parabólico. Caso: Generación directa de vapor en un sistema híbrido geotérmico solar, campo geotérmico de Berlín», *Univesidad Nacional Autónoma de*

- Nicaragua.
- [46] Sandá, A., 2017, «Modelo de simulación termohidráulica para un prototipo híbrido solar-geotérmico de generación directa de vapor en captadores solares cilindro-parabólicos», *CONIA 2016*, Universidad Centroamericana José Simeón Cañas, San Salvador, pp. 7-23.
- [47] Zarza, E., 2016, *Direct steam generation in linear receivers: Overview and key issues. SFERA-2 Summer School*, Almería.
- [48] Wendelin, T., Dobos, A., y Lewandowski, A., 2013, *SolTrace: A Ray-Tracing Code for Complex Solar Optical Systems*, Colorado.
- [49] Modest, M. F., 2013, *Radiative heat transfer*, Elsevier.
- [50] Wojtan, L., Ursenbacher, T., y Thome, J. R., 2005, «Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part I—A new diabatic two-phase flow pattern map», *Int. J. Heat Mass Transf.*, 48(14), pp. 2955-2969.
- [51] Fuqiang, W., Ziming, C., Jianyu, T., Yuan, Y., Yong, S., y Linhua, L., 2017, «Progress in concentrated solar power technology with parabolic trough collector system: A comprehensive review», *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 79(May), pp. 1314-1328.
- [52] Yılmaz, İ. H., y Mwesigye, A., 2018, «Modeling, simulation and performance analysis of parabolic trough solar collectors: A comprehensive review», *Appl. Energy*, 225(April), pp. 135-174.
- [53] Price, H., y Kearney, D., 1999, *Parabolic-trough technology roadmap: a pathway for sustained commercial development and deployment of parabolic-trough technology*.
- [54] Price, H., Lüpfert, E., Kearney, D., Zarza, E., Cohen, G., Gee, R., y Mahoney, R., 2002, «Advances in parabolic trough solar power technology», *J. Sol. Energy Eng.*, 124(2), pp. 109-125.
- [55] Dudley, V. E., Kolb, G. J., Mahoney, R. A., Mancini, T. R., Matthews, C. W., Sloan, M., y Kearney, D., 1994, *Test results: SEGS LS-2 solar collector*.
- [56] Dudley, V. E., Evans, L. R., y Matthews, C. W., 1995, *Test results, Industrial Solar Technology parabolic trough solar collector*, Albuquerque, NM, and Livermore, CA, United States.
- [57] Zarza, E., Valenzuela, L., León, J., Weyers, H.-D., Eickhoff, M., Eck, M., y Hennecke, K., 2002, «The DISS Project: Direct Steam Generation in Parabolic Trough Systems. Operation and Maintenance Experience and Update on Project Status», *J. Sol. Energy Eng.*, 124(2), p. 126.
- [58] Eck, M., y Steinmann, W.-D., 2002, «Direct steam generation in parabolic troughs: First results of the DISS project», *J. Sol. Energy Eng.*, 124(2), p. 134.
- [59] Heidemann, W., Spindler, K., y Hahne, E., 1992, «Steady-state and transient temperature field in the absorber tube of a direct steam generating solar collector», *Int. J. Heat Mass Transf.*, 35(3), pp. 649-657.
- [60] Lippke, F., 1996, «Direct steam generation in parabolic trough solar power plants: Numerical

- investigation of the transients and the control of a once-through system», *J. Sol. Energy Eng.*, 118(1), pp. 9-14.
- [61] Odeh, S. D., Morrison, G. L., y Behnia, M., 1998, «Modelling of parabolic trough direct steam generation solar collectors», *Sol. Energy*, 62(6), pp. 395-406.
- [62] Eskin, N., 1999, «Transient performance analysis of cylindrical parabolic concentrating collectors and comparison with experimental results», *Energy Convers. Manag.*, 40(2), pp. 175-191.
- [63] Goebel, O., 1999, «Thermohydraulics of direct steam generation», *Le J. Phys. IV*, 09(PR3), pp. Pr3-481-Pr3-487.
- [64] Wendelin, T., 2003, «SolTRACE: A new optical modeling tool for concentrating solar optics», *Solar Energy*, ASMEDC, pp. 253-260.
- [65] Blanco, M. J., Amieva, J. M., y Mancillas, A., 2005, «The Tonatiuh software development project: An open source approach to the simulation of solar concentrating systems», *Computers and Information in Engineering*, ASME, pp. 157-164.
- [66] Liang, H., Fan, M., You, S., Zheng, W., Zhang, H., Ye, T., y Zheng, X., 2017, «A Monte Carlo method and finite volume method coupled optical simulation method for parabolic trough solar collectors», *Appl. Energy*, 201, pp. 60-68.
- [67] «ANSYS» [Online]. Available: <https://www.ansys.com/>. [Accessed: 15-jul-2020].
- [68] Siemens PLM, «Products. Simcenter. STAR-CCM+» [Online]. Available: www.plm.automation.siemens.com/global/en/products/simcenter/STAR-CCM.html. [Accessed: 15-jul-2020].
- [69] Blanc, P., Espinar, B., Geuder, N., Gueymard, C., Meyer, R., Pitz-Paal, R., Reinhardt, B., Renné, D., Sengupta, M., Wald, L., y Wilbert, S., 2014, «Direct normal irradiance related definitions and applications: The circumsolar issue», *Sol. Energy*, 110, pp. 561-577.
- [70] Eck, M., y Steinmann, W.-D., 2005, «Modelling and design of direct solar steam generating collector fields», *J. Sol. Energy Eng.*, 127(3), p. 371.
- [71] Roldán, M. I., Valenzuela, L., y Zarza, E., 2013, «Thermal analysis of solar receiver pipes with superheated steam», *Appl. Energy*, 103, pp. 73-84.
- [72] Hernández-Lobón, D., Baglietto, E., Valenzuela, L., y Zarza, E., 2014, «Modeling direct steam generation in solar collectors with multiphase CFD», *Appl. Energy*, 113, pp. 1338-1348.
- [73] Hernández-Lobón, D., Valenzuela, L., y Baglietto, E., 2014, «Modeling the dynamics of the multiphase fluid in the parabolic-trough solar steam generating systems», *Energy Convers. Manag.*, 78, pp. 393-404.
- [74] Li, L., Sun, J., y Li, Y., 2017, «Prospective fully-coupled multi-level analytical methodology for concentrated solar power plants: General modelling», *Appl. Therm. Eng.*, 118, pp. 171-187.
- [75] Evans, D. L., 1977, «On the performance of cylindrical parabolic solar concentrators with flat absorbers», *Sol. Energy*, 19(4), pp. 379-385.

- [76] Nicolás, R. O., y Durán, J. C., 1980, «Generalization of the two-dimensional optical analysis of cylindrical concentrators», *Sol. Energy*, 25(1), pp. 21-31.
- [77] Durán, J. C., y Nicolás, R. O., 1985, «Development and applications of a two-dimensional optical analysis of non-perfect cylindrical concentrators», *Sol. Energy*, 34(3), pp. 257-269.
- [78] Nicolás, R. O., 1987, «Optical analysis of cylindrical-parabolic concentrators: Validity limits for models of solar disk intensity», *Appl. Opt.*, 26(18), pp. 3866-3870.
- [79] Harris, J. A., y Duff, W. S., 1981, «Focal plane flux distributions produced by solar concentrating reflectors», *Sol. Energy*, 27(5), pp. 403-411.
- [80] Jeter, S. M., 1986, «Calculation of the concentrated flux density distribution in parabolic trough collectors by a semifinite formulation», *Sol. Energy*, 37(5), pp. 335-345.
- [81] Jeter, S. M., 1987, «Analytical determination of the optical performance of practical parabolic trough collectors from design data», *Sol. Energy*, 39(1), pp. 11-21.
- [82] Khanna, S., Kedare, S. B., y Singh, S., 2013, «Analytical expression for circumferential and axial distribution of absorbed flux on a bent absorber tube of solar parabolic trough concentrator», *Sol. Energy*, 92, pp. 26-40.
- [83] Khanna, S., y Sharma, V., 2015, «Explicit analytical expression for solar flux distribution on an undeflected absorber tube of parabolic trough concentrator considering sun-shape and optical errors», *J. Sol. Energy Eng.*, 138(1), p. 011010.
- [84] Guo, M., Wang, Z., y Sun, F., 2016, «Two new methods used to simulate the circumferential solar flux density concentrated on the absorber of a parabolic trough solar collector», *AIP Conference Proceedings*, p. 020009.
- [85] Daly, J. C., 1979, «Solar concentrator flux distributions using backward ray tracing», *Appl. Opt.*, 18(15), pp. 2696-2700.
- [86] Cheng, Z. D., He, Y. L., Xiao, J., Tao, Y. B., y Xu, R. J., 2010, «Three-dimensional numerical study of heat transfer characteristics in the receiver tube of parabolic trough solar collector», *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, 37(7), pp. 782-787.
- [87] He, Y.-L., Xiao, J., Cheng, Z.-D., y Tao, Y.-B., 2011, «A MCRT and FVM coupled simulation method for energy conversion process in parabolic trough solar collector», *Renew. Energy*, 36(3), pp. 976-985.
- [88] Cheng, Z. D., He, Y. L., Cui, F. Q., Xu, R. J., y Tao, Y. B., 2012, «Numerical simulation of a parabolic trough solar collector with nonuniform solar flux conditions by coupling FVM and MCRT method», *Sol. Energy*, 86(6), pp. 1770-1784.
- [89] Wirz, M., Roesle, M., y Steinfeld, A., 2012, «Three-dimensional optical and thermal numerical model of solar tubular receivers in parabolic trough concentrators», *J. Sol. Energy Eng.*, 134(4), p. 041012.
- [90] Cheng, Z. D., He, Y. L., y Cui, F. Q., 2013, «A new modelling method and unified code with MCRT for concentrating solar collectors and its applications», *Appl. Energy*, 101, pp. 686-698.

- [91] Osório, T., Horta, P., Larcher, M., Pujol-Nadal, R., Hertel, J., van Rooyen, D. W., Heimsath, A., Schneider, S., Benitez, D., Frein, A., y Denarie, A., 2016, «Ray-tracing software comparison for linear focusing solar collectors», *AIP Conference Proceedings*, p. 020017.
- [92] Liang, H., You, S., y Zhang, H., 2016, «Comparison of three optical models and analysis of geometric parameters for parabolic trough solar collectors», *Energy*, 96, pp. 37-47.
- [93] Hachicha, A. A., Rodríguez, I., Capdevila, R., y Oliva, A., 2013, «Heat transfer analysis and numerical simulation of a parabolic trough solar collector», *Appl. Energy*, 111, pp. 581-592.
- [94] Forristall, R., 2003, *Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver*, Golden, CO (United States).
- [95] García-Valladares, O., y Velázquez, N., 2009, «Numerical simulation of parabolic trough solar collector: Improvement using counter flow concentric circular heat exchangers», *Int. J. Heat Mass Transf.*, 52(3-4), pp. 597-609.
- [96] Padilla, R. V., Demirkaya, G., Goswami, D. Y., Stefanakos, E., y Rahman, M. M., 2011, «Heat transfer analysis of parabolic trough solar receiver», *Appl. Energy*, 88(12), pp. 5097-5110.
- [97] Kalogirou, S. A., 2012, «A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver», *Energy*, 48(1), pp. 298-306.
- [98] Yılmaz, İ. H., y Söylemez, M. S., 2014, «Thermo-mathematical modeling of parabolic trough collector», *Energy Convers. Manag.*, 88, pp. 768-784.
- [99] Cheng, Z.-D., He, Y.-L., y Qiu, Y., 2015, «A detailed nonuniform thermal model of a parabolic trough solar receiver with two halves and two inactive ends», *Renew. Energy*, 74(February), pp. 139-147.
- [100] Huang, W., Xu, Q., y Hu, P., 2016, «Coupling 2D thermal and 3D optical model for performance prediction of a parabolic trough solar collector», *Sol. Energy*, 139, pp. 365-380.
- [101] Nation, D. D., Heggs, P. J., y Dixon-Hardy, D. W., 2017, «Modelling and simulation of a novel Electrical Energy Storage (EES) Receiver for Solar Parabolic Trough Collector (PTC) power plants», *Appl. Energy*, 195, pp. 950-973.
- [102] Jinshah, B. S., y Balasubramanian, K. R., 2020, «Thermo-mathematical model for parabolic trough collector using a complete radiation heat transfer model – A new approach», *Sol. Energy*, 197, pp. 58-72.
- [103] Natan, S., Barnea, D., y Taitel, Y., 2003, «Direct steam generation in parallel pipes», *Int. J. Multiph. Flow*, 29(11), pp. 1669-1683.
- [104] Sun, J., Liu, Q., y Hong, H., 2015, «Numerical study of parabolic-trough direct steam generation loop in recirculation mode: Characteristics, performance and general operation strategy», *Energy Convers. Manag.*, 96, pp. 287-302.
- [105] He, Y. L., Wang, K., Qiu, Y., Du, B. C., Liang, Q., y Du, S., 2019, «Review of the solar flux distribution in concentrated solar power: Non-uniform features, challenges, and solutions», *Appl. Therm. Eng.*, 149(December), pp. 448-474.

- [106] Morales, A., y San Vicente, G., 2017, «A new generation of absorber tubes for concentrating solar thermal (CST) systems», *Advances in concentrating solar thermal research and technology*, M. Blanco, y L. Ramirez Santigosa, eds., Elsevier, pp. 59-73.
- [107] Serrano-Aguilera, J. J., Valenzuela, L., y Parras, L., 2014, «Thermal 3D model for direct solar steam generation under superheated conditions», *Appl. Energy*, 132, pp. 370-382.
- [108] Qiu, Y., Li, M.-J., He, Y.-L., y Tao, W.-Q., 2017, «Thermal performance analysis of a parabolic trough solar collector using supercritical CO₂ as heat transfer fluid under non-uniform solar flux», *Appl. Therm. Eng.*, 115, pp. 1255-1265.
- [109] Islam, M., Saha, S. C., Yarlagadda, P. K. D. V., y Karim, A., 2020, «A tool to minimize the need of Monte Carlo ray tracing code for 3D finite volume modelling of a standard parabolic trough collector receiver under a realistic solar flux profile», *Energy Sci. Eng.*, p. e3741.
- [110] Wu, Z., Li, S., Yuan, G., Lei, D., y Wang, Z., 2014, «Three-dimensional numerical study of heat transfer characteristics of parabolic trough receiver», *Appl. Energy*, 113(October), pp. 902-911.
- [111] Lei, D., Li, Q., Wang, Z., Li, J., y Li, J., 2013, «An experimental study of thermal characterization of parabolic trough receivers», *Energy Convers. Manag.*, 69, pp. 107-115.
- [112] Yang, S., Sensoy, T. S., y Ordonez, J. C., 2018, «Dynamic 3D volume element model of a parabolic trough solar collector for simulation and optimization», *Appl. Energy*, 217(March), pp. 509-526.
- [113] Silva, R., Pérez, M., y Fernández, A., 2013, «Modeling and co-simulation of a parabolic trough solar plant for industrial process heat», *Appl. Energy*, 106, pp. 287-300.
- [114] Petukhov, B. S., 1970, «Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties», pp. 503-564.
- [115] Gnielinski, V., 1975, «Neue Gleichungen für den Wärme- und den Stoffübergang in turbulent durchströmten Rohren und Kanälen», *Forsch. im Ingenieurwes.*, 41(1), pp. 8-16.
- [116] Reynolds, W. C., 1960, «Heat transfer to fully developed laminar flow in a circular tube with arbitrary circumferential heat flux», *J. Heat Transfer*, 82(2), pp. 108-112.
- [117] Reynolds, W. C., 1963, «Turbulent heat transfer in a circular tube with variable circumferential heat flux», *Int. J. Heat Mass Transf.*, 6(6), pp. 445-454.
- [118] Sparrow, E. M., y Lin, S. H., 1963, «Turbulent heat transfer in a tube with circumferentially varying temperature or heat flux», *Int. J. Heat Mass Transf.*, 6(9), pp. 866-867.
- [119] Black, A. W., y Sparrow, E. M., 1967, «Experiments on turbulent heat transfer in a tube with circumferentially varying thermal boundary conditions», *J. Heat Transfer*, 89(3), pp. 258-268.
- [120] Rapier, A. C., 1972, «Forced convection heat transfer in a circular tube with non-uniform heat flux around the circumference», *Int. J. Heat Mass Transf.*, 15(3), pp. 527-537.
- [121] Quaramby, A., y Quirk, R., 1972, «Measurements of the radial and tangential eddy diffusivities of heat and mass in turbulent flow in a plain tube», *Int. J. Heat Mass Transf.*,

- 15(11), pp. 2309-2327.
- [122] Gärtner, D., Johannsen, K., y Ramm, H., 1974, «Turbulent heat transfer in a circular tube with circumferentially varying thermal boundary conditions», *Int. J. Heat Mass Transf.*, 17(9), pp. 1003-1018.
- [123] Baughn, J. W., Hoffman, M. A., Launder, B. E., y Takahashi, R. K., 1984, «Turbulent Heat Transport in Circular Ducts With Circumferentially Varying Heat Flux», *J. Heat Transfer*, 106(1), pp. 64-70.
- [124] Flores, O., Marugán-Cruz, C., Santana, D., y García-Villalba, M., 2014, «Thermal stresses analysis of a circular tube in a central receiver», *Energy Procedia*, 49, pp. 354-362.
- [125] Antoranz, A., Gonzalo, A., Flores, O., y García-Villalba, M., 2015, «Numerical simulation of heat transfer in a pipe with non-homogeneous thermal boundary conditions», *Int. J. Heat Fluid Flow*, 55, pp. 45-51.
- [126] Marugán-Cruz, C., Flores, O., Santana, D., y García-Villalba, M., 2016, «Heat transfer and thermal stresses in a circular tube with a non-uniform heat flux», *Int. J. Heat Mass Transf.*, 96, pp. 256-266.
- [127] Antoranz, A., Ianiro, A., Flores, O., y García-Villalba, M., 2018, «Extended proper orthogonal decomposition of non-homogeneous thermal fields in a turbulent pipe flow», *Int. J. Heat Mass Transf.*, 118, pp. 1264-1275.
- [128] Antoranz, A., Flores, O., y García-Villalba, M., 2020, «DNS of turbulent pipe flow with temperature-dependent fluid properties subject to non-uniform external heating», *ERCOFTAC Series*, G.-V. M., K. H., y S. M., eds., Springer, pp. 233-238.
- [129] Chang, C., Li, X., y Zhang, Q. Q., 2014, «Experimental and numerical study of the heat transfer characteristics in solar thermal absorber tubes with circumferentially non-uniform heat flux», *Energy Procedia*, 49, pp. 305-313.
- [130] Chang, C., Xu, C., Wu, Z. Y., Li, X., Zhang, Q. Q., y Wang, Z. F., 2015, «Heat Transfer enhancement and performance of solar thermal absorber tubes with circumferentially non-uniform heat Flux», *Energy Procedia*, 69(May), pp. 320-327.
- [131] Li, Z.-Y., Huang, Z., y Tao, W.-Q., 2016, «Three-dimensional numerical study on fully-developed mixed laminar convection in parabolic trough solar receiver tube», *Energy*, 113, pp. 1288-1303.
- [132] Huang, Z., Li, Z.-Y., y Tao, W.-Q., 2017, «Numerical study on combined natural and forced convection in the fully-developed turbulent region for a horizontal circular tube heated by non-uniform heat flux», *Appl. Energy*, 185, pp. 2194-2208.
- [133] Okafor, I. F., Dirker, J., y Meyer, J. P., 2017, «Influence of non-uniform heat flux distributions on the secondary flow, convective heat transfer and friction factors for a parabolic trough solar collector type absorber tube», *Renew. Energy*, 108, pp. 287-302.
- [134] Okafor, I. F., Dirker, J., y Meyer, J. P., 2019, «Asymmetrical non-uniform heat flux distributions for laminar flow heat transfer with mixed convection un a horizontal circular tube», *Heat Transf. Eng.*, 40(1-2), pp. 109-127.

- [135] Dirker, J., Meyer, J. P., y Reid, W. J., 2018, «Experimental investigation of circumferentially non-uniform heat flux on the heat transfer coefficient in a smooth horizontal tube with buoyancy driven secondary flow», *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 98(May), pp. 480-496.
- [136] Howell, J. R., Siegel, R., y Pinar, M., 2010, *Thermal radiation heat transfer*, CRC Press.
- [137] Loch, H., y Krause, D., eds., 2002, *Mathematical simulation in Glass Technology*, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg.
- [138] Camacho, E. F., Berenguel, M., y Rubio, F. R., 1997, *Advanced control of solar plants*, Springer London, London.
- [139] Li, L., Li, Y., y Sun, J., 2017, «Prospective fully-coupled multi-level analytical methodology for concentrated solar power plants: Applications», *Appl. Therm. Eng.*, 118, pp. 159-170.
- [140] Li, L., Sun, J., y Li, Y., 2017, «Thermal load and bending analysis of heat collection element of direct-steam-generation parabolic-trough solar power plant», *Appl. Therm. Eng.*, 127, pp. 1530-1542.
- [141] Alobaid, F., Mertens, N., Starkloff, R., Lanz, T., Heinze, C., y Epple, B., 2017, «Progress in dynamic simulation of thermal power plants», *Prog. Energy Combust. Sci.*, 59, pp. 79-162.
- [142] Bonilla, J., Yebra, L. J., Dormido, S., y Zarza, E., 2013, *Modeling and simulation of two-phase flow evaporators for parabolic-trough solar thermal power plants*, CIEMAT, Madrid.
- [143] U. S. Nuclear Regulatory Commission, 2001, *RELAP5/Mod3.3 Code Manual. Models and correlations*, Washington.
- [144] Austregesilo, H., Bals, C., Hora, A., Lerchl, G., Romstedt, P., Schöffel, P., y Weyermann, F., 2016, *ATHLET 3.1A: Models and methods*.
- [145] Elsafi, A. M., 2015, «On thermo-hydraulic modeling of direct steam generation», *Sol. Energy*, 120(October), pp. 636-650.
- [146] Kumar, B. N., y Reddy, K. S., 2018, «Comparison of two-phase flow correlations for thermohydraulic modeling of direct steam generation in a solar parabolic trough collector system», *J. Therm. Sci. Eng. Appl.*, 10(4), p. 041005.
- [147] Moya, S. L., Valenzuela, L., y Zarza, E., 2011, «Numerical study of the thermal-hydraulic behavior of water-steam flow in the absorber tube of the DISS system using RELAP», *17th SolarPACES conference*, Granada.
- [148] Aguilar-Gastelum, F., Cazarez, O., y Moya, S. L., 2013, «Direct steam-generation in horizontal and inclined pipes», *Nousitz*, 54, pp. 481-499.
- [149] Aguilar-Gastelum, F., Moya, S. L., Cazarez, O., y Valenzuela, L., 2014, «Theoretical study of direct steam generation in two parallel pipes», *Energy Procedia*, 57, pp. 2265-2274.
- [150] Valenzuela, L., Saynes, J., y Moya, S. L., 2016, «Análisis termo-hidráulico de captadores solares cilindroparabólicos para generación directa de vapor con RELAP5», *Tecnol. y Ciencias del Agua*, VII(3), pp. 75-91.
- [151] Serrano-Aguilera, J. J., y Valenzuela, L., 2016, «Transient validation of RELAP5 model with the DISS facility in once through operation mode», *AIP Conference Proceedings*, p. 040006.

- [152] Serrano-Aguilera, J. J., Valenzuela, L., y Parras, L., 2017, «Thermal hydraulic RELAP5 model for a solar direct steam generation system based on parabolic trough collectors operating in once-through mode», *Energy*, 133, pp. 796-807.
- [153] Cundapí, R., Moya, S. L., y Valenzuela, L., 2017, «Approaches to modelling a solar field for direct generation of industrial steam», *Renew. Energy*, 103, pp. 666-681.
- [154] Sántiz, H., Cundapí, R., Sandá, A., Moya, S. L., López, M. G., y Vela, L. G., 2017, «Design of a small power thermal hybrid system», *23rd SolarPACES Conference*, Santiago de Chile.
- [155] Hoffmann, A., Merk, B., Hirsch, T., y Pitz-Paal, R., 2014, «Simulation of thermal fluid dynamics in parabolic trough receiver tubes with direct steam generation using the computer code ATHLET», *Kerntechnik*, 79(3), pp. 175-186.
- [156] Hoffmann, A., Hirsch, T., Schleicher, E., y Pitz-Paal, R., 2016, «Analysis of intermittent flow patterns of water-steam flow in solar thermal power plants with direct steam generation», *9th International Conference on Multiphase Flow*, Firenze.
- [157] Hoffmann, A., Schleicher, E., Keller, L., León Alonso, J., y Pitz-Paal, R., 2018, «Application of a single wire-mesh sensor in a parabolic trough facility with direct steam generation», *Sol. Energy*, 159(August), pp. 1016-1030.
- [158] Hachicha, A. A., Rodríguez, I., y Ghenai, C., 2018, «Thermo-hydraulic analysis and numerical simulation of a parabolic trough solar collector for direct steam generation», *Appl. Energy*, 214(February), pp. 152-165.
- [159] Goebel, O., 1997, «Modelling of two phase stratified and annular flow in heated horizontal tubes», *Convective Flow and Pool Boiling II-Konferenz*.
- [160] Valenzuela, L., Zarza, E., Berenguel, M., y Camacho, E. F., 2004, «Direct steam generation in solar boilers», *IEEE Control Syst. Mag.*, 24(2), pp. 15-29.
- [161] Wojtan, L., Ursenbacher, T., y Thome, J. R., 2005, «Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part II—Development of a new heat transfer model for stratified-wavy, dryout and mist flow regimes», *Int. J. Heat Mass Transf.*, 48(14), pp. 2970-2985.
- [162] Moreno Quibén, J., y Thome, J. R., 2007, «Flow pattern based two-phase frictional pressure drop model for horizontal tubes. Part I: Diabatic and adiabatic experimental study», *Int. J. Heat Fluid Flow*, 28(5), pp. 1049-1059.
- [163] Moreno Quibén, J., y Thome, J. R., 2007, «Flow pattern based two-phase frictional pressure drop model for horizontal tubes, Part II: New phenomenological model», *Int. J. Heat Fluid Flow*, 28(5), pp. 1060-1072.
- [164] Bergman, T. L., Lavine, A. S., Incropera, F. P., y Dewitt, D. P., 2011, *Fundamentals of heat and mass transfer*, John Wiley & Sons.
- [165] Fernández-García, A., Sutter, F., Fernández-Reche, J., y Lüpfert, E., 2017, «Mirrors», *The performance of concentrated solar power (CSP) systems*, P. Heller, ed., Elsevier, pp. 67-98.
- [166] Roldán, M. I., 2017, *Concentrating solar thermal technologies*, Springer International Publishing, Cham.

- [167] Günther, M., Joemann, M., y Csambor, S., 2011, «Chapter 5 Parabolic Trough Technology Authors», *Advanced CSP Teaching Materials*, pp. 1-43.
- [168] Viskanta, R., 1986, «Solar radiation transfer in semitransparent materials», *Solar Energy Utilization: Fundamentals and Applications*, H. Yuncu, E. Paykoc, y Y. Yener, eds., Martinus Nijhoff Publishers, Çeşme, pp. 107-135.
- [169] Churchill, S. W., y Chu, H. H. S., 1975, «Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder», *Int. J. Heat Mass Transf.*, 18(9), pp. 1049-1053.
- [170] Churchill, S. W., y Bernstein, M., 1977, «A correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in crossflow», *J. Heat Transfer*, 99(2), p. 300.
- [171] Ratzel, A. C., Hickox, C. E., y Gartling, D. K., 1979, «Techniques for reducing thermal conduction and natural convection heat losses in annular receiver geometries», *J. Heat Transfer*, 101(1), p. 108.
- [172] Raithby, G. D., y Hollands, K. G. T., 1975, «A general method of obtaining approximate solutions to laminar and turbulent free convection problems», pp. 265-315.
- [173] Dittus, F. W., y Boelter, L. M. K., 1930, «Heat transfer in automobile radiators of the tubular type», *Publ. Eng.*, 2(13), pp. 443-461.
- [174] Chen, J. C., 1966, «Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow», *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.*, 5(3), pp. 322-329.
- [175] Shah, M. ., 1982, «Chart correlation for saturated boiling heat transfer: Equations and further study», *ASHRAE Trans*, 88, pp. 185–196.
- [176] Gungor, K. E., y Winterton, R. H. S., 1986, «A general correlation for flow boiling in tubes and annuli», *Int. J. Heat Mass Transf.*, 29(3), pp. 351-358.
- [177] Kandlikar, S. G., 1990, «A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes», *J. Heat Transfer*, 112(1), p. 219.
- [178] Balaji, C., 2014, *Essentials of Radiation Heat Transfer*, Ane Books Pvt. Ltd., New Delhi.
- [179] Cheng, L., Ribatski, G., y Thome, J. R., 2008, «Two-phase flow patterns and flow-pattern maps: Fundamentals and applications», *Appl. Mech. Rev.*, 61(5), p. 050802.
- [180] Todreas, N. E., y Kazimi, M. S., 2012, *Nuclear systems. Volume 1. Thermal hydraulic fundamentals*, CRC Press, Boca Raton.
- [181] Collier, J. G., y Thome, J. R., 1994, *Convective boiling and condensation*, Oxford University Press, New York.
- [182] Ishii, M., y Hibiki, T., 2006, *Thermo-fluid dynamics of two-phase flow*, Springer, Boston.
- [183] Lahey, Jr., R. T., y Drew, D. A., 1988, «The three-dimensional time and volume averaged conservation equations of two-phase flow», *Advances in Nuclear Science and Technology*, J. Lewins, y M. Becker, eds., Springer, Boston, pp. 1-69.
- [184] Drew, D. A., y Passman, S. L., 1998, *Theory of multicomponents fluids*, Springer, New York.
- [185] Morel, C., 2015, *Mathematical modeling of disperse two-phase flows*, Springer, Cham.
- [186] Kleinstreuer, C., 2003, *Two-phase flow: Theory and applications*, CRC Press.

- [187] Prosperetti, A., y Tryggvason, G., 2007, *Computational methods for multiphase flow*, Cambridge University Press, New York.
- [188] Versteeg, H., y Malalasekera, W., 2007, *An introduction to computational fluid dynamics*, Pearson Education, Harlow.
- [189] D'Auria, F., 2017, *Thermal-hydraulics of water cooled nuclear reactors*, Elsevier.
- [190] Thome, J. R., 2010, *Engineering data book III*, Wolverine Tube, Inc., Laussane.
- [191] Odeh, S. D., Behnia, M., y Morrison, G. L., 2000, «Hydrodynamic analysis of direct steam generation solar collectors», *J. Sol. Energy Eng.*, 122(1), p. 14.
- [192] Kattan, N., Thome, J. R., y Favrat, D., 1998, «Flow boiling in horizontal tubes: Part 1—Development of a diabatic two-phase flow pattern map», *J. Heat Transfer*, 120(1), pp. 140-147.
- [193] Taitel, Y., 1990, «Flow pattern transition in two phase flow», *Proceeding of the 9th International Heat Transfer Conference*, Hemisphere P. C., New York, pp. 237 – 253.
- [194] Thome, J. R., 2015, *Encyclopedia of Two-Phase Heat Transfer and Flow I*, World Scientific.
- [195] Patankar, S., 1980, *Numerical heat transfer and fluid flow*, Hemisphere Publishing Corporation, Washington.
- [196] Xamán, J., y Gijón-Rivera, M., 2016, *Dinámica de fluidos computacional para ingenieros*, Palibrio.
- [197] Moukalled, F., Mangani, L., y Darwish, M., 2016, *The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics*, Springer International Publishing, Cham.
- [198] Swinbank, W. C., 1963, «Long-wave radiation from clear skies», *Q. J. R. Meteorol. Soc.*, 89(381), pp. 339-348.
- [199] Clarke, J., 2001, «Energy-related subsystems», *Energy Simulation in Building Design*, J. Clarke, ed., Butterworth-Heinemann, pp. 202-280.
- [200] Gnielinski, V., 2013, «On heat transfer in tubes», *Int. J. Heat Mass Transf.*, 63, pp. 134-140.
- [201] Konakov, P., 1946, «A new correlation for the friction coefficient in smooth tubes», *Proceedings of the USSR Academy of Sciences*, pp. 503-506.
- [202] Goudar, C. T., y Sonnad, J. R., 2008, «Comparison of the iterative approximations of the Colebrook–White equation», *Hydrocarb. Process.*, 87(8), pp. 79–83.
- [203] Mallinson, G. D., y de Vahl Davis, G., 1973, «The method of the false transient for the solution of coupled elliptic equations», *J. Comput. Phys.*, 12(4), pp. 435-461.
- [204] Ferziger, J. H., y Perić, M., 2002, *Computational methods for fluid dynamics*, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg.
- [205] Hottel, H. C., 1954, «Radiant heat transmission», *Heat Transmission*, W.H. McAdams, ed., McGraw-Hill, New York., p. 1954.
- [206] Khosla, P. K., y Rubin, S. G., 1974, «A diagonally dominant second-order accurate implicit scheme», *Comput. Fluids*, 2(2), pp. 207-209.

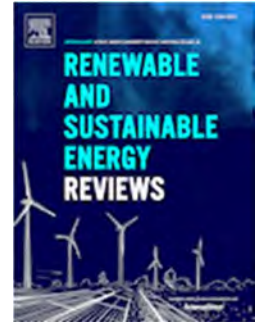
- [207] Hayase, T., Humphrey, J. A. ., y Greif, R., 1992, «A consistently formulated QUICK scheme for fast and stable convergence using finite-volume iterative calculation procedures», *J. Comput. Phys.*, 98(1), pp. 108-118.
- [208] Van Doormaal, J. P., y Raithby, G. D., 1984, «Enhancements of the SIMPLE method for predicting incompressible fluid flows», *Numer. Heat Transf.*, 7(2), pp. 147-163.
- [209] Moukalled, F., Mangani, L., y Darwish, M., 2016, «Implementation of boundary conditions in the finite-volume pressure-based method—Part I: Segregated solvers», *Numer. Heat Transf. Part B Fundam.*, 69(6), pp. 534-562.
- [210] Petukhov, B. S., y Popov, V. N., 1963, «Theoretical calculation of heat exchange and frictional resistance in turbulent flow in tubes of an incompressible fluid with variable physical properties», *Teplofiz. Vysok. Temp. (High Temp. Heat Physics)*, 1, pp. 69-83.
- [211] Colebrook, C. F., 1939, «Turbulent flow in pipes, with particular reference to the transition region between the smooth and rough pipe laws», *J. Inst. Civ. Eng.*, 11(4), pp. 133-156.
- [212] Filonienko, G. K., 1954, «Hydraulic resistance in pipes», *Teploenergetika*, 1(4), pp. 40-44.
- [213] Şahin, U., 2018, «A new non-iterative friction factor correlation for heat transfer fluids in absorber tube of parabolic trough collector», *Eng. Sci. Technol. an Int. J.*, 21(1), pp. 89-98.
- [214] Şahin, U., 2019, «Corrigendum to “A new non-iterative friction factor correlation for heat transfer fluids in absorber tube of parabolic trough collector” [Eng. Sci. Technol. Int. J. 21(1) (2018), 89–98]», *Eng. Sci. Technol. an Int. J.*, 22(6), p. 1199.
- [215] Moody, L. F., 1947, «An approximate formula for pipe friction factors», *Trans. Am. Soc. Mech. Eng.*, 69, pp. 1005-1006.
- [216] Chen, N. H., 1979, «An explicit equation for friction factor in pipe», *Ind. Eng. Chem. Fundam.*, 18(3), pp. 296-297.
- [217] Biberg, D., *An explicit approximation for the wetted angle in two-phase stratified pipe flow.*
- [218] Steiner, D., y Kind, M., 2010, «Flow patterns in evaporator tubes», *VDI Heat Atlas*, Verein Deutscher Ingenieure-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen, ed., Springer, Düsseldorf, pp. 796-800.
- [219] Rouhani, S. ., y Axelsson, E., 1970, «Calculation of void volume fraction in the subcooled and quality boiling regions», *Int. J. Heat Mass Transf.*, 13(2), pp. 383-393.
- [220] Thome, J. R., El Hajal, J., y Cavallini, A., 2003, «Condensation in horizontal tubes, part 2: new heat transfer model based on flow regimes», *Int. J. Heat Mass Transf.*, 46(18), pp. 3365-3387.
- [221] Cooper, M. G., 1984, «Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling—a wide-ranging examination using reduced properties», *Adv. Heat Transf.*, 16, pp. 157-239.
- [222] Harten, A., 1983, «High resolution schemes for hyperbolic conservation laws», *J. Comput. Phys.*, 49(3), pp. 357-393.
- [223] Sweby, P. K., 1984, «High resolution schemes using flux limiters for hyperbolic conservation Laws», *SIAM J. Numer. Anal.*, 21(5), pp. 995-1011.

- [224] Runchal, A. K., 2009, «Brian Spalding: CFD and reality – A personal recollection», *Int. J. Heat Mass Transf.*, 52(17-18), pp. 4063-4073.
- [225] Fromm, J. E., y Harlow, F. H., 1963, «Numerical solution of the problem of vortex street development», *Phys. Fluids*, 6(7), pp. 975-982.
- [226] Harlow, F. H., y Welch, J. E., 1965, «Numerical calculation of time-dependent viscous incompressible flow of fluid with free surface», *Phys. Fluids*, 8(12), pp. 2182-2189.
- [227] Chorin, A. J., 1967, «A numerical method for solving incompressible viscous flow problems», *J. Comput. Phys.*, 2(1), pp. 12-26.
- [228] Chorin, A. J., 1968, «Numerical solution of the Navier-Stokes equations», *Math. Comput.*, 22(104), pp. 745-762.
- [229] Patankar, S., y Spalding, D. B., 1972, «A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows», *Int. J. Heat Mass Transf.*, 15(10), pp. 1787-1806.
- [230] Spalding, D. B., 1980, *Mathematical Modelling of Fluid Mechanics, Heat Transfer and Mass Transfer Processes*, "Report HTS/80/1", London.
- [231] Van Doormaal, P., y Raithby, G. D., 1985, «An evaluation of the segregated approach for predicting incompressible fluid flows», *J. Food Sci.*, 85-HT-9.
- [232] Issa, R. ., 1986, «Solution of the implicitly discretised fluid flow equations by operator-splitting», *J. Comput. Phys.*, 62(1), pp. 40-65.
- [233] Duffie, J. A., y Beckman, W. A., 2013, *Solar engineering of thermal processes*, John Wiley & Sons, New Jersey.
- [234] Bonilla, J., Yebra, L. J., y Dormido, S., 2011, «A heuristic method to minimise the chattering problem in dynamic mathematical two-phase flow models», *Math. Comput. Model.*, 54(5-6), pp. 1549-1560.
- [235] Bonilla, J., Yebra, L. J., y Dormido, S., 2012, «Chattering in dynamic mathematical two-phase flow models», *Appl. Math. Model.*, 36(5), pp. 2067-2081.
- [236] Wojtan, L., 2004, «Experimental and Analytical Investigation of Void Fraction and Heat Transfer During Evaporation in Horizontal Tubes», *École Polytechnique Fédérale de Lausanne*.
- [237] Moreno-Quibén, J., 2005, «Experimental and analytical study of two-phase pressure drops during evaporation in horizontal tubes», *École Polytechnique Fédérale de Lausanne*.
- [238] Bonilla, J., Yebra, L. J., Dormido, S., y Zarza, E., 2012, «Parabolic-trough solar thermal power plant simulation scheme, multi-objective genetic algorithm calibration and validation», *Sol. Energy*, 86(1), pp. 531-540.
- [239] Friedel, L., 1979, «Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two phase pipe flow», *European Two Phase Flow Group Meeting*, Ispra.
- [240] Hernández-Lobón, D., Valenzuela, L., y Zarza, E., 2011, «Tool for simulating direct steam generation in parabolic trough solar collectors», *17th Concentrating Solar Power and*

- Chemical Energy Systems (SolarPACES)*, Granada.
- [241] Sandá, A., Moya, S. L., Valenzuela, L., y Cundapí, R., 2021, «Three-dimensional thermal modelling and heat transfer analysis in the heat collector element of parabolic-trough solar collectors», *Appl. Therm. Eng.*, 189(May), p. 116457.
- [242] OpenFOAM, «OpenFOAM» [Online]. Available: <https://www.openfoam.com/>. [Accessed: 30-may-2021].
- [243] Jürgen Rheinländer, y Eck, M., 2002, *Direct Solar Steam (DISS). Numerical modelling of pressure losses. DISS-SC-MI-03*, Stuttgart.
- [244] Kattan, N., Thome, J. R., y Favrat, D., 1998, «Flow boiling in horizontal tubes: Part 3—Development of a new heat transfer model based on flow pattern», *J. Heat Transfer*, 120(1), pp. 156-165.
- [245] Dougall, R. S., y Rohsenow, W. M., 1963, *Film boiling on the inside of vertical tubes with upward flow of the fluid at low qualities*, Cambridge, Massachusetts.
- [246] Cicchitti, A., Lombardi, C., Silvestri, M., Soldaini, G., y Zavattarelli, R., 1960, «Two-phase cooling experiments: pressure drop, heat transfer and burnout measurements. E», *Energ. Nucl.*, 7(6), pp. 407–425.
- [247] Shah, M. M., 1976, «A new Correlation for heat Transfer during boiling flow through pipes», *ASHRAE Transactions*, pp. 66-86.
- [248] Feldhoff, J. F., Schmitz, K., Eck, M., Schnatbaum-Laumann, L., Laing, D., Ortiz-Vives, F., y Schulte-Fischedick, J., 2012, «Comparative system analysis of direct steam generation and synthetic oil parabolic trough power plants with integrated thermal storage», *Sol. Energy*, 86(1), pp. 520-530.
- [249] Steiner, D., 1996, *Wärmeübergang beim Strömungsverdampfen von Reinstoffen und von Mischungen*, Karlsruhe.
- [250] Cengel, Y. A., y Cimbala, J. M., 2014, *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications*.
- [251] Grønnerud, R., 1972, «Investigation of liquid hold-up, flow-resistance and heat transfer in circulation type evaporators, part IV. Two-phase flow resistance in boiling refrigerants», *Bull. l'Institut Int. du froid, Annexe 1*, pp. 127-138.

Paper I

Título:	Modelling and simulation tools for direct steam generation in parabolic-trough solar collectors: A review
Autores:	Sandá, A., Moya, S. L., Valenzuela, L.
Año:	2019
Revista:	Renewable and Sustainable Energy Reviews
Volumen:	113 (October)
Páginas:	109226
DOI:	10.1016/j.rser.2019.06.033
Factor de impacto:	12.111
Ranking Scimago:	3.667
Cuartiles:	Q1-Renewable Energy, Sustainability and the Environment



Abstract:

Direct steam generation (DSG) in parabolic-trough collectors (PTC) is one of the most attractive technologies in concentrated solar power plants. Its appeal stems from its ability to reduce the operational and maintenance costs compared with other heat transfer fluids. Modelling and simulation (M&S) tools, together with the development of experimental real-scale set-ups have played a key role in the advancement of this solar technology. The aim of this review is to summarize and analyse the thermohydraulic, thermal and optical models implemented in M&S tools for DSG in PTC in order to identify the contribution that these models could provide towards the improvement of the technology in the future. Thermohydraulic models have been, in most cases, developed under the three-equation homogeneous equilibrium model (HEM) approach, successfully for recirculation mode. The more complete six-equation two-fluid model (TFM) approach, has also been properly applied, to a lesser extent, to modelling the once-through solar field operation mode, considering water/steam two-phase flow patterns. Although these advancements have contributed to the design and operation of the first commercial solar steam power plant with PTC for electricity generation, there are however some technological gaps still to be overcome to consolidate the technology. In recirculation solar field operation mode, the use of HEM has shown to be adequate to model the DSG process in PTC integrated with thermal energy storage systems and into solar hybrid power plants. For once-through operation mode, the distributed-parameter thermohydraulic models, especially under TFM approach, involving a detailed flow pattern map, have demonstrated to be suitable tools for solving the uncertainties related to the two-phase flow, especially at the endpoint of the evaporation section.

Paper II

Título:	Three-dimensional thermal modelling and heat transfer analysis in the heat collector element of parabolic-trough solar collectors
Autores:	Sandá, A., Moya, S. L., Valenzuela, L., Cundapí, R.
Año:	2021
Revista:	Applied Thermal Engineering
Volumen:	189 (May)
Páginas:	116457
DOI:	10.1016/j.applthermaleng.2020.116457
Factor de impacto:	4.725
Ranking Scimago:	1.780
Cuartiles:	Q1-Energy Engineering and Power Technology Q1-Industrial and Manufacturing Engineering



Abstract:

The prediction of thermal distributions around the heat collector element (HCE) is a key issue for the safety and efficiency in parabolic-trough solar collectors. Obtaining 3D temperature fields involving the non-uniform heat flux distribution (NUHFD) around the receiver becomes an essential matter for modelling and simulation tools. Several 3D numerical studies have been implemented using computational fluid dynamics (CFD) commercial software, but with high computational effort. As an alternative, 3D HCE models coupled to 1D heat transfer fluid (HTF) problem results in a much lower computational cost and accuracy enough. In the present work, a realistic 3D HCE–1D HTF model under an unsteady formulation of the partial differential equations is implemented to properly calculate the receiver thermal distribution. The model is solved using the finite volume method, involving the NUFHD through a Monte Carlo ray-tracing method implemented in SolTrace. Its main novelty is to involve a correction factor (CF) in the standard heat transfer coefficient (HTC) correlations for uniform boundary conditions (BC), due to their inability to correctly predict the absorber thermal profiles. The suggested CF is based on the azimuthal local Nusselt reported in past studies for circumferentially-varying BCs, and on the absorber experimental data from the Direct Solar Steam (DISS) test facility. The model is validated in the AZTRAK platform and the superheated steam region of the DISS facility under steady-state conditions. The heat transfer variables mean deviations are lower than 2.4% and 7.0% for AZTRAK and DISS facilities, respectively. The involvement of a CF in the DISS facility improves the accuracy of absorber cross-section thermal gradients predictions, reducing the mean deviations from 22.2% (without considers it) to 6.9%. Otherwise, the verifications against previously models in AZTRAK platform certify the necessity to correct the standard HTC, but the absence of absorber thermal profiles experimental data inhibits its validation.
