

**UNIVERSIDAD DON BOSCO**



**VICERRECTORÍA DE ESTUDIOS DE POSTGRADO  
MAESTRÍA EN GESTIÓN DE ENERGÍAS RENOVABLES**

**TRABAJO DE GRADUACIÓN**

**Diseño del sistema de control automático para un prototipo de Generación Directa de Vapor con Colectores solares Cilindro-Parabólicos**

*Proyecto híbrido de energía geotérmica - solar, campo geotérmico de Berlín, El Salvador*

**PARA OPTAR AL GRADO DE  
Maestro en gestión de energías renovables**

**ASESOR**

**Msc. Ing. Luis Alonso Aguirre López**

**PRESENTADO POR**

**Antonio Sandá Mera**

**Jimmy Ronald Kattán Fuentes**

**ABRIL DE 2016**

**Antiguo Cuscatlán, La Libertad, El Salvador, Centroamérica**



## Agradecimientos

En primer lugar agradezco a mi familia, principalmente a mi madre y a mi padre, que desde niño me han inculcado los valores del esfuerzo, la honradez y la superación, y me brindaron la oportunidad de recibir una educación de calidad. A ellos les debo en gran medida los frutos que a nivel profesional y personal vengo cosechando a lo largo de los últimos años, entre ellos, este trabajo de graduación.

Agradezco el apoyo del equipo de LaGeo que ha contribuido a la conceptualización y desarrollo de este trabajo de graduación:

- A Luis Aguirre, por su dedicación en la revisión del documento y sus aportes en torno al diseño del control automático.
- A Yohalmo Alvarenga a través de quien recibí los conocimientos fundamentales sobre las tecnologías de concentración solar, y planteó la idea conceptual que actualmente ha tomado la forma en este documento.
- Y particularmente a Salvador Handal por su apuesta y confianza en la gente joven para el desarrollo de proyectos de investigación innovadores, quien me brindó la posibilidad de desarrollar este trabajo, y ha mostrado su total disponibilidad y apertura para finalizarlo exitosamente.

Ineludiblemente, merece mi agradecimiento Alex López, con quien en el año 2002 nos introdujimos en el apasionante mundo de la ingeniería en la Escuela Superior de Ingeniería de Bilbao, y trece años más tarde sigue siendo mi consejero particular. No tengo ninguna duda de que buena parte de los planteamientos contenidos en este trabajo, surgieron de las largas conversaciones que hemos mantenido, y que me abrieron la mente para tomar las decisiones acertadas.

Por último, con un cariño especial, quiero agradecer el apoyo fundamental de Verónica, por su paciencia, comprensión y cobijo durante todo este año, sin ella no hubiera sido posible terminar este trabajo. Prometo compensar en el futuro todo el tiempo que el mismo nos ha quitado.



# Índice

<b>Resumen .....</b>	<b>vii</b>
<b>Abstract .....</b>	<b>ix</b>
<b>Nomenclatura.....</b>	<b>xi</b>
<b>Capítulo 1. Introducción .....</b>	<b>1</b>
1.1. Antecedentes .....	1
1.1.1. La energía solar térmica.....	2
1.1.1.1. El sector solar termoeléctrico en la actualidad .....	3
1.1.1.2. La tecnología de generación directa de vapor en colectores solares cilindro - parabólicos.....	4
1.1.2. La energía geotérmica.....	9
1.1.2.1. El sector geotermoeléctrico: tecnologías y perspectivas .....	10
1.1.3. El subsector eléctrico salvadoreño: modelos y fuentes de generación .....	12
1.1.3.1. La constitución del monopolio verticalmente integrado.....	12
1.1.3.2. El proceso de liberalización.....	14
1.1.3.3. Situación actual: recuperación del rol regulador del Estado y cambio en la matriz de generación.....	15
1.1.4. LaGeo y el estudio de la hibridación geo-termsolar en El Salvador.....	17
1.1.4.1. El prototipo de generación directa de vapor en colectores solares cilindro-parabólicos del campo geotérmico de Berlín .....	18
1.2. Planteamiento del problema.....	22
1.3. Objetivos .....	23
1.3.1. General.....	23
1.3.2. Específicos .....	23
1.4. Alcances y limitaciones .....	24
1.5. Justificación .....	24
<b>Capítulo 2. Marco Teórico.....</b>	<b>27</b>
2.1. Generación directa de vapor en colectores solares cilindro-parabólicos .....	27
2.1.1. Fundamentos básicos sobre radiación solar .....	27
2.1.2. Aprovechamiento térmico de la radiación solar .....	28
2.1.3. El colector solar cilindro-parabólico.....	30
2.1.3.1. Componentes .....	30
2.1.3.1.1. Reflector cilindro-parabólico.....	30
2.1.3.1.2. Tubo absorbedor.....	31
2.1.3.1.3. Estructura metálica y cimentaciones .....	31
2.1.3.1.4. Sistema de seguimiento solar .....	32

2.1.3.1.5. Fluido de trabajo.....	33
2.1.3.2. Parámetros básicos.....	34
2.1.3.2.1. Ángulo de aceptación .....	34
2.1.3.2.2. Ángulo de abertura .....	34
2.1.3.2.3. Razón de concentración geométrica .....	35
2.1.3.3. Balance energético.....	35
2.1.3.3.1. Irradiancia solar .....	36
2.1.3.3.2. Potencia radiante .....	36
2.1.3.3.3. Pérdidas ópticas .....	36
2.1.3.3.4. Pérdidas geométricas .....	37
2.1.3.3.5. Pérdidas térmicas en el tubo absorbedor .....	39
2.1.3.4. Rendimiento global.....	39
2.1.4. Ciclo termodinámico y configuraciones de la generación directa de vapor en colectores cilindro-parabólicos .....	40
2.1.4.1. Un solo paso .....	41
2.1.4.2. Inyección .....	42
2.1.4.3. Recirculación.....	42
2.1.4.4. Configuraciones actuales .....	43
2.1.5. Ventajas e inconvenientes de la tecnología de generación directa de vapor en colectores cilindro parabólicos .....	44
2.1.6. Dilemas y consideraciones técnicas para el control de la generación directa de vapor con colectores cilindro-parabólicos .....	45
2.1.6.1. Configuraciones del flujo bifásico en el interior del tubo absorbedor.....	45
2.1.6.2. Controlabilidad del campo solar.....	46
2.1.6.3. Estabilidad del flujo bifásico líquido-vapor en el tubo absorbedor .....	47
2.1.6.3.1. Inestabilidad de Ledinegg.....	47
2.1.6.3.2. Oscilaciones en ondas de densidad.....	48
2.1.6.4. Gradientes de temperatura en el tubo absorbedor.....	48
2.1.7. Sistemas híbridos geotérmico-solares para generación directa de vapor con colectores cilindro-parabólicos .....	49
2.1.7.1. Ventajas de la hibridación geotérmica y solar de concentración.....	49
2.1.7.2. Configuraciones en plantas híbridas geotérmico-solares de generación directa de vapor con colectores cilindro-parabólicos .....	50
2.1.7.3. Ventajas y cuestiones técnicas de la generación directa de vapor con colectores solares cilindro-parabólicos con fluido geotérmico.....	51
2.2. Control automático en plantas termosolares de generación directa de vapor con colectores cilindro-parabólicos .....	52
2.2.1. Fundamentos teóricos sobre sistemas de control .....	52
2.2.1.1. Componentes básicos y estructura de un sistema de control .....	52

2.2.1.2. Sistemas de control en lazo abierto y en lazo cerrado .....	53
2.2.2. Metodología y programas de diseño de los sistemas de control .....	55
2.2.3. Niveles de control en plantas termosolares de colectores cilindro-parabólicos.....	56
2.2.3.1. Control del movimiento de los colectores solares cilindro-parabólicos .....	56
2.2.3.2. Estimación y predicción de la radiación solar .....	57
2.2.3.3. Control de las unidades de conversión de energía .....	57
2.2.3.4. Control global o superior .....	57
2.2.4. Modelado y simulación del sistema de control en campos solares de colectores cilindro- parabólicos .....	58
2.2.4.1. Modelos fundamentales .....	58
2.2.4.2. Modelos de parámetros distribuidos .....	59
2.2.4.3. Modelos de parámetros concentrados.....	59
2.2.4.4. Modelos bilineales: el fenómeno del retardo de transporte .....	60
2.2.4.5. Otros modelos utilizados en campos de Colectores Cilindro-Parabólicos .....	61
2.2.5. Modelos de simulación del proceso de generación directa de vapor con colectores solares cilindro-parabólicos .....	61
2.2.6. Filosofía de control en calderas solares de vapor .....	62
2.2.7. Modelos y esquemas de control en generación directa de vapor con colectores solares cilindro-parabólicos .....	64
2.2.7.1. Diseño de control en sistemas multivariables.....	65
2.2.7.2. Configuración en modo recirculación .....	65
2.2.7.3. Configuración en modo un-solo-paso.....	66
2.2.8. Algoritmos básicos del sistema de control de generación directa de vapor con colectores solares cilindro-parabólicos .....	67
2.2.8.1. Controladores clásicos por realimentación.....	67
2.2.8.2. Controlador prealimentado o por adelanto .....	69
2.2.8.3. Control en cascada.....	70
<b>Capítulo 3. Marco metodológico .....</b>	<b>71</b>
3.1. Modelos de simulación del proceso de generación directa de vapor con colectores solares cilindro-parabólicos .....	71
3.1.1. Transferencia de calor hacia el fluido geotérmico .....	71
3.1.1.1. Características del prototipo solar cilindro -parabólico.....	72
3.1.1.2. Algoritmo para la determinación del ángulo de incidencia .....	72
3.1.1.3. Cálculo de la temperatura media .....	73
3.1.1.3.1. Líquido subenfriado o vapor sobrecalentado.....	74
3.1.1.3.2. Flujo bifásico líquido-vapor .....	74
3.1.1.3.3. Transición desde líquido subenfriado hasta flujo bifásico .....	74
3.1.1.3.4. Transición desde líquido subenfriado hasta vapor sobrecalentado.....	75

3.1.1.3.5. Transición desde flujo bifásico hasta vapor sobrecalentado.....	75
3.1.2. Caída de presión en el tubo absorbedor .....	75
3.1.2.1. Pérdidas de carga con flujo monofásico: líquido subenfriado .....	75
3.1.2.1.1. Pérdidas de carga primarias.....	75
3.1.2.1.2. Pérdidas de carga secundarias .....	76
3.1.2.1.3. Factor de fricción.....	76
3.1.2.1.4. Pérdidas de carga con flujo bifásico: líquido-vapor .....	77
3.1.3. Modelo caja negra: balance de energía entrada-salida en estado estacionario .....	78
3.1.4. Modelo caja gris: balances de energía y pérdidas de carga en estado estacionario para cada módulo del colector cilindro-parabólico.....	81
3.2. Metodología de diseño del sistema automático de control del prototipo de generación directa de vapor en colectores cilindro-parabólicos.....	84
3.2.1. Filosofía y esquema de control .....	84
3.2.2. Selección de los elementos de control .....	84
3.2.3. Modelado matemático de los lazos de control.....	88
3.2.3.1.1. Modelos de las válvulas de control.....	89
3.2.3.1.2. Modelos basados en leyes físicas .....	91
3.2.4. Sintonización y criterios de diseño de los controladores .....	91
3.2.4.1. Sintonización por síntesis directa .....	91
3.2.4.2. Criterios de diseño.....	92
<b>Capítulo 4. Simulación y análisis de resultados .....</b>	<b>95</b>
4.1. Simulación del proceso de generación directa de vapor en el prototipo de colectores cilindro-parabólicos de Berlín .....	95
4.1.1. Algoritmo de simulación para el modelo caja negra: balance de energía en estado estacionario entrada-salida para todo el colector cilindro parabólico.....	96
4.1.1.1. Parámetros de entrada al algoritmo .....	96
4.1.1.2. Variables experimentales del fluido a la salida del colector.....	97
4.1.1.3. Resultados de simulación con el modelo caja negra.....	98
4.1.1.3.1. Pruebas experimentales y caudal de trabajo .....	98
4.1.1.3.2. Temperatura.....	99
4.1.1.3.3. Presión.....	102
4.1.1.3.4. Entalpía.....	104
4.1.1.3.5. Calidad del vapor en la salida del colector .....	106
4.1.1.3.6. Rendimiento térmico del colector.....	107
4.1.2. Algoritmo de simulación en el modelo caja gris: balance de energía y pérdidas de carga en estado estacionario para cada colector.....	109
4.1.2.1. Parámetros de entrada al algoritmo .....	110
4.1.2.2. Variables experimentales del fluido a lo largo del CCP .....	112

4.1.2.3. Resultados de simulación con el modelo caja gris .....	112
4.1.2.3.1. Pruebas experimentales y caudales de trabajo.....	112
4.1.2.3.2. Temperatura.....	113
4.1.2.3.3. Presión .....	115
4.1.2.3.4. Entalpía.....	118
4.1.2.3.5. Calidad del vapor.....	120
4.1.2.3.6. Rendimiento térmico .....	121
4.1.2.3.7. Patrón de flujo .....	124
4.1.3. Comparación de los resultados de salida entre los modelos de simulación.....	125
4.1.3.1. Presión y temperatura .....	125
4.1.3.2. Entalpía y calidad del vapor .....	127
4.1.3.3. Rendimiento térmico .....	128
4.1.4. Rango de operación del colector cilindro-parabólico de Berlín .....	130
4.1.4.1. Condiciones del fluido perseguidas en la salida .....	130
4.1.4.2. Condiciones de entrada al prototipo .....	130
4.1.4.3. Caudales de operación a partir del modelo caja negra.....	131
4.1.4.4. Análisis de las variables del proceso con el modelo caja gris .....	132
4.1.4.4.1. Temperatura y presión.....	132
4.1.4.4.2. Entalpía y calidad del vapor .....	133
4.1.4.4.3. Patrón de flujo en el absorbedor .....	133
4.2. Diseño del sistema de control automático del prototipo de generación directa de vapor en colectores cilindro-parabólicos de Berlín .....	134
4.2.1. Configuración y esquema de control multilazo .....	134
4.2.2. Rangos de operación para el diseño los lazos de control.....	136
4.2.3. Instrumentos de medida y regulación de los lazos de control.....	137
4.2.3.1. Válvulas automáticas .....	137
4.2.3.1.1. Válvula de control en la salida del pozo TR10.....	138
4.2.3.1.2. Válvula de control en la entrada al colector cilindro-parabólico.....	140
4.2.3.1.3. Válvula de control en la salida del líquido del separador ciclónico .....	142
4.2.3.1.4. Válvula de control en la salida del vapor del separador ciclónico .....	143
4.2.3.2. Instrumentos de medida.....	144
4.2.3.2.1. Medida de temperatura .....	144
4.2.3.2.2. Medida de presión .....	145
4.2.3.2.3. Medida de caudal.....	145
4.2.3.2.4. Medida de nivel .....	145
4.2.4. Modelos y sintonización de los lazos de control .....	146
4.2.4.1. Lazo de control de la caída de presión en la válvula de entrada al CCP .....	146

4.2.4.1.1. Modelo del sistema.....	146
4.2.4.1.2. Diseño y sintonización del controlador .....	151
4.2.4.2. Lazo de control de la temperatura de salida del CCP .....	152
4.2.4.2.1. Modelos del sistema .....	153
4.2.4.2.2. Diseño y sintonización de los controladores .....	160
4.2.4.3. Lazo de control del nivel del líquido en el separador ciclónico .....	163
4.2.4.3.1. Modelo del sistema.....	164
4.2.4.3.2. Diseño y sintonización del controlador .....	167
4.2.4.4. Lazo de control de presión en el separador ciclónico .....	169
4.2.4.4.1. Modelo del sistema.....	169
4.2.4.4.2. Diseño y sintonización del controlador .....	173
<b>Capítulo 5. Conclusiones y recomendaciones.....</b>	<b>175</b>
<b>Bibliografía .....</b>	<b>183</b>

## Resumen

El objetivo principal del presente trabajo de graduación ha sido conceptualizar el sistema automático de control de un prototipo de generación directa de vapor con colectores solares cilindro-parabólicos a partir de salmuera geotérmica de reinyección, en el campo geotérmico de Berlín, de la empresa LaGeo en El Salvador.

En el primer capítulo se contextualiza el funcionamiento de las dos fuentes de energía renovable involucradas en el proceso – energía termosolar y geotérmica – y la situación del subsector eléctrico salvadoreño, que dan lugar al planteamiento de los objetivos y alcances de la tesis, y de fundamentan la justificación de la misma.

El segundo capítulo recoge los fundamentos teóricos sobre la tecnología de generación directa de vapor y los avances en cuanto a las técnicas de control asociadas a la misma.

En el capítulo tercero se presentan las metodologías utilizadas para la simulación del proceso de generación directa de vapor en el prototipo de colectores cilíndrico-parabólicos, así como para el diseño del sistema de control automático.

El cuarto capítulo muestra los resultados de las simulaciones realizadas a nivel de proceso termodinámico y estrategias de control del prototipo de colectores cilindro-parabólicos, incluyendo la selección de los componentes necesarios para su funcionamiento adecuado.

El quinto y último capítulo plantea las recomendaciones y líneas de trabajo futuras que permitan avanzar en la investigación sobre la tecnología de generación directa de vapor en colectores cilíndrico-parabólicos, a partir de agua geotérmica.



## **Abstract**

The main objective of this work was to conceptualize an automatic control system of direct steam generation in a parabolic trough solar collector prototype, with geothermal brine, in Berlin geothermal field, of LaGeo company in El Salvador.

In the first chapter the operation of the two sources of renewable energy involved in solar-thermal and geothermal-energy and the situation of Salvadoran electricity subsector is contextualized. This leads to the establishment of the objectives and scope of the work, which serve as justification for it.

The second chapter contains the theoretical grounds of direct steam generation technology and the advances in techniques and strategies associated with the control problem.

In the third chapter the methodologies used to simulate the process of direct steam generation in the parabolic trough solar collector prototype are presented, as well as the design of the automatic control system.

The fourth chapter shows the simulation results of the thermodynamic process and control strategies for the parabolic trough collector prototype, including the selection of the components required for proper operation.

The fifth and final chapter presents the recommendations and future research that would advance investigation of direct steam generation technology in parabolic trough collectors from geothermal water.



## Nomenclatura

### Símbolos

Símbolo	Descripción	Unidades
$A_a$	Área de apertura del colector solar	$[m^2]$
$A_{abs}$	Área del absorbedor	$[m^2]$
$A_{amod}$	Área de apertura de un módulo de un colector cilindro-parabólico	$[m^2]$
$A_f$	Área del fluido de trabajo	$[m^2]$
$A_m$	Área del metal del absorbedor	$[m^2]$
$A_r$	Área del receptor	$[m^2]$
$C$	Razón de concentración	$[-]$
$C_g$	Razón de concentración geométrica de un concentrador solar	$[-]$
$C_v$	Coefficiente de flujo	$[-]$
$C_{vCCPMax}$	Coefficiente de flujo máximo en la válvula de entrada al prototipo CCP	$[-]$
$D$	Diámetro de un conducto	$[m]$
$D_h$	Irradiancia solar difusa	$[W/m^2]$
$D_t$	Diámetro de tubería	$[m]$
$E_t$	Ecuación del tiempo	$[min]$
$F_F$	Relación crítica de presión	$[-]$
$F_L$	Factor de recuperación de presión del líquido	$[-]$
$F_p$	Factor de cañería	$[-]$
$F_{pvCCP}$	Factor de cañería en la válvula de entrada al prototipo CCP	$[-]$
$F_e$	Factor de ensuciamiento	$[-]$
$F_k$	Ratio de del factor de calor específico	$[-]$
$Fr$	Número de Froude	$[-]$
$G$	Velocidad de la masa	$[kg/m^2 s]$
$G_f$	Relación del peso específico del fluido respecto del agua	$[-]$
$G_h$	Irradiancia solar global	$[W/m^2]$
$G_{m-PdvCCP}(s)$	Función de transferencia que relaciona el caudal con la caída de presión en la válvula de entrada al prototipo CCP	
$G_{vCCP}(s)$	Función de transferencia de la válvula de entrada al prototipo CCP	
$G_{vTR10}(s)$	Función de transferencia de la válvula del pozo TR10	
$G_{vgsc}(s)$	Función de transferencia de la válvula de salida del vapor del separador ciclónico	

$G_{vlsc}(s)$	Función de transferencia de la válvula de salida del líquido del separador ciclónico	
$G_{\Delta m_{lsc}-H_{lsc}}(s)$	Función de transferencia que relaciona la variación del caudal de salida del líquido con el nivel en el separador ciclónico	
$G_{\Delta m_{gsc}-P_{sc}}$	Función de transferencia que relaciona la variación del caudal de salida del vapor con la presión en el separador ciclónico	
$\widetilde{H}_1$	Función global de pérdidas térmicas en un colector cilindro-parabólico	[J/s]
$H_{lsc}$	Nivel del líquido en el separador ciclónico	[m]
$I_d$	Irradiancia Normal Directa	[W/m <sup>2</sup> ]
$J$	Día Juliano	[día]
$K$	Ganancia de un proceso	[-]
$K_c$	Ganancia de un controlador	[-]
$K_{cH_1}$	Ganancia del controlador del lazo de control de nivel del líquido en el separador ciclónico	m/bar
$K_{cP}$	Ganancia del controlador del lazo de control de presión en el separador ciclónico	%/bar
$K_{cPd}$	Ganancia del controlador del lazo de control de caída de presión en la válvula de entrada al prototipo CCP	%/bar
$K_{cT_{s1}}$	Ganancia del controlador del lazo de control interno de la temperatura de salida del prototipo CCP	kg/s/°C
$K_{cT_{s2}}$	Ganancia del controlador del lazo de control externo de la temperatura de salida del prototipo CCP	%(kg/s)
$K_{m-PdvCCP}$	Ganancia que relaciona el caudal con la caída de presión en la válvula de entrada al prototipo CCP	bar/(kg/s)
$K_{pH_1}$	Ganancia de la planta del lazo de control de nivel del líquido en el separador ciclónico	m/%
$K_{pP}$	Ganancia de la planta del lazo de control de presión en el separador ciclónico	bar/%
$K_{pPd}$	Ganancia de la planta del lazo de control de caída de presión en la válvula de entrada al prototipo CCP	bar/%
$K_{pT_{s1}}(s)$	Ganancia de la planta del lazo de control externo de la temperatura de salida del prototipo CCP	°C/(kg/s)
$K_{pT_{s2}}(s)$	Ganancia de la planta del lazo de control interno de la temperatura de salida del prototipo CCP	(kg/s)/%
$K_v$	Ganancia de una válvula	[-]
$K_{vCCP}$	Ganancia de la válvula de entrada al prototipo CCP	(kg/s)/%
$K_{vTR10}$	Ganancia de la válvula del pozo TR10	(kg/s)/%
$K_{vgsc}$	Ganancia de la válvula de salida del vapor del separador ciclónico	(kg/s)/%

$K_{vlsc}$	Ganancia de la válvula de salida del líquido del separador ciclónico	(kg/s)/%
$K_{\Delta m_{lsc}-H_{lsc}}$	Ganancia que relaciona la variación del caudal del líquido con el nivel en el separador ciclónico	m/(kg/s)
$K_{\Delta m_{gsc}-P_{sc}}$	Ganancia que relaciona la variación del caudal del vapor con la presión en el separador ciclónico	bar/(kg/s)
$K(\theta)$	Factor de modificación de ángulo de incidencia	[-]
$L$	Longitud de tubería	[m]
$L_{abs}$	Longitud del absorbedor	[m]
$L_e$	Longitud de tubería equivalente	[m]
$L_{mod}$	Longitud de un módulo del colector solar cilindro-parabólico	[m]
$L_{mani}$	Longitud de las mangueras interiores	[m]
$L_{mane}$	Longitud de las mangueras exteriores	[m]
$L_{CCP}$	Longitud total del prototipo CCP	[m]
$M_g$	Peso molar del vapor	[kg/mol]
$M_r$	Pico de resonancia	[-]
$M_p$	Sobreoscilación o sobrepico	[%]
$P_{CCP}$	Potencia o flujo de energía radiante en un colector cilindro-parabólico	[W]
$P_{CCP-fluido}$	Potencia o flujo de energía ganada por el fluido de trabajo en un colector cilindro-parabólico	[W]
$P_{CCPe}$	Presión del fluido a la entrada del prototipo CCP	[bar, PSI]
$P_{CCPs}$	Presión del fluido a la salida del prototipo CCP	[bar, PSI]
$P_{Q_{abs-vid}}$	Potencia o flujo de energía asociada a las pérdidas térmicas entre el absorbedor y la cubierta de vidrio	[W]
$P_{Q_{cond. abs-vid}}$	Potencia o flujo de energía asociada a las pérdidas térmicas por conducción entre el absorbedor y la cubierta de vidrio	[W]
$P_{Q_{cond. sop}}$	Potencia o flujo de energía asociada a las pérdidas térmicas por conducción en los soportes del tubo absorbedor	[W]
$P_{Q_{cond. vid-amb}}$	Potencia o flujo de energía asociada a las pérdidas térmicas por conducción desde la cubierta de vidrio al ambiente	[W]
$P_{Q_{conv. abs-vid}}$	Potencia o flujo de energía asociada a las pérdidas térmicas por convección entre el absorbedor y la cubierta de vidrio	[W]
$P_{Q_{optp}}$	Potencia o flujo de energía asociada a las pérdidas ópticas cuando el ángulo de incidencia es 0	[W]
$P_{Q_{opt-geo}(\theta=0)}$	Potencia o flujo de energía asociada al modificador de ángulo de incidencia	[W]
$P_{Q_{rad. abs-vid}}$	Potencia o flujo de energía asociada a las pérdidas térmicas por	[W]

	radiación entre el absorbedor y la cubierta de vidrio	
$P_{Q_{rad. vid-amb}}$	Potencia o flujo de energía asociada a las pérdidas térmicas por radiación desde la cubierta de vidrio al ambiente	[W]
$P_{Q_{ter}}$	Potencia o flujo de energía asociada a las pérdidas térmicas.	[W]
$P_{Q_{vid-amb}}$	Potencia o flujo de energía asociada a las pérdidas térmicas desde la cubierta de vidrio al ambiente	[W]
$P_{TR10}$	Presión del fluido en el pozo TR10	[bar, PSI]
$P_c$	Presión crítica	[bar, PSI]
$P_E$	Potencia o flujo de energía sobre un sistema debido a toda la radiación solar que incide sobre él	[W]
$P_f$	Presión del fluido de trabajo	[bar, PSI]
$P_{fe}$	Presión del fluido de trabajo a la entrada del CCP	[bar, PSI]
$P_{fs}$	Presión del fluido de trabajo a la salida del CCP	[bar, PSI]
$P_{fs}^{exp}$	Presión experimental del fluido de trabajo a la salida del CCP	[bar, PSI]
$p_{fs}^{sim MGN}$	Presión de simulación con el modelo caja negra del fluido de trabajo a la salida del CCP	[bar, PSI]
$p_{fs}^{sim MCG}$	Presión de simulación con el modelo caja gris del fluido de trabajo a la salida del CCP	[bar, PSI]
$P_{fsF1}^{exp}$	Presión experimental del fluido de trabajo a la salida de la fila uno	[bar, PSI]
$P_{fsF2}^{exp}$	Presión experimental del fluido de trabajo a la salida de la fila dos	[bar, PSI]
$p_{fsF1}^{sim MCG}$	Presión de simulación con el modelo caja gris del fluido de trabajo a la salida de la fila uno	[bar, PSI]
$p_{fsF2}^{sim MCG}$	Presión de simulación con el modelo caja gris del fluido de trabajo a la salida de la fila dos	[bar, PSI]
$P_{gscs}$	Presión a la salida de la válvulas del vapor del separador ciclónico	[bar, PSI]
$P_{lscs}$	Presión a la salida de la válvulas del líquido del separador ciclónico	[bar, PSI]
$P_{vTR10s}$	Presión del fluido a la salida de la válvula del pozo TR10	[bar, PSI]
$P_{dvCPP}$	Presión diferencial en la válvula de entrada al CCP	[bar, PSI]
$P_{dvCPP\_ref}$	Presión diferencial de referencia en la válvula de entrada al CCP	[bar, PSI]
$P_{rc}$	Potencia o flujo de energía asociada a las pérdidas térmicas radiativas y convectivas	[W]
$P_{sc}$	Presión en el separador ciclónico	[bar, PSI]
$P_v$	Presión de vapor	[bar, PSI]
$P_{vCCPe}$	Presión a la entrada de la válvula de entrada del CCP	[bar, PSI]
$P_{vCCPs}$	Presión a la salida de la válvula de entrada del CCP	[bar, PSI]

$P_{vc}$	Presión de vena contracta	[bar, PSI]
$P_{vgSCs}$	Presión a la salida de la válvula del vapor del separador ciclónico	[bar, PSI]
$P_{vlSCs}$	Presión a la salida de la válvulas del líquido del separador ciclónico	[bar, PSI]
$P_{VTR10e}$	Presión a la entrada de la válvula del pozo TR10	[bar, PSI]
$P_{VTR10s}$	Presión a la salida de la válvula del pozo TR10	[bar, PSI]
$P_w$	Potencia asociada al trabajo producido por un sistema.	[W]
$R$	Rangeabilidad	[–]
$R_g$	Constante de los gases ideales	[J/°K mol]
$R_{vCCP}$	Rangeabilidad de la válvula de entrada del prototipo CCP	
$Re$	Número de Reynolds	[–]
$S_{Tsc}$	Sección del separador ciclónico	[m <sup>2</sup> ]
$T_{CCPe}$	Temperatura del fluido a la entrada del prototipo CCP	[°K, °C]
$T_{CCPs}$	Temperatura del fluido a la salida del prototipo CCP	[°K, °C]
$T_{CCPs\_ref}$	Temperatura de referencia del fluido a la salida del prototipo CCP	[°K, °C]
$T_{TR10}$	Temperatura del fluido en el pozo TR10	[°K, °C]
$T_{abs}$	Temperatura del tubo absorbedor	[°K, °C]
$T_{amb}$	Temperatura ambiente	[°K, °C]
$T_f$	Temperatura del fluido de trabajo	[°K, °C]
$T_{fe}$	Temperatura del fluido de trabajo a la entrada del CCP	[°K, °C]
$T_{fs}$	Temperatura del fluido de trabajo a la salida del CCP	[°K, °C]
$T_{fs}^{exp}$	Temperatura experimental del fluido de trabajo a la salida del CCP	[°K, °C]
$T_{fs}^{sim\ MCN}$	Temperatura de simulación con el modelo caja negra del fluido de trabajo a la salida del CCP	[°K, °C]
$T_{fs}^{sim\ MCG}$	Temperatura de simulación con el modelo caja gris del fluido de trabajo a la salida del CCP	[°K, °C]
$T_{fsF1}^{exp}$	Temperatura experimental del fluido de trabajo a la salida de la fila uno	[°K, °C]
$T_{fsF2}^{exp}$	Temperatura experimental del fluido de trabajo a la salida de la fila dos	[°K, °C]
$T_{fsF1}^{sim\ MCG}$	Temperatura de simulación con el modelo caja gris del fluido de trabajo a la salida de la fila uno	[°K, °C]
$T_{fsF2}^{sim\ MCG}$	Temperatura de simulación con el modelo caja gris del fluido de trabajo a la salida de la fila dos	[°K, °C]
$T_{VCCPe}$	Temperatura a la entrada de la válvula de entrada del prototipo	[°K, °C]

CCP		
$T_{VCCPs}$	Temperatura a la salida de la válvula de entrada del prototipo CCP	[°K, °C]
$T_{vgSCs}$	Temperatura a la salida de la válvula del vapor del separador ciclónico	[°K, °C]
$T_{vlSCs}$	Temperatura a la salida de la válvulas del líquido del separador ciclónico	[°K, °C]
$T_m$	Temperatura del metal	[°K, °C]
$T_s$	Periodo de muestreo	[sg]
$T_{sol}$	Temperatura del sol	[°K, °C]
$T_{VTR10e}$	Temperatura a la entrada de la válvula del pozo TR10	[°K, °C]
$T_{VTR10s}$	Temperatura a la salida de la válvula del pozo TR10	[°K, °C]
$U_{Labs}$	Coficiente global de pérdidas térmicas	[-]
$V_{gsc}$	Volumen del vapor del separador ciclónico	[m <sup>3</sup> ]
$V_{lsc}$	Volumen del líquido del separador ciclónico	[m <sup>3</sup> ]
$We$	Número de Webber	[-]
$X_p$	Ratio de caída de presión respecto a la presión de entrada	[-]
$X_T$	Factor medio de caída de presión	[-]
$Y$	Factor de expansión	[-]
$Z$	Factor de compresión	[-]
$c_f$	Calor específico del fluido de trabajo	[J/Kg°C, J/Kg°K]
$c_m$	Calor específico del metal del absorbedor	[J/Kg°C, J/Kg°K]
$c_p$	Calor específico a presión constante	[J/Kg°C, J/Kg°K]
$c_v$	Calor específico a volumen constante	[J/Kg°C, J/Kg°K]
$d_{eabs}$	Diámetro exterior del absorbedor	[m]
$d_{eq}$	Diámetro equivalente de un conducto	[m]
$d_{iabs}$	Diámetro interior del absorbedor	[m]
$d_{imani}$	Diámetro interior de las mangueras interiores	[m]
$d_{imane}$	Diámetro interior de las mangueras exteriores	[m]
$d_v$	Diámetro de la válvula	[m]
$e$	Rugosidad absoluta	[m]
$e_{abs}$	Rugosidad absoluta del absorbedor	[m]

$e_{mani}$	Rugosidad absoluta de las mangueras interiores	[m]
$e_{mane}$	Rugosidad absoluta de las mangueras exteriores	[m]
$f$	Factor de fricción	[-]
$f_g$	Factor de fricción del vapor	[-]
$f_l$	Factor de fricción del líquido	[-]
$g_c(s)$	Función de transferencia de un controlador	
$g_{ffm}(s)$	Función de transferencia del lazo de control prealimentado de la temperatura de salida del prototipo CCP	
$g_p(s)$	Función de transferencia del modelo de un proceso	
$g_{pH_{1sc}}(s)$	Función de transferencia de la planta del lazo de control de nivel del líquido en el separador ciclónico	
$g_{pP_{sc}}(s)$	Función de transferencia de la planta del lazo de control de presión en el separador ciclónico	
$g_{pPd}(s)$	Función de transferencia de la planta del lazo de control de caída de presión en la válvula de entrada al prototipo CCP	
$g_{pT_{s1}}(s)$	Función de transferencia de la planta del lazo de control externo de la temperatura de salida del prototipo CCP	
$g_{pT_{s2}}(s)$	Función de transferencia de la planta del lazo de control interno de la temperatura de salida del prototipo CCP	
$h_e$	Entalpía específica del agua de alimentación	[J/Kg]
$h_f$	Entalpía específica del fluido de trabajo	[J/Kg]
$h'_f$	Entalpía específica del líquido en el punto de saturación	[J/Kg]
$h''_f$	Entalpía específica del vapor en el punto de saturación	[J/Kg]
$h_{fe}$	Entalpía del fluido de trabajo a la entrada del CCP	[J/Kg]
$h_{fs}$	Entalpía del fluido de trabajo a la salida del CCP	[J/Kg]
$h_{fs}^{exp}$	Entalpía experimental del fluido de trabajo a la salida del CCP	[J/Kg]
$h_{fs}^{sim\ MCN}$	Entalpía de simulación con el modelo caja negra del fluido de trabajo a la salida del CCP	[J/Kg]
$h_{fs}^{sim\ MCG}$	Entalpía de simulación con el modelo caja gris del fluido de trabajo a la salida del CCP	[J/Kg]
$h_{fsF1}^{exp}$	Entalpía experimental del fluido de trabajo a la salida de la fila uno	[J/Kg]
$h_{fsF2}^{exp}$	Entalpía experimental del fluido de trabajo a la salida de la fila dos	[J/Kg]
$h_{fsF1}^{sim\ MCG}$	Entalpía de simulación con el modelo caja gris del fluido de trabajo a la salida de la fila uno	[J/Kg]
$h_{fsF2}^{sim\ MCG}$	Entalpía de simulación con el modelo caja gris del fluido de trabajo a la salida de la fila dos	[J/Kg]

$h_{gsob}$	Entalpía específica del vapor sobrecalentado	[J/Kg]
$h_{inc}$	Entalpía específica de salida del penúltimo colector de la fila	[J/Kg]
$h_{iny}$	Entalpía específica del agua de inyección	[J/Kg]
$h_{lsub}$	Entalpía específica del líquido subenfriado	[J/Kg]
$h_{ref}$	Entalpía específica de referencia	[J/Kg]
$k$	Relación o ratio de calores específicos a presión y volumen constante	[-]
$l$	Carrera	[%,-]
$l_{inher}$	Carrera de característica inherente	[%,-]
$l_{inst}$	Carrera de característica instalada	[%,-]
$l_a$	Longitud de apertura del colector cilindro-parabólico	[m]
$l_{VCCP}$	Carrera de la válvula de entrada al prototipo CCP	
$\dot{m}$	Caudal o flujo másico	[kg/sg]
$\dot{m}_{ff}$	Caudal o flujo másico de agua de alimentación calculado con una función de control por adelanto	[kg/sg]
$\dot{m}_{ff_{iv}}$	Caudal o flujo másico de agua de inyección calculado con una función de control por adelanto	[kg/sg]
$\dot{m}_g$	Caudal o flujo másico del vapor	[kg/sg]
$\dot{m}_{gsce}$	Caudal de entrada del vapor del separador ciclónico	[kg/sg]
$\dot{m}_{gscs}$	Caudal de salida del vapor del separador ciclónico	[kg/sg]
$\dot{m}_{inc}$	Caudal o flujo másico de salida del penúltimo colector de la fila	[kg/sg]
$\dot{m}_{iny}$	Caudal o flujo másico que se inyecta entre el penúltimo y el último colector de la fila	[kg/sg]
$\dot{m}_{iny_{set}}$	Caudal nominal de agua de inyección (entrada a la función de control por adelanto en el lazo de control de temperatura mediante el agua de alimentación)	[kg/sg]
$\dot{m}_l$	Caudal o flujo másico del líquido	[kg/sg]
$\dot{m}_{lsce}$	Caudal de entrada del líquido del separador ciclónico	[kg/sg]
$\dot{m}_{lscs}$	Caudal de salida del líquido del separador ciclónico	[kg/sg]
$\dot{m}_{vgSC}$	Caudal en la válvula del vapor del separador ciclónico	[kg/sg]
$\dot{m}_{vlSC}$	Caudal en la válvula del líquido del separador ciclónico	[kg/sg]
$n_{ope}$	Número de lazos operativos en un campo de colectores cilindro-parabólicos	[-]
$q(s)$	Trayectoria de referencia de un sistema en lazo cerrado	
$t_d$	Tiempo de retardo o retraso	[sg]
$t_r$	Retardo de transporte	[sg]

$t_{est}$	Tiempo de establecimiento	[sg]
$t_{sub}$	Tiempo de subida	[sg]
$v_l$	Velocidad superficial del agua en flujo bifásico	[m/sg]
$v_g$	Velocidad superficial del vapor en flujo bifásico	[m/sg]
$w_{nH_1}$	Frecuencia natural de la función de transferencia de la planta del lazo de control de nivel del líquido en el separador ciclónico	[rad/sg]
$w_{nP}$	Frecuencia natural e la función de transferencia de la planta del lazo de control de nivel del líquido en el separador ciclónico	[rad/sg]
$x$	Calidad o fracción de vapor	[–]
$x_{CCPe}$	Calidad o fracción de vapor del fluido a la entrada del prototipo CCP	[–]
$x_{CCPs}$	Calidad o fracción de vapor del fluido a la salida del prototipo CCP	[–]
$x_{fe}$	Calidad o fracción de vapor del fluido de trabajo a la entrada del CCP	[–]
$x_{fs}$	Calidad o fracción de vapor del fluido de trabajo a la salida del CCP	[–]
$x_{fs}^{exp}$	Calidad o fracción de vapor experimental del fluido de trabajo a la salida del CCP	[–]
$x_{fs}^{sim\ MCN}$	Calidad o fracción de vapor de simulación con el modelo caja negra del fluido de trabajo a la salida del CCP	[–]
$x_{fs}^{sim\ MCG}$	Calidad o fracción de vapor de simulación con el modelo caja gris del fluido de trabajo a la salida del CCP	[–]
$x_{fsF1}^{exp}$	Calidad o fracción de vapor experimental del fluido de trabajo a la salida de la fila uno	[–]
$x_{fsF2}^{exp}$	Calidad o fracción de vapor experimental del fluido de trabajo a la salida de la fila dos	[–]
$x_{fsF1}^{sim\ MCG}$	Calidad o fracción de vapor de simulación con el modelo caja gris del fluido de trabajo a la salida de la fila uno	[–]
$x_{fsF2}^{sim\ MCG}$	Calidad o fracción de vapor de simulación con el modelo caja gris del fluido de trabajo a la salida de la fila dos	[–]
$\Delta e$	Error	[–]
$\Delta P$	Caída de presión	[bar, PSI]
$\Delta P_{fb}$	Pérdidas de carga de flujo bifásico	[bar, PSI]
$\Delta P_l$	Pérdidas de carga del líquido subenfriado	[bar, PSI]
$\Delta P_{lp}$	Pérdidas de carga del líquido subenfriado primarias	[bar, PSI]
$\Delta P_{ls}$	Pérdidas de carga del líquido subenfriado secundarias	[bar, PSI]

$\Psi$	Ángulo de abertura de un colector cilindro-parabólico	[°, rad]
$\Phi_{fr}^2$	Factor multiplicador de Friedel	[-]
$\alpha_{abs}$	Absortividad de la superficie selectiva del tubo absorbedor	[-]
$\beta$	Ángulo de aceptación de un colector cilindro-parabólico	[°, rad]
$\gamma_{abs}$	Factor de interceptación	[-]
$\delta$	Declinación	[°, rad]
$\theta$	Ángulo de incidencia	[°, rad]
$\eta$	Rendimiento	[-]
$\eta_g$	Rendimiento global del colector cilindro-parabólico	[-]
$\eta_{opt}$	Rendimiento óptico del colector cilindro-parabólico	[-]
$\eta_{optp}$	Rendimiento óptico pico del colector cilindro-parabólico	[-]
$\eta_{ter}$	Rendimiento térmico del colector cilindro-parabólico	[-]
$\eta_{termod}$	Rendimiento térmico de un módulo del colector cilindro-parabólico	[-]
$\eta_{ter}^{exp}$	Rendimiento térmico experimental del fluido de trabajo a la salida del CCP	[-]
$\eta_{ter}^{sim\ MCN}$	Rendimiento térmico de simulación con el modelo caja negra del fluido de trabajo a la salida del CCP	[-]
$\eta_{ter}^{sim\ MCG}$	Rendimiento térmico de simulación con el modelo caja gris del fluido de trabajo a la salida del CCP	[-]
$\eta_{fsF1}^{exp}$	Calidad o fracción de vapor experimental del fluido de trabajo a la salida de la fila uno	[-]
$\eta_{fsF2}^{exp}$	Calidad o fracción de vapor experimental del fluido de trabajo a la salida de la fila dos	[-]
$\eta_{fsF3}^{exp}$	Calidad o fracción de vapor experimental del fluido de trabajo a la salida de la fila tres	[-]
$\eta_{fsF1}^{sim\ MCG}$	Rendimiento térmico de simulación con el modelo caja gris del fluido de trabajo a la salida de la fila uno	[-]
$\eta_{fsF2}^{sim\ MCG}$	Rendimiento térmico de simulación con el modelo caja gris del fluido de trabajo a la salida de la fila dos	[-]
$\eta_{fsF3}^{sim\ MCG}$	Rendimiento térmico de simulación con el modelo caja gris del fluido de trabajo a la salida de la fila tres	[-]
$\lambda$	Longitud	[°, rad]
$\lambda_{ref}$	Longitud de referencia	[°, rad]
$\mu$	Viscosidad dinámica	[kg/sg m]
$\mu_1$	Viscosidad dinámica del líquido	[kg/sg m]

$\mu_g$	Viscosidad dinámica del vapor	[kg/sg m]
$\vartheta$	Viscosidad cinemática	[m <sup>2</sup> /sg]
$\xi$	Factor de amortiguamiento de un sistema de segundo orden	[-]
$\xi_{H1}$	Factor de amortiguamiento de la función de transferencia de la planta del lazo de control de nivel del líquido en el separador ciclónico	[-]
$\xi_P$	Factor de amortiguamiento de la función de transferencia de la planta del lazo de control de presión en el separador ciclónico	[-]
$\xi_r$	Factor de amortiguamiento de la trayectoria de referencia en lazo cerrado de un sistema de segundo orden	[-]
$\rho$	Densidad	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_f$	Densidad del fluido de trabajo	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_g$	Densidad del vapor	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{gsc}$	Densidad del vapor en el separador ciclónico	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_h$	Densidad del homogénea	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_m$	Densidad del metal del absorbedor	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_l$	Densidad del líquido	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{lsc}$	Densidad del líquido en el separador ciclónico	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{ref}$	Reflectividad de la superficie reflectante del colector cilindro-parabólico	[-]
$\rho_{vCCP}$	Densidad del fluido en la válvula de entrada al prototipo CCP	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\tau$	Constante de tiempo	[sg]
$\tau_{abs}$	Transmisividad de la cubierta de cristal del tubo absorbedor	[-]
$\tau_d$	Retardo de un sistema	[sg]
$\tau_{dr}$	Retardo de la trayectoria de referencia en lazo cerrado	[sg]
$\tau_{iPd}$	Constante de tiempo del controlador del lazo de control de caída de presión en la válvula de entrada al prototipo CCP	[sg]
$\tau_{iT_{s1}}$	Constante de tiempo del controlador del lazo de control externo de la temperatura de salida del prototipo CCP	[sg]
$\tau_{iT_{s2}}$	Constante de tiempo del controlador del lazo de control interno de la temperatura de salida del prototipo CCP	[sg]
$\tau_{pPd}$	Constante de tiempo de la planta del lazo de control de caída de presión en la válvula de entrada al prototipo CCP	[sg]
$\tau_{dpT_{s1}}$	Retardo de la planta del lazo de control externo de la temperatura de salida del prototipo CCP	[sg]
$\tau_r$	Tiempo de respuesta de la trayectoria de referencia en lazo cerrado	[sg]
$\tau_v$	Constante de tiempo de una válvula	[sg]

$\tau_{vCCP}$	Constante de tiempo de la válvula de entrada al prototipo CCP	[sg]
$\tau_{vTR10}$	Constante de tiempo de la válvula del pozo TR10	[sg]
$\tau_{vgsc}$	Constante de tiempo de la válvula de salida del vapor del separador ciclónico	[sg]
$\tau_{vlsc}$	Constante de tiempo de la válvula de salida del líquido del separador ciclónico	[sg]
$\omega$	Ángulo horario	[°, rad]

## Abreviaturas y acrónimos

ACS	Agua Caliente Sanitaria
ANSI	American National Standards Institute (Instituto nacional estadounidense de estándares)
ASME	American Society of Mechanical Engineers (Asociación Americana de Ingenieros mecánicos)
ATS	Advanced Trough System (Sistemas de concentración avanzada)
BID	Banco Interamericano de Desarrollo
BM	Banco Mundial
CAESS	Compañía de Alumbrado Eléctrico de San Salvador
CCP	Colector cilindro-parabólico
CDS	Comisión sobre el Desarrollo Sostenible (); o la
CEL	Comisión Ejecutiva Hidroeléctrica del río Lempa
CIEMAT	Centro de Investigaciones Energéticas, Medioambientales y Tecnológicas
CLEA	Compañía de Luz Eléctrica de Ahuachapán
CLES	Compañía de Luz Eléctrica de Sonsonate
CLESA	Compañía de Luz Eléctrica de Santa Ana
CNE	Consejo Nacional de Energía
CMNUCC	Convención Marco sobre el Cambio Climático
CNUMAD	Conferencia de las Naciones Unidas sobre el Medio Ambiente y el Desarrollo
DISS	Direct Solar Steam (Vapor Solar Directo)
DLR	Deutsches Zentrum für Luft (Centro Aeroespacial Alemán)
DOE	United States Department of Energy (Departamento de Energía de Estados Unidos)
DNI	Direct Normal Irradiance (Irradiancia Normal Directa)
FMI	Fondo Monetario Internacional
GDV	Generación Directa de Vapor
GEA	Geothermal Energy Association (Asociación de Energía Geotérmica)
GEI	Gases de Efecto Invernadero
GESAL	Geotérmica Salvadoreña S.A.
HTF	Heat Transfer Fluid (Fluido calorífero)
IAPWS	International Association for the Properties of Water and Steam (Asociación Internacional sobre las propiedades del agua y el vapor)
IDAE	Instituto para el Ahorro y Diversificación de la Energía
IEA	International Energy Agency (Agencia Internacional de la Energía)

IPCC	Intergovernmental Panel on Climate Change (Grupo Intergubernamental sobre el Cambio Climático)
IS	Índice de Saturación
LGE	Ley General de la Electricidad
MDL	Mecanismos de Desarrollo Limpio
MIMO	Multiple-Input, Multiple-Output (Sistemas multitarea o multilazo)
MRS	Mercado Regulador del Sistema
MVF	Método de Volúmenes Finitos
NREL	National Renewable Energy Laboratory (Laboratorio Nacional de Energía Renovable)
SIGET	Superintendencia General de Electricidad y Telecomunicaciones
OCDE	Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económico
ODM	Objetivos de Desarrollo del Milenio
OMM	Organización Meteorológica Mundial (
ONU	Organización de Naciones Unidas
P	Proporcional
PI	Proporcional - Integral
PID	Proporcional-Integral-Derivativo
PLC	Programmable Logic Controller (Controlador Lógico Programable)
PSA	Plataforma Solar de Almería
SERI	Solar Energy Research Institute (Instituto de Investigación en Energía Solar Americano)
VC	Volumen de Control

# Capítulo 1

## Introducción

Este capítulo presenta en primer lugar los antecedentes históricos y el contexto de los sectores energéticos solar termoelectrico de concentración – en especial la tecnología de Generación Directa de Vapor (GDV) – y geotérmico. Además se muestra la evolución del subsector eléctrico salvadoreño, que permiten contextualizar el proyecto híbrido con energía solar-geotérmica de GDV en Colectores Cilindro-Parabólicos (CCP) impulsado por LaGeo en el campo geotérmico de Berlín.

Estos antecedentes introducen la formulación del problema, los objetivos de la investigación con los que se trata de responder al mismo, sus alcances y limitaciones.

Por último se cierra el capítulo presentando las políticas y planes de desarrollo globales y nacionales que promueven el desarrollo sostenible y la generación eléctrica partir de recursos renovables, que justifican la elaboración del presente trabajo de investigación.

### 1.1. Antecedentes

Desde los registros de las primeras civilizaciones 10,000 años a.C. y hasta mediados del siglo XIX, la población del planeta se mantuvo por debajo de los mil millones, limitándose el consumo de energía a la satisfacción de sus necesidades básicas: cocción de alimentos, calefacción, higiene e iluminación. A partir de la I Revolución Industrial<sup>1</sup> el carbón y el vapor de agua se sitúan como las principales fuentes de energía primaria, y secundaria respectivamente, producto del desarrollo de la máquina de vapor de Watt (1769). Pero es hasta el inicio del siglo XX, en el epílogo de la II Revolución Industrial<sup>2</sup> y tras medio siglo de mejoras tecnológicas, cuando la energía se constituye como motor del desarrollo y elemento central de las actividades del ser humano. Bajo esta tendencia creciente, el siglo pasado se cerró con un consumo de derivados del petróleo que llegó a alcanzar las 3,500 Millones de Toneladas Equivalentes de Petróleo (MTEP), 15,000 Tera Watts hora (TWh) de energía eléctrica generada, que sirvieron para abastecer a 6,000 millones en el año 2000 (Carranza, 2009).

Con la llegada del nuevo siglo, las tendencias en el consumo energético han continuado incrementándose; alcanzando en 2011, la producción de energía primaria a partir de derivados de petróleo las 4,132.9 MTPE – el 31.5% de la matriz energética primaria global –, y el consumo de electricidad los 20,407 TWh (IEA, 2014). De igual manera la población se incrementó, hasta 7,000 millones de personas (PRB, 2011). Es decir, durante los once primeros años del S XXI, el consumo de derivados de petróleo y electricidad aumentaron en

---

1 Proceso de transformación económico, social y tecnológico iniciado en la segunda mitad del siglo XVIII en Gran Bretaña y que se extendió a Europa occidental y Estados Unidos, finalizando entre 1820 y 1840.

2 Segundo proceso de transformación económico, social y tecnológico producido en el marco de la madurez del sistema capitalista, con innovaciones nunca antes vistas. Inicia en la segunda mitad del siglo XIX y finaliza en 1914, en el momento del comienzo de la segunda Guerra Mundial.

un 18.1% y 36.1%, respectivamente, en comparación con el siglo anterior; y el de la población en un 16.7%. En definitiva la energía se ha constituido como un elemento esencial e insustituible de la vida moderna, y el abastecimiento energético se plantea como uno de los mayores desafíos del siglo XXI, “frente a una población que crece y que demanda mayor cantidad de energía, se asocia un deterioro creciente y peligroso del medio ambiente” (Carranza 2009: 12).

### 1.1.1. La energía solar térmica

La energía solar es la transformación de la radiación solar en fuentes de energía aprovechables por el ser humano: térmica para procesos de calefacción, refrigeración y generación de electricidad (termoeléctrica); y fotovoltaica para generación de electricidad.<sup>3</sup>

La idea de utilizar la energía del sol como fuente de calor es muy antigua. Desde los siglos VII y VIII a.C., cuando las sacerdotisas manejaban los rayos solares para encender el fuego que ardía en el foro romano del Templo de Vesta, y hasta la fecha, han sido muchos los científicos, que han involucrado en sus investigaciones la energía solar. Es conocida la leyenda de Arquímedes de Siracusa, que consiguió mantener a salvo su ciudad del asedio romano quemando sus naves mediante grandes espejos hexagonales de bronce que reflejaban los rayos solares (S III a.C.); también el francés Solomon de Caux desarrolló una máquina que gracias a la expansión de aire con calor solar podía bombear agua(1615); o los científicos Galileo Galilei y Antoine Lavoisier (S. XVIII) que utilizaron una lente de 1,320 mm para calentar materiales gracias a la energía que proyectaba el sol (EVE, S.F.).

El desconocimiento e incertidumbre sobre su capacidad de acumulación térmica, ha provocado que la energía solar no haya sido utilizada ni desarrollada de manera efectiva hasta la historia reciente; y es ya en el marco de la segunda revolución industrial cuando aparecen mecanismos de acumulación de la energía del sol similares a las tecnologías que se utilizan en la actualidad:

- En 1870, el capitán John Ericsson construyó un sistema de espejos cóncavos a través de que se colectaba la radiación solar para el poner en marcha un motor.
- En 1882 Agustín Mouchot y Abel Pifre crearon una máquina de vapor solar con un colector solar parabólico de estaño para el funcionamiento de una imprenta.
- En 1911 Frank Schuman puso en marcha en Tacony, Estados Unidos, un sistema de colectores solares planos con generación directa de vapor que suministraba un motor de 24 Caballos de Vapor (CV); experiencia que perfeccionó, dos años más tarde en Meadi, Egipto con una planta que entregaba energía para hacer funcionar un motor para una bomba de riego de 55 CV, pero con el estallido de la primera guerra en 1915, fue cerrada (Zarza, 2003).

---

3 Página web de la IEA.

En 1920, con el descubrimiento del gas natural y el petróleo en California (Estados Unidos), inicia un periodo de más de medio siglo en el que apenas se producen avances relevantes en el campo de las tecnologías solares térmicas.

En los años setenta, y a raíz de la crisis del petróleo, inician firmemente los primeros estudios para potenciar el desarrollo sobre las energías renovables, y de manera especial la solar, liderados por el Departamento de Energía de Estados Unidos (DOE, United States Department of Energy, en inglés), y el Ministerio de Tecnología e Investigación Alemán, que financiaron proyectos de investigación para el bombeo de agua mediante colectores parabólicos (Vidriales, 2007). En esta década, y también a consecuencia de la crisis hidrocarbúrfica, los países de la Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económico (OCDE) fundan (1974) la Agencia Internacional de la Energía<sup>4</sup> (IEA, International Energy Agency, en inglés), quien financió en 1981 un sistema de 500 kW de colectores parabólicos y otro de torre central (Small Power Solar System- SSPS), en la Plataforma Solar de Almería (PSA), España.

Desde entonces los principales avances en energía solar térmica han emanado de las tecnologías de captadores planos o tubos de vacío para producción de frío o calor, entre las que se pueden distinguir: i) aplicaciones para agua caliente sanitaria (ACS), calefacción y piscinas; ii) usos industriales; iii) y sistemas de climatización solar. En su conjunto este mercado alcanzó a finales de 2012, una capacidad instalada de 269.3 Giga Watts térmicos (GW<sub>t</sub>), dominado por la República de China (67%) seguida de Europa (15%) y Estados Unidos (6.4%) (Mauthner y Weiss, 2014).

Y en lo relativo a la generación de energía eléctrica a través del potencial térmico solar, hay que destacar las nueve centrales instaladas por la compañía americana-israelí LUZ internacional (LUZ), en el desierto de Mojave, al sur de California – entre 1984 y 1991 –, conocidas como las plantas SEGS (acrónimo inglés de Solar Electric Generating Systems), con una capacidad instalada de 354 Mega Watts eléctricos (MW<sub>e</sub>); y la PSA que tras el desarrollo, entre 1981 y 1986, de los proyectos SSPS y Central Termosolar de Almería (CESA-1), basados en el concepto de torre central y con 300 heliostatos, se ha convertido en el mayor centro de investigación, desarrollo y ensayos de tecnologías solares de concentración de Europa (IDAE, 2011), posicionando a España como el primer productor de energía solar termoeléctrica con 1953.9 MW instalados<sup>5</sup> (el 69.7% de la potencia mundial) en 2012.

### 1.1.1.1. El sector solar termoeléctrico en la actualidad

Pese a los avances de las últimas décadas, la madurez tecnológica del sector solar termoeléctrico no ha alcanzado los niveles de sus homólogas –los captadores planos y tubos de vacío en el marco de los procesos térmicos, y las celdas fotovoltaicas para generación de

4 El objetivo inicial de la IEA era coordinar una respuesta colectiva ante posibles interrupciones en el suministro de petróleo mediante la liberación de las reservas de emergencia (Página web de la IEA).

5 “La termosolar alcanzó 1.953,9 MW de potencia instalada en 2012 en España”, *Revista eólica y del vehículo eléctrico*, 1 de marzo de 2013.

electricidad– en el aprovechamiento energético de la radiación solar. Tras las iniciativas de investigación por parte de Estados Unidos y España durante los años ochenta y noventa, se produjo un cierto estancamiento hasta finales de la primera década de este nuevo siglo, cuando se inicia su fase de despegue comercial (IDAE, 2011). Comprobable analizando el crecimiento experimentado por las plantas de generación en los años 2011 y 2012, en los que se alcanzaron los 2900 MW de potencia instalada a nivel mundial, que supuso un crecimiento del 173% en 2 años (Rojas; 2013).

El conjunto de sistemas termoeléctricos desarrollados hasta el momento se pueden dividir en dos grandes grupos: i) las que concentran la energía solar a lo largo de una línea; ii) aquellas que lo realizan en un punto – con ratios de concentración mayores y la posibilidad de realizar el seguimiento en dos ejes –. Estas se subdividen en dos subgrupos conformando un total de cuatro áreas tecnológicas: centrales cilindro-parabólicas y de colectores lineales tipo fresnel para la primera; y centrales con receptor central de torre, y centrales disco-parabólicas o disco-fresnel, en el caso de la segunda (IDAE, 2011). Dentro de estas cuatro áreas existen al menos nueve posibilidades para la producción de energía eléctrica, que han sido puestas en marcha hasta la fecha, estas son: i) centrales de colectores cilindro-parabólicos (CCP); ii) centrales CCP con almacenamiento térmico utilizando sales inorgánicas; iii) centrales de concentrador lineal fresnel; iv) centrales de receptor central con generación directa de vapor; v) centrales de receptor central con sales inorgánicas fundidas; vi) centrales de discos parabólicos equipados con motor Stirling; vii) centrales híbridas (CCP, Fresnel, o Torre Central) con caldera de gas; viii) centrales híbridas CCP con biomasa; ix) centrales híbridas CCP con ciclo combinado (ISCC). (García, 2012);

Las nueve tecnologías han tenido diferente nivel de desarrollo, en función de las posibilidades identificadas para su explotación comercial, siendo la de colectores cilindro-parabólicos la de mayor madurez tecnológica, que representa el 95% de la capacidad instalada a nivel mundial.

### **1.1.1.2. La tecnología de generación directa de vapor en colectores solares cilindro-parabólicos**

Los CCP tienen la capacidad de calentar un fluido de trabajo “hasta temperaturas del orden de los 675 °K, con una eficiencia del 60% -70%” (Zarza, 2003: 8); cualidad en la que reside su potencialidad, siendo aptos para alimentar térmicamente diferentes procesos industriales<sup>6</sup>, entre ellos, la generación de electricidad mediante ciclos Rankine (Zarza, 2003).

El funcionamiento de las plantas de CCP se basa en la concentración de la radiación solar directa en una línea recta, donde se sitúa el tubo absorbedor, a través del cual circula un fluido de trabajo (fluido caloportador) que transporta la energía térmica captada por los CCP, entrando por uno de los extremos del absorbedor a una temperatura y velocidad de-

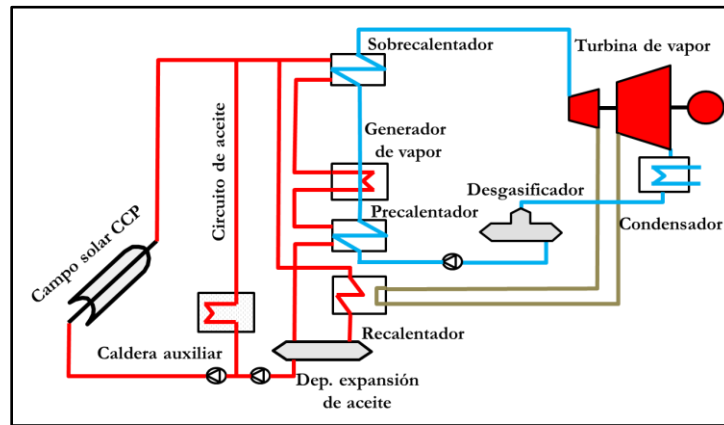
---

6 Producción de acetona, industria láctea, procesado de residuos, etc.

terminadas, y saliendo por el otro a una temperatura superior (García, 2012). Debido del elevado salto térmico que se produce en el fluido de trabajo entre los extremos del absorbedor, la mayoría de plantas desarrolladas hasta la fecha han optado por el uso de fluidos que no modifiquen su estado de fase durante su recorrido; siendo los orgánicos los que mejores características presentan en este sentido, entre los que destaca “la mezcla eutéctica compuesta por un 26.5% en peso de óxido de difenilo y un 73.5% de bifenilo” (García, 2012: 16).

La mayoría de los ciclos Rankine para producción de electricidad que trabajan en el rango de temperaturas de los 475 °K – 675 °K, utilizan vapor como fluido de alimentación a las turbinas, por lo que se vuelve necesario el uso de un intercambiador de calor (habitualmente aceite / agua) para generar el vapor requerido por el proceso. Es por esto que a la tecnología utilizada por las plantas de CCP se le conoce tradicionalmente como Heat Transfer Fluid (HTF), en referencia al fluido de trabajo que transfiere calor al agua que entra al bloque de potencia (Zarza, 2003). En el intercambiador, el aceite entrega el calor absorbido al flujo de agua que previamente ha sido presurizado en una bomba centrífuga multietapa a presiones entre los 50-100 bar; de esta forma el agua se vaporiza y sobrecalienta hasta los 380°C, para posteriormente ser conducida a la turbina, donde se genera una nueva transformación en el proceso de expansión en la turbina, que permite la generación de electricidad (véase figura 1.1) a través la conexión del eje de la turbina con el generador eléctrico (García, 2012).

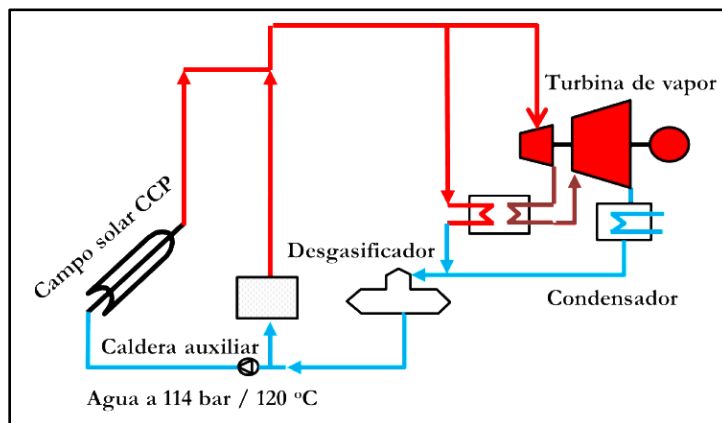
**Figura 1.1:** Esquema de planta solar termoeléctrica CCP Heat Transfer Fluid



Fuente: Hernández (2011).

Si bien en la actualidad esta tecnología es la que muestra la mejor relación entre coste y prestaciones, a su vez presenta también serias dificultades en cuanto a su manejo, lo que condiciona en gran medida la explotación óptima de las plantas. Por lo tanto una de las potenciales mejoras en términos de reducción de costos e incremento de la eficiencia de la tecnología CCP, sería la de utilización de agua pura como fluido de trabajo en el absorbedor, proceso conocido como Generación Directa de Vapor (GDV).

Figura 1.2: Esquema de planta solar termoelectrica con generacion directa de vapor



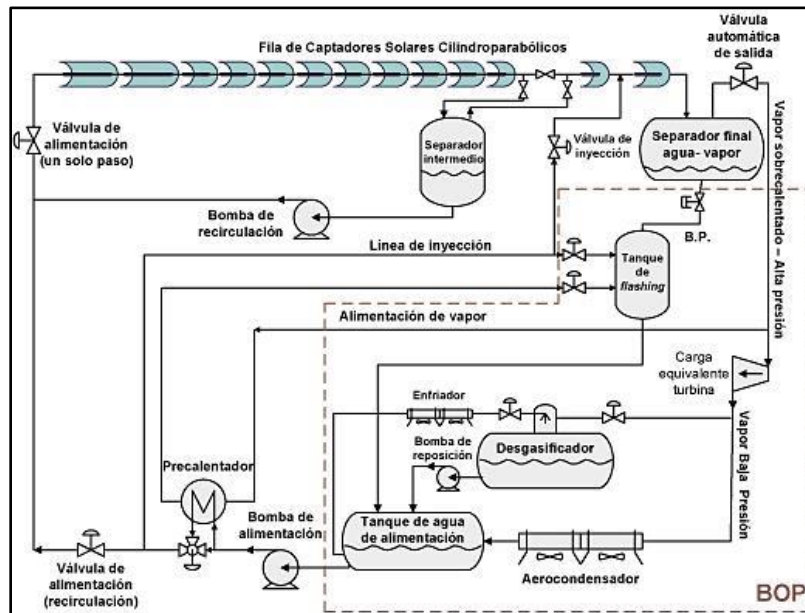
Fuente: Hernández (2011).

La posibilidad de utilizar agua como fluido caloportador, sobre la que ya existían antecedentes, tras la puesta en funcionamiento de la planta de Frank Shuman, en Meadi a principios del siglo XIX; sumada a la factibilidad para mantener la estabilidad del flujo bifásico agua-vapor en colectores inclinados, verificada por estudios más recientes – en 1982 – por el Instituto de Investigación en Energía Solar americano (SERI, Solar Energy Research Institute, en inglés); y también en 1987 por los profesores de la Universidad de Tel-Aviv, Y. Taitel y D. Barnea) fue retomada por vez primera de forma tácita en la historia reciente por la compañía LUZ en 1988, mediante la puesta en práctica de un programa de Investigación y Desarrollo (I+D) llamado Advanced Trough System (ATS), que culminó con una nueva generación de plantas solares experimentales de GDV y un colector de mayores dimensiones, previo al cierre del programa en 1991 por la quiebra de la compañía (Zarza, 2003).

Desde el primer proyecto de LUZ y hasta finales del siglo XX un grupo reducido de instituciones y empresas de Europa, Australia, Estados Unidos y México, han financiado y llevado a cabo programas y proyectos de investigación de GDV con CCP liderados por empresas y gobiernos de España y Alemania, con el apoyo financiero de la Unión Europea. Destacando entre todos ellos, el proyecto DISS (acrónimo inglés de Direct Solar Steam) de la PSA (1996-2001), primera planta experimental del mundo funcionando – desde el año 1998 – bajo condiciones solares reales con flujo bifásico agua-vapor a alta presión y temperatura (100 bar/ 675°K);<sup>7</sup> configurada para funcionar con los tres procesos básicos de GDV: *recirculación, inyección y un solo paso*. Proyecto que ha posicionado a la PSA como la cuna del conocimiento a nivel mundial en el marco de los procesos de GDV con CCP.

7 Página web de la Plataforma Solar de Almería.

Figura 1.3: Lazo DISS de la Plataforma Solar de Almería



Fuente: Página web de la PSA.

Finalizado el proyecto DISS, era necesario optimizar el proceso de GDV y sus componentes fundamentales (separadores agua/vapor, juntas rotativas, esquemas de control, etc.), al tiempo que se realizaba el diseño de detalle de la primera central termoeléctrica comercial. De esta forma prácticamente la totalidad del conjunto de los socios que participaron en el Proyecto DISS, junto con alguna incorporación,<sup>8</sup> pusieron en marcha el proyecto INDITEP (2002-2005) planteándose 4 objetivos:<sup>9</sup>

- Realizar el diseño de detalle de una primera planta GDV comercial de 5 MWe en modo *recirculación*.
- Optimizar y desarrollar componentes avanzados para hacer más competitiva la tecnología GDV.
- Caracterizar bajo condiciones solares reales los componentes más importantes para campos solares GDV.
- Realizar el estudio socio-económico de la tecnología GDV, para analizar su potencial y las políticas de apoyo necesarias para su implementación comercial a gran escala.

Logradas las metas del proyecto INDITEP, que demostraban la viabilidad del proceso GDV en el modo *recirculación* tras más de 6,000 horas de operación acumuladas, parecía idóneo implantar una primera planta pre-comercial para comprobar de forma experimental la factibilidad técnico-económica del proceso de GDV en un campo de CCP, puesto que en la PSA

<sup>8</sup> En el proyecto INDITEP participan los centros de investigación CIEMAT de España, y DLR y ZSW de Alemania, las empresas españolas IBERDROLA e INITEC, y la alemana Framatone responsable de las actividades de I+D del grupo SIEMENS; todas ellas habían participado del proyecto DISS. Además se incorporan en esta nueva fase otras dos empresas españolas (ABENGOA y GAMESA), y una alemana (FLAGSO).

<sup>9</sup> Página web de la Plataforma Solar de Almería.

solo se contaba con una fila de colectores. De esta forma el consorcio español integrado por PERSEO (IBERDROLA Renovables e IBERDROLA), el Instituto para el Ahorro y Diversificación de la Energía (IDAE), el Centro de Investigaciones Energéticas, Medioambientales y Tecnológicas (CIEMAT), AGECAM y Construcciones Navarro-Piquer, inician el proyecto Almería-GDV. Pero tras el análisis del plan de negocio se determinó que la planta no sería rentable, por lo que se redujo su capacidad proyectada a 3 MW<sub>e</sub> (PSA, 2007). Durante el año 2007 y sin frutos en la búsqueda de financiación, los socios toman la decisión de llevar a cabo el proyecto con recursos propios, pero se encuentran la dificultad de sobrecarga de la red eléctrica a la que debía conectarse la planta en las instalaciones de la PSA, que exigiría la instalación de una nueva línea de interconexión encareciendo en exceso el proyecto. De esta forma se trasladó el proyecto a la ciudad de Puertollano, donde IBERDROLA disponía de una instalación termosolar HTF, pasándose a llamar Puertollano-GDV (PSA, 2009). Finalmente en 2011 se obtienen los permisos para la construcción de la planta que se esperaba estuviera terminada en cuatro años (Hernández, 2011).

Cuando se pensaba que Puertollano GDV entrara en operación, la empresa alemana SOLARLITE – socia estratégica de la española SIALSOL – junto con Thai Solar Energy, inauguraron en Kanchanaburi, Tailandia, la primera planta comercial de GDV con CCP del mundo, que inició sus primeras pruebas en septiembre de 2011,<sup>10</sup> tras los ensayos realizados en tres proyectos piloto en Alemania y Tailandia. La planta de 5 MW<sub>e</sub> funciona combinando el modo *recirculación e inyección* (Feldhoff, 2012), y tiene su carácter más innovador en el material de los CCP conformado por un novedoso material epoxi de un peso muy ligero, que solo necesita una pequeña cantidad de acero aumentando así su resistencia a torsión.

Paralelamente al desarrollo de ambos proyectos (Puertollano GDV y Kanchanaburi) el CIEMAT ha continuado con la gestión de financiación que posibilitara el avance en la optimización del proceso GDV en términos de reducción de costes. Es así como en junio de 2013, se inauguraron las instalaciones del proyecto DUKE (*Durchlaufkonzept – Entwicklung und Erprobung*, en español Concepto “Un-solo-paso” – Desarrollo y Demostración), con las que se estudiará la viabilidad del proceso de funcionamiento con GDV en el modo *un solo paso*, sin utilizar el separador líquido/vapor antes de la sección de sobrecalentamiento que caracteriza el modo *recirculación*, con el que se había demostrado la capacidad de operación de la planta hasta la 2013 (Feldhoff *et al.*, 2014). En este proyecto participa además del CIEMAT, el DLR de Alemania, y se espera que el mismo concluya a finales del 2014, con la finalización de los ensayos.<sup>11</sup> Este modo de operación “simplifica aún más la configuración del campo solar y permitiría reducir los costes de inversión de la central”.<sup>12</sup>

---

10 “Mercados emergentes: La tecnología solar se pelea por la cuota del mercado del sureste asiático”, *CSP today*, 9 de septiembre de 2011.

11 “Inauguración de nuevas instalaciones en la Plataforma Solar de Almería”, *CIEMAT*, 6 de junio de 2013.

12 “Eduardo Zarza: La tecnología GDV podría reducir hasta en un 10% el coste energético”, *CSP today*, 13 de agosto de 2013.

En la actualidad los principales retos para el desarrollo de la tecnología de GDV con CCP en sus tres modos de operación, son: i) el desarrollo de sistemas de almacenamiento de calor adecuado; ii) la optimización del control del campo solar, debido al flujo bifásico agua/vapor presente en una gran parte del mismo; iii) la construcción de tuberías y accesorios más robustos en el campo solar debido a las altas presiones a soportar (Zarza, 2012).

### **1.1.2. La energía geotérmica**

La energía geotérmica es almacenada en forma de calor bajo la superficie terrestre, en rocas, suelos, y aguas subterráneas, cualquiera que sea su temperatura, profundidad o procedencia.<sup>13</sup> Como en el caso solar, la humanidad viene utilizando los recursos provenientes del calor del subsuelo desde las primeras civilizaciones: los paleo-indios de América del Norte (10,000 a.C.) utilizaban las aguas termales para cocinar alimentos; y posteriormente, 3,500 años a.C. primero los griegos y luego los romanos, la aprovecharon para calefacción urbana, y en las termas y baños públicos (Llopis y Rodrigo, S.F.).

En las últimas décadas de la I Revolución Industrial, se inicia con la explotación industrial de la geotermia por medio de François Larderel en 1827, quien implementó un sistema en el que se utilizaba el calor de los fluidos subterráneos en procesos de evaporación, para calentar las calderas que permitían la extracción del ácido bórico del barro volcánico. Seis años más tarde en Grennel, Paris (Francia) se perforó un pozo artesano de 548 m de profundidad, que permitió extraer agua potable a 30°C. Y a finales del siglo XIX, se puso en marcha en Boise, Idaho (EEUU) la primera red local de calefacción urbana (Fundación Mapfre, 2009)

Con la llegada de la electricidad, en 1904, en Larderello, Toscana, Italia, se consiguen encender 5 pequeñas lámparas con la energía del vapor del subsuelo que se introduce en un motor de pistones que accionaba un dínamo de 10 kW. Tras diez años de pruebas en grupos geotérmicos pilotos conformados por intercambiadores de calor, motor de pistones y dínamos de hasta 20 kW, en 1913 se pone marcha en la misma Larderello, la primera central geotérmica del mundo con turboalternador de ciclo indirecto de 250 kW (Cataldi, 2006).

Este hito marca el comienzo de la expansión de la geotermia hacia otras zonas del planeta con actividad volcánica: en 1919 se perforan los primeros pozos en Beppu, Japón, y se instala cinco años después una planta de generación termoeléctrica de 1 kW; en The Geysers, California, EEUU, se instaló una máquina de vapor que producía electricidad para un establecimiento termal; en 1930 se pone en marcha la primera red moderna de calefacción urbana geotérmica en Reikjavik, Islandia, donde en la actualidad el 95% de sus habitantes disponen de calefacción a través de una red geotérmica. Experiencia que fue replicada posteriormente en otras ciudades de Francia, Italia, Hungría, Rumanía, Rusia, Turquía, Geor-

---

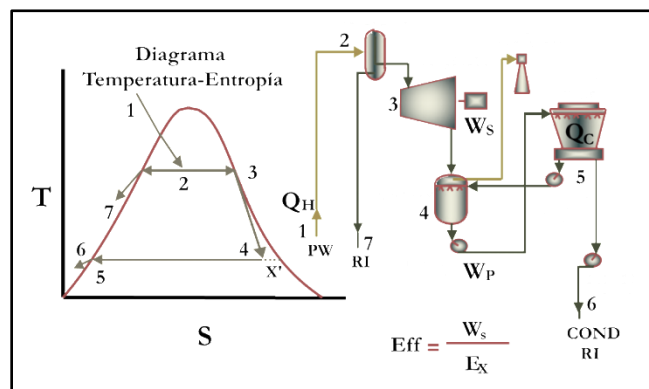
13 Página web de EGEC - European Geothermal Energy Council.

gia, China y Estados Unidos. Al igual que sucede con el resto de las energías renovables es en la década de los setenta – con la crisis del crudo – y en especial a partir de los noventa, por de la presión de las exigencias ambientales, cuando entran en auge los procesos de investigación para utilizar los recursos geotérmicos en calefacción, producción de agua caliente y generación de electricidad, fundamentalmente en los usos no eléctricos que crecieron en el periodo 2000-2005 desde los 15,000 MW<sub>t</sub> hasta los 28,000 MW<sub>t</sub> (Llopis y Rodrigo, S.F.).

### 1.1.2.1. El sector geotermoeléctrico: tecnologías y perspectivas

Según los últimos datos de la IEA la capacidad instalada en las plantas geotérmicas para producción de electricidad alcanzó en 2013 los 12,103 MW (Matek, 2014). Geográficamente, las plantas de generación geo-termoeléctrica están distribuidas en las zonas de convergencia de las placas tectónicas y con fuerte actividad volcánica. Los países que lideran la capacidad instalada a nivel mundial, además de contar con un gran potencial geotérmico, presentan mayores demandas eléctricas y cuentan con experiencia en el desarrollo de este tipo de proyectos, a los que se denominan mercados establecidos<sup>14</sup> (más de 500 MW de capacidad instalada); seguidos por los países con mercados en desarrollo cuya capacidad instalada se encuentra entre 29 y 500 MW<sup>15</sup> (en este grupo existe un mix entre países con años de experiencia en la generación geotérmica pero cuyas demandas globales son menores y por la tanto su capacidad instalada no supera los 500 MW), y otros países con demandas mayores, pero que recientemente han iniciado la explotación de sus recursos geotérmicos para generación de electricidad. Además de estos, existen otros países con capacidad instalada menor a 29 MW, y con varios proyectos en desarrollo, como China, Argentina o Bolivia, entre otros (GEA, 2013).

**Figura 1.4:** Ciclo de generación de una planta geotérmica convencional



**Fuente:** Elaboración propia en base a Llopis y Rodrigo (S.F.).

14 Datos del año 2013: Estados Unidos (3,442 MW), Filipinas (1,904 MW), Indonesia (1,333 MW), México (1,005 MW) Italia (901 MW), Nueva Zelanda (895 MW), Islandia (664 MW), y Japón (537 MW) (Matek, 2014).

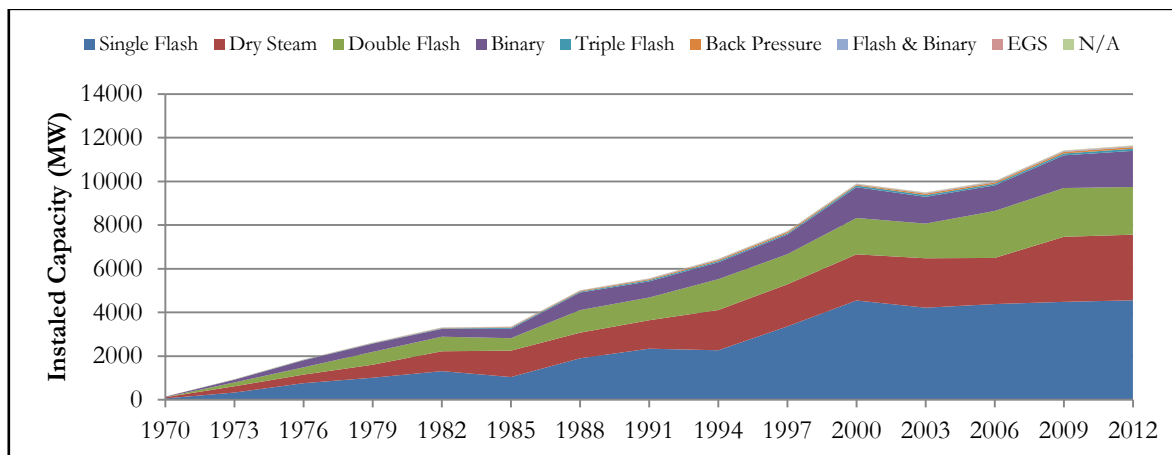
15 Datos del año 2013: Turquía (275 MW), Kenya (237 MW), Costa Rica (208 MW), El Salvador (204 MW), Nicaragua (104 MW), Rusia (97 MW), Papua Nueva Guinea (56 MW), Guatemala (42 MW), Portugal (29 MW), y Alemania (29 MW) (Matek, 2014).

El aprovechamiento de los yacimientos geotérmicos de alta y media temperatura para generación de energía eléctrica se desarrolla mediante un ciclo Rankine, con un funcionamiento similar al de las plantas térmicas convencionales, utilizando el calor que contiene el fluido geotérmico para el accionamiento de una turbina acoplada a un generador eléctrico. Aunque también existen plantas binarias que pueden funcionar con ciclos Kalina y plantas con ciclos a contrapresión.

De acuerdo a la IEA, los sistemas geo-termoeléctrico se pueden dividir en tres grandes grupos (véase evolución en capacidad instalada en gráfico 1.1):

- i. Sistemas de conversión directa o vapor seco: se utilizan en reservorios donde predomina el vapor seco, o vapor sobrecalentado (a 180 °C-185 °C y 0,8 MPa-0,9 MPa). El vapor se canaliza desde los pozos de producción de la planta y luego se introduce directamente a la turbina. El control de flujo de vapor para satisfacer las fluctuaciones de la demanda de electricidad es más sencillo que en las plantas de expansión súbita, donde se requiere de flujo continuo desde los pozos para evitar el colapso por gravedad de la fase líquida. Tras el paso por la turbina el fluido geotérmico es descargado a la atmósfera en las turbinas a bocapozo (en la minoría de los casos), o enviado al condensador, en el caso de las turbinas a condensación.
- ii. Sistemas de expansión súbita de una, dos y hasta tres etapas también llamados de simple, doble o triple flasheo: representan alrededor de dos tercios de la capacidad instalada geotérmica, y se utilizan en reservorios dominados por agua con temperaturas superiores a 180 °C. En estos sistemas, el agua puede expandirse súbitamente durante su ascenso a la superficie originando que parte del líquido se evapore de manera instantánea. Una vez el fluido geotérmico alcanza la superficie, se vuelve necesario utilizar un separador de fases que permita dirigir el vapor (155°C-165°C y 0,5MPa-0,6MPa) hacia la turbina. El líquido no evaporado, se reinyecta al reservorio en el caso del simple flasheo, o se reconduce hacia un segundo separador en el caso del doble flasheo, y se repite el proceso; en el triple flasheo se dispone de otra etapa más de expansión. Cada una de estas etapas se realiza a presiones y temperaturas más bajas, para obtener más vapor.
- iii. Sistemas de ciclo binario: se utilizan en los yacimientos de media temperatura (73°C-180°C), donde predomina el agua líquida. Este tipo de plantas emplean un segundo fluido de trabajo, con un punto de ebullición (a presión atmosférica) inferior al del agua, como isopentano, freón, isobutano, entre otros; los cuales se vaporizan y accionan la turbina. La ventaja de los mismos es que además de permitir utilizar yacimientos geotérmicos de temperaturas medias, admiten la explotación de acuíferos con un mayor porcentaje de impurezas, especialmente si estos están bajo una presión tal que no tenga lugar la evaporación súbita. El ciclo binario más habitual es el Rankine, aunque también existen algunas plantas con ciclo Kalina.

Gráfico 1.1: Capacidad instalada en tecnologías de generación eléctrica geotérmica (1970-2012)



Fuente: GEA (2013).

### 1.1.3. El subsector eléctrico salvadoreño: modelos y fuentes de generación

La electrificación en El Salvador se inició en 1890, cuando un grupo de la burguesía salvadoreña fundó la empresa Compañía de Alumbrado Eléctrico de San Salvador (CAESS) con la finalidad de distribuir y comercializar energía eléctrica. Sus actividades de la se extendieron por todo el país aunque fueron dirigidas principalmente en el entorno de la capital. Dos años después, surge la Compañía de Luz Eléctrica de Santa Ana (CLESA) en la zona occidental; y posteriormente otras pequeñas empresas como la Compañía de Luz Eléctrica de Ahuachapán (CLEA) y la Compañía de Luz Eléctrica de Sonsonate (CLES). En definitiva, el país contaba con un sector típico de la primera mitad del siglo XX: fragmentado, disperso, en manos privadas y respondiendo a necesidades locales. Con estas empresas lideradas por la clase empresarial salvadoreña, y también canadiense,<sup>16</sup> el gobierno firmó en 1935 una concesión por 50 años y declaró de utilidad pública todas las obras relativas a las diferentes actividades del sector: generación, transporte y distribución.

#### 1.1.3.1. La constitución del monopolio verticalmente integrado

La concepción de la electricidad como servicio público, indujo a que en El Salvador se aprobase en 1948 de la Ley de la Comisión Ejecutiva Hidroeléctrica del río Lempa (CEL), estableciéndose la CEL como una institución autónoma de servicio público, sin fin lucrativo responsable de desarrollar, conservar, administrar y utilizar los recursos energéticos y fuentes de energía del país. Desde entonces y hasta 1995 fue la responsable de la red de

<sup>16</sup> La administración de CAESS fue otorgada a inversionistas canadienses, en cambio, CLESA, CLES y CLEA fueron gestionadas por salvadoreños.

transporte e incorporó al patrimonio eléctrico salvadoreño cuatro centrales hidroeléctricas,<sup>17</sup> dos centrales geotérmicas<sup>18</sup> y tres centrales térmicas.<sup>19</sup> Además en los años sesenta se encargó a CEL el diseño de la red de distribución para el área rural a través de su gerencia de distribución DISCEL. Definitivamente con el término de la concesión a las empresas distribuidoras en 1985 el subsector salvadoreño de energía eléctrica se consolidaba en un monopolio verticalmente integrado<sup>20</sup> (Sandá, 2014).

En esa misma época se elaboraron una serie de estudios, financiados por el Banco Mundial (BM), que apuntaban la necesidad de desarrollar proyectos de generación mediante recursos naturales (hidráulicos y geotérmicos) dejando a un lado la generación térmica a base de combustibles fósiles, por cuestiones ambientales (contaminación), y económicas (alza del precio del barril de crudo) derivadas de la segunda crisis del petróleo de 1979 (Lazo, 1993). Estas proyecciones no se cumplieron y el aumento en la capacidad instalada durante el periodo 1989-1993, se produjo fundamentalmente gracias a las centrales térmicas de búnker y diésel, pasando de 165.7 MW a 331.8 MW instalados. Por otro lado, la potencia instalada de las renovables solo aumentó en 10 MW con las turbinas a boca pozo del campo geotérmico de Berlín.<sup>21</sup> En el caso de la generación hidroeléctrica, de acuerdo al primer Plan Nacional de Desarrollo Energético Integrado 1988 - 2000 elaborado por CEL, se identificaban varios proyectos en los ríos Lempa, Paz, Jiboa, Grande de San Miguel y Goascorán;<sup>22</sup> pero ninguno de ellos se concretó (CEL, 1988).

La transición hacia una matriz eléctrica con alta dependencia de combustibles fósiles provocó: i) un desequilibrio en la balanza de pagos del país por el aumento de las importaciones; ii) un saldo negativo en los informes financieros de CEL en el periodo 1990 - 1993, por el incremento del subsidio de energía eléctrica;<sup>23</sup> iii) un aumento de la tarifa eléctrica<sup>24</sup> cuando desde CEL ya no existía capacidad de mantener los precios a costa de los fondos del Estado.

Finalizada la guerra, en 1992, el Estado salvadoreño no tenía prácticamente fondos para desarrollar nuevos proyectos de energía renovable que supondrían una elevada inversión. Por esta razón las proyecciones de CEL continuaban priorizando proyectos térmicos de menor coste. Situación que se tornaba aún más preocupante con las previsiones realizadas por un estudio elaborado por Unión Fenosa en 1994 que vaticinaba un aumento del 73.4% en la demanda de energía eléctrica nacional. Contexto idóneo para consolidar la idea de

17 5 de Noviembre (1954), Guajoyo (1963), Cerrón Grande (1976) y 15 de septiembre (1983).

18 Ahuachapán (1975) y Berlín (1995).

19 Acajutla (1969), San Miguel (1972) y Soyapango (1984).

20 Quedaban tan solo la distribuidora De Mathieu –fundada en 1957– en manos privadas y la distribuidora DEUSSEM que tenía capital mixto: privado, municipal y de CEL

21 En este periodo se vivió la última guerra civil en El Salvador (1980-1992). Desde CEL no se realizaron inversiones para implementar turbinas a condensación por temor a que fueran destruidas por el conflicto, puesto que la inversión es mayor que en las turbinas a bocapozo (sin condensación); por eso se funcionó con estas últimas desde 1992 hasta la instalación de las de condensación en 1999.

22 Río Lempa: Zapotillo; Paso del Oso; El Tigre; Rehabilitación 5 de Noviembre; Expansión de 5 de Noviembre; Expansión Cerrón Grande; y San Marcos. Río Paz: El Jobo-La Angostura; Piedra de Toro-La Cabaña y Arce. Río Jiboa: Hacienda Vieja; Santa Rita; Malancola y San José Loma. Río Grande de San Miguel: San Esteban; San Juan y San José. Río Goascorán: El Platanar

23 Durante estos cuatro años (1990 - 1993) el subsidio de la energía alcanzó una cifra de 548,1 millones de colones (Lazo, 1993).

24 En la década de los ochenta el precio de la tarifa eléctrica en El Salvador se incrementó en un 150%, elevándose desde los 0,112 colones/kWh en 1979 hasta los 0,281 colones/kWh en 1990 (CEL, 1991).

modernizar el sector, en el marco de los procesos de privatización que se estaban dando tanto a nivel de país, como de la región Latinoamericana, de la mano de los organismos multilaterales: Banco Mundial (BM), Fondo Monetario Internacional (FMI), y Banco Interamericano de Desarrollo (BID).

### 1.1.3.2. El proceso de liberalización

Fundamentado en las premisas de modernización del Estado – fomento de la inversión y desarrollo de un mercado competitivo – y en los diversos estudios y consultorías internacionales que evaluaron el funcionamiento y los mecanismos del subsector eléctrico, se constituyó el marco legal que legitimó el proceso de privatización del subsector eléctrico, a través de un préstamo del BID de 838 millones de dólares (Ochoa, Dada y Montecinos, 2000).

De esta forma se evolucionó desde el monopolio Estatal hacia un modelo de competencia minorista o de competencia de los comercializadores en el que: i) todas las actividades están liberalizadas bajo un mercado competitivo basado en el precio spot;<sup>25</sup> ii) se regula la existencia de un mercado mayorista de la electricidad donde participan los generadores de electricidad y los comercializadores o los distribuidores-comercializadores; iii) se regula la existencia de un mercado minorista de electricidad donde los comercializadores o los distribuidores – comercializadores pueden vender la electricidad en competencia a los usuarios finales y estos pueden elegir libremente el comercializador (Hunt y Shutterwolth, 1996).

Tras las primeras reformas en los subsectores eléctricos de Latinoamérica y el Caribe a partir de la década de los noventa, algunos de los mercados comenzaron a evidenciar ciertos inconvenientes como la alta volatilidad de precios y la falta de inversión; atribuidas a “problemas estructurales propios de los países o por las deficiencias de la aplicación de los precios marginales” (Reta y Vargas, 2011: 793). Como respuesta a los mismos algunos países comenzaron a implementar modificaciones regulatorias para limitar la variación de precios, derivadas de la aplicación de sistemas de precios basados en costos marginales o precio spot.<sup>26</sup>

En el caso de El Salvador los resultados de operación del mercado mayorista durante sus cuatro primeros años confirmaron los fallos de diseño. La alta volatilidad de los precios,

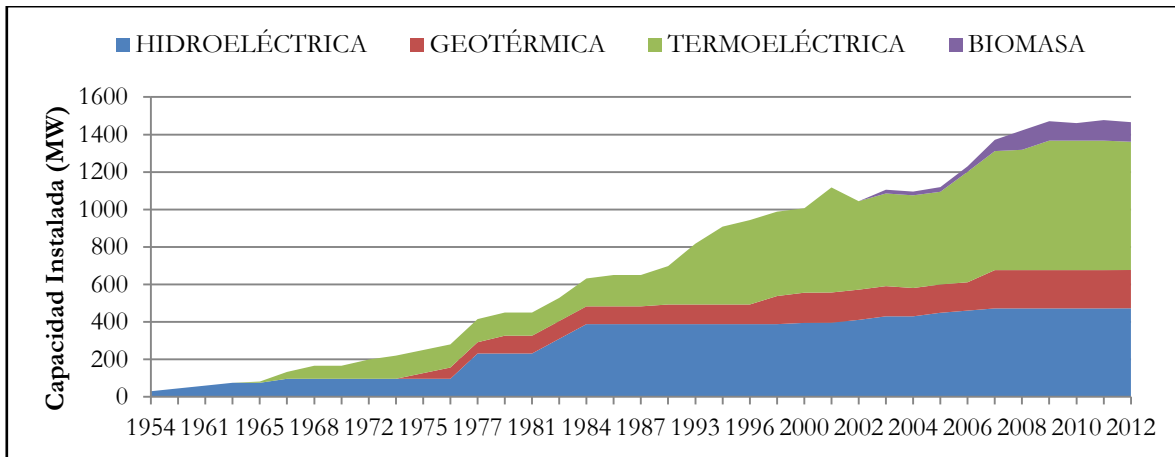
---

25 El precio spot o precio de oportunidad de la energía se corresponde con el valor del coste marginal de corto plazo de la energía en cada hora. Este precio es establecido por el encargado de administrar el Mercado Mayorista de electricidad –en el caso de El Salvador la Unidad de Transacciones (UT)– como resultado del despacho de generación (mecanismo que optimiza la entrada en operación de los diferentes generadores del sistema). En el modelo de precio spot la unidad o central que fija el precio spot se conoce como “unidad marginal”, que es la última que entra en el despacho tras la casación de las ofertas y demandas de energía; y a ese precio se le paga la energía a todas las unidades generadoras.

26 Tradicionalmente se ha tenido la percepción de que con un mercado eléctrico basado en el precio spot se ahorra dinero. Esto es cierto para determinadas condiciones: precios internacionales del búnker o diésel bajos; inviernos favorables que permiten una mayor disponibilidad de generación hidroeléctrica barata; o baja demanda de energía. Pero estas condiciones no siempre se dan, y aún menos de manera simultánea. Es común que se produzcan. i) fallas en el sistema de transmisión; ii) ciertas indisponibilidades de algunas unidades de generación, iii) épocas de sequía; iv) precios variables del petróleo, iv) variaciones en la demanda, etc.; que provocan volatilidad en los precios de la energía; y generalmente un aumento de estos, al verse el administrador del mercado obligado a contratar energía más cara.

derivados de una matriz con excesiva dependencia de los combustibles fósiles (véase gráfico 1.2) acarrió graves consecuencias para el consumidor final que derivaron en el cuestionamiento público del modelo.

**Gráfico 1.2:** Evolución de la capacidad instalada en El Salvador (1956- 2012)



Fuente: SIGET (2013).

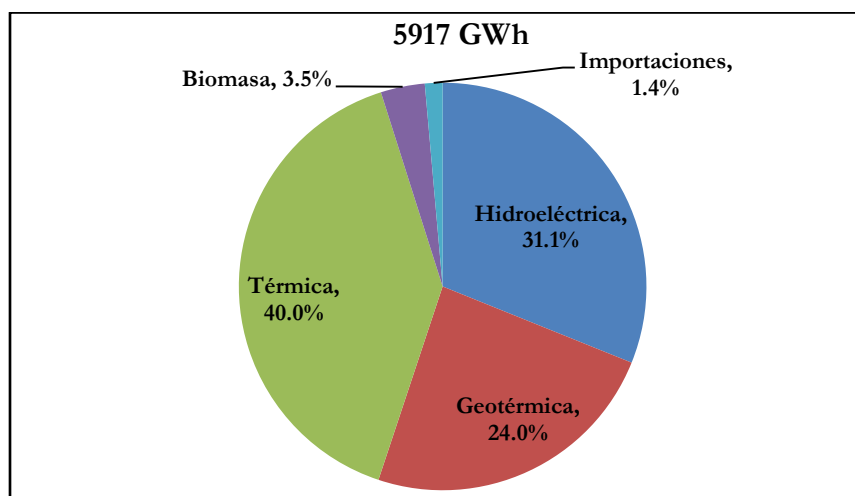
### 1.1.3.3. Situación actual: recuperación del rol regulador del Estado y cambio en la matriz de generación

Con la intención de reorientar las deficiencias del modelo, en el periodo 2003-2007 la Asamblea Legislativa aprobó una serie de reformas a la Ley General de la Electricidad (LGE), con las que sentaba las bases para transitar desde un sistema basado en oferta de precio spot hacia otro basado en costos de producción, al mismo tiempo que se incorporaban los contratos de largo plazo. Con este nuevo modelo se esperaba estabilizar los precios de la electricidad, que durante la última década se han duplicado<sup>27</sup> por la alta dependencia de los combustibles fósiles; fundamentándose en dos factores: i) la modificación de la matriz de generación eléctrica en la que en 2012 la contribución térmica alcanzó un valor del 40% (véase gráfico 1.3); ii) el hecho de que la dependencia de precios variables se limitara a partir de ahora al 20% de la demanda incluida en el MRS (Sandá, 2014).

Junto con esta medida, juega un papel importante la creación – el 30 de agosto de 2007 – del Consejo Nacional de Energía (CNE) quien se constituye como la autoridad superior rectora y normativa en materia de política y estrategia para promover el desarrollo eficiente del sector energético. La recuperación de esta figura, inexistente desde la desintegración de CEL en 1996, responde a la necesidad de recobrar el rol regulador del Estado en un sector privatizado casi por completo (Sandá, 2014).

<sup>27</sup> En el año 2000 el precio medio de la energía eléctrica se situaba en 0.115 US\$/kWh, mientras que en 2012 este alcanzó los 0.23 US\$/kWh (CEPAL, 2013 y anteriores).

Gráfico 1.3: Generación eléctrica neta por tipo de recurso en El Salvador, 2012



Fuente: SIGET (2013).

Durante estos siete años se ha consolidado la figura y el papel del CNE, liderando en materia de política y planeación el cambio del modelo y la matriz energética del país, especialmente en el subsector eléctrico; fundamentalmente a través de la creación de tres documentos marco: la Política energética Nacional de El Salvador 2010-2024; el Plan Maestro para el Desarrollo de la Energía Renovable en El Salvador; y el Plan Indicativo de la Expansión de la Generación Eléctrica de El Salvador 2012-2026; en los que se plantea una apuesta clara por el impulso de medidas para la promoción de las fuentes de energía renovable (principalmente solar, eólica y geotérmica) y tecnologías más eficientes de cara a las futuras inversiones en plantas de generación eléctrica. Una planificación que paso a paso, se va concretando con proyectos y medidas reales, lanzándose hasta siete procesos de licitación de contratos de energía a los generadores existentes en el país o en cualquier país centroamericano, y otras 4 para nuevos generadores a instalarse exclusivamente en territorio salvadoreño (CNE, 2014); prueba de ello son: i) la firma de un contrato a largo plazo con CEL por 220 MW a un precio de 71 US\$ /MWh; ii) la adjudicación de 355 MW a una planta de gas natural; iii) la adjudicación de 15 MW de energía renovable a pequeña escala, con un total de 35 proyectos (31 de energía solar, dos proyectos son de tecnología de biodigestores y dos de pequeña hidráulica);<sup>28</sup> iv) la reciente adjudicación de 94 MW de energía solar en la licitación de 100 MW de energía renovable.<sup>29</sup>

Además, también las dos empresas del Estado (CEL y LaGeo) que desarrollan proyectos de energía renovable, presentan nuevas instalaciones de generación para el futuro: la planta solar fotovoltaica en la 15 de septiembre y un futuro parque eólico en Metapán (que probablemente se concrete en el marco de un socio público privado) en el caso de la CEL; y la

28 "El Salvador estudiará lanzar otro concurso para pequeños productores renovables", *PV-magazine*, 14 de febrero de 2014.

29 "El Salvador: adjudican 94 MW de energía solar a tres empresas", *América Economía*, 28 de julio de 2014.

entrada en funcionamiento de los proyectos geotérmicos de San Vicente y Chinameca, en el caso de LaGeo.<sup>30</sup>

#### 1.1.4. LaGeo y el estudio de la hibridación geo-termosolar en El Salvador

En el marco de los procesos de liberalización del subsector eléctrico de los noventa, la LGE (1996) ordenaba la desintegración de CEL en un plazo de no más de tres años para reestructurarse en diferentes sociedades; de tal forma que las actividades del sector fueran desarrolladas por entidades diferentes, y que en la generación participase el mayor número de actores posibles. Es así como en 1999 surge la generadora Geotérmica Salvadoreña S.A. (GESAL) – posteriormente conocida como LaGeo – a la que se le otorgó la responsabilidad de administrar la generación eléctrica con recursos geotérmicos.

En la actualidad LaGeo cuenta con dos campos geotérmicos en explotación: Ahuachapán de 95 MW de capacidad instalada, y en funcionamiento desde 1975; y Berlín de 109.4 MW operando desde 1992; y con dos campos geotérmicos en exploración: San Vicente y Chinameca. Es la única empresa del país operando con energía geotérmica y aporta cerca de una cuarta parte (24%) de la generación eléctrica nacional (SIGET, 2013), situando a El Salvador como el segundo país en el que mayor peso tiene la generación geotérmica en el mundo, por detrás de Islandia (25%).<sup>31</sup>

Además desde el año 2006, motivada “por su auto-compromiso ambiental, y la creciente demanda energética en el país y la región centroamericana, que se agudiza por la crisis actual del petróleo”,<sup>32</sup> LaGeo trabaja en la investigación y el desarrollo de fuentes de energía alternativa (solar, eólica, undimotriz, o tecnología del hidrógeno, entre otras) que contribuyan a solventar el problema de abastecimiento energético en el medio y largo plazo.

En este contexto, desde la Unidad de Investigación en Energías Renovables se viene estudiando la factibilidad de desarrollar un sistema híbrido de energía geotérmica y solar para la generación directa de vapor con colectores cilindro-parabólicos, desde el año 2007, cuando se inició el proyecto Girasol (2007-2009), en la plataforma del pozo AH-6 de la planta geotérmica de Ahuachapán, en el que se utilizaron láminas de acero pulidas con una reflectividad del 30% para calentar el fluido geotérmico a través de la tecnología HTF.

La idea de implementar una planta híbrida geotérmica-solar con GDV planteada por LaGeo, parte del gran potencial que presentan ambos recursos en el país. En el caso geotérmico, ya se ha mencionado que se cuenta con 204 MW de capacidad instalada; y en lo relativo a la energía solar, pese a no existir hasta la fecha ningún proyecto comercial para generación de electricidad, se muestra como una de las tecnologías con mayores perspectivas de

30 CEL invertirá \$916.3 millones en proyectos de energía renovable, *La Página*, 15 de junio de 2013.

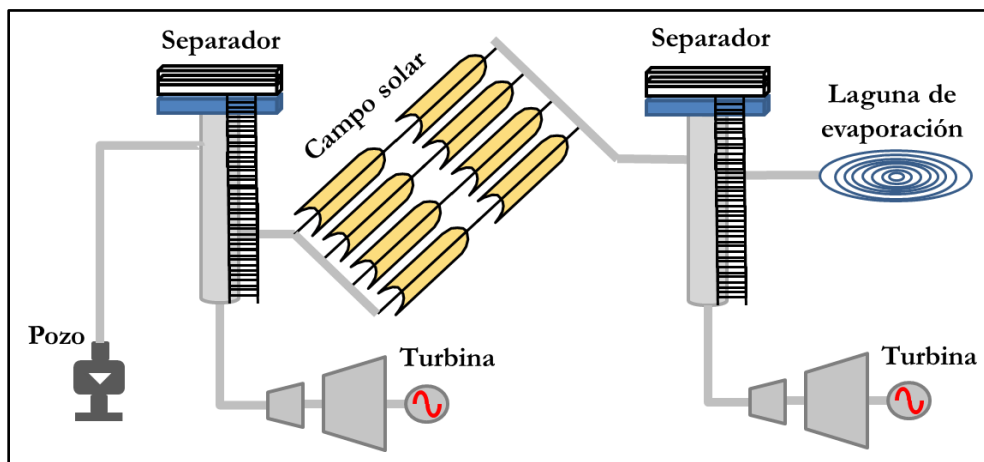
31 Página web de la IEA.

32 Página web de LaGeo.

implementación,<sup>33</sup> al contar con valores de radiación solar que varían entre 4.20 y 5.40 kWh/m<sup>2</sup> día (Ayala *et al*, 2005).

El concepto del sistema híbrido geo-termosolar consiste en aprovechar el fluido geotérmico de reinyección tras su paso por el separador ciclónico de la planta geotérmica para sobrecalentarlo en un campo solar de CCP.

Figura 1.4: Sistema híbrido de generación geotérmico y solar



Fuente: Elaboración propia en base a Almanza *et al* (2006).

La gran ventaja del uso de agua geotérmica de reinyección como fluido caloportador en una planta de GDV con CCP reside en sus características termodinámicas; puesto que no demandaría equipos auxiliares para su calentamiento y presurización (bombas, y precalentadores), comunes en las plantas convencionales de GDV, tal como demostraron las pruebas experimentales llevadas a cabo en el marco del Proyecto Girasol en el campo geotérmico de Ahuachapán (Handal, 2014).

#### 1.1.4.1. El prototipo de generación directa de vapor en colectores solares cilindro-parabólicos del campo geotérmico de Berlín

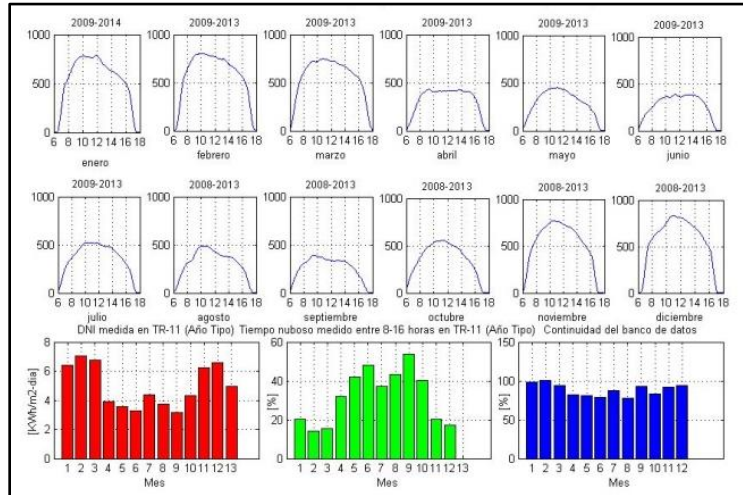
A partir de los conocimientos adquiridos con el primer prototipo de Ahuachapán, desde LaGeo centraron sus esfuerzos en el diseño de un segundo prototipo de CCP a instalarse en la plataforma de los pozos TR-10 y TR-10A del campo geotérmico de Berlín, donde desde agosto de 2008 ha sido evaluado el potencial solar a partir de sensores y un seguidor solar biaxial; arrojando valores de radiación por encima de los 5 kWh/m<sup>2</sup> día (véase gráfico 1.4), similares a los del desierto de Tabernas, donde se encuentra la PSA (Handal, 2014).

Finalizado el diseño del nuevo prototipo de CCP (véase figura 1.5), constituido por tres módulos parabólicos de 13.5 m de longitud transversal, apertura de 4.8 m., y cubiertos con lámina de reflectividad cercana al 94%, en octubre de 2012 se recibieron los equipos para

33 Como se ha comentado recientemente se acaban de asignar 94 MW de solar fotovoltaica, a los que habría que sumar los 14.2 MW a instalar en la planta 15 de septiembre.

iniciar “la etapa de experimentación y verificación de la coincidencia entre la simulación e interpretación de las mediciones de presión, temperatura, flujos de fluidos, radiación solar y reflectividad de espejos”.<sup>34</sup>

**Gráfico 1.4:** Irradiancia solar normal directa medida en el pozo TR-11, Berlín, El Salvador (2009-2013).



Fuente: LaGeo.

**Figura 1.5:** Prototipo de CCP del campo geotérmico de Berlín



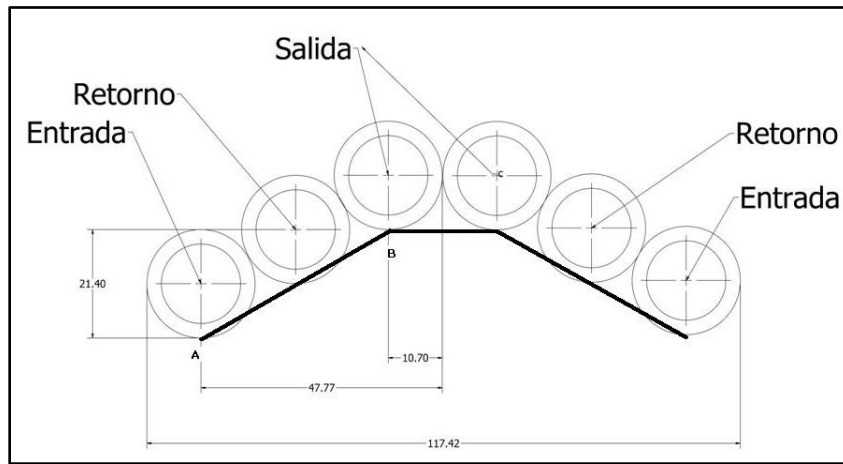
Fuente: Propia.

En el foco del prototipo se sitúa un tubo absorbedor compuesto por seis tubos de ½” en acero inoxidable AISI 304, dispuestos en forma de cavidad con su apertura dirigida hacia el colector (véase figura 1.6), de tal manera que el agua geotérmica recorre una longitud de 130 m. con una trayectoria en forma de S. La conexión de cada uno de los tubos que con-

34 Página web de LaGeo.

forman el absorbedor entre la salida y la entrada de cada módulo se realiza a través de mangueras flexibles de acero.

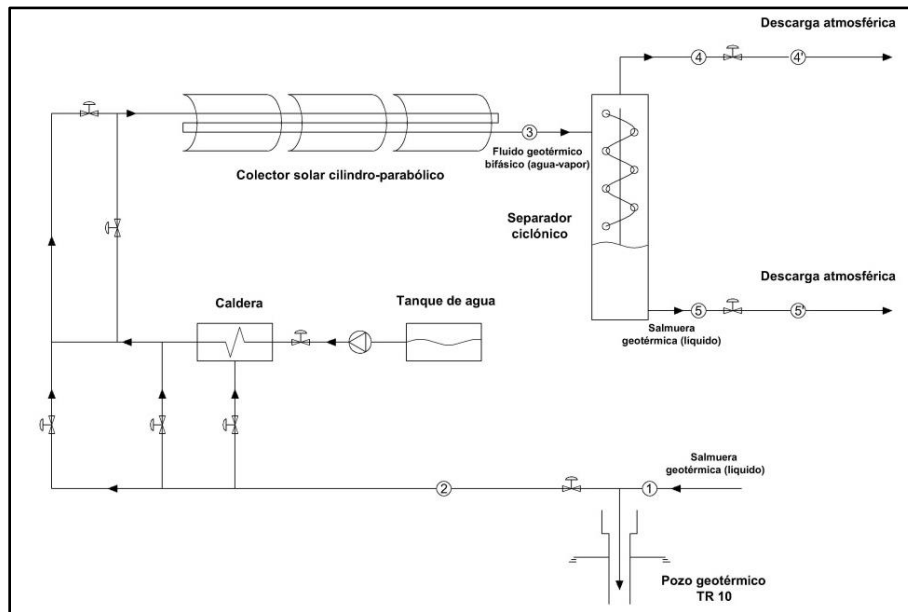
Figura 1.6: Sección transversal del absorbedor



Fuente: LaGeo.

El proceso de GDV puede producirse a partir de: i) la derivación del agua geotérmica (proveniente de la planta binaria<sup>35</sup>) que se reinyecta en el TR-10 (uno de los pozos reinyectores de la parte norte del campo); ii) agua de condensado o agua pura que es impulsada por una bomba desde un tanque, y tras calentarse en una caldera se dirige hacia el CCP; iii) una mezcla de ambas (véase figura 1.7).

Figura 1.7: Proceso de generación directa de vapor en prototipo de CCP, campo geotérmico de Berlín



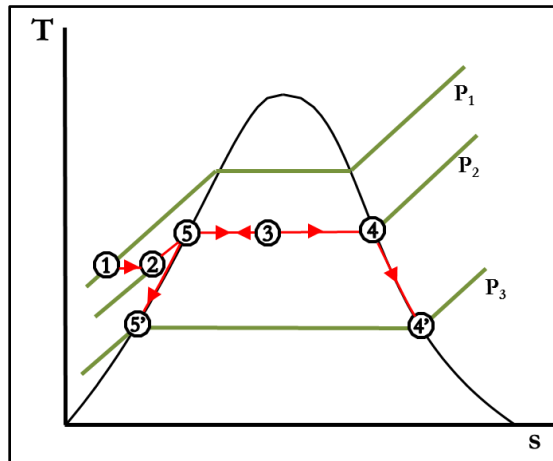
Fuente: Elaboración propia.

35 La planta geotérmica de Berlín cuenta con 3 unidades a condensación y un ciclo binaria con fluido de trajo isopentano.

Considerando únicamente el primero de los procesos, en el que el fluido de trabajo es agua geotérmica de reinyección, que es el que ocupa este estudio,<sup>36</sup> el proceso puede resumirse en los siguientes pasos (véase figura 1.7) de acuerdo a Handal (2014):

- El fluido geotérmico de reinyección es agua que durante los dos años de pruebas experimentales ha oscilado a nivel de temperaturas entre los 120-150°C y a nivel de presiones entre los 15-25 bar (1).
- Parte del agua geotérmica de reinyección es derivada hacia el tubo absorbedor a través de una válvula a una presión de trabajo que ha variado entre los 11 y 15 bar (2).
- En el tubo absorbedor compuesto por seis tubos de ½” en acero inoxidable AISI 304, dispuestos en forma de cavidad con su apertura dirigida hacia el CCP, el agua geotérmica recorre una longitud de 130 m con una trayectoria en forma de S, alcanzando la saturación a presión constante y pudiendo alcanzar composiciones de hasta un 10% de vapor (3).
- A la salida del tubo absorbedor se sitúa un separador ciclónico que impulsa los flujos de agua (5) y vapor (4) hacia conductos diferentes, descargándose cada uno de ellos a la atmósfera (4' y 5').

**Figura 1.7:** Diagrama T-s del prototipo GDV con CCP de LaGeo funcionando con fluido geotérmico



Fuente: Elaboración propia.

La primera etapa de experimentación en el prototipo GDV con CCP (2012-2014) tenía dos objetivos fundamentales:

- i) la caracterización del proceso a partir de la determinación de los parámetros que constituyen el balance de energía en el tubo absorbedor: rendimiento óptico, rendimiento térmico y factor de modificación de ángulo de incidencia.

<sup>36</sup> La caldera se utilizó en la etapa previa para evaluar la posibilidad de precipitación de la sílice contenida en el agua geotérmica. Una vez superada esta fase, en este el fluido de trabajo considerado es únicamente agua geotérmica.

- ii) la factibilidad de generar vapor en el tubo absorbedor, pese al elevado contenido en sílice del fluido geotérmico, puesto que sus cantidades excedían los 240-270 partículas por millón (ppm) sobre la fase amorfa en temperaturas cercanas a los 140°C, que podría provocar incrustaciones durante la vaporización (Handal, 2014).

Esta primera etapa de pruebas arrojó resultados satisfactorios que verificaban la generación de vapor en el prototipo. Sin embargo se determinaron unas condiciones del fluido (presión y temperatura) muy sensibles a las variaciones de irradiancia, que provocaban desequilibrios termodinámicos al interior del tubo absorbedor.

## 1.2.Planteamiento del problema

Desde que las tecnologías de concentración solar se convirtieron en una alternativa factible para la generación de electricidad, la reducción de costes y el aumento de la eficiencia global del proceso han sido los dos grandes retos a superar; buscando que las plantas comerciales a instalarse fueran lo suficientemente atractivas para los inversores.

En este sentido, y puesto que la tecnología de CCP con aceite térmico como fluido caloportador ha demostrado su viabilidad y buenos rendimientos, una de las alternativas que acometerían de una sola vez estos dos grandes retos, sería la sustitución del aceite por agua como fluido caloportador, puesto que el coste del agua es considerablemente menor que el del aceite, y además se eliminaría el intercambiador de calor, con la correspondiente mejora de la eficiencia. Sin embargo, el incremento de presiones que se suceden, derivadas de los procesos termodinámicos, así como la coexistencia del estado líquido-vapor del fluido de trabajo en el interior del tubo absorbedor, exigía la necesidad de instalar equipos más robustos y cierta complejidad para controlar el proceso.

De esta forma, los proyectos de I+D sobre la de la tecnología solar de GDV con CCP se convirtieron en una apuesta concreta de la PSA, iniciando con la implementación del proyecto DISS hace casi ya dos décadas.

En los estudios y pruebas experimentales de LaGeo, en El Salvador – en los que se sustituye el agua pura, por agua geotérmica de reinyección como fluido caloportador, y tomando como referencia el proceso desarrollado en la PSA – se ha venido trabajando durante más de siete años en la optimización de los equipos electromecánicos del CCP, hasta disponer de un prototipo adecuado sobre el que desarrollar las pruebas experimentales, que permitirían compararlas con las simulaciones del modelo. Un año después, dichas pruebas permitieron determinar el comportamiento del fluido caloportador (agua geotérmica, agua de condensado precalentada o mezcla de ambas), así como plantear las problemáticas que podrían surgir durante su circulación por el interior del absorbedor. Las principales problemáticas o necesidades identificadas se enuncian a continuación de acuerdo a Handal (2014):

- i) Se cuenta con un modelo caja negra (entrada/salida) del prototipo de GDV que permite comparar los datos experimentales con la simulación a la salida. Sin embargo no se dispone de un modelo de simulación que caracterice la evolución de las variables termodinámicas a lo largo del tubo absorbedor, ni tampoco un análisis sobre su influencia en la estabilidad del prototipo GDV.
- ii) Las variaciones en la irradiancia provocan desequilibrios termodinámicos en el prototipo GDV afectando la estabilidad del proceso. Descensos bruscos generan estratificación de sílice en el tubo absorbedor y la probable saturación de líquido en el separador ciclónico. Mientras que ascensos rápidos generan incrustaciones importantes derivadas del aumento de concentración de sílice en la fase de líquido remanente cuando se genera vapor.

Con el objetivo de controlar los desequilibrios termodinámicos del fluido en el interior del absorbedor y la saturación de líquido en el separador, se vuelve necesario el diseño de un sistema de control automático que manipulando el flujo del fluido caloportador controle la temperatura y presión a la salida del prototipo de CCP y el nivel del líquido en el separador.

## **1.3.Objetivos**

### **1.3.1. General**

Diseñar el sistema de control automático del prototipo de generación directa de vapor con colectores solares cilindro-parabólicos a partir del agua geotérmica de reinyección del pozo TR-10 del campo geotérmico de Berlín.

### **1.3.2. Específicos**

1. Estudiar la tecnología de generación directa de vapor en colectores solares cilindro-parabólicos.
2. Analizar las alternativas de control automático existentes para generación directa de vapor en colectores cilindro-parabólicos.
3. Caracterizar el comportamiento y evolución de las variables que deben ser controladas o manipuladas a lo largo del tubo absorbedor y analizar su influencia en la estabilidad del prototipo de generación directa de vapor con colectores cilindro-parabólicos del campo geotérmico de Berlín.
4. Determinar la configuración, los objetivos y los componentes de los lazos de control del prototipo de generación directa de vapor con colectores cilindro-parabólicos del campo geotérmico de Berlín.
5. Obtener el modelo matemático y seleccionar los controladores adecuados de los lazos de control del prototipo de generación directa de vapor con colectores cilindro-parabólicos del campo geotérmico de Berlín.

## 1.4. Alcances y limitaciones

1. El estudio de la tecnología y el análisis de las técnicas de control automático en generación directa de vapor a partir de colectores solares cilindro-parabólicos, se centrará en proyectos que utilizan como fluido de trabajo agua pura, ya que es escaso el trabajo de investigación relativo al uso de agua geotérmica como fluido de trabajo; y termodinámicamente ambos procesos son idénticos.
2. La caracterización de las variables controladas o manipuladas a lo largo del prototipo de generación directa de vapor con colectores solares cilindro-parabólicos permitirá comparar los datos arrojados por los instrumentos de medida en las pruebas experimentales con las proyectadas por un modelo de simulación.
3. En la selección de los elementos de control será necesario considerar como fluido de trabajo agua geotérmica, debido a la posible incrustación y concentración de sales contenidas en la misma.
4. La configuración y los objetivos de los lazos de control se fundamentará en proyectos de generación directa de vapor con colectores solares cilindro-parabólicos, pero también se tendrán en cuenta proyectos geotérmicos y otros proyectos que trabajen con el ciclo Rankine.
5. Los lazos de control serán obtenidos a partir de modelos teóricos, al no contar el prototipo de Berlín con elementos de control automático que permitan hacer uso de modelos empíricos.

## 1.5. Justificación

El crecimiento energético durante el siglo XX se sustentó en la producción de hidrocarburos provenientes de los combustibles fósiles, fundamentalmente a partir del petróleo, y en menor medida del carbón y del gas natural, que vieron incrementada su producción a raíz del aumento de los precios del búnker durante la primera crisis del petróleo de 1973. Situación que contribuyó a promover el desarrollo – aunque en menor medida que el resto de combustibles fósiles – de las fuentes de energía renovable: hidráulica, solar, eólica y biomasa, entre otras. La crisis se producía un año después de la primera muestra de preocupación sobre la problemática ambiental global, tras la celebración de la Conferencia de las Naciones Unidas sobre el Medio Humano de Estocolmo<sup>37</sup> y tras el primer Informe del Club de Roma<sup>38</sup>: “*Los límites del crecimiento*”-.

---

37 La Declaración de Estocolmo introdujo en la agenda política internacional la dimensión ambiental como limitante y condicionante del modelo de desarrollo tradicional, asociado al crecimiento económico y la explotación de los recursos naturales.

38 Asociación privada compuesta por empresarios, científicos y políticos, que encargó a un grupo de investigadores del Instituto Tecnológico de Massachusetts (MIT, Massachusetts Institute of Technology, en inglés) bajo la dirección del profesor Dennis L. Meadows, la realización de un estudio sobre las tendencias y los problemas económicos que amenazan a la sociedad global. Los resultados fueron publicados en marzo de 1972 bajo el título "Los Límites del Crecimiento".

Desde entonces y hasta finales de siglo, los mecanismos internacionales para la integración del concepto de desarrollo y la sostenibilidad han sido varios: i) la creación de la Comisión Mundial sobre el Medio Ambiente y el Desarrollo (WCED, World Commission on Environment and Development, en inglés) en 1983, conocida como la Comisión Brundtland, que presentó en abril de 1987 el informe “*Nuestro futuro común*”, y que posteriormente ha sido mundialmente conocido como el Informe Brundtland;<sup>39</sup> ii) la celebración de la Conferencia de las Naciones Unidas sobre el Medio Ambiente y el Desarrollo (CNUMAD) – conocida como la I Cumbre de la Tierra (Río de Janeiro, 1992) – que posibilitó la aplicación de medidas concretas en el marco de la integración de la protección del medio ambiente y la administración de los recursos naturales en las cuestiones socio-económicas de pobreza y subdesarrollo: el Programa 21;<sup>40</sup> la creación de la Comisión sobre el Desarrollo Sostenible (CDS); o la Convención Marco sobre el Cambio Climático (CMNUCC)<sup>41</sup> de la que se deriva el Protocolo de Kyoto – firmado en 1997 y aplicado a partir del 2005–, considerado como el primer paso importante hacia un régimen mundial de reducción y estabilización de las emisiones de Gases de Efecto Invernadero (GEI); y en el marco del cual se integran por vez primera los proyectos de energía a través de los Mecanismos de Desarrollo Limpio (MDL).<sup>42</sup>

Ya en el siglo XXI, y en el marco de la celebración de la Cumbre del Milenio en septiembre del año 2000 en Nueva York, desde la ONU se plantea una visión renovada de su actuación de cara al nuevo siglo; tratando de determinar criterios para medir los niveles concretos de progreso a lograr hasta 2015, a partir de los Objetivos de Desarrollo del Milenio<sup>43</sup> (ODM). Entre ellos, el Objetivo 7, hace referencia al medio ambiente y la sostenibilidad: “Garantizar la sostenibilidad del medio ambiente”. Posteriormente y en el marco del mandato de la CDS, se han celebrado dos nuevas cumbres de la tierra: la primera en Johannesburgo (2002), con el fin de adoptar medidas concretas e identificar objetivos cuantificables para una mejor ejecución del Programa 21; y la segunda celebrada más recientemente en Río de Janeiro (2012), en la que se esperaba consolidar “una economía verde sostenible que proteja la salud del medio ambiente y que simultáneamente apoye la consecución de los ODM mediante el crecimiento del ingreso, el trabajo digno y la erradicación de la pobre-

39 Originalmente llamado Nuestro Futuro Común. Fue un Informe socio-económico elaborado por distintas naciones en 1987 para la ONU, por una comisión encabezada por la doctora Gro Harlem Brundtland.

40 En el Programa 21 los países desarrollados se comprometían a destinar el 0.7 % de PIB para la asistencia del desarrollo. Sin embargo, pese al aumento de la cantidad aportada desde entonces por los países donantes, el objetivo está lejos de alcanzarse en plena época de ajustes presupuestarios (“Río+20: un comienzo hacia el desarrollo sostenible”, *Boletín informativo del Instituto Español de Estudios Estratégicos*, 20 de junio de 2012)

41 La aprobación de esta convención en la cumbre de Río, fue alentada por el Grupo Intergubernamental sobre el Cambio Climático (IPCC, Intergovernmental Panel on Climate Change, en inglés), creada en 1988 por iniciativa de la Organización Meteorológica Mundial (OMM) y el PNUMA.

42 Los MDL son parte de los “mecanismos flexibles” del Protocolo de Kioto y son utilizados por los llamados países “desarrollados” para su reducción de costes en pos del cumplimiento de este compromiso. Además de los MDL también disponen del intercambio de emisiones y las implementaciones conjuntas. Todo ello permite a países del Anexo I –grupo de los llamados “desarrollados”– rebasar sus límites de emisión de gases efecto invernadero, ya que compran créditos a otros países a través de la financiación de proyectos que reduzcan dichas emisiones en países de su propio Anexo o fuera del Anexo I.

43 Los Objetivos de Desarrollo del Milenio (ODM) son ocho objetivos específicos que las Naciones Unidas y sus países miembros pretenden cumplir a más tardar en el año 2015, con el fin de erradicar el hambre, la pobreza, el analfabetismo y las enfermedades que atacan a los países más pobres del mundo.

za”.<sup>44</sup> Y recientemente, en abril de 2014, consciente de los esfuerzos que se deben seguir desarrollando para la promoción del desarrollo sostenible, la ONU lanzó la década (2014-2024) de la Energía Sostenible para Todos, una iniciativa cuyo objetivo es promover las energías renovables y la eficiencia energética en todo el mundo;<sup>45</sup> quizá la que a nivel internacional ha puesto mayor énfasis en el problema energético, desde el Protocolo de Kyoto, y probablemente de la historia de la organización.

Este conjunto de iniciativas, protocolos y programas internacionales, se han aterrizado en proyectos, planes y políticas continentales y nacionales, abarcando los diferentes sectores de trabajo de los gobiernos, y entre ellos el energético. Pese a todo, el aprovechamiento de las fuentes de generación renovable, aún es irregular y escaso, tanto por su coste de implementación, como por la insuficiente madurez tecnológica en algunas de ellas. Afirmación comprobable analizando los datos de consumo a nivel global del año 2011, en el que el aprovechamiento de estas fuentes representaba tan solo un 13.3% en el caso de la energía primaria – siendo un 10% lo relativo a residuos y biocombustibles –, y un 20.2% en el caso de la electricidad – del que un 15.8% se corresponde con energía hidroeléctrica y el 4.5% restante a geotérmica, solar, eólica residuos y biocombustibles – (IEA, 2013).

En El Salvador, a raíz de la alta dependencia de los combustibles fósiles que se generó en la matriz energética del país durante el periodo 1989-2009, se viene promoviendo durante los últimos cinco años de manera determinada, una transición hacia una matriz de generación eléctrica nacional con mayor peso de las fuentes de generación renovable; a partir de diferentes instrumentos de planeación ya mencionados – Política energética, Plan de expansión y Plan de Energías Renovables – así como otros mecanismos legales para la contratación de electricidad, como las licitaciones, en las que se priorizan este tipo de recursos.

En este sentido, el desarrollo del presente trabajo de investigación que contribuye a la puesta en marcha de una tecnología de generación híbrida a partir de fuentes de energía renovable como la geotérmica y la solar, se alinea con las políticas nacionales y globales para la promoción de tecnologías limpias y eficientes, en pos del desarrollo sostenible.

Sumado a ello, el carácter innovador de producir electricidad mediante la Generación Directa de Vapor en Colectores solares Cilindro-Parabólicos utilizando fluido geotérmico de reinyección, a partir de la radiación solar, contribuye a los esfuerzos que se están haciendo a nivel mundial en el campo de la concentración solar, para ofrecer una alternativa de generación termoeléctrica competitiva.

---

44 BAN Ki-moon, Secretario General de las Naciones Unidas en United Nations Conference of Sustainable Development: 2012, *Río+20 Conferencia de las Naciones Unidas sobre el Desarrollo Sostenible*.

45 “La ONU lanza la Década de la Energía Sostenible para Todos”, *Energías Renovables*, 14 de abril de 2014.

## Capítulo 2 Marco Teórico

Los contenidos que se incluyen en este capítulo responden a los objetivos 1 y 2 del presente trabajo de investigación, y se fundamentan principalmente en el trabajo desarrollado por el equipo de investigadores de la PSA en España, referente mundial de las tecnologías de concentración solar, y especialmente de la GDV.

En primer lugar se estudia la tecnología de Generación Directa de Vapor en Colectores Solares Parabólicos, identificando los elementos que intervienen en el proceso, el ciclo termodinámico, las posibles configuraciones, y sus ventajas, inconvenientes e incertidumbres para su implementación. Además se presentan algunos datos de los sistemas híbridos geotérmico-solares desarrollados hasta la fecha en CCP.

En segundo lugar se estudian los niveles y modelos de control existentes en campos de CCP de manera general, para posteriormente centrarse en los modelos de simulación y control, los esquemas y los elementos de control de GDV con CCP.

### 2.1. Generación directa de vapor en colectores solares cilindro-parabólicos

Entre las tecnologías de generación termoeléctrica con CCP, la GDV se presenta probablemente como la opción con mayor potencial de desarrollo desde el punto de vista económico y de rendimiento de la planta.<sup>46</sup> Durante las últimas dos décadas se han incrementado las investigaciones y proyectos encaminados hacia el logro de su madurez tecnológica, sin embargo aún quedan ciertos aspectos que es necesario desarrollar para garantizar un funcionamiento estable que permita su operación comercial.

#### 2.1.1. Fundamentos básicos sobre radiación solar

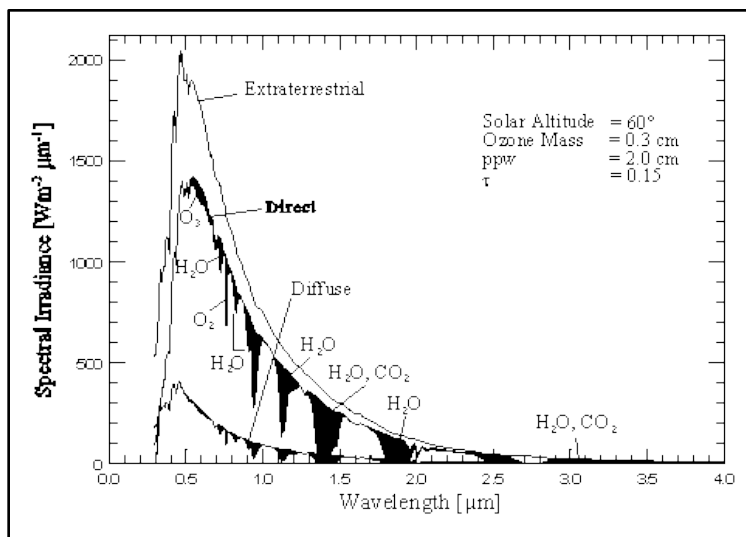
El sol es concebido como un reactor gigante, en el que se suceden procesos de fusión nuclear que liberan una elevada cantidad de potencia calorífica que toma un valor de  $3.86 \cdot 10^{23}$  kW. En términos de aprovechamiento energético el astro puede considerarse como un cuerpo negro que radia energía a una temperatura de  $5,777 \text{ }^\circ\text{K}$  (Montes, 2008). Del total de la potencia calorífica liberada por el mismo, la tierra intercepta  $1.74 \cdot 10^{14}$  kW; valor de la radiación extraterrestre, que es aquella que no ha sufrido aún la atenuación atmosférica. Cuando la tierra se encuentra a la distancia media con el sol, al valor de la radiación extraterrestre sobre una superficie perpendicular al vector solar se le denomina constante solar ( $G_{sc}$ ), que toma un valor de  $1,367 \text{ W/m}^2$  (Zarza, 2003).<sup>47</sup>

46 Página web de Abengoa.

47 El valor de la constante solar varía en  $\pm 3.3\%$  en función de la distancia entre la tierra y el sol.

Una vez superada la capa de la atmósfera, la radiación solar interacciona con las moléculas ubicadas al interior de la misma, que dan lugar a procesos de difusión, reflexión y absorción; de tal manera que se distinguen ahora otros dos tipos de radiación: i) radiación directa: la que recibe la superficie terrestre sin sufrir ningún tipo de alteración; ii) radiación difusa: componente recibida por la tierra que tras los procesos de dispersión (difusión y reflexión) de la atmósfera modifica su recorrido. La suma de ambas sobre una superficie determinada se conoce como radiación solar global (véase figura 2.1).

**Figura 2.1:** Distribución espectral de la radiación solar en función de la longitud de onda



Fuente: Página web de la Regional and Mesoscale Meteorology Branch (RAMMB).

### 2.1.2. Aprovechamiento térmico de la radiación solar

La transmisión del calor procedente de la radiación representa el más importante de los procesos de conversión de energía solar en calor, interviniendo tanto en la energía que llega a la tierra desde el sol, como en la transferencia de calor al interior de los colectores, predominante frente a la conducción y a la convección (Montes, 2008). En este sentido, conviene introducir una serie de variables y magnitudes derivadas del concepto de radiación, que serán utilizadas a lo largo del presente trabajo:

- Potencia radiante: Energía radiante por unidad de tiempo [W].
- Irradiación: Energía recibida sobre una superficie unidad [ $\text{J}/\text{m}^2$ ].
- Irradiancia: Potencia radiante recibida por una superficie unidad [ $\text{W}/\text{m}^2$ ].

Termodinámicamente en el proceso de conversión de la energía solar en trabajo,<sup>48</sup> el rendimiento del sistema ( $\eta$ ) relacionaría la potencia asociada al trabajo productivo ( $P_w$ ) con la potencia radiante ( $P_E$ ) sobre el mismo:

$$\eta = \frac{P_w}{P_E} \quad [2.1]$$

El rendimiento térmico del proceso de conversión viene limitado por el ciclo de Carnot, al que se aproxima el funcionamiento del proceso de conversión de la energía solar, tal como se presenta en [2.2].

$$\eta_{\text{ter}} = 1 - \frac{T_{\text{amb}}}{T_{\text{sol}}} \quad [2.2]$$

Considerando al sol como el foco caliente ( $T_{\text{sol}}=5,777^\circ\text{K}$ ), y el ambiente como el foco frío ( $T_{\text{amb}}=300^\circ\text{K}$ ), el rendimiento máximo que puede alcanzar el proceso es del 94.8 %. Sin embargo – tal como se ha comentado anteriormente –, este rendimiento se ve reducido al traspasar la radiación solar la capa atmosférica, no superando la irradiancia solar a nivel de la superficie terrestre los  $1367 \text{ W/m}^2$  (valor de la constante solar). Es por ello que tratando de alcanzar un mayor valor de temperatura para el sistema térmico, de manera que se mejore el rendimiento, se utilizan sistemas de concentración de la radiación solar.

Estos sistemas de concentración se clasifican en función de la razón de concentración solar ( $C$ ), definida como el cociente entre el área de apertura del colector ( $A_a$ ) en relación al área del receptor ( $A_r$ ), de acuerdo a la ecuación que se presenta en [2.3] (Montes, 2008):

$$C = \frac{A_a}{A_r} \quad [2.3]$$

Los tres tipos de tecnologías más habituales, en función de la razón de concentración son:

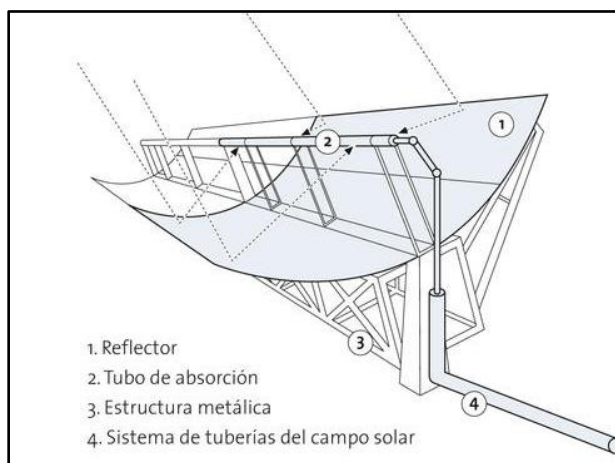
- i) Sistemas cilindro parabólicos ( $C = 20 - 70$ ): espejos cilíndricos cuya sección transversal es una parábola, de manera que la radiación solar se concentra en el foco central, ya sea puntual o lineal.
- ii) Sistemas de torre central ( $C = 200 - 1,000$ ): espejos cuasi-planos llamados heliostatos situados en una superficie horizontal, inclinados, reflejando la radiación solar hacia la torre central, donde se ubica el receptor.
- iii) Sistemas de discos parabólicos ( $C = 1,000 - 5,000$ ): discos de revolución con forma de paraboloides, moviéndose de acuerdo a la posición del sol.

48 Mecánico, eléctrico, térmico o químico. En el caso de los CCP inicialmente es potencia térmica.

### 2.1.3. El colector solar cilindro-parabólico

Los CCP son dispositivos de concentración solar, que aprovechan la radiación solar directa para transformarla en energía térmica, a partir de la concentración de la irradiancia normal directa (DNI, Direct Normal Irradiation, en inglés) – reflejada sobre un espejo parabólico y cilíndrico simétrico – sobre un foco lineal sobre el que se sitúa un tubo absorbedor por el que circula un fluido de trabajo (véase figura 2.2), que puede alcanzar temperaturas de hasta 723°K; englobándose en las tecnologías de concentración solar de media temperatura. Una vez realizada la transferencia de energía térmica al fluido de trabajo, este se utiliza para vaporizar agua –en caso de que se trabaje con aceites sintéticos – que mueve una turbina (proceso de transformación de energía térmica en mecánica) conectada a un generador eléctrico que inyecta la energía eléctrica a la red.

**Figura 2.2:** Sistema de reflexión en un colector cilindro parabólico



Fuente: Página web de Solar Millennium AG.

#### 2.1.3.1. Componentes

Además del proceso de reflexión de la DNI, en la figura 2.2 se muestran los componentes principales de un CCP; estos son: el reflector cilindro parabólico; el tubo absorbedor o receptor; y la estructura metálica junto con sus cimentaciones. También habría que incluir el mecanismo de seguimiento solar de los colectores y el fluido de trabajo. Se describen a continuación las características de cada uno de ellos.

##### 2.1.3.1.1. Reflector cilindro-parabólico

Consiste en un conjunto de espejos encargados de reflejar la mayor parte de la radiación solar incidente sobre ellos y proyectarla sobre la línea focal donde se ubica el tubo absorbe-

dor. El material de los espejos puede ser chapa metálica, plástico o vidrio (cristal) que sirve de soporte para depositar una capa muy fina de aluminio o plata<sup>49</sup> (Zarza, 2003).

Durante el siglo pasado, los reflectores más habituales utilizados en las centrales termoeléctricas fueron los de vidrio, puesto que si bien los de chapa metálica tienen un coste menor, la reflectividad del aluminio – material del que habitualmente se compone la película de estos espejos – se reduce bastante rápido, y a largo plazo resulta más caro sustituirlos que utilizar estructuras de vidrio. En los reflectores de vidrio, la plata se imponía sobre el aluminio debido a su mayor reflectividad para los rangos de las longitudes de onda en las que trabaja el colector –mayor del 92% de la plata, y menor del 86% en el caso del aluminio–, teniendo un coste de fabricación similar (Pastoriza, 2011).

Sin embargo en 2002, la empresa ReflecTech, Inc. en consorcio con el Laboratorio Nacional de Energía Renovable (NREL, National Renewable Energy Laboratorio, en inglés) desarrollaron una película de alta reflectancia (93%-94%), denominada ReflecTechPLUS, compuesta por polímero de plata, y de fácil adherencia a estructuras de acero o aluminio, con durabilidad comprobada de más de diez años sin perder capacidad reflectiva; posicionándose hasta la fecha, como una de las opciones más atractivas en términos de calidad-precio en el mercado de la tecnología de concentración solar.<sup>50</sup>

#### 2.1.3.1.2. Tubo absorbedor

Es uno de los elementos esenciales del sistema de CCP, puesto que del mismo depende en gran parte el valor de su rendimiento global. Puede estar compuesto de un único tubo o dos tubos concéntricos; siendo la segunda de las configuraciones la más habitual. En este último caso, el tubo interior es metálico – habitualmente de acero – incorporando un recubrimiento selectivo<sup>51</sup> con elevada absorptividad (mayor del 90%) de la radiación solar – onda corta – y baja emisividad (menor del 30%) en el espectro infrarrojo – onda larga –, que proporciona un elevado rendimiento térmico; y el tubo exterior de vidrio – que mantiene el vacío entre ambos tubos – protege al recubrimiento selectivo del tubo interior y reduce las pérdidas por convección mejorando el rendimiento óptico ( $\eta_{opt}$ ) del CCP (Zarza, 2003).

#### 2.1.3.1.3. Estructura metálica y cimentaciones

La estructura metálica del sistema de CCP tiene como objetivo proporcionar rigidez al conjunto del mecanismo, además de ejercer como interfase entre los reflectores y las cimentaciones de hormigón que lo soportan y fijan al suelo. Por el momento todas las estructuras de la parábola (la de sujeción de los espejos) son metálicas, pero se ha iniciado la investiga-

49 En el caso de las capas reflectantes de plata, estas son recubiertas con una película de cobre, y en ocasiones por una fibra de vidrio con la que se protege de astillarse, y por último con una capa adicional de resinas epoxy (Pastoriza, 2011).

50 Página web de ReflecTech.

51 “Para temperaturas de hasta 425 °C, los recubrimientos selectivos que se utilizan son compuestos de cermet (productos mezcla de compuestos metálicos y cerámicos), obtenidos por sputtering o deposición física del vapor (Proceso PDV, Physical Vapour Deposition), que consiguen una absorptividad superior al 95% y una emisividad del 15% e incluso menor a 400 °C” (Montes, 2008: 19).

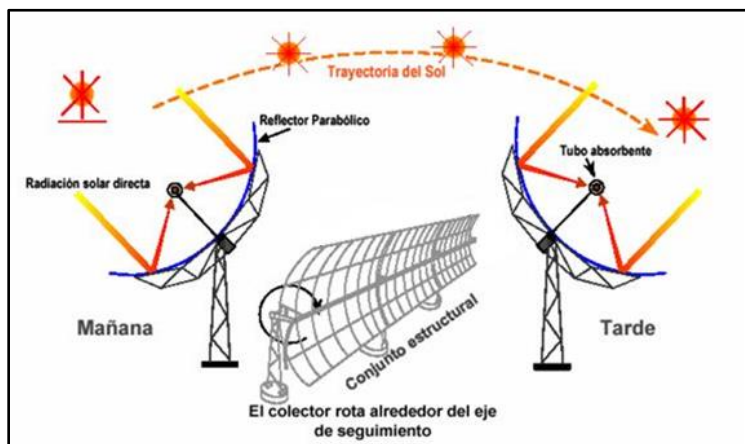
ción para utilizar fibra de vidrio, plásticos e incluso madera; y los apoyos o pilares pueden ser metálicos también o constituirse como una sola pieza junto con las cimentaciones, utilizando en este caso hormigón (Montes, 2008).

#### 2.1.3.1.4. Sistema de seguimiento solar

El montaje de los CCP es otra de las cuestiones fundamentales que condicionan el aprovechamiento del recurso solar; este puede realizarse en posición horizontal (si la orientación del sistema es este-oeste siempre será así) o aprovechando la inclinación natural del terreno (en el caso de que el montaje sea norte-sur), siempre y cuando la pendiente sea moderada y hacia el sur (Montes, 2008).

Obtener una explotación adecuada del recurso solar con CCP depende – además de la orientación del montaje del sistema – de la capacidad de seguimiento de los colectores a la variación de la posición del sol a lo largo del día. Para ello se utilizan mecanismos de seguimiento solar que giran el grupo de CCP alrededor de uno o dos ejes. La práctica ha demostrado que si bien el seguimiento a dos ejes muestra rendimientos pico mayores, las pérdidas térmicas también aumentan debido a la mayor longitud de las tuberías dentro del colector. Además el seguimiento a un eje (figura 2.3) es más rentable al ser más sencillo, robusto, y por lo tanto con un periodo de vida mayor. Por esto es el más utilizado (Zarza, 2003).

Figura 2.3: Sistema de seguimiento solar de un eje en CCP



Fuente: Rufes (2010).

Los mecanismos para accionar el seguimiento pueden ser eléctricos, para colectores pequeños o medianos – motor acoplado a una reductora cuyo eje de salida va rígidamente unido al eje de rotación del CCP –; o hidráulicos, para colectores de gran tamaño, necesarios por los altos pares requeridos para hacer girar el sistema, en los que una bomba eléctrica alimenta dos pistones hidráulicos (Montes, 2008).

En cuanto al método de seguimiento, este puede realizarse: i) con fotocélulas orientadas hacia el sol, separadas por una banda de sombra que en caso de desenfoco harían girar el

motor o accionarían los pistones; ii) con un sistema de control que calcula la posición del sol a partir de codificadores angulares situados en el eje del colector; o iii) una combinación de las anteriores (Pastoriza, 2011).

#### 2.1.3.1.5. Fluido de trabajo

El fluido de trabajo que circula por el tubo absorbedor determinará “el rango de temperaturas de operación del campo solar y, consecuentemente, el rendimiento del ciclo de potencia” (Montes, 2008: 21), además de otros aspectos de ingeniería como el almacenamiento térmico o la selección de los materiales. Los sistemas de CCP trabajan adecuadamente en el rango de temperaturas entre los 425°K – 675 °K; fuera del mismo las pérdidas térmicas son muy elevadas (en caso de temperaturas superiores), o existen colectores más económicos, para temperaturas inferiores.

En esta banda de temperaturas, se utilizan fundamentalmente dos fluidos: agua desmineralizada por debajo de los 450°K;<sup>52</sup> y aceite sintético entre los 400°K y los 675°K. En este último caso, el más utilizado en la actualidad es el Therminol VP-1, pero presenta un inconveniente en relación al punto de congelación, que es de 285°K, obligando a mantener el circuito de aceite a una temperatura superior a este valor. Sin embargo no es un gran problema puesto que la energía necesaria para mantenerlo por encima de los 285°K es prácticamente insignificante. En caso de querer evitar este inconveniente, se puede trabajar con otros aceites con punto de congelación menor como el Syltherm-800 que toma un valor de -40°C (Montes, 2008).

El uso de agua directamente como fluido caloportador (GDV, Generación Directa de Vapor), ha sido una opción atractiva por la reducción de costes y a pesar de las elevadas presiones de trabajo. Tal como se ha comentado en el capítulo 1, ya existe una planta comercial en Tailandia que lleva operando desde 2011, y en la PSA vienen investigando esta tecnología desde 1996. También se han desarrollado investigaciones sobre la tecnología de GDV pero con agua o vapor geotérmico como fluido de trabajo – que en termodinámica tiene un funcionamiento similar al del agua pura – en Cerro Prieto (México), y en Berlín (El Salvador).<sup>53</sup>

Por último cabe decir que las tecnologías de concentración solar, como la de torre central, han utilizado también sales inorgánicas fundidas como fluido de trabajo – y en otros casos como sistemas de almacenamiento –; sin embargo en los sistemas de CCP esta tecnología no ha sido probada comercialmente, y únicamente existen proyectos de investigación. El problema de las sales reside en su elevado punto de fusión (215°K-293°K), que exige la incorporación de resistencias eléctricas en el interior de los absorbedores.

52 Para temperaturas mayores de 175°K, las tuberías se verán sometidas a presiones elevadas en el caso de que el fluido de trabajo sea agua, puesto que para evitar la aparición de la fase de vapor, es necesario mantener su presión a una superior a la de saturación; es por ello que se utiliza aceite para aplicaciones de mayor temperatura.

53 “Primeras impresiones a la hibridación de plantas CSP-geotermia”, *Piensa en geotermia*, 21 de mayo de 2014.

### 2.1.3.2. Parámetros básicos

Los parámetros principales que caracterizan a un CCP son: el ángulo de aceptación ( $\beta$ ), el ángulo de abertura ( $\Psi$ ); y la razón de concentración geométrica ( $C_g$ ), esta última definida en el apartado 2.1.2 de manera general para todas las tecnologías de concentración solar.

#### 2.1.3.2.1. Ángulo de aceptación

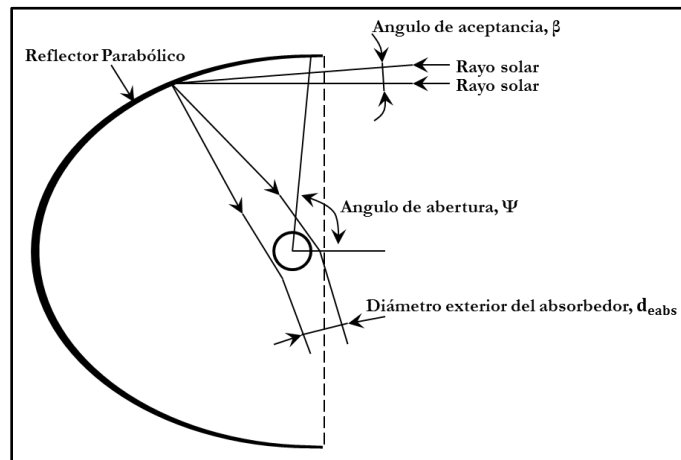
El ángulo de aceptación se define como el máximo ángulo que pueden formar dos rayos en un plano transversal a la apertura del colector, de manera que ambos – tras ser reflejados por los reflectores cilindro parabólicos – intercepten al tubo absorbedor.

El valor del ángulo de aceptación está condicionado por la tolerancia del sistema de seguimiento solar, ya que cuanto mayor sea este ángulo, menor será la precisión necesaria del sistema de seguimiento, puesto que el CCP no deberá actualizar de manera frecuente su posición. El rango de valores para el ángulo de aceptación se sitúa comúnmente entre  $0.7^\circ$  -  $1^\circ$ , contando con una tolerancia del sistema de seguimiento del orden de  $\pm 0.2^\circ$  (Zarza, 2003).

#### 2.1.3.2.2. Ángulo de abertura

El ángulo de abertura, es el que forman la bisectriz de la parábola y la línea que une el extremo de la misma con el centro del tubo absorbedor. Habitualmente este ángulo toma valores próximos a  $90^\circ$ , para que por un lado se obtengan relaciones adecuadas entre la superficie reflectora y el área de apertura del colector (área eficaz para la captación de la energía solar); y por otro para que el absorbedor quede protegido por la parábola en los momentos de reposo o abatimiento del sistema CCP, como en el caso de fenómenos hidrometeorológicos como tormentas tropicales, nieve, granizo, etc.

Figura 2.4: Ángulos de abertura y aceptación de un CCP



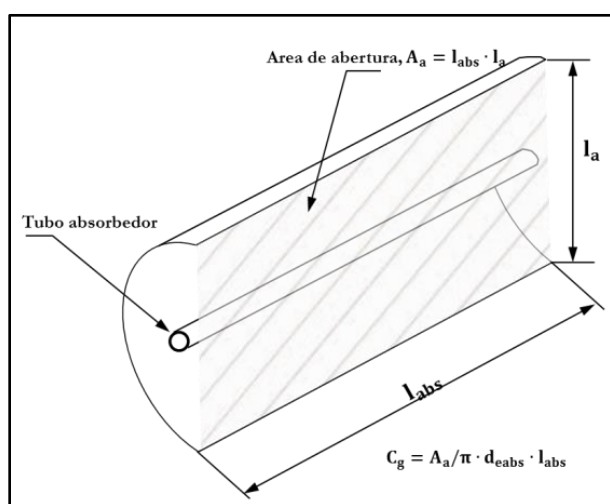
Fuente: Elaboración propia a partir de Zarza (2003).

### 2.1.3.2.3. Razón de concentración geométrica

Retomando la ecuación [2.3] sobre la razón de concentración geométrica, definida como la relación entre el área de apertura del colector ( $A_a$ ) y el área del tubo absorbedor o receptor ( $A_{abs}$ ), es decir, el área neta del captador que intercepta la radiación solar y el área de pérdidas de energía hacia el medio ambiente (véase figura 2.5); para un CCP, se obtiene la ecuación [2.4]:

$$C_g = \frac{A_a}{A_{abs}} = \frac{l_a l_{abs}}{\pi d_{eabs} l_{abs}} = \frac{l_a}{\pi d_{eabs}} \quad [2.4]$$

**Figura 2.5:** Dimensiones básicas para calcular la razón de concentración en un CCP



**Fuente:** Elaboración propia a partir de Zarza (2003).

Se ha comentado que el valor de la razón de concentración geométrica para un CCP varía entre 20 y 70, aunque teóricamente podría llegar a alcanzar hasta 220.<sup>54</sup> Sin embargo los valores más habituales son del orden de 20 a 30 (Zarza, 2003).

### 2.1.3.3. Balance energético

Desde que el flujo de energía radiante alcanza la superficie del CCP hasta que la misma se transforma en la energía térmica ganada por el fluido de trabajo existen diversos factores que provocan que parte de esta energía se pierda a lo largo del proceso. Se muestra a continuación la evolución de dicho proceso a partir de las definiciones y fórmulas de los parámetros que intervienen en el mismo.

<sup>54</sup> Valores muy elevados requerirían un valor del ángulo de aceptación muy pequeño, algo complejo debido a la propia estructura parabólica de los colectores; además, implicaría un desaprovechamiento de parte de la radiación solar directa disponible –pese a la elevada precisión que pudiera tener el sistema de seguimiento, que a su vez sería más costoso– puesto que el ángulo medio bajo el que se ve el sol desde la tierra es de 32°.

### 2.1.3.3.1. Irradiancia solar

En un CCP la irradiancia global ( $G_h$ ) recibida viene dada por la composición de la DNI ( $I_d$ ) ajustada por el ángulo de incidencia ( $\theta$ ) y por la difusa ( $D_h$ ) ajustada por el valor inverso de la razón de concentración geométrica ( $C_g$ ), tal como se muestra en [2.5]:

$$G_h = I_d \cos \theta + D_h (C_g)^{-1} \quad [2.5]$$

El segundo sumando (relativo a la radiación difusa) se considera despreciable y es por ello que se determina que los CCP solo aprovechan la irradiancia normal directa.

### 2.1.3.3.2. Potencia radiante

El flujo de energía radiante o potencia radiante ( $P_{CCP}$ ) sobre el plano de abertura de un CCP es función de dicha área ( $A_a$ ), de la DNI ( $I_d$ ) y del ángulo de incidencia ( $\theta$ ); tal como se plantea en la ecuación [2.6]:

$$P_{CCP} = I_d \cos \theta A_a \quad [2.6]$$

### 2.1.3.3.3. Pérdidas ópticas

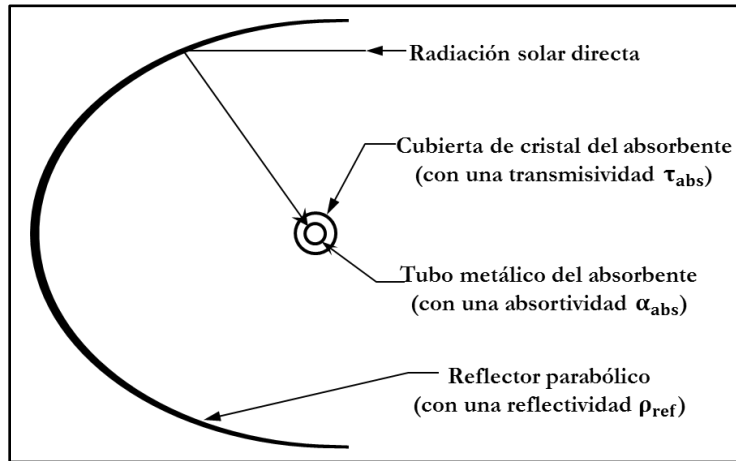
El primer conjunto de pérdidas a considerar en el CCP son las ópticas, atribuidas a cuatro factores: la reflectividad, el factor de interceptación, la transmisividad, y la absortividad (véase figura 2.6.).

- Reflectividad de la superficie reflectante del CCP, ( $\rho_{ref}$ ): parámetro que indica la parte de la DNI que es reflejada por los espejos del reflector en una situación ideal, es decir cuando están limpios. Generalmente se sitúa alrededor de 0.9 –puesto la superficie reflectiva no es perfecta–, y va disminuyendo a medida que estos acumulan suciedad.<sup>55</sup>
- Factor de interceptación ( $\gamma_{abs}$ ): establece la proporción de luz solar reflejada por los reflectores que alcanza el tubo absorbedor. Imperfecciones microscópicas del reflector, errores de posicionamiento del CCP o el bloqueo de los soportes, reducen este valor que idealmente se situaría en 1 en un 5%, situándolo en valores cercanos a 0.95.
- Transmisividad de la cubierta de cristal del tubo absorbedor ( $\tau_{abs}$ ): representa la relación entre la radiación que pasa a por la cubierta de vidrio del tubo absorbente y la radiación total incidente. Se sitúa en un rango de valores del orden de 0.9 a 0.95, en función del recubrimiento del absorbedor.
- Absortividad de la superficie selectiva del tubo absorbedor ( $\alpha_{abs}$ ): determina la cantidad de radiación absorbida por el absorbedor. Varía entre 0.9 y 0.96.

---

55 Se estima una disminución de la capacidad reflectiva de 0.0026 diaria, debido al ensuciamiento progresivo de los espejos.

**Figura 2.6:** Parámetros que determinan las pérdidas ópticas en un CCP



Fuente: Elaboración propia a partir de Zarza (2003).

El producto de estos cuatro parámetros que dependen del ángulo de incidencia ( $\theta$ ) de la DNI, definen el rendimiento óptico del colector, tal como se presenta en [2.7]:

$$\eta_{opt} = \rho_{ref}(\theta) \gamma_{abs}(\theta) \tau_{abs}(\theta) \alpha_{abs}(\theta) \quad [2.7]$$

El valor del rendimiento óptico se maximiza para un valor del ángulo de incidencia nulo, tal como se presenta en [2.8].

$$\eta_{opt}|_{\theta=0} = \rho_{ref}(0) \gamma_{abs}(0) \tau_{abs}(0) \alpha_{abs}(0) = \eta_{optp} = \rho_{ref} \gamma_{abs} \tau_{abs} \alpha_{abs} \quad [2.8]$$

Por lo tanto, la potencia derivada de las pérdidas ópticas ( $P_{Q_{opt}}$ ) se calcularía de acuerdo a [2.9].

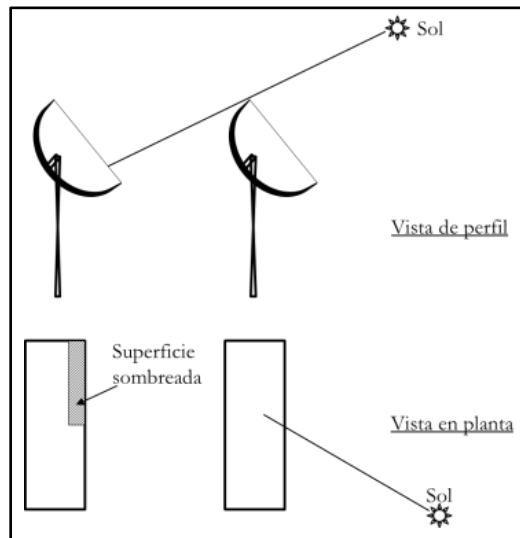
$$P_{Q_{optp}} = (1 - \eta_{optp}) (I_d \cos \theta A_a) \quad [2.9]$$

#### 2.1.3.3.4. Pérdidas geométricas

Son aquellas que provocan reducción del área efectiva de captación de los colectores; entre las que se distinguen las propias de cada colector (pérdidas por ángulo de incidencia), y las derivadas de la posición relativa entre los CCP (pérdidas por sombras):

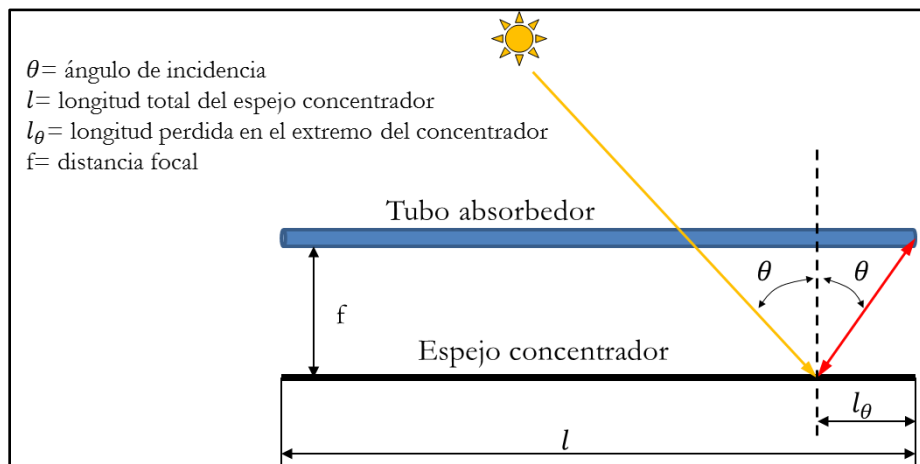
- Pérdidas por sombra: causada por la sombra parcial que los CCP pueden proyectar sobre los adyacentes; reduciéndose su cálculo a un problema geométrico (véase figura 2.7).
- Pérdidas por ángulo de incidencia: derivadas del sistema de seguimiento de los CCP, habitualmente en un solo eje, dando lugar al mencionado ángulo de incidencia ( $\theta$ ), que provoca que en los extremos del CCP exista una pérdida de superficie reflexiva que pudiera ser aprovechable (véase figura 2.8).

**Figura 2.7:** Pérdidas por sombra en un CCP



Fuente: Elaboración propia a partir de Zarza (2003).

**Figura 2.8:** Pérdidas por ángulo de incidencia en un CCP



Fuente: Elaboración propia a partir de Montes (2008).

La cuantificación de las pérdidas geométricas derivadas de un ángulo de incidencia diferente a  $0^\circ$ , vienen dadas por el modificador del ángulo de incidencia ( $K(\theta)$ ), que tiene en cuenta aquellas pérdidas no contenidas en el rendimiento óptico pico (ángulo nulo). El valor de  $K(\theta)$  viene dado por el fabricante del colector, en forma de polinomio y en función de  $\theta$ . Por lo tanto la potencia perdida en este caso, se calcularía incluyendo el término del modificador de ángulo de incidencia en la ecuación [2.6].

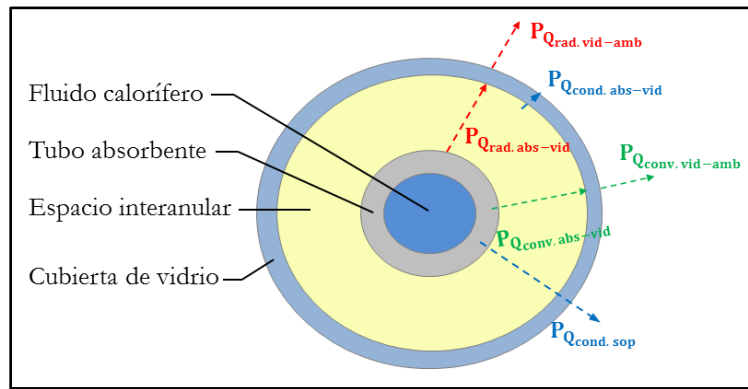
$$P_{Q_{opt-geo}(\theta=0)} = (1 - K(\theta)) (I_d \cos \theta A_a) \quad [2.10]$$

### 2.1.3.3.5. Pérdidas térmicas en el tubo absorbedor

Las pérdidas térmicas se producen en el absorbedor a medida que el fluido de trabajo absorbe energía y aumenta su temperatura. Consecuencia de la diferencia entre la temperatura media del fluido en cada sección transversal del tubo y la temperatura ambiente, se pueden distinguir seis tipos de pérdidas (véase figura 2.9): por conducción a través de los soportes del tubo ( $P_{Q\text{ cond. sop}}$ ); por convección, conducción y radiación entre el tubo absorbedor y la cubierta de vidrio ( $P_{Q\text{ conv. abs-vid}}$ ;  $P_{Q\text{ cond. abs-vid}}$ ;  $P_{Q\text{ rad. abs-vid}}$ ), y por convección y radiación entre la cubierta de vidrio y el ambiente ( $P_{Q\text{ conv. vid-amb}}$ ;  $P_{Q\text{ rad. vid-amb}}$ ).

Las pérdidas por conducción en los soportes del tubo son despreciables ( $P_{Q\text{ cond. vid-amb}}$ ), mientras que las de convección entre el tubo absorbedor y la cubierta de vidrio ( $P_{Q\text{ conv. abs-vid}}$ ) son nulas en caso de que exista vacío entre ambos.

**Figura 2.9:** Pérdidas térmicas en el tubo absorbedor de un CCP



**Fuente:** Elaboración propia a partir de Montes (2008).

Para determinar el valor de este conjunto de pérdidas –que pueden ser calculadas de manera individual– se utiliza un método simplificado definiendo un coeficiente global de pérdidas térmicas<sup>56</sup> ( $U_{L\text{ abs}}$ ) entre el tubo absorbedor y el ambiente, de acuerdo a la ecuación [2.11].

$$P_{Q\text{ ter}} = P_{Q\text{ abs-vid}} + P_{Q\text{ vid-amb}} = P_{Q\text{ rad. abs-vid}} + P_{Q\text{ rad. vid-amb}} + P_{Q\text{ conv. vid-amb}} = \\ = U_{L\text{ abs}} \pi d_{e\text{ abs}} l (\bar{T}_{\text{abs}} - T_{\text{amb}}) \quad [2.11]$$

donde  $\bar{T}_{\text{abs}}$  es la temperatura media del tubo absorbedor y  $T_{\text{amb}}$  la temperatura ambiente.

### 2.1.3.4. Rendimiento global

El rendimiento global de un colector cilindro parabólico relaciona la energía o potencia ganada por el fluido de trabajo ( $P_{\text{CCP-fluido}}$ ) respecto a la energía o potencia radiante ( $P_{\text{CCP}}$ ), tal como se presenta en [2.12].

<sup>56</sup> El coeficiente global de pérdidas térmicas se determina de manera experimental y es suministrado por el fabricante.

$$\eta_g = \frac{P_{\text{CCP-fluido}}}{P_{\text{CCP}}} = \frac{\dot{m} (h_{fs} - h_{fe})}{I_d \cos \theta A_a} \quad [2.12]$$

Otra alternativa para determinar este rendimiento global, es a partir del rendimiento óptico, el modificador del ángulo de incidencia y el rendimiento térmico (véase ecuación [2.13]).

$$\eta_g = \eta_{\text{optp}} K(\theta) \eta_{\text{ter}} \quad [2.13]$$

A la relación presentada en [2.13], debe incorporarse el factor de ensuciamiento del colector ( $F_e$ ), que varía entre 0 y 1, obteniéndose [2.14].

$$\eta_g = \eta_{\text{optp}} \cdot K(\theta) \cdot \eta_{\text{ter}} \cdot F_e \quad [2.14]$$

A partir de las relaciones [2.12] y [2.14], es posible determinar la potencia ganada por el fluido de trabajo de acuerdo a [2.15].

$$P_{\text{CCP-fluido}} = \eta_g \cdot P_{\text{CCP}} = \eta_{\text{optp}} \cdot K(\theta) \cdot \eta_{\text{ter}} \cdot F_e \cdot I_d \cdot \cos \theta \cdot A_a \quad [2.15]$$

Esta ecuación puede plantearse también a partir de la expresión de las pérdidas térmicas (ecuación [2.11]), obteniéndose [2.16].

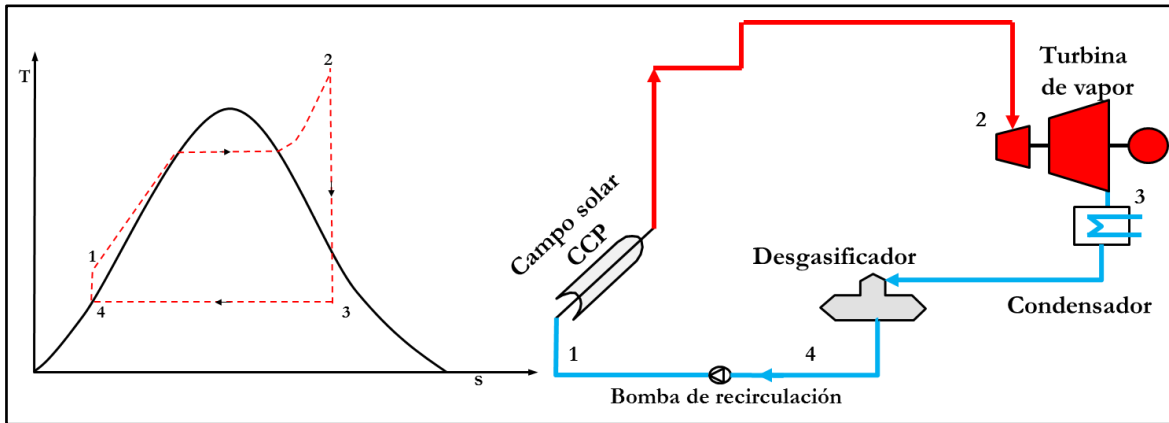
$$P_{\text{CCP-fluido}} = \eta_{\text{optp}} \cdot K(\theta) \cdot F_e \cdot I_d \cdot \cos \theta \cdot A_a - U_{L,\text{abs}} \cdot \pi \cdot d_{\text{eabs}} \cdot l \cdot (\bar{T}_{\text{abs}} - T_{\text{amb}}) \quad [2.16]$$

#### 2.1.4. Ciclo termodinámico y configuraciones de la generación directa de vapor en colectores cilindro-parabólicos

En su mayoría, los procesos industriales de media temperatura utilizan el vapor como elemento de transferencia de calor a partir de ciclos Rankine. Por ello las aplicaciones comerciales de los CCP tienen como fin principal la producción de vapor. Este vapor – saturado o sobrecalentado – puede generarse fundamentalmente a través de tres procesos diferenciados: i) utilizando un fluido de trabajo (generalmente aceite) diferente al agua en el absorbedor que posteriormente transfiera la energía a esta en un intercambiador de calor; ii) mediante la circulación de agua presurizada por el absorbedor que se deriva a un tanque de expansión súbita donde se convierte de manera parcial en vapor; iii) a través de la generación de vapor directamente en los tubos absorbedores (Zarza, 2003).

En el caso de la GDV el agua pasa por cuatro estados según el ciclo simple de Rankine. En primer lugar el agua a temperatura ambiente y alta presión (1) recibe el aporte de energía del sistema CCP que provoca su evaporación y/o sobrecalentamiento, hasta el punto de temperatura máxima de trabajo (2). Posteriormente sufre un proceso de expansión en la turbina reduciendo su temperatura y presión para llegar al condensador (3). En el condensador el agua pasa de nuevo a la fase líquida (4); y por último es conducida a la bomba de recirculación que eleva su presión hasta la necesaria para volver a entrar nuevamente a los colectores (véase figura 2.10).

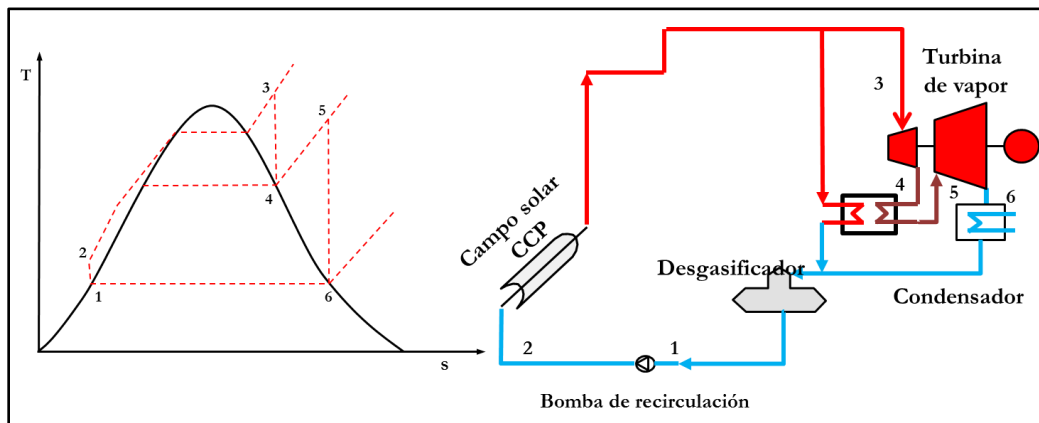
Figura 2.10: Ciclo Rankine simple de GDV con CCP



Fuente: Elaboración propia a partir de Sánchez (2011).

En algunas ocasiones el sistema se plantea con un recalentamiento del vapor de agua a la salida de los colectores, que vuelve a turbinarse en una turbina de baja presión. Al ciclo se le conoce como Rankine con recalentamiento intermedio (véase figura 2.11).

Figura 2.11: Ciclo Rankine con recalentamiento intermedio de GDV con CCP



Fuente: Elaboración propia a partir de Sánchez (2011).

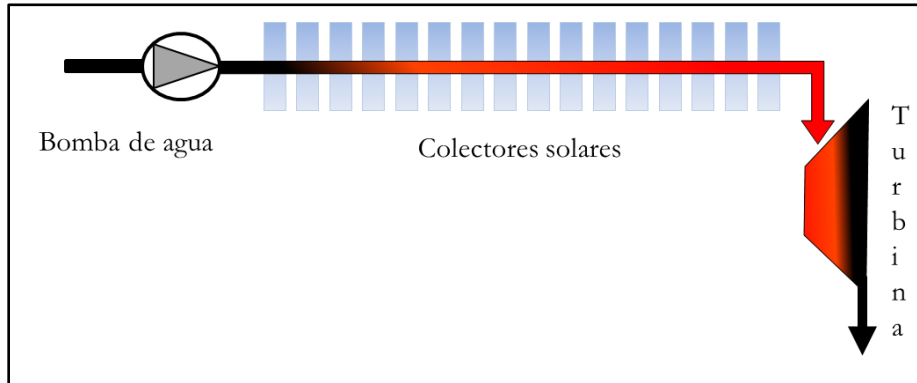
Como se ha visto, en la GDV el ciclo termodinámico utilizado siempre es Rankine (simple o con recalentamiento intermedio), existiendo tres configuraciones clásicas del campo solar (de manera que en todos ellos el agua se precalienta, evapora y/o sobrecalienta): i) *un solo paso*; ii) *inyección*; iii) y *recirculación*.

#### 2.1.4.1. Un solo paso

En la configuración *un solo paso* el agua de alimentación se introduce completamente al inicio de la fila de colectores, donde es precalentada, evaporada y/o sobrecalentada en un único proceso sin interrupción; de manera que el flujo másico de entrada y salida en la fila de CCP es el mismo (véase figura 2.12). Es la configuración más simple y con mayor rendimiento de las tres posibles – el único consumo extra se corresponde con la bomba de re-

circulación –, así como la de menor inversión. Por otro lado, es el proceso más complejo desde el punto de vista de la controlabilidad y estabilidad, por los posibles transitorios y cambios de temperatura en el flujo bifásico al interior del tubo absorbedor.

Figura 2.12: Configuración en modo *un-solo-paso* en CCP con GDV

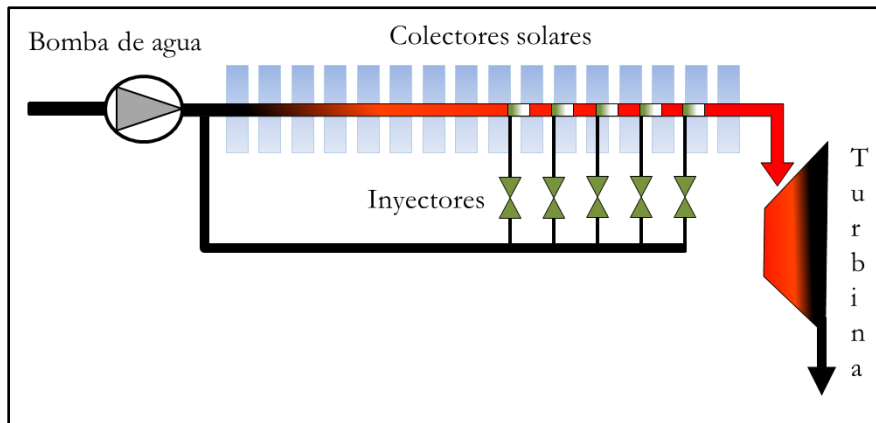


Fuente: Zarza (2003).

#### 2.1.4.2. Inyección

En el modo *inyección* el agua es alimentada desde dos puntos: al principio de la fila de colectores, y con inyectores a lo largo de la misma (véase figura 2.13). Esta configuración permite un buen control y estabilidad pese a los posibles transitorios derivados de la variación de la radiación solar. Sus desventajas fundamentales son la mayor complejidad del sistema – con el consiguiente aumento de la inversión – y ciertas restricciones en el caudal másico que eviten elevados gradientes de temperatura.

Figura 2.13: Configuración en modo *inyección* en GDV con CCP



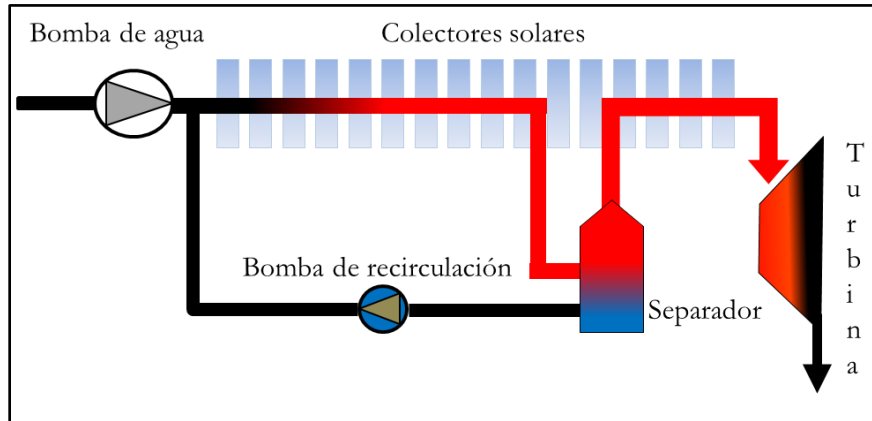
Fuente: Zarza (2003).

#### 2.1.4.3. Recirculación

Por último el modo *recirculación* dispone de un separador de agua/vapor antes de la zona de sobrecalentamiento. Tras el separador el agua en estado líquido se recircula hacia la

bomba de alimentación, mientras que el vapor se sobrecalienta y es enviado a la turbina (véase figura 2.14). Por lo tanto el flujo de entrada y salida de agua son diferentes. Esta configuración – la más conservadora de las tres – garantiza un buen control y estabilidad del proceso pero también tiene un rendimiento menor y un aumento del coste de inversión derivado de la bomba de recirculación y del exceso de agua.

**Figura 2.14:** Configuración en modo *recirculación* en GDV con CCP

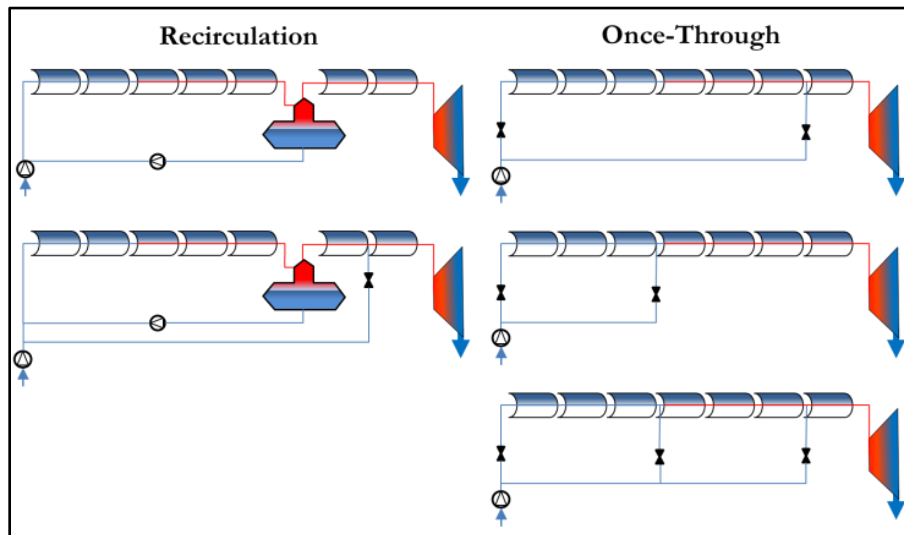


Fuente: Zarza (2003).

#### 2.1.4.4. Configuraciones actuales

En la actualidad, los conceptos teóricos sobre la configuración de las plantas mantienen su vigencia. Sin embargo el desarrollo y la investigación en el campo de la GDV con CCP ha llevado a considerar dos modos de operación principales: *recirculación* y *un solo paso*; pudiendo ser combinados en ambos casos con el de *reinyección*, a través de uno o dos inyectores a lo largo de la fila de CCP (véase figura 2.15).

**Figura 2.15:** Configuraciones actuales de GDV con CCP



Fuente: Feldhoff (2012).

Los avances en el modo *recirculación* – con separadores centralizados y descentralizados – han probado su funcionamiento a nivel comercial garantizando la robustez y fiabilidad del proceso; sin embargo la inversión es relativamente alta y exige un fuerte esfuerzo de diseño (Feldhoff, 2012).

En la configuración *un solo paso* se plantea la instalación de uno o dos inyectores a lo largo de la fila de CCP que permitan mejorar la controlabilidad del campo. Los puntos fuertes de esta configuración son el bajo nivel exigido de investigación, la rapidez de inicio y la facilidad de escalado. Y en contra el hecho de no tener fijado el punto de evaporación, que hasta el momento no ofrece las garantías de robustez exigidas, como si lo hace el de *recirculación* (Feldhoff, 2012).

### **2.1.5. Ventajas e inconvenientes de la tecnología de generación directa de vapor en colectores cilindro parabólicos**

El atractivo principal de la tecnología de GDV en CCP reside en la reducción de costes y la mejora del rendimiento en las plantas eléctricas termosolares. El desglose de las ventajas de esta tecnología frente al uso de aceite como fluido de trabajo, se listan a continuación:

- Se descartan riesgos por fugas o posibles incendios, puesto que el agua no es contaminante y tampoco presenta problemas de ignición en su manejo.
- Se reducen los costes de operación y mantenimiento derivados de la reposición del fluido de trabajo (en el caso del aceite suponen un 4% de los costes anuales), así como del anticongelante necesario cuando las temperaturas son bajas.
- Es posible incrementar la temperatura máxima de operación por encima de los 675 °K (limitados para el caso del aceite por la degradación para temperaturas superiores), y los problemas de congelación son menores que en el caso de las sales fundidas (el rango de temperaturas de congelación se ubica entre los 415°K-495°K).
- Se reduce el sobredimensionamiento del campo solar respecto al bloque de potencia con la eliminación del intercambiador de calor, mejorando el rendimiento global y reduciendo costes de inversión.
- Se disminuye la complejidad de configuración de la planta al suprimir los sistemas auxiliares del circuito de aceite, reduciendo también la inversión inicial.

Frente a este conjunto de ventajas, existen una serie de inconvenientes derivados fundamentalmente de la existencia del flujo bifásico líquido-vapor a elevadas presiones en el interior de los tubos absorbedores – al no haber separación entre el bloque de potencia y los CCP –, estas son:

- La necesidad de disponer de elementos constructivos y accesorios del sistema de CCP (tuberías, válvulas, juntas rotativas) más robustos, capaces de soportar altas presiones de trabajo, que aumentan consecuentemente el precio de la planta.
- La complejidad y el coste de los sistemas de control necesarios para garantizar un funcionamiento preciso del sistema GDV, por la presencia del flujo bifásico en los tubos absorbedores, especialmente en los sistemas de vapor sobrecalentado.
- El desconocimiento de un sistema de almacenamiento térmico adecuado para el fluido de trabajo agua-vapor.
- Elevados gradientes de temperatura que pueden generarse en el tubo absorbedor.

Pese a estos inconvenientes, el análisis económico global sobre la posibilidad del desarrollo de la tecnología realizado en 1994 por el equipo científico de la PSA, concluía que el balance era positivo, e instaban a continuar con la investigación y el desarrollo para solventarlos (Sánchez, 2011); Prueba de ello es que veinte años después, algunas de las desventajas planteadas han sido superadas,<sup>57</sup> y ya existe una planta en operación comercial.

### **2.1.6. Dilemas y consideraciones técnicas para el control de la generación directa de vapor con colectores cilindro-parabólicos**

El uso de la tecnología GDV entraña un cierto grado de volatilidad que ha determinado la existencia de una única planta comercial a nivel mundial, optándose por el desarrollo de campos solares con fluidos de trabajo intermedios (como el aceite) para la transferencia de energía, que ofrece garantías y fiabilidad en la inversión. Si bien algunos de los inconvenientes o incertidumbres han sido superados, otros están siendo aún investigados.

#### **2.1.6.1. Configuraciones del flujo bifásico en el interior del tubo absorbedor**

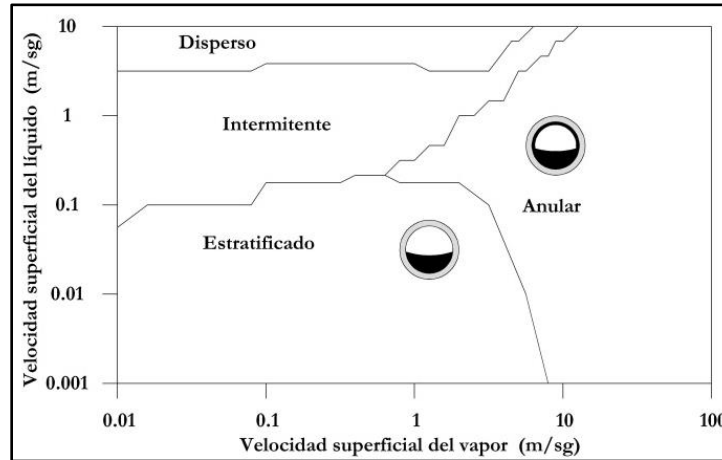
La configuración del flujo en el absorbedor en la GDV con CCP es posiblemente una de las cuestiones de mayor relevancia de cara a garantizar un buen funcionamiento del proceso. Existen cuatro posibles configuraciones del flujo bifásico en el interior del tubo absorbedor: disperso, intermedio, estratificado y anular (véase figura 2.16). Estas dependen de las velocidades superficiales del líquido ( $v_l$ ) y del vapor ( $v_g$ ) que son función del caudal ( $\dot{m}$ ), del área interna del absorbedor ( $A_{iabs}$ ), del título de vapor ( $x$ ), y de la densidad de cada una de las fases ( $\rho_l$  y  $\rho_g$ ) (véase ecuaciones [2.17] y [2.18])

<sup>57</sup> Previo al proyecto DISS se pensaba que para garantizar la estabilidad del flujo bifásico y evitar la recirculación o la inyección de agua en el interior de los tubos absorbedores, sería necesario inclinarlos, para evitar elevados térmicos en el mismo. Tras el mismo, se comprobó que la inclinación no era condición necesaria para que esto sucediera, si bien una inclinación de 2° - 4° contribuye a evitar la estratificación (Zarza, 2003).

$$v_l = \frac{\dot{m} (1 - x)}{A_{iabs} \rho_l} \quad [2.17]$$

$$v_g = \frac{\dot{m} x}{A_{iabs} \rho_g} \quad [2.18]$$

Figura 2.16: Configuraciones de flujo bifásico en GDV con CCP



Fuente: Zarza (2003).

El flujo disperso e intermitente se produce cuando la velocidad superficial del líquido es elevada (mayor en el flujo disperso), al margen de la velocidad superficial del vapor. En ambos casos el coeficiente de transferencia de calor a lo interno del absorbedor es bueno evitando la generación de gradientes térmicos indeseables. Situación que sucede cuando se trabaja con velocidades superficiales bajas de ambas fases, provocando la estratificación y por tanto un coeficiente de transferencia heterogéneo con zonas bien refrigeradas en la parte inferior donde se ubica el líquido, y zonas muy pobres en término de refrigeración de la parte superior del tubo, y gradientes de temperatura perjudiciales para el absorbedor.

En definitiva el flujo que se persigue en la GDV se sitúa por encima de 0.5 m/s en términos de velocidad del líquido; con caudales medios y altos, iniciando con un flujo disperso o intermitente para alcanzarse (a medida que el fluido avanza a lo largo del absorbedor, calentándose y comenzando la evaporación) un flujo anular, existiendo una lámina de agua estratificada en la parte inferior del tubo, y una pequeña película que humedece la parte superior evitando elevados gradientes de temperatura.

### 2.1.6.2. Controlabilidad del campo solar

La complejidad del sistema de control, principalmente en periodos con transitorios de radiación, es uno de los factores más importantes a la hora de determinar el diseño la planta. Las condiciones de temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina deben ser constantes, al margen de las variaciones de la radiación solar, debido a la alta sensibilidad de las

turbinas ante posibles fluctuaciones de estos parámetros. Se listan a continuación los principales aspectos y sus efectos en este sentido con base en Zarza (2003):

- La posibilidad de que parte del agua en estado líquido acceda a la turbina puede ocasionar graves daños en los álabes de esta.
- La elevada longitud de las filas de CCP, dificulta un sistema de control rápido y preciso.
- Los transitorios producidos por la diferencia de radiación solar en las diferentes filas del campo de colectores, pueden ocasionar condiciones límites de operación en la configuración *un solo paso*; puesto que las variaciones del flujo influyen en la temperatura y presión del vapor de salida: i) las filas con mayor irradiancia aumentan su temperatura pudiendo dañar la superficie selectiva y el material del absorbedor; ii) la caída de presión en las filas con menor irradiancia se reduce,<sup>58</sup> aumentando el flujo a costa del resto de filas, lo que en definitiva se traduce en caída de la temperatura en estas filas y un sobrecalentamiento excesivo del vapor en las filas con mayor irradiancia y menor flujo.

### 2.1.6.3. Estabilidad del flujo bifásico líquido-vapor en el tubo absorbedor

Otro de los condicionamientos técnicos de la GDV con CCP son las posibles inestabilidades derivadas de la presencia de un flujo bifásico líquido-vapor, que pueden ser: la inestabilidad de Ledinegg, oscilaciones acústicas, oscilaciones de caída de presión, inestabilidades por transición y oscilaciones en ondas de densidad.

#### 2.1.6.3.1. Inestabilidad de Ledinegg

La inestabilidad de Ledinegg se produce en la configuración *un solo paso* y es la más importante de todas las inestabilidades, ya que condiciona la posibilidad de que se generen otras tres: oscilaciones acústicas, oscilaciones de caída de presión, inestabilidades por transición. Por lo tanto evitando la primera se eliminan el resto (Zarza, 2003).

Básicamente la inestabilidad de Ledinegg consiste en una reducción de la caída de presión en una de las filas de CCP cuando se produce un incremento del agua de alimentación y la Irradiancia se mantiene constante (véase ecuación [2.19]). Para que esto no ocurra, es necesario que la longitud de las zonas de precalentamiento, evaporación y sobrecalentamiento, guarden una relación entre sí, en función de la presión de trabajo, del caudal de agua y de la irradiancia. (Zarza, 2003).

$$\left. \frac{\partial(\Delta P)}{\partial \dot{m}} \right|_{I_d = \text{cte}} < 0 \quad [2.19]$$

<sup>58</sup> La mayor caída de presión se corresponde con generación o presencia de vapor (evaporación y sobrecalentamiento), producto de la elevada velocidad y la fricción producida por este.

#### 2.1.6.3.2. Oscilaciones en ondas de densidad

Esta inestabilidad es de difícil predicción al no estar vinculada directamente con la relación caudal-caída de presión, sino que responde a una cuestión dinámica que depende del tiempo. Un aumento en el caudal de entrada, provoca ondas de densidad transitorias que son transportadas por el fluido, en el que bajo ciertas condiciones de propagación, pueden re-alimentar el caudal a través de la pérdida de carga y generan inestabilidades oscilatorias (Abdou, 2005).

En la actualidad la comprensión de este tipo de fenómenos lineales es bastante buena, pero no así para fenómenos no lineales. En el caso de las oscilaciones en la GDV, si las variaciones de caudal se producen a frecuencia constante, y las presiones de entrada y salida también son constantes, transcurrido un tiempo determinado la perturbación llega a la salida de la fila de colectores, y si la presión en este punto se mantiene constante, dicha perturbación retrocede hasta la entrada. Para que las presiones de entrada y salida no se modifiquen, es necesario aplicar la variación de caudal a una frecuencia adecuada, provocando un efecto resonante que permita que se mantenga la oscilación sin afectar a las presiones (Zarza, 2003).

#### 2.1.6.4. Gradientes de temperatura en el tubo absorbedor

Los gradientes de temperatura están relacionados con el régimen del flujo en el interior del absorbedor, puesto que la coexistencia de un fluido bifásico a elevada presión y temperatura, puede conducir a situaciones críticas en los mismos.<sup>59</sup>

La irradiancia en la cara exterior del vidrio sobre la que incide la radiación solar produce un flujo de calor hacia el tubo metálico que de no ser evacuado, puede alcanzar una temperatura de equilibrio, provocando que las pérdidas térmicas por conducción, convección y radiación sean iguales a este flujo de calor. Para que esto no suceda, el único método de refrigeración de que dispone el tubo son las condiciones del fluido que circula por el interior. De forma general se puede decir que un flujo estratificado favorece la aparición de estos gradientes de temperatura, mientras que con un flujo anular, esta posibilidad se ve reducida (Feldhoff, 2012).

Sin embargo, a pesar de que se dispongan de unas buenas condiciones de flujo – caso del anular –, pueden aparecer ciertos gradientes circunferenciales producto de la irregular distribución de la radiación solar sobre el absorbedor, ya que no toda la superficie del tubo recibe la Irradiancia homogéneamente, ni tampoco la totalidad de la radiación concentrada es reflejada sobre el mismo debido a su forma parabólica (Zarza, 2003).

---

59 Página web de Abengoa.

### 2.1.7. Sistemas híbridos geotérmico-solares para generación directa de vapor con colectores cilindro-parabólicos

En el marco de los proyectos de hibridación de energía renovable, se visibiliza una gran potencialidad entre la solar y la geotérmica; en especial con las tecnologías de concentración solar – y particularmente colectores parabólicos – puesto que el funcionamiento de ambas es similar, operando ambas un ciclo termodinámico – en la mayoría de los casos Rankine – a partir del calentamiento de un fluido de trabajo como agua, salmuera geotérmica, refrigerantes o aceite, que, o directamente o bien a través de un intercambiador de calor por el que transfiere energía térmica a otro fluido, se impulsan las turbinas y se pone en funcionamiento el bloque de potencia (Çağlan *et al*, 2013).

#### 2.1.7.1. Ventajas de la hibridación geotérmica y solar de concentración

De acuerdo a Greenhut (2010) se pueden enumerar una serie de ventajas de la hibridación geotérmica y solar de concentración; estas son:

- i. Mejora la capacidad para satisfacer la demanda: en muchas plantas geotérmicas la utilización de condensadores de aire – en lugar de agua, o torres de refrigeración –, lo que provoca una reducción de la potencia generada durante el día por la temperatura ambiente. En ese momento la radiación solar tiene capacidad de producir energía, supliendo esta reducción en la generación.
- ii. Coincidencia en la ubicación de los recursos: gran parte del potencial de recursos solares y geotérmicos se ubican en zonas geográficas similares, como Centroamérica, Indonesia, y la región Mediterránea.
- iii. Reducción de costes y competitividad comercial: el hecho de combinar ambas tecnologías puede llevar a una reducción de costes global, compensando la elevada inversión de los proyectos solares –cada vez más competitivos–, con la baja inversión de los geotérmicos, una vez instalados, garantizando su competitividad y atractivo para los inversionistas.
- iv. Utilización de equipos compartidos: puesto que ambas tecnologías utilizan ciclos termodinámicos para su funcionamiento, ciertos equipos como las turbinas, condensadores o intercambiadores de calor pueden ser compartidos por ambos procesos; permitiendo operarlos a tiempo completo, incluso durante los transitorios de radiación solar.
- v. Impulsar las centrales existentes: las plantas geotérmicas pueden ver limitada su operación por la reducción del recurso. Con la energía solar se mejora el rendimiento de la planta, y se prolonga la vida útil del reservorio al reinyectar la salmuera a mayor temperatura.

- vi. Mayor acceso a incentivos económicos: cada día se incrementan los alicientes económicos para el desarrollo de proyectos de generación renovable. El hecho de generar un mix de ambas energías, amplifica el campo de acceso a este tipo de incentivos.

### 2.1.7.2. Configuraciones en plantas híbridas geotérmico-solares de generación directa de vapor con colectores cilindro-parabólicos

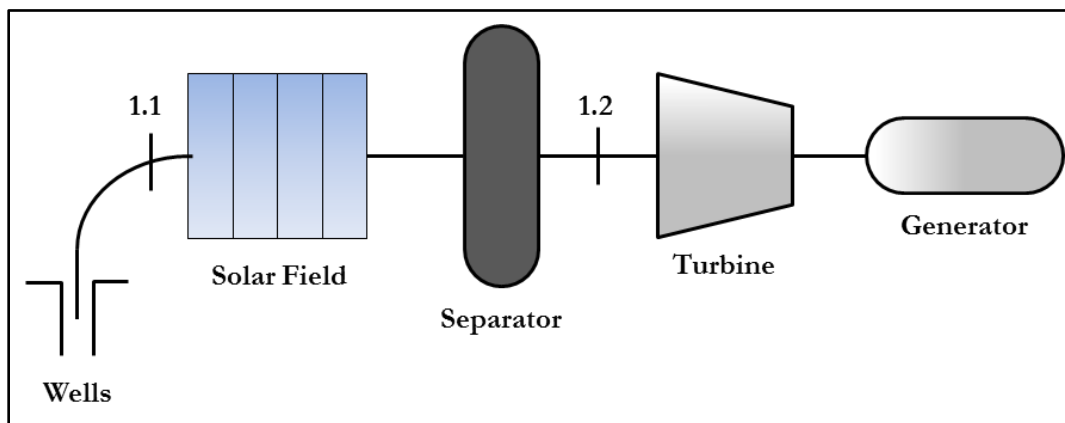
Existen múltiples opciones para la mejora del proceso de generación de electricidad con recursos geotérmicos a partir de su combinación con CCP; condicionadas por la configuración del ciclo geotérmico – flasheo simple, doble flasheo o ciclos binarios –, y por el fluido de trabajo que puede circular por los tubos absorbedores del CCP. (Larsen y Nelson, 2012).

Al igual que en la generación solar termoeléctrica convencional con CCP, la mayoría de configuraciones investigadas y desarrolladas a nivel de prototipo para plantas geotérmicas de vapor seco o de expansión súbita (Mir, 2010), y para plantas binarias (Greenhut, 2010), utilizan el concepto HTF, es decir, la energía térmica generada en el campo de colectores es transferida a través de un intercambiador de calor al fluido geotérmico.

Sin embargo en México y El Salvador, donde inicialmente estudiaron la hibridación bajo el concepto HTF, desde hace 8 años también se ha desarrollado investigación sobre la alternativa de GDV para incrementar la entalpía del fluido geotérmico directamente en los tubos absorbedores del CCP.

En el caso de México, Almanza y Lenz (2006), plantearon dos ubicaciones posibles para el sistema CCP, con la tecnología de GDV. La primera localiza el campo de colectores antes de la entrada al separador ciclónico aumentando la entalpía del fluido geotérmico procedente del pozo (véase figura 2.17).

Figura 2.17: Hibridación GDV en CCP con y ciclo geotérmico en Cerro Prieto, México. Alternativa I

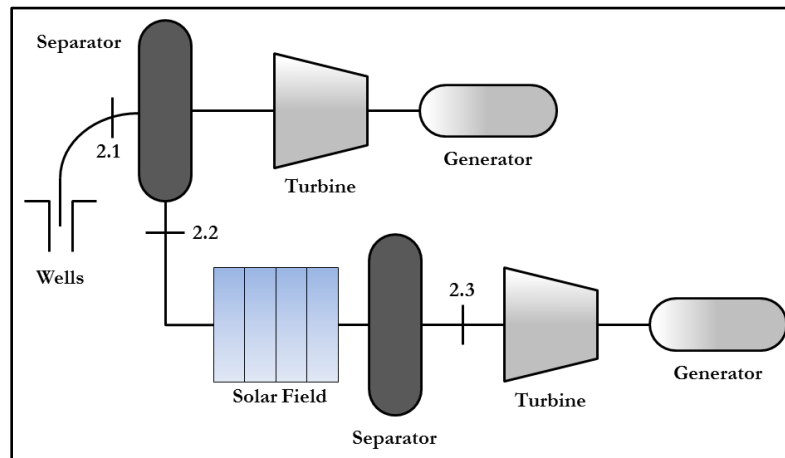


Fuente: Almanza y Lenz (2006).

La segunda opción plantea: i) recalentar la salmuera geotérmica dirigida hacia el reservorio geotérmico a través de los pozos de reinyección tras su paso por el separador ciclónico, y elevando su temperatura hasta unas de condiciones de trabajo (presión y temperatura) ade-

cuadas; ii) evaporar nuevamente el fluido, para llevarlo a un nuevo separador ciclónico y a partir de ahí dirigirlo hacia otra turbina donde se generaba la energía mecánica (véase figura 2.18).

**Figura 2.18:** Hibridación de GDV en CCP con ciclo geotérmico en Cerro Prieto, México. Alternativa II



Fuente: Almanza y Lenz (2006).

En El Salvador el procedimiento de investigación desarrollado ha seguido los mismos pasos que en México. En primer lugar, Alvarenga *et al.* (2008) consideraron dos opciones para la hibridación de ambas tecnologías en el pozo AH-6 del campo geotérmico de Ahuachapán, en una turbina de doble flasheo, utilizando aceite como fluido de trabajo en los tubos absorbedores. Y desde 2010, en el campo geotérmico de Berlín, se viene investigando la posibilidad de hibridar ambas tecnologías para GDV, con la segunda de las configuraciones planteadas por Almanza y Lenz, es decir dos turbinas de generación diferentes para cada uno de los procesos energéticos. Y en su caso con la configuración del sistema en el modo “*un solo paso*”.

### 2.1.7.3. Ventajas y cuestiones técnicas de la generación directa de vapor con colectores solares cilindro-parabólicos con fluido geotérmico

La utilización de salmuera geotérmica como fluido de trabajo para un sistema de CCP ofrece dos ventajas comparativas desde el punto de vista de reducción de costes, y de mejora del rendimiento, tanto en relación con el proceso GDV tradicional, como respecto al proceso de hibridación geotérmica HTF.

En términos de costes, la mejora principal del agua geotérmica viene dada por sus buenas condiciones termodinámicas, que evitarían el uso de equipos necesarios para aumentar tanto la presión como la temperatura del fluido de trabajo (Handal, 2014).

En cuanto al rendimiento, en comparación con la utilización de aceite, presenta la misma ganancia cualitativa que un proceso de GDV con agua pura, al evitar el uso del intercamb-

biador de calor. Y en comparación con el proceso GDV tradicional, nuevamente el alto nivel entálpico de partida de la salmuera geotérmica presentaría un ahorro de energía considerable y una mejora del rendimiento global del proceso, que en condiciones de alta presión del agua geotérmica –cuando la temperatura del cambio de fase líquido vapor es suficientemente elevada– puede llegar al 50% (Handal, 2014).

Si bien estas ventajas inducen al desarrollo de proyectos de hibridación solar-geotérmicos, además de las dificultades asociadas al proceso GDV tradicional – utilizando agua pura –, existe otro inconveniente que debe ser tomado en cuenta para la operación comercial de la tecnología y que tiene que ver con la composición química del fluido. La elevada concentración de sales minerales en el mismo, puede provocar incrustaciones que conlleven a la obstrucción de los tubos absorbedores en un corto periodo de tiempo, especialmente en el caso de los CCP, por el reducido diámetro de los mismos. Además aunque no se llegara a la obstrucción completa, los depósitos de sales minerales en el contorno del tubo actuarían como aislante, reduciendo el rendimiento global del proceso (Handal, 2014).

## **2.2. Control automático en plantas termosolares de generación directa de vapor con colectores cilindro-parabólicos**

El funcionamiento de las plantas termosolares en general, y de las plantas de GDV con CCP en particular, presenta ciertas complejidades que exigen la presencia de un sistema de control eficaz, que proporcione las condiciones adecuadas para su operación, a fin de lograr una maximización en la producción de energía de manera estable (Camacho *et al.*, 2012).

### **2.2.1. Fundamentos teóricos sobre sistemas de control**

Los sistemas de control se encuentran en numerosas aplicaciones de la vida moderna: en el ámbito doméstico en el control de la temperatura y la humedad del ambiente; en los medios de transporte, en el ámbito industrial: industria manufacturera, generación de energía de manera que la oferta responda a la demanda; etc. En cada uno de ellos existe la necesidad de alcanzar ciertos objetivos que requieren implementar determinadas estrategias de control (Ogata, 2010)

#### **2.2.1.1. Componentes básicos y estructura de un sistema de control**

Existen tres elementos básicos, que pueden distinguirse en los sistemas de control atendiendo a Kuo (1996) y Ogata (2010):

- Objetivos de control o entradas: variables manipuladas o señales actuantes (**u**), son inherentes al proceso, y por tanto, es necesario medirlas constantemente para poder modificarlas afectando el valor de la variable controlada hacia el rango de operación adecuado del sistema.

- Resultados o salidas: variables controladas ( $y$ ) por el sistema que se miden y controlan, a partir de elementos de actuación; por ejemplo: válvula que recibe la señal del controlador del proceso y ejecuta una acción sobre el elemento final de control de acuerdo a dicha señal.
- Componentes del sistema de control: conjunto de dispositivos y algoritmos empleados para obtener la salida esperada a partir de la lectura de la señal medida en la entrada y su comparación con la variable deseada (valor de consigna o referencia). En su conjunto son gobernados por elementos lógicos, como las computadoras, los microcontroladores o los controladores lógicos programables (PLC, Programmable Logic Controller, en inglés).

Además de estos tres componentes, es necesario definir otra serie de términos fundamentales, necesarios para comprender la estructura de un sistema de control (Ogata, 2010):

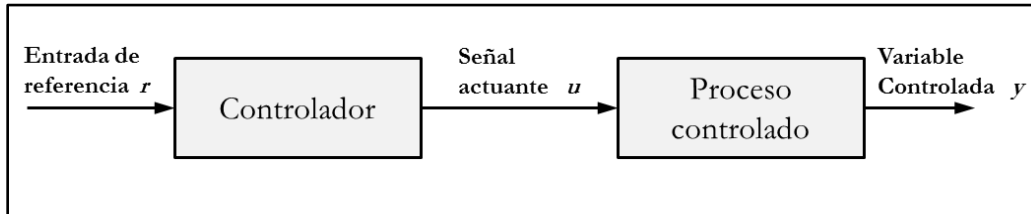
- Planta: parte de un equipo o conjunto de las partes de una máquina que operan de manera coordinada, con el propósito de ejecutar una operación particular. Habitualmente la planta es el objeto físico que va a ser controlado; por ejemplo: dispositivo mecánico, horno, reactor, avión, etc.
- Proceso: operación o desarrollo progresivamente continuo, marcado por una serie de modificaciones graduales que se suceden de manera relativamente fija, conduciendo a un resultado o propósito determinado. El proceso en el control es cualquier operación que se va a controlar.
- Sistema: combinación de componentes que actuando conjuntamente, desarrollan un objetivo específico. El concepto de sistema se aplica tanto a fenómenos abstractos como dinámicos.
- Perturbación: señal que tiende a afectar negativamente el valor de salida del sistema. En caso de generarse dentro del sistema se denomina interna; y si se produce fuera, es considerada como una entrada y se conoce como externa.
- Control realimentado: operación que ante la presencia de perturbaciones impredecibles reduce la diferencia entre la salida del sistema y una entrada de referencia, de tal forma que continúa reduciéndola en base a dicha diferencia.

### 2.2.1.2. Sistemas de control en lazo abierto y en lazo cerrado

En función de la relación entre la entrada y la salida del sistema, estos pueden clasificarse como sistemas en lazo abierto o lazo cerrado; y la aplicación de uno u otro dependerá de las características del sistema a controlar, de la exactitud, la estabilidad y las restricciones de sus procesos.

En los sistemas en lazo abierto la salida no genera ningún efecto sobre las acciones de control (véase figura 2.19); es decir, no se realimenta la señal de salida, para ser comparada con la entrada. De esta forma el sistema opera de acuerdo a condiciones operativas fijas marcadas por las entradas de referencia, y su precisión depende únicamente de la calibración del mismo; por lo que ante posibles perturbaciones el sistema no opera de manera adecuada. Por ello, este tipo de sistemas se utilizan en los casos en que se conoce perfectamente la relación entre la entrada y la salida, y hay ausencia de perturbaciones (Ogata, 2010).

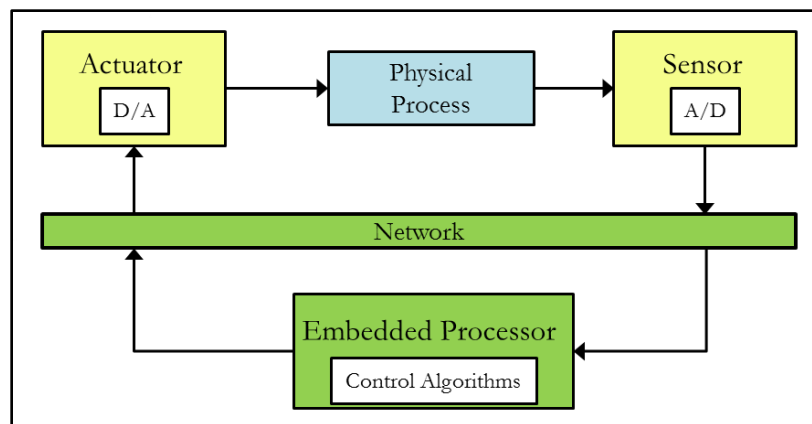
Figura 2.19: Estructura básica de un sistema de control en lazo abierto



Fuente: Kuo (1996).

Los sistemas en lazo cerrado – también llamados realimentados – mantienen una relación preestablecida entre la salida y la entrada de referencia, de manera que el controlador recibe esta diferencia – conocida como señal de error de actuación<sup>60</sup> –, con el objetivo de reducir el error y llevar la salida del sistema al valor deseado. Los controles de realimentación tiene una estructura básica o general (véase figura 2.20), en la que se observa cómo se obtiene una señal de la salida del sistema, la cual pasa por un proceso comparativo, para definir la señal que se enviará al actuador para corregir o no, el valor de salida del sistema (Ogata, 2010).

Figura 2.20: Estructura básica de un sistema de control en lazo cerrado



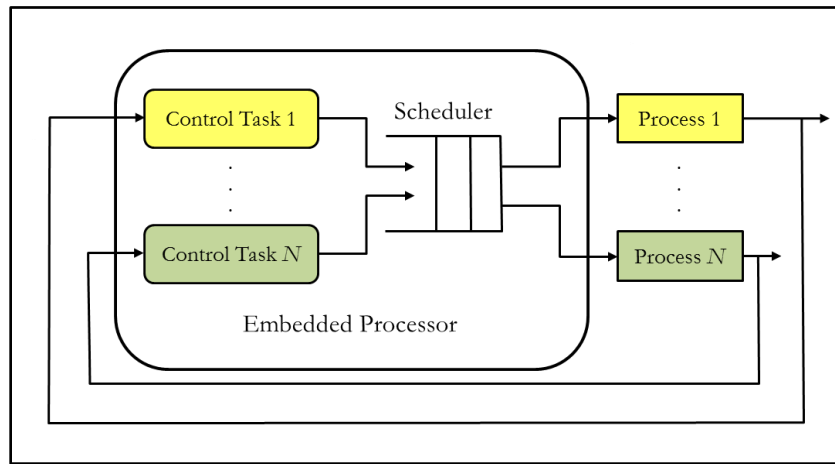
Fuente: Longhua *et al.* (2008).

A medida que los procesos de control han incrementado su complejidad, los sistemas realimentados han ido evolucionando en sus capacidades de respuesta ante los mismos. De esta forma existen sistemas multitarea o multilazo (MIMO, Multiple-Input, Multiple-

<sup>60</sup> Es la diferencia entre la señal de entrada y la señal de realimentación. La señal de realimentación puede ser la salida misma o una función de la señal de salida y sus derivadas y/o integrales.

Output, en inglés), que permiten procesar diferentes algoritmos de comparación (salidas) con diversas entradas (véase figura 2.21).

**Figura 2.21:** Estructura básica de un sistema de control multitarea

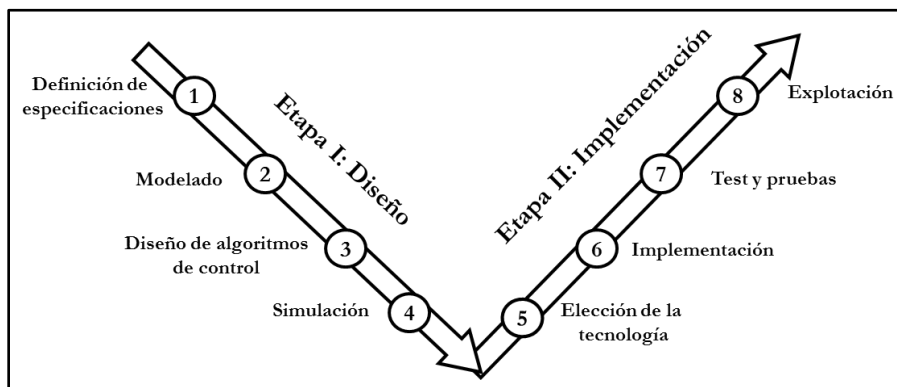


Fuente: Longhua, *et al.* (2008).

### 2.2.2. Metodología y programas de diseño de los sistemas de control

El desarrollo de un sistema de control consta de diversos pasos, que se aglutinan en dos etapas fundamentales: el diseño del controlador y su implementación (véase figura 2.22).

**Figura 2.22:** Metodología de desarrollo de un sistema de control



Fuente: Elaboración propia a partir de Longhua, *et al.* (2008).

En la etapa de diseño, a partir de la definición de las especificaciones (1), se modelan los procesos físicos mediante ecuaciones matemáticas (2); que derivan en el diseño de los algoritmos de control (3); cuyos parámetros son finalmente determinados mediante simulaciones (4) que garanticen el mejor funcionamiento posible (Longhua, Feng y Zhe, 2008).

En la segunda etapa, la de implementación, se desarrollan los programas que ejecutan los algoritmos de control con los parámetros obtenidos en la etapa de diseño. En esta, se procede a la elección de la tecnología de control (5), donde se selecciona el PLC y se desarrolla el programa de control específico para el mismo; en segundo lugar se implementa el siste-

ma (6); posteriormente se testea (7) la calidad del sistema diseñado, puesto que pueden descubrirse modos de funcionamiento insospechados; y en último lugar se pasa a la fase de explotación (8) donde el uso continuado del sistema puede nuevamente incorporar elementos no previstos en la fase de test vinculados con la estadística del uso de algunos elementos, por ejemplo: desgaste, deterioro, fatiga, etc. que pueden replantear el diseño (Longhua, Feng y Zhe, 2008).

Para el desarrollo de la etapa de diseño, el programa más utilizado en el ámbito de los sistemas de control es *Matlab*<sup>61</sup> junto a su herramienta *Simulink*, que permiten la modelación, síntesis y simulación del sistema de control (Longhua, Feng y Zhe, 2008). También existe otro programa de uso libre, conocido como *Scilab*<sup>62</sup> que incorpora la herramienta *Scicos*, de manera análoga al *Simulink* de *Matlab* (Plasencia y Pacareu, 2013).

Además de estos dos programas que incluyen modelación, síntesis y simulación, existen simuladores para PLC desarrollados por sus fabricantes o terceros, para ser utilizados en propósitos especiales como interface de comunicación con el autómeta; ejecutando simulaciones precisas que incluyen características temporales y en ocasiones la representación visual de las mismas. Estos simuladores pueden ser aplicaciones aisladas (solo la etapa de simulación), y en otros casos los códigos pueden ser transferidos a los autómetas para los que han sido diseñados.

### **2.2.3. Niveles de control en plantas termosolares de colectores cilindro-parabólicos**

En los sistemas de energía termosolar con CCP pueden diferenciarse de manera general, cuatro niveles de control, en función del proceso o sistemas a controlar: i) el control de las unidades de concentración solar; ii) el control del pronóstico y estimación de la radiación solar; iii) el control de los sistemas de conversión de energía; iv) el control global del proceso. Se presentan a continuación cada uno de estos niveles para el caso de un sistema termosolar de CCP, de acuerdo a Camacho (2013).

#### **2.2.3.1. Control del movimiento de los colectores solares cilindro-parabólicos**

Necesario para gobernar el movimiento de los colectores de forma que capten la mayor radiación posible en cada instante. En el caso de los CCP con dos grados de libertad el sis-

---

61 Matlab es un programa matemático de la compañía Mathworks, que ofrece un entorno de desarrollo integrado (IDE, Integrated Deveolpment Enviroment, en inglés) con un lenguaje de programación propio (lenguaje M). Las funciones básicas con las que se desarrolla la programación son la manipulación de matrices, la representación de datos y funciones, la implementación de algoritmos, la creación de interfaces de usuario (GUI), y la comunicación con programas en otros lenguajes y con otros dispositivos hardware. Además con la herramienta de simulación Simulink, que se emplea para esquematizar el proceso de un sistema determinado por medio de bloques que pueden ser configurados para que desempeñen la función deseada y poder monitorear los cambios que pueden experimentar las variables mediante la simulación.

62 Software científico libre para cálculos numéricos, que proporciona un potente entorno abierto de computación para aplicaciones de ingeniería y científicas, en el que el usuario puede definir nuevos tipos de datos y operaciones de tipos de datos. Además es fácil establecer interfaces con C, C++, Java, Labview y Maple.

tema de control mantiene la superficie del colector en la perpendicular al vector solar;<sup>63</sup> mientras que en los de un grado de libertad (más habituales) se busca mantener la normal del colector con el menor ángulo posible respecto al vector solar. En ambos casos el control debe calcular el vector solar que depende de la posición geográfica, la fecha y hora del día, determinándose la ubicación ideal de los colectores trigonométricamente. Además existe en algunos casos un sistema de seguimiento conocido como ajuste fino que utiliza sensores para la corrección instantánea de la posición de los colectores a partir de la medida del ángulo entre la superficie normal del CCP y el vector solar.

### **2.2.3.2. Estimación y predicción de la radiación solar**

Un buen control del campo de colectores requiere de datos precisos de la DNI, por lo que es necesario disponer de instrumentos para su medición – fundamentalmente piranómetros y pirheliómetros –, así como algoritmos para su predicción, que permitan diseñar el control para planificar la operación de la planta.

### **2.2.3.3. Control de las unidades de conversión de energía**

El control de las variables que intervienen en el proceso o mecanismo de conversión de energía en las plantas termosolares de CCP se centra en mantener las condiciones termodinámicas adecuadas del fluido caloportador, para producir en cada instante la máxima energía disponible. En general es el control fundamental de todo proceso de generación de energía, como el que ocupa este trabajo, por lo que de aquí en adelante será considerado como el sistema de control del campo de CCP de manera general.

### **2.2.3.4. Control global o superior**

Se hace cargo de la operación del sistema solar completo, monitoreando cada uno de los subsistemas de control y definiendo la cantidad de energía a producir, almacenar (en caso de que existan sistemas de almacenamiento de energía), y turbinar para convertirse en energía eléctrica, en función de los puntos de funcionamiento óptimos de cada uno de los subsistemas de control. Puesto que la radiación solar no es constante, las plantas termosolares permanecen poco tiempo en el punto de equilibrio y por lo tanto la definición de estos puntos óptimos se realiza dinámicamente, para permitir una adecuada integración de la planta a la red eléctrica. Además la fluctuación del precio de la energía deberá ser tomada en cuenta en este control global, para corresponder la demanda con la oferta de energía. Este conjunto de aspectos vuelven necesario que tanto en el nivel de control global como en cada uno de los subsistemas se utilicen algoritmos y estructuras de control predictivas.

---

63 Vector unitario que en cada instante apunta hacia el centro del Sol, teniendo su origen en el centro geométrico de la tierra.

## 2.2.4. Modelado y simulación del sistema de control en campos solares de colectores cilindro-parabólicos

Los modelos de control abarcan desde los más simples – basados en relaciones en estado estable o aproximaciones lineales de bajo orden –, hasta los no lineales – determinados empíricamente o a partir de los principios fundamentales –. En la práctica los campos solares de CCP han sido modelados a partir de ambos métodos, obteniéndose representaciones concentradas y distribuidas de la planta.

### 2.2.4.1. Modelos fundamentales

Considerando una serie de hipótesis y supuestos generales, el balance de energía en un campo de CCP puede representarse como un modelo de parámetros distribuidos en función de la temperatura a partir del sistema de ecuaciones diferenciales parciales<sup>64</sup> representado en las ecuaciones [2.20] y [2.21] de acuerdo a Camacho *et al.* (2012).

$$\rho_m c_m A_m \frac{\partial T_m}{\partial t}(t, l) = \eta_g A_a I_d(t) - P_{rc} - d_{iabs} \pi U_{L,abs} (T_m(t, l) - T_f(t, l)) \quad [2.20]$$

$$\rho_f c_f A_f \frac{\partial T_f}{\partial t}(t, l) + \rho_f c_f \dot{m}(t) \frac{\partial T_f}{\partial l}(t, l) = d_{iabs} \pi U_{L,abs} (T_m(t, l) - T_f(t, l)) \quad [2.21]$$

Considerando las pérdidas de calor despreciables, y asumiendo el fluido incompresible y sin capacidad de difusión, otros autores simplifican el balance de energía como se presenta en la ecuación [2.22], de acuerdo a Camacho *et al.* (2012).

$$A_f \frac{\partial T_f}{\partial t}(t, l) + \dot{m}(t) \frac{\partial T_f}{\partial l}(t, l) = \frac{\eta_g A_a}{\rho_f c_f} I_d(t) \quad [2.22]$$

donde  $T_f(t, l)$  es la temperatura del fluido en la posición  $l$  del tubo absorbedor, con la condición de contorno  $T_f(t, 0) = T_{fe}(t)$ ; es decir la temperatura a la entrada del fluido al CCP.

El objetivo de control en los campos de colectores es mantener la temperatura de salida del fluido de trabajo en un punto específico de funcionamiento ( $T_{fs}(t) = T_f(t, l)$ ), donde  $l$  es la longitud de la fila de colectores. La energía aportada al fluido de trabajo depende de la eficiencia global del CCP ( $\eta_g$ ), de la superficie reflectante o área de apertura ( $A_a$ ), y de la DNI ( $I_d$ )<sup>65</sup> (Camacho *et al.*, 2012).

---

<sup>64</sup> El subíndice  $m$  hace referencia al metal del tubo absorbedor y el subíndice  $f$  al fluido de trabajo.

<sup>65</sup> La superficie reflectante efectiva y la Irradiancia efectiva dependen del ángulo de incidencia ( $\theta$ ), función a su vez de la fecha y hora solar.

Estas tres ecuaciones [2.20], [2.21] y [2.22] han sido utilizadas para el diseño de estrategias de control y su simulación a través de diferentes adaptaciones de parámetros concentrados y distribuidos, considerando las propiedades del fluido de trabajo constantes o función de la temperatura (Camacho *et al.*, 2012).

### 2.2.4.2. Modelos de parámetros distribuidos

El funcionamiento de un lazo de CCP es el sistema que determina el comportamiento global del campo; es decir si se puede modelar un lazo, el control de todo el campo puede ser determinado con la simple adición de lazos paralelos, teniendo en cuenta los retrasos de tiempo en los tubos de interconexión.

A partir de las ecuaciones [2.20] y [2.21], y aplicando una serie de simplificaciones e hipótesis Camacho *et al.* (1997), plantearon un modelo dividido en dos etapas para el lazo de colectores ACUREX de la PSA, que puede ser extrapolado a otros campos de colectores, sustituyendo los parámetros de diseño correspondientes.

#### Etapa 1:

$$T_m(k, n) = T_m(k - 1, n) + \frac{\Delta t}{\rho_m c_m A_m} \left( \eta_g A_a I_d(k) - d_{abs_m} \pi U_{L)abs} (T_m(k - 1, n) - T_{amb}(k)) \right) - \quad [2.23]$$

$$- d_{abs_f} \pi U_{L)abs} (T_m(k - 1, n) - T_{1f}(k - 1, n))$$

$$T_f(k, n) = T_{1f}(k - 1, n) + \frac{d_{abs_f} \pi U_{L)abs} \Delta t}{\rho_f c_f A_f} (T_m(k - 1, n) - T_{1f}(k - 1, n)) \quad [2.24]$$

#### Etapa 2:

$$T_{1f}(k, n) = T_f(k, n) - \frac{\dot{m}(k) \Delta t}{A_f \Delta l} - (T_f(k, n) - T_f(k, n - 1)) \quad [2.25]$$

dónde  $T_m(k, n)$  y  $T_f(k, n)$  son las temperaturas del metal y del fluido respectivamente, en el segmento  $n$ , durante el intervalo  $k$ .

En la primera etapa las temperaturas del fluido y del tubo son calculadas considerando el fluido en estado estacionario. En la segunda etapa la temperatura del fluido es corregida a partir de la energía transportada. Las constantes y coeficientes de ambas ecuaciones son determinadas a partir de datos reales de la planta, utilizando en su mayoría regresiones de mínimos cuadrados (Camacho *et al.*, 2012).

### 2.2.4.3. Modelos de parámetros concentrados

Además del modelo de parámetros distribuidos, es posible obtener una representación simplificada de la planta a partir del modelo de parámetros concentrados. Rubio *et al.* (2006), consiguieron un modelo de este tipo a partir del balance de energía en el lazo de colectores

planteado en los modelos fundamentales, que relaciona la capacidad térmica ( $C$ ), el caudal ( $\dot{m}$ ) y las temperaturas de entrada ( $T_{fe}$ ) y salida ( $T_{fs}$ ) del fluido, con la Irradiancia ( $I_d$ ), y la temperatura ambiente ( $T_a$ ).

$$C \frac{dT_{fs}(t)}{dt} = \eta_g A_a I_d(t) - \rho_f c_{pf} \dot{m}(t)(T_{fs}(t) - T_{fe}(t)) - d_{iabs} \pi U_{L)abs} (\bar{T}_f(t) - T_a(t)) \quad [2.26]$$

La ecuación [2.26] es posible obtenerla a partir de modelos teóricos, si experimentalmente se han determinado los valores que caracterizan el CCP y si se conocen las propiedades termodinámicas del fluido caloportador. Análogamente pero a partir de la determinación de los coeficientes ( $c_i$ ) de manera empírica, Camacho *et al.* (2012), plantean:

$$c_1 \frac{dT_{fs}(t)}{dt} = c_2 I_d(t) + c_3 \dot{m}(t) (T_{fs}(t) - T_{fe}(t)) - c_4 \Delta T(t) \quad [2.27]$$

$$\Delta T(t) = \left( \frac{T_{fs}(t) + T_{fe}(t)}{2} - T_a(t) \right) \quad [2.28]$$

#### 2.2.4.4. Modelos bilineales: el fenómeno del retardo de transporte

En numerosos procesos industriales, el retardo entre la entrada de la planta puede ser variable, influyendo significativamente en el comportamiento dinámico de la misma. Así sucede en el transporte de fluidos en tuberías donde el retardo es función del caudal. En los campos de CCP el caudal del fluido de trabajo es la variable manipulada, provocando que el tiempo que este tarda en recorrer el lazo de colectores sea variable. Por tanto el retardo ( $t_d$ ) en una planta de CCP presenta dos componentes (Normey-Rico, 1999):

- i) Un retardo ( $t_{d0}$ ) que constituye el efecto de la dinámica de mayor orden del sistema y que aglutina los retrasos de la respuesta de las bombas, sensores, actuadores y válvulas, etc.
- ii) Un retardo conocido como retardo de transporte ( $t_r$ ) que modela el retraso derivado del tiempo de tránsito del fluido por el absorbedor y que depende de su longitud ( $l_{abs}$ ), su sección ( $A_{iabs}$ ) y del caudal que circula por ella ( $\dot{m}$ ).

De acuerdo a Feldhoff *et al.* (2014), el retardo de transporte en estado estacionario puede expresarse de manera simplificada como:

$$t_r \approx \frac{L_{abs}}{v} = \frac{L_{abs} \pi d_{iabs}^2 \bar{\rho}_f}{4 \dot{m}} \quad [2.29]$$

siendo  $v$  la velocidad de tránsito constante a lo largo del absorbedor. Sin embargo en condiciones normales de operación el CCP es afectado continuamente por perturbaciones (principalmente nubes), lo que provoca la regulación del caudal, y la variación de este a lo largo del tiempo; debiendo calcularse de acuerdo a (Normey-Rico, 1999) a partir de [2.30]:

$$L_{\text{abs}} = \int_0^{t_r} v(t) dt \quad [2.30]$$

Como en el control discreto el caudal cambia en cada instante de muestreo, el tiempo de residencia se puede aproximar como el número de periodos necesarios para que el flujo pase por toda la longitud del absorbedor ( $l_{\text{abs}}$ ). Por tanto, considerando la incompresibilidad del fluido y utilizando una aproximación discreta de la integral de la velocidad, se puede calcular el valor de  $n$  en cada periodo de muestreo ( $T_s$ ) como el límite superior de la suma que aproxima a la integral de la ecuación (Normey-Rico, 1999). Así se establece en [2.31].

$$L_{\text{abs}} = \int_0^{t_r} v(t) dt \rightarrow \frac{T_s}{A_f} \sum_{i=0}^{i=n-1} \dot{m}(k-i) = L \rightarrow t_r \approx n \cdot T_s \quad [2.31]$$

siendo  $\dot{m}(k)$  es el valor del caudal actual,  $\dot{m}(k-1)$  el caudal demandado en el periodo de muestreo anterior; y por lo tanto  $\dot{m}(k-n+1)$  sería el caudal demandado  $n$  periodos anteriores.

Camacho *et al.* (2012) presentan la ecuación canónica de control incorporando el tiempo de retardo a partir de la formulación del balance de energía de acuerdo a la representación concentrada de la planta presentada en [2.26], y considerando las variables del fluido dependientes de su temperatura media a lo largo del absorbedor.

$$\rho_f(\bar{T}_f)c_f(\bar{T}_f)A_f \frac{dT_{fs}(t)}{dt} = \eta_g A_a I_d(t) - \rho_f(\bar{T}_f)c_f(\bar{T}_f)\dot{m}(t-t_d) \frac{T_{sf}(t) - T_{ef}(t-t_r)}{L_{\text{abs}} \cdot n_{\text{ope}}} - \frac{\widetilde{H}_1(\bar{T}_f, T_a)}{L_{\text{abs}n}} \quad [2.32]$$

$$\widetilde{H}_1(\bar{T}_f, T_a) = c_1 \Delta \bar{T} - c_2 \quad [2.33]$$

donde  $n_{\text{ope}}$  representa el número de lazos operativos,  $\widetilde{H}_1$  la función global de pérdidas ( $c_1$  y  $c_2$  son coeficientes obtenidos experimentalmente); y  $l_n$  la longitud del lazo para el que se establece el control.

#### 2.2.4.5. Otros modelos utilizados en campos de Colectores Cilindro-Parabólicos

Además de los modelos presentados, existen otros de mayor complejidad que también han sido utilizados para la modelización de los campos de CCP en aplicaciones de control, entre ellos: modelos de resonancias;<sup>66</sup> modelos de toma de datos;<sup>67</sup> y modelos orientados a objetos<sup>68</sup> (Camacho *et al.*, 2012).

#### 2.2.5. Modelos de simulación del proceso de generación directa de vapor con colectores solares cilindro-parabólicos

66 Modelos de caja gris construidos a partir de datos empíricos y modelos basados en leyes físicas.

67 Modelos de caja negra, que pueden ser lineales o no lineales.

68 Modelos en los que se diseña cada uno de los subsistemas necesarios para el buen funcionamiento del CCP (hidráulico, neumático, mecánico, etc.).

Como en el caso de las plantas convencionales que utilizan aceite como fluido caloportador, los modelos obtenidos para la GDV están basados en los principios fundamentales en términos de simulación y en modelos simples para propósitos de control (Camacho *et al.*, 2012).

La caracterización del proceso de GDV en CCP a partir de los balances de masa, energía y momento plantea una serie de dificultades derivadas principalmente de las discontinuidades que se producen a consecuencia de la existencia del flujo bifásico. Para superar estos nuevos retos y modelizar la planta en el lazo GDV de la PSA se utilizó el lenguaje *Modelica* con su herramienta *Dymola*, estableciéndose las siguientes aproximaciones (Camacho *et al.*, 2012):

- i) El Volumen de Control (VC) es la base para establecer balances de conservación de masa, energía y momento. De tal manera que se definen dos volúmenes de control principales en los que se conservan la masa y la energía y se establecen una serie de condiciones de contorno para conectarlos.
- ii) Se utiliza el Método de Volúmenes Finitos (MVF) para discretizar el proceso sin que el mismo dependa del espacio ni del tiempo.
- iii) Las propiedades termodinámicas del fluido utilizadas son las de la norma IAPWS-IF97, referencia de mayor precisión para su cálculo.

Una vez definido el modelo con la herramienta *Dymola* se obtienen una serie de ecuaciones diferenciales no lineales de acuerdo a las expresiones [2.34] y [2.35]

$$\frac{dx}{dt} = F(x, u, p); \quad [2.34]$$

$$y = G(x, u, p); \quad [2.35]$$

donde  $p$  es un vector que representa los parámetros que no pueden ser determinados por los principios fundamentales y están sujetos a la incertidumbre;  $x$  representa las variables de estado constituido por las presiones, las entalpías y las temperaturas de cada VC;  $y$  el vector de las variables de salida del modelo;  $u$  el vector de las condiciones de contorno, conformado por la presión a la entrada, la temperatura del agua a la entrada de la fila de colectores, la DNI, la temperatura y la presión a la entrada del inyector, el caudal másico a la entrada del campo, y la presión del vapor de salida (Camacho *et al.*, 2012).

### 2.2.6. Filosofía de control en calderas solares de vapor

En una unidad caldera-turbina-generador orientada a la producción de electricidad, la eficacia del sistema viene determinada por la capacidad de responder ante las demandas de carga. De esta manera, para garantizar una buena regulación de la presión, la temperatura y el flujo de vapor el sistema de control debe coordinar tanto la caldera como la turbina (The Babcock & Wilcox Company, 2005).

En las calderas convencionales de las centrales termoeléctricas existen tres filosofías de control fundamentales, que se han convertido en la base para determinar su homóloga en las calderas solares, estas son (The Babcock & Wilcox Company, 2005):

i) Control de *caldera en seguimiento*:

En este modo los sistemas de caldera y turbina son independientes y permanecen desacoplados, de manera que la respuesta de la caldera sigue a la respuesta de la turbina, siendo responsabilidad de la unidad turbina-generador, el control de la potencia generada; y de la caldera, el control de la presión de admisión a la turbina (o de salida de la caldera).

Ante variaciones en la demanda, se regulan las válvulas de admisión a la turbina; modificando la caldera el aporte de combustible de acuerdo a la carga demandada, y restableciendo el valor nominal de la presión de salida de la caldera. En este modo de control la respuesta ante variaciones de la demanda es rápida, gracias a que la energía almacenada en la caldera puede responder al cambio inicial, a expensas de un control menos estable de la presión de salida.

ii) Control de turbina en seguimiento:

En este segundo método, también los sistemas de la caldera y turbina permanecen desacoplados, pero es la respuesta de la turbina la que sigue a la respuesta de la caldera, siendo la caldera responsable de regular la potencia generada; y la turbina la presión de salida.

Cuando se produce una variación en la demanda, la caldera responde incrementando o disminuyendo el aporte de combustible, y la turbina regula las válvulas de admisión que garanticen un valor constante de la presión. En este caso la respuesta es más estable, pero al mismo tiempo más lenta, por la espera de la turbina ante la variación de la carga.

iii) Control coordinado caldera-turbina:

Este tercer y último método combina las ventajas de los anteriores y minimiza las desventajas a partir del acoplamiento del sistema caldera-turbina, de tal forma que la regulación tanto de la potencia como de la presión son responsabilidad de ambas.

En el momento que se produce una variación en la demanda de carga, el sistema aprovecha la rapidez de respuesta (ya que la caldera no tiene la capacidad de producir cambios rápidos en la producción) y la estabilidad del sistema de *turbina en seguimiento* para generar un nuevo valor de consigna de la presión. Mientras tanto la caldera modifica el aporte de combustible para restaurar la presión de admisión a la turbina, al punto de operación nominal.

En los sistemas solares termoeléctricos la caldera la conforma el campo solar, y el combustible es la radiación solar; de manera que la principal diferencia con una caldera convencional es la imposibilidad de manipular el combustible. En este sentido, las

filosofías de control que se pueden adoptar son la de control con *caldera en seguimiento* y la de *control coordinado* (Valenzuela, 2008).

Cuando se opta por un control con *caldera en seguimiento* el planteamiento en una caldera solar es el mismo que en una caldera convencional, con la excepción de que en este caso el control de la potencia generada no le corresponde a la turbina, sino a la radiación solar, mientras que la calidad del vapor es responsabilidad de la caldera. En caso de utilizarse un control *coordinado caldera-turbina* la turbina modifica el valor de referencia de presión, si existe una variación de la radiación solar, evitando de esta manera que la generación del vapor caiga incluso hasta el cero absoluto (Valenzuela, 2008).

### **2.2.7. Modelos y esquemas de control en generación directa de vapor con colectores solares cilindro-parabólicos**

Los esquemas de control en GDV con CCP están condicionados por la configuración de la planta: *un solo paso*, *inyección* o *recirculación*. Pero al margen de la elección de una u otra configuración, el objetivo del sistema de control es mantener constantes la presión y la temperatura del vapor generado a la salida del campo, de modo que los cambios producidos por las perturbaciones (temperatura del agua de entrada y DNI), afecten la cantidad de vapor producido, pero no su calidad (Valenzuela *et al.*, 2005).

Actualmente dos configuraciones han sido estudiadas con mayor profundidad en términos de control: i) el modo *recirculación*, bajo el que opera la única planta comercial existente en Tailandia, y que ha sido estudiada en las instalaciones de la PSA en España demostrando la factibilidad del proceso; ii) el modo *un solo paso*, que también ha sido investigado en la PSA, pero aún no existe ninguna planta operando comercialmente.

Para la determinación de los sistemas de control en ambas configuraciones, en la PSA se siguieron las siguientes etapas (Camacho *et al.*, 2012):

- i) Determinación de las principales dinámicas que caracterizan a los sistemas, y aproximación de las mismas a partir de modelos lineales.
- ii) Estudio de los esquemas de control y análisis de las posibles interacciones entre los diferentes lazos de control.
- iii) Evaluación a partir de pruebas experimentales en 3 puntos de operación de las funciones de transferencia obtenidas a partir de modelos de una entrada y una salida (SISO, Single-Input Single-Output, en inglés). La identificación de los parámetros del proceso (ganancias, tiempos muertos y constantes de tiempo) en lazo abierto se realizó a partir del método de la curva de reacción (su comportamiento ante una entrada escalón).
- iv) A partir de las funciones de transferencia de cada uno de los sistemas, se obtuvieron los parámetros de los controladores PI (proportional-integral, en inglés) estudiando su respuesta en lazo cerrado y ajustándolos para garantizar la estabilidad.

Adicionalmente, el diseño del control en la configuración *un solo paso*, incluía sistemas mixtos de prealimentación y cascada; mientras que los controladores PI fueron implementados utilizando una formulación clásica que incluía también *anti-windup*<sup>69</sup> y *bumpless proportional band tuning*.<sup>70</sup>

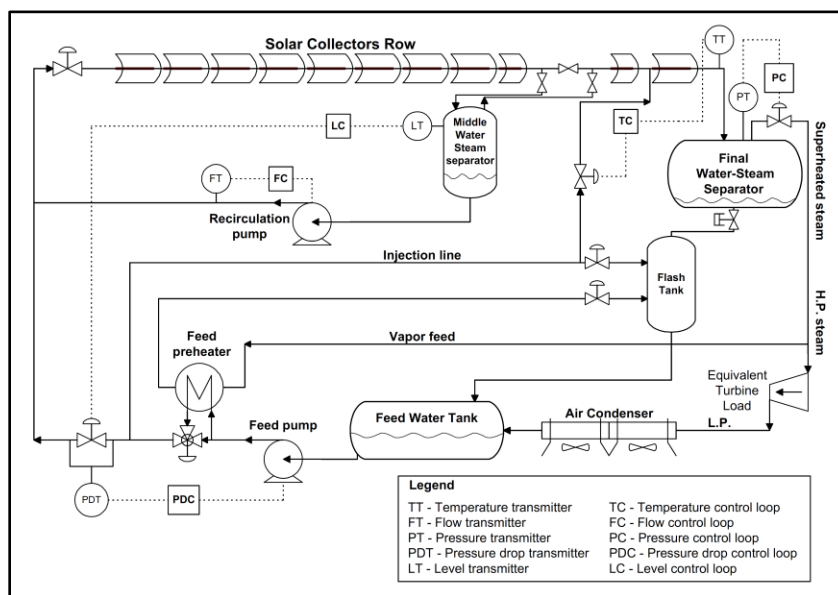
### 2.2.7.1. Diseño de control en sistemas multivariables

En los sistemas de control con varias entradas y salidas es necesario determinar el nivel de interacción entre las variables, para determinar el método de control a implementar: multivariable o multilazo. En el primero la salida es controlada mediante la combinación de todas o varias de las entradas al sistema; mientras que en el segundo se controla cada variable de salida manipulando una entrada. En caso de que el acoplamiento entre las variables no sea significativo y exista poca información del sistema o el modelado del mismo sea complejo se puede optar por el control multilazo; ya que el multivariable debe disponer de modelos muy precisos para que el control sea adecuado. Además se reduce considerablemente la etapa de modelado. Este conjunto de razones fueron las que llevaron a utilizar el método multilazo en la PSA (Valenzuela, 2008).

### 2.2.7.2. Configuración en modo recirculación

El proceso de GDV en modo *recirculación* (véase figura 2.23) presenta una mayor controlabilidad en relación a la configuración *un-solo-paso* gracias al separador intermedio que amortigua las perturbaciones originadas en las etapas de precalentamiento y evaporación; reduciendo los lazos de control al uso de controladores PI simples.

Figura 2.23: Esquema de control de la planta DISS en modo *recirculación*



Fuente: Valenzuela *et al.* (2005).

69 Estrategia de control que ayuda a operar en saturación.

70 Banda operativa que previene perturbaciones, como en la transición de operación manual hacia automática.

Tras el estudio de las interacciones entre las diferentes variables que intervienen en el proceso, se determinaron 5 lazos de control principales, presentando cada uno de ellos una variable controlada y una manipulada (véase cuadro 2.1).

**Cuadro 2.1:** Lazos de control y emparejamientos de variables en el modo *recirculación*

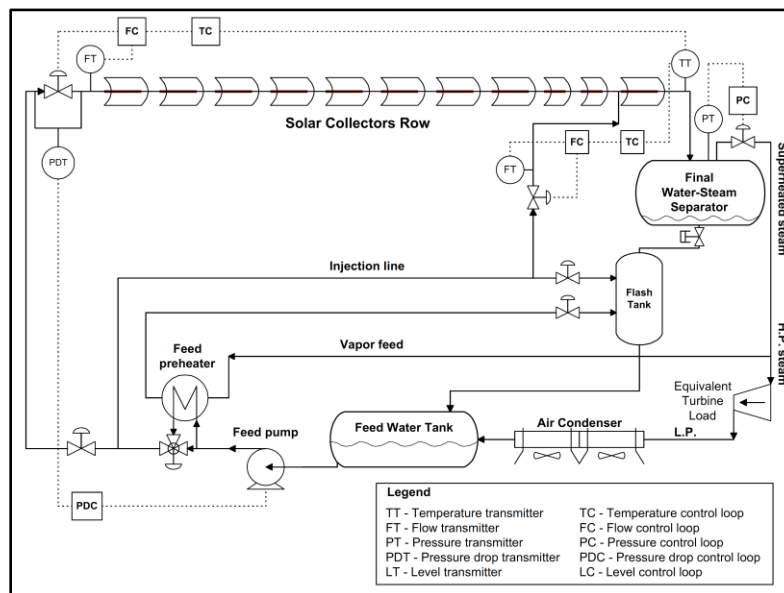
Lazo	Variable controlada	Variable manipulada
1	Presión del vapor de salida	Apertura de la válvula de salida del vapor del separador final.
2	Temperatura del vapor de salida	Apertura de la válvula de inyección e inyector en zona de sobrecalentamiento
3	Nivel de agua del separador intermedio	Apertura de la válvula de alimentación
4	Caída de presión en la válvula de alimentación	Potencia de la bomba de alimentación
5	Caudal de agua de recirculación	Potencia de la bomba de recirculación

Fuente: Valenzuela (2008).

### 2.2.7.3. Configuración en modo un-solo-paso

La configuración en el modo *un solo paso* (véase figura 2.28) presenta mayor complejidad desde el punto de vista de control de la temperatura del vapor de salida, ya que el proceso de precalentamiento, evaporación y sobrecalentamiento se produce en una única etapa, lo que provoca que además de la utilización de controladores PI simples sea necesario implementar controladores predictivos.

**Figura 2.24:** Esquema de control de la planta DISS en modo *un solo paso*



Fuente: Valenzuela *et al.* (2005).

El estudio realizado determinó 3 lazos de control fundamentales, presentando cada uno de ellos una variable controlada y una manipulada. Además se incluyó un inyector en la zona de sobrecalentamiento, como un elemento más de control que contribuirá a mejorar el control de la temperatura del vapor en la salida (véase cuadro 2.2)

**Cuadro 2.2:** Lazos de control y emparejamientos de variables en el modo *un solo paso*

Lazo	Variable controlada	Variable manipulada
1	Temperatura del vapor de salida	Apertura de la válvula de alimentación Apertura de la válvula de inyección en zona de sobrecalentamiento
2	Presión del vapor de salida	Apertura de la válvula de salida del vapor del separador final.
3	Caída de presión de la válvula de alimentación	Potencia de la bomba de alimentación

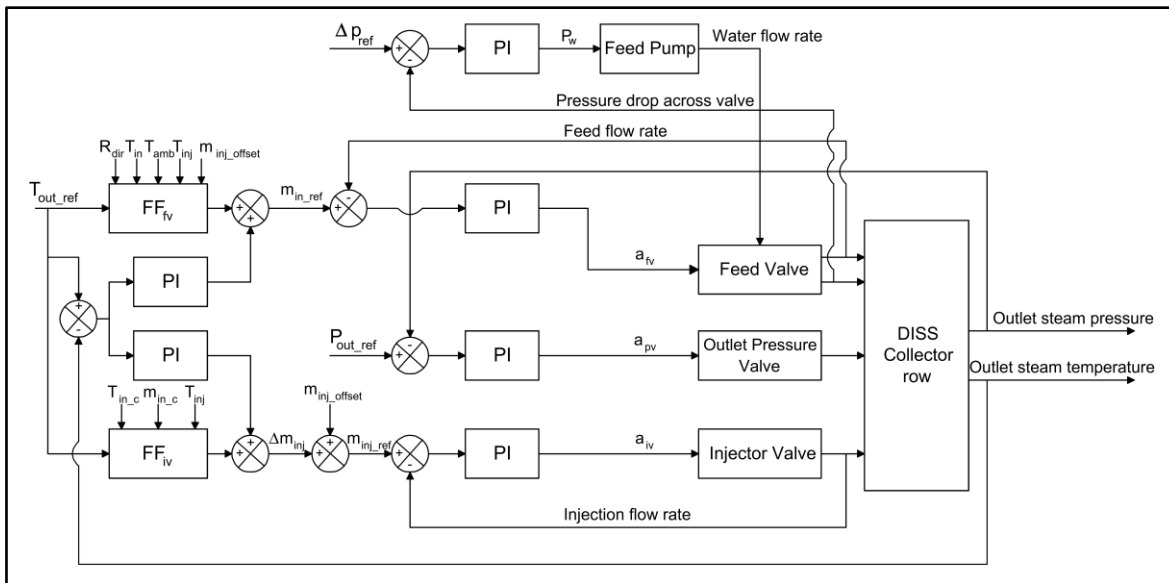
Fuente: Valenzuela (2008).

### 2.2.8. Algoritmos básicos del sistema de control de generación directa de vapor con colectores solares cilindro-parabólicos

A pesar de que los campos de CCP presentan las características adecuadas para la incorporación de estrategias de control avanzado, capaces de hacer frente a las variaciones dinámicas que permitan maximizar el número de horas de funcionamiento; la mayoría de ellos utilizan controladores clásicos por realimentación: P, PI y PID (Camacho *et al.*, 2012).

También en la GDV se utilizan controladores clásicos por realimentación (fundamentalmente PI), alternándose en la configuración *un solo paso* con lazos de control prealimentados y en cascada (véase figura 2.25); además de incluir en algunos de ellos compensación Anti-wind-up.

**Figura 2.25:** Diagrama de bloques de control de la planta DISS en modo un-solo-paso



Fuente: Valenzuela *et al.* (2005).

#### 2.2.8.1. Controladores clásicos por realimentación

Debido a las variaciones significativas en las características dinámicas de los CCP, resulta complejo obtener un rendimiento satisfactorio sobre el rango total de la operación con un controlador de parámetro fijo, especialmente si se requieren respuestas amortiguadas, debi-

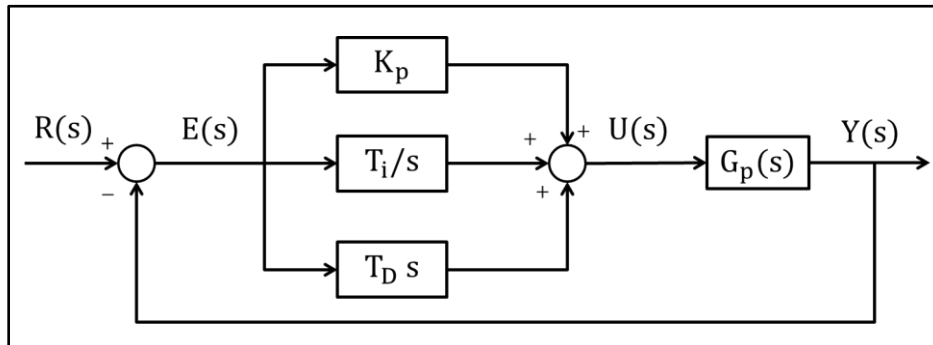
do a la existencia de resonancias dinámicas. El uso de los controladores PID queda restringido a condiciones estables de funcionamiento, pero no tienen la capacidad de operar sin incluir compensaciones adicionales en el bucle de control. Aún en estos casos, el rendimiento queda limitado por la excitación de los modos de resonancia. Sin embargo en las plantas de CCP se han obtenido buenos resultados en términos de puesta en marcha y respuesta a perturbaciones al restringir el ancho de banda de los mismos (Camacho *et al.*, 2012).

Las características de los controladores clásicos por realimentación que se utilizan en parte de los lazos de la planta DISS se resumen a continuación (Valenzuela, 2008):

- i) Control Proporcional (P): acelera la respuesta del sistema de control pero provoca o mantiene el error en régimen permanente, excepto en los sistemas con un integrador puro.
- ii) Control Proporcional-Integral (PI): elimina el error en régimen permanente, pero la respuesta del sistema se hace más oscilatoria. Además la acción integral tiende a provocar mayor inestabilidad a medida que aumenta la ganancia del control
- iii) Control Proporcional-Integral-Derivativo (PID): elimina el error en régimen permanente con la acción integral y tiene un efecto de anticipación gracias a la acción derivativa, pero esta también amplifica las componentes de ruido en la señal.

Se presenta en la siguiente figura el esquema del controlador PID que aglutina cada uno de los componentes de este tipo de controladores así como su función de transferencia.

Figura 2.26: Esquema básico de controlador PID



Fuente: Ogata (2010).

$$g_c(s) = K_p \left( 1 + \frac{T_i}{s} + T_D s \right); \quad [2.36]$$

donde  $K_p$  representa el término proporcional,  $T_i$  el término integral, y  $T_D$  el término derivativo.

Como se ha mencionado, los controladores PI de los lazos internos incorporan Anti Wind-up, para evitar el embalamiento o enrollamiento del integrador (integrator wind-up, en inglés). que consiste en que la parte del integrador permanece integrando mientras la entrada

permanece saturada, alcanzando valores excesivos que dañan la respuesta transitoria del sistema.

Existen diferentes alternativas para evitar el wind-up de los integradores: integración condicional, limitación del término integral, regulación condicional, o seguimiento integral (Tracking). Todas ellas orientadas a que los estados del controlador mantengan dos propiedades fundamentales: i) que estén condicionados por su verdadera entrada; ii) que su respuesta permanezca acotada cuando la entrada de la planta se satura en los límites de actuación (Mazzone, 2002).

### 2.2.8.2. Controlador prealimentado o por adelanto

El control prealimentado o por adelanto (FF, Feedforward, en inglés) es utilizado en la industria para contrarrestar el efecto causado por las perturbaciones externas y medibles, mejorando la calidad del control (Coughanowr y LeBlanc, 2009). Por lo tanto para su implementación en primer lugar debe obtenerse un modelo matemático de la influencia de las perturbaciones en el proceso. Una vez determinados el modelo matemático de las perturbaciones y del proceso, se calcula el valor de la variable manipulada que cancele los efectos de las perturbaciones en la salida, de forma que los errores resultantes del modelo, puedan corregirse o eliminarse empleando un lazo de realimentación (Camacho *et al.*, 2012).

En la PSA el lazo de control prealimentado se ha implementado cuando la planta funciona en el modo *un solo paso*, en el lazo de control de la temperatura de salida del vapor; tanto para la válvula de alimentación, como para el inyector (atemperador) situado antes de la zona de sobrecalentamiento. En ambos casos su formulación se basa en el cálculo del caudal de alimentación o del inyector a partir del balance de energía en estado estacionario (véase ecuaciones [2.37] y [2.38]). De tal forma que el control prealimentado actúa como una ganancia, no tiene efecto integral y no está realimentado (Valenzuela, 2008).

$$\dot{m}_{ff} = \frac{\eta_{optp} K(\theta) I_d \cos \theta A_a - U_{L,abs} A_{abs} l (\bar{T}_{abs} - T_{amb}) - \dot{m}_{iny\_set}(h_{ref} - h_{iny})}{h_{ref} - h_e} \quad [2.37]$$

$$\dot{m}_{ff\_iv} = \frac{\eta_{optp} K(\theta) I_d \cos \theta A_a - \dot{m}_{inc}(h_{ref} - h_{inc})}{h_{ref} - h_{iny}} \quad [2.38]$$

La ecuación [2.37] representa el caudal definido para el control prealimentado de la válvula de alimentación, siendo:  $\dot{m}_{ff}$  el caudal nominal de agua de alimentación;  $\dot{m}_{iny\_set}$  el valor nominal del caudal de inyección;  $h_{ref}$  la entalpía de referencia que se busca en la salida del vapor;  $h_{iny}$  la entalpía del agua inyectada; y  $h_{inc}$  la entalpía del agua de alimentación. El resto de parámetros se corresponden con los presentados anteriormente en [2.16]. Mientras que la ecuación [2.38] representa el caudal del agua de la válvula del inyector, donde:  $\dot{m}_{inc}$  y  $h_{inc}$  son el caudal y la entalpía del fluido procedente del último colector, respectivamente.

### **2.2.8.3. Control en cascada**

El control en cascada es una técnica tradicional, destinada a eliminar los efectos de las perturbaciones en la salida mediante la división del problema de control en dos escalas de tiempo, y en dos lazos de control: un bucle de control interno (denominado esclavo) dedicado a la compensación de perturbaciones y un bucle de control externo (principal o maestro) que controla la salida del proceso. Existen pocas aplicaciones que utilicen el control en cascada, centrándose su aplicación en el ámbito del control de los campos de CCP para mejorar la respuesta del lazo de control de la temperatura de salida (Camacho *et al.*, 2012).

## Capítulo 3 Marco metodológico

Este capítulo contiene las metodologías de cálculo y criterios de diseño aplicados en la simulación del proceso termodinámico del prototipo de GDV con CCP de LaGeo, y del modelado y sintonización de su sistema de control.

En un primer bloque se presentan los métodos de cálculo utilizados para caracterizar el proceso termodinámico del prototipo como paso previo necesario para diseñar los modelos de los lazos de control.

El segundo apartado muestra las técnicas de selección de los elementos de control, y los criterios de diseño y sintonización de los controladores del sistema de control automático.

### 3.1. Modelos de simulación del proceso de generación directa de vapor con colectores solares cilindro-parabólicos

La caracterización termodinámica del proceso de GDV con CCP se determina a partir de dos procesos físicos a los que se ve sometido el fluido de trabajo: i) la transferencia de calor a partir de la radiación solar captada por las filas de colectores; ii) la caída de presión que se produce durante la circulación del fluido en el tubo absorbedor (Uçkun, 2013).

En el presente trabajo la simulación del proceso se ha realizado con el software matemático *Matlab*, a partir de dos métodos o modelos, estudiando sus condiciones en estado estacionario: i) asumiendo el prototipo de CCP como una caja negra entrada-salida, sin importar lo que sucede en el interior del colector y considerando la caída de presión nula; ii) descomponiendo el CCP en diferentes módulos (volúmenes finitos) estudiando las condiciones a la entrada y salida de cada uno de ellos, en términos de transferencia de energía y pérdidas de carga, es decir como una caja gris.

#### 3.1.1. Transferencia de calor hacia el fluido geotérmico

El balance de energía de un sistema en estado estacionario puede escribirse conceptualmente como se presenta en la ecuación [3.1] (Valenzuela, 2008).

$$0 = \left\{ \begin{array}{l} \text{Energía que} \\ \text{entra} \\ \text{al sistema} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{Energía que} \\ \text{genera} \\ \text{el sistema} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{l} \text{Energía que} \\ \text{sale} \\ \text{del sistema} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{l} \text{Energía que se} \\ \text{pierde vía trabajo} \\ \text{con el entorno} \end{array} \right\} \quad [3.1]$$

Para el caso de un CCP, considerando una transferencia de calor total entre el tubo absorbedor y el fluido de trabajo ( $T_f = T_{abs}$ ), esta ecuación conceptual se corresponde con [3.2] (Zarza, 2003):

$$0 = \eta_{optp} \cdot K(\theta) \cdot \eta_{ter}(\bar{T}_f) \cdot F_e \cdot I_d \cdot \cos \theta \cdot A_a - \dot{m} \cdot (h_{fs} - h_{fe}) \quad [3.2]$$

dónde  $\eta_{\text{optp}}$  es el rendimiento óptico pico;  $K(\theta)$  el Factor de Modificación de Ángulo de Incidencia;  $\eta_{\text{ter}}$  el rendimiento térmico;  $\bar{T}_f$  la temperatura media del fluido;  $F_e$  el factor de ensuciamiento;  $A_a$  el área de apertura;  $\dot{m}_f$  el flujo a lo largo del tubo absorbedor;  $h_{fs}$  y  $h_{fe}$ , las entalpías de entrada y salida del fluido geotérmico en el prototipo de CCP.

### 3.1.1.1. Características del prototipo solar cilindro -parabólico

Desde LaGeo, siguiendo la metodología planteada por Zarza (2003) se calcularon empíricamente los parámetros del CCP, a partir de los datos experimentales arrojados durante el periodo 2013-2014, lo que permitió estimar la energía captada y transmitida al fluido: rendimiento óptico pico ( $\eta_{\text{optp}}$ ), Factor de Modificación de Ángulo de Incidencia ( $K(\theta)$ ), rendimiento térmico ( $\eta_{\text{ter}}$ ), factor de ensuciamiento ( $F_e$ ) y área de apertura ( $A_a$ ).

El rendimiento óptico pico, el área de apertura y el factor de ensuciamiento toman valores fijos (véase cuadro 3.1), mientras que el Factor de Modificación de Ángulo de Incidencia y el rendimiento térmico dependen respectivamente del ángulo de incidencia y de la temperatura media del fluido (véase ecuaciones [3.3], [3.4] y [3.5]).

**Cuadro 3.1:** Parámetros característicos determinados experimentalmente en el prototipo CCP de Berlín

Parámetro	Valor	Unidades
Rendimiento óptico pico ( $\eta_{\text{optp}}$ )	0.63	-
Área de apertura ( $A_a$ )	284	m <sup>2</sup>
Factor de ensuciamiento ( $F_e$ )	1	-

Fuente: LaGeo.

$$K(\theta) = (-4 \cdot 10^{-4} \theta + 1) \quad \text{si } 0 < \theta < 24.7 \quad [3.3]$$

$$K(\theta) = (-7.6 \cdot 10^{-5} \theta^3 + 6.6 \cdot 10^{-3} \theta^2 - 0.19 \theta + 2.8) \quad \text{si } 24.7 < \theta < 37 \quad [3.4]$$

$$\eta_{\text{ter}}(\bar{T}_f) = \frac{-0.5059 \bar{T}_f + 125.14}{100} \quad \text{si } 46 < \bar{T}_f < 180 \quad [3.5]$$

### 3.1.1.2. Algoritmo para la determinación del ángulo de incidencia

El cálculo del ángulo de incidencia ( $\theta$ ), es función de la localización geográfica, y de la hora solar, calculándose de acuerdo al algoritmo planteado entre las ecuaciones [3.6] hasta [3.12]

$$\theta = \arccos(\cos \delta \sqrt{(\cos \lambda \cdot \cos \varpi + \tan \delta \cdot \sin \lambda)^2 + \sin^2 \varpi}) \quad [3.6]$$

$$\delta = (6.918 \cdot 10^{-3} - 3.99912 \cdot 10^{-1} \cdot \cos \Gamma + 7.0257 \cdot 10^{-2} \cdot \sin \Gamma - 6.758 \cdot 10^{-3} \cdot \cos 2\Gamma + 9.07 \cdot 10^{-4} \cdot \sin 2\Gamma - 2.697 \cdot 10^{-3} \cdot \cos 3\Gamma + 1.48 \cdot 10^{-3} \cdot \sin 3\Gamma) \cdot \left(\frac{180}{\pi}\right) \quad [3.7]$$

$$\Gamma = \frac{2\pi (J - 1)}{365} \quad [3.8]$$

$$\varpi = (\text{HSV} - 12) \cdot 15 \quad [3.9]$$

$$\text{HSV} = (\text{HC} - \text{CE}) + \text{CL}/60 + E_t/60 \quad [3.10]$$

$$\text{CL} = 4 \cdot (\lambda - \lambda_{\text{ref}}) \quad [3.11]$$

$$E_t = (7.5 \cdot 10^{-5} + 1.868 \cdot 10^{-3} \cdot \cos \Gamma - 3.2077 \cdot 10^{-2} \cdot \sin \Gamma - 1.4615 \cdot 10^{-2} \cdot \cos 2\Gamma - 4.089 \cdot 10^{-2} \cdot \sin 2\Gamma) \cdot 229.18 \quad [3.12]$$

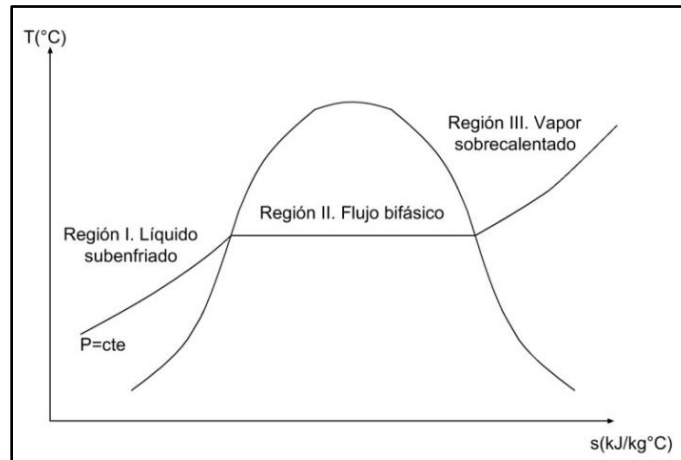
dónde:  $\delta$  es la declinación;  $\lambda$  la longitud real;  $\varpi$  es el ángulo horario;  $J$  el día del año; HSV la hora solar verdadera; HC la hora civil; CE la corrección estacional; CL la corrección por longitud;  $E_t$  la ecuación del tiempo; y  $\lambda_{\text{ref}}$  la longitud de referencia.

### 3.1.1.3. Cálculo de la temperatura media

De acuerdo a la ecuación [3.1] el rendimiento térmico del CCP es función de la temperatura media del fluido a lo largo del tubo absorbedor; siendo necesario por tanto establecer una metodología para su cálculo.

Durante el proceso de transferencia de calor al fluido a lo largo de una línea isobárica, la distribución de la temperatura en las etapas de calentamiento y sobrecalentamiento es lineal; sin embargo en la etapa de evaporación presenta una discontinuidad en el punto de saturación, manteniéndose a temperatura constante durante la coexistencia de flujo bifásico líquido-vapor (Bonilla *et al.*, 2013). De esta forma es posible identificar tres regiones diferenciadas de la evolución de la temperatura (véase figura 3.1).

Figura 3.1: Diagrama T-s del agua



Fuente: Elaboración propia a partir de IAPWS.<sup>71</sup>

71 Asociación Internacional para las propiedades del Agua y el Vapor (International Association for Properties of Water and Steam – IAPWS, en inglés).

En las condiciones ideales de operación del prototipo de Berlín, el fluido geotérmico pasa desde el estado de líquido subenfriado, persiguiendo condiciones en la salida de saturación. Por tanto, transita por las dos primeras regiones presentadas en la figura 3.1. Sin embargo y dado que en algún caso los datos de los sensores de entrada caracterizan al fluido como vapor sobrecalentado, que en los ensayos donde se manejan caudales muy bajos puede suceder; y con el objetivo de contar con algoritmos de simulación con capacidad de determinar condiciones del fluido geotérmico en cualquier estado a la entrada, a la salida, y durante su circulación por el tubo absorbedor; se muestra el cálculo de la temperatura media para todas las regiones, así como para la evolución desde una hasta otra.

### 3.1.1.3.1. Líquido subenfriado o vapor sobrecalentado

En esta región la distribución de la temperatura a lo largo del tubo absorbedor ( $l = z_{j+1} - z_j$ ) es lineal y su cálculo se puede realizar como la media aritmética entre las temperaturas de entrada y salida (Bonilla et al., 2013).

$$\bar{T}_f = \frac{1}{l} \int_{z_j}^{z_{j+1}} T_f dz = \frac{T_{fe} + T_{fs}}{2} \quad [3.13]$$

### 3.1.1.3.2. Flujo bifásico líquido-vapor

Durante la coexistencia del flujo bifásico la temperatura media se mantiene constante, al encontrarse en la región de saturación.

$$\bar{T}_f = \frac{1}{l} \int_{z_j}^{z_{j+1}} T_f dz = T_{fsat} \quad [3.14]$$

### 3.1.1.3.3. Transición desde líquido subenfriado hasta flujo bifásico

Cuando el fluido transita desde la primera a la segunda o tercera región, la distribución de la temperatura presenta una discontinuidad debido al cambio de fase en la zona de saturación. Para determinar la temperatura media se supone una distribución lineal de la entalpía específica, lo que permite dividir la integral en dos partes: líquido subenfriado y flujo bifásico (Bonilla et al., 2013).

$$\begin{aligned} \bar{T}_f &= \frac{1}{l} \int_{z_j}^{z_{j+1}} T_f dz = \frac{1}{h_{z_{j+1}} - h_{z_j}} \int_{h_{z_j}}^{h_{z_{j+1}}} T_f dh = \frac{1}{h_{fs} - h_{fe}} \left[ \int_{h_{fe}}^{h'_f} T_f dh + \int_{h'_f}^{h_{fs}} T_f dh \right] = \\ &= \frac{\frac{T_{fe} + T_{fsat}}{2} (h'_f - h_{fe}) + T_{fsat} (h_{fs} - h'_f)}{h_{fs} - h_{fe}} \end{aligned} \quad [3.15]$$

### 3.1.1.3.4. Transición desde líquido subenfriado hasta vapor sobrecalentado

En este caso, existe nuevamente una discontinuidad en la temperatura debido al cambio de fase en la zona de saturación, e igualmente se supone una distribución lineal de la entalpía específica, dividiendo ahora la integral en tres partes: líquido subenfriado, flujo bifásico y vapor sobrecalentado (Bonilla *et al.*, 2013).

$$\begin{aligned}\bar{T}_f &= \frac{1}{l} \int_{z_j}^{z_{j+1}} T_f dz = \frac{1}{h_{z_{j+1}} - h_{z_j}} \int_{h_{z_j}}^{h_{z_{j+1}}} T_f dh = \frac{1}{h_{fs} - h_{fe}} \left[ \int_{h_{fe}}^{h'_f} T_f dh + \int_{h'_f}^{h''_f} T_f dh + \int_{h''_f}^{h_{fe}} T_f dh \right] \\ &= \frac{\frac{T_{fe} + T_{fsat}}{2} (h'_f - h_{fe}) + T_{fsat} (h''_f - h'_f) + \frac{T_{fe} + T_{fsat}}{2} (h_{fs} - h''_f)}{h_{fs} - h_{fe}}\end{aligned}\quad [3.16]$$

### 3.1.1.3.5. Transición desde flujo bifásico hasta vapor sobrecalentado

Por último se presenta el proceso de cálculo para el fluido en estado de saturación cuando evoluciona hacia vapor sobrecalentado, dividiéndose por tanto la integral en dos partes (Bonilla *et al.*, 2013).

$$\begin{aligned}\bar{T}_f &= \frac{1}{l} \int_{z_j}^{z_{j+1}} T_f dz = \frac{1}{h_{z_{j+1}} - h_{z_j}} \int_{h_{z_j}}^{h_{z_{j+1}}} T_f dh = \frac{1}{h_{fs} - h_{fe}} \left[ \int_{h_{fe}}^{h''_f} T_f dh + \int_{h''_f}^{h_{fs}} T_f dh \right] = \\ &= \frac{T_{fsat} (h''_f - h_{fe}) + \frac{T_{fe} + T_{fsat}}{2} (h_{fs} - h''_f)}{h_{fs} - h_{fe}}\end{aligned}\quad [3.17]$$

## 3.1.2. Caída de presión en el tubo absorbedor

Como se ha presentado, la caída de presión es un factor importante en las plantas de GDV con CCP, para garantizar una presión constante a la entrada de la turbina de vapor (Uçkun, 2013).

### 3.1.2.1. Pérdidas de carga con flujo monofásico: líquido subenfriado

Las pérdidas de carga en conductos cerrados pueden ser primarias o secundarias. En los CCP las primeras se generan en los tramos rectilíneos del tubo absorbedor en posición horizontal y diámetro constante; mientras que las segundas son consecuencia de accesorios (válvulas, codos, etc.) y transiciones en el absorbedor (estrechamientos o expansiones).

#### 3.1.2.1.1. Pérdidas de carga primarias

Las pérdidas de carga primarias del fluido en estado líquido ( $\Delta P_{lp}$ ) pueden calcularse de acuerdo a la ecuación de Darcy-Weisbach (Fox *et al.*, 2004).

$$\Delta P_{1p} = f \frac{\bar{v}_1^2}{2} \frac{L}{D} \rho_1 \quad [3.18]$$

dónde:  $\bar{v}_1$  y  $\rho_1$  son la velocidad media y la densidad del líquido, respectivamente; L la longitud del tramo para el que se calculan las pérdidas; D el diámetro del conducto por donde circula el fluido; y f el factor de fricción. La velocidad del líquido puede calcularse a partir de la ecuación de continuidad como:

$$\bar{v}_1 = \frac{\dot{m}_1}{\rho_1 \cdot A} = \frac{\dot{m}_1 \cdot 4}{\rho_1 \cdot \pi \cdot D^2} \quad [3.19]$$

### 3.1.2.1.2. Pérdidas de carga secundarias

Las pérdidas de carga secundarias ( $\Delta P_{1p}$ ) pueden calcularse de acuerdo a [3.20] (Fox *et al.* 2004).

$$\Delta P_{1s} = f \frac{\bar{v}_1^2}{2} \frac{L_e}{D} \rho_1 \quad [3.20]$$

Se observa cómo todos los términos son idénticos a la ecuación [3.18], salvo  $L_e$ , que hace referencia a la longitud equivalente del accesorio o transición a la que se ve sometida el fluido. Para su cálculo existen diferentes relaciones de  $L_e/D$  que pueden encontrarse en la bibliografía relativa a la mecánica de fluidos (Fox *et al.* 2004).

### 3.1.2.1.3. Factor de fricción

El factor de fricción se calcula de manera diferente en función del tipo de régimen presente en el tubo absorbedor; el cual se determina a partir del número de Reynolds (Re).

$$Re = \frac{v \cdot d_{eq}}{\vartheta} = \frac{v \cdot d_{eq}}{\frac{\mu}{\rho}} \quad [3.21]$$

siendo v,  $\vartheta$ ,  $\mu$  y  $\rho$  la velocidad, viscosidad cinemática, viscosidad dinámica y densidad del fluido, respectivamente y  $d_{eq}$  el diámetro equivalente.

#### i) Régimen laminar (Re < 2000)

Cuando el valor de Reynolds es menor a 2000, el factor de fricción se calcula de acuerdo a [3.22], siendo A una constante que para el caso de conductos cilíndricos toma un valor de 64 (Camaraza y García, 2011)

$$f = \frac{A}{Re} = \frac{64}{Re} \quad [3.22]$$

ii) Régimen turbulento ( $4000 < Re < 10^8$  y  $5 \cdot 10^{-2} < e/D < 10^{-7}$ ):

Para régimen turbulento el factor de fricción además de ser función del número de Reynolds, depende de la rugosidad absoluta ( $e$ ), la cual varía con el material del conducto y su tecnología de fabricación. Diversos investigadores se han esforzado en calcular el valor de  $f$  para régimen turbulento, siendo la ecuación más utilizada la de Colebrook-White, válida para valores de rugosidad relativa en el rango entre  $5 \cdot 10^{-2} - 10^{-7}$  (Fox *et al.*, 2004):

$$\frac{1}{f^{0.5}} = -2 \log \left( \frac{e/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re f^{0.5}} \right) \quad [3.23]$$

Para su cálculo es necesario realizar un procedimiento iterativo. Para el valor inicial  $f$ , se utiliza la ecuación [3.24] (Fox *et al.*, 2004):

$$f_0 = 0.25 \left[ \log \left( \frac{e/D}{3.7} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right] \quad [3.24]$$

#### 3.1.2.1.4. Pérdidas de carga con flujo bifásico: líquido-vapor

Existen diferentes correlaciones para el cálculo de la caída de presión en flujo bifásico: Bankoff, Chalwa y Müller-Steinegen, Chisholm, Friedel, Grönnerad, Heck, etc. En el presente trabajo se ha seguido la correlación de Friedel que debe cumplir las condiciones [3.25] y [3.26] (Thome, 2004):

$$\frac{\mu_l}{\mu_g} < 1000 \quad [-] \quad [3.25]$$

$$G < 2000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}} \quad [3.26]$$

siendo  $\mu_l$  y  $\mu_g$  las viscosidades dinámicas del líquido y el vapor respectivamente, mientras que  $G$  es la velocidad de la masa que relaciona el caudal másico ( $\dot{m}$ ) con la sección transversal del conducto por el que circula el fluido ( $A$ ).

$$G = \frac{\dot{m}}{A} \quad [3.27]$$

Si se cumplen ambas condiciones se puede utilizar la correlación de Friedel que utiliza un factor multiplicador ( $\Phi_{fr}^2$ ) para el cálculo de las pérdidas de carga con flujo bifásico ( $\Delta P_{fb}$ ) tanto primarias como secundarias, de acuerdo a [3.28]:

$$\Delta P_{fb} = \Delta P_1 \Phi_{fr}^2 \quad [3.28]$$

Las pérdidas de carga monofásicas ( $\Delta P_1$ ) se calculan según las ecuaciones planteadas en [3.18] para las primarias y [3.20] para las secundarias. A excepción del factor de fricción ( $f$ ) que se calcula de acuerdo a [3.29]:

$$f = \frac{0.079}{Re^{0.25}} \quad [3.29]$$

El valor del factor multiplicador se calcula según [3.30]:

$$\Phi_{fr}^2 = E + \frac{3.24 F H}{Fr_H^{0.045} We_L^{0.035}} \quad [3.30]$$

Siendo E, F, H, diferentes números adimensionales calculados de acuerdo a las relaciones [3.31] - [3.33], en las que los subíndices l y g hacen referencia al líquido y al vapor respectivamente (Moreno, 2005).

$$E = (1 - x)^2 + x^2 \frac{\rho_l f_g}{\rho_g f_l} \quad [3.31]$$

$$F = x^{0.78} (1 - x)^{0.224} \quad [3.32]$$

$$H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0.91} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0.7} \quad [3.33]$$

$Fr_H$  es el número de Froude que relaciona el efecto de las fuerzas de inercia sobre el fluido; y  $We_L$  es el número de Webber del líquido que relaciona las fuerzas de inercia con la tensión superficial (Moreno, 2005).

$$Fr_H = \frac{G^2}{\rho_h^2 g D} \quad [3.34]$$

$$We_L = \frac{G^2 D}{\sigma \rho_h} \quad [3.35]$$

El parámetro  $\rho_h$  hace referencia a la densidad homogénea que relaciona las densidades del líquido y el vapor con la calidad.

$$\rho_h = \left(\frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_l}\right)^{-1} \quad [3.36]$$

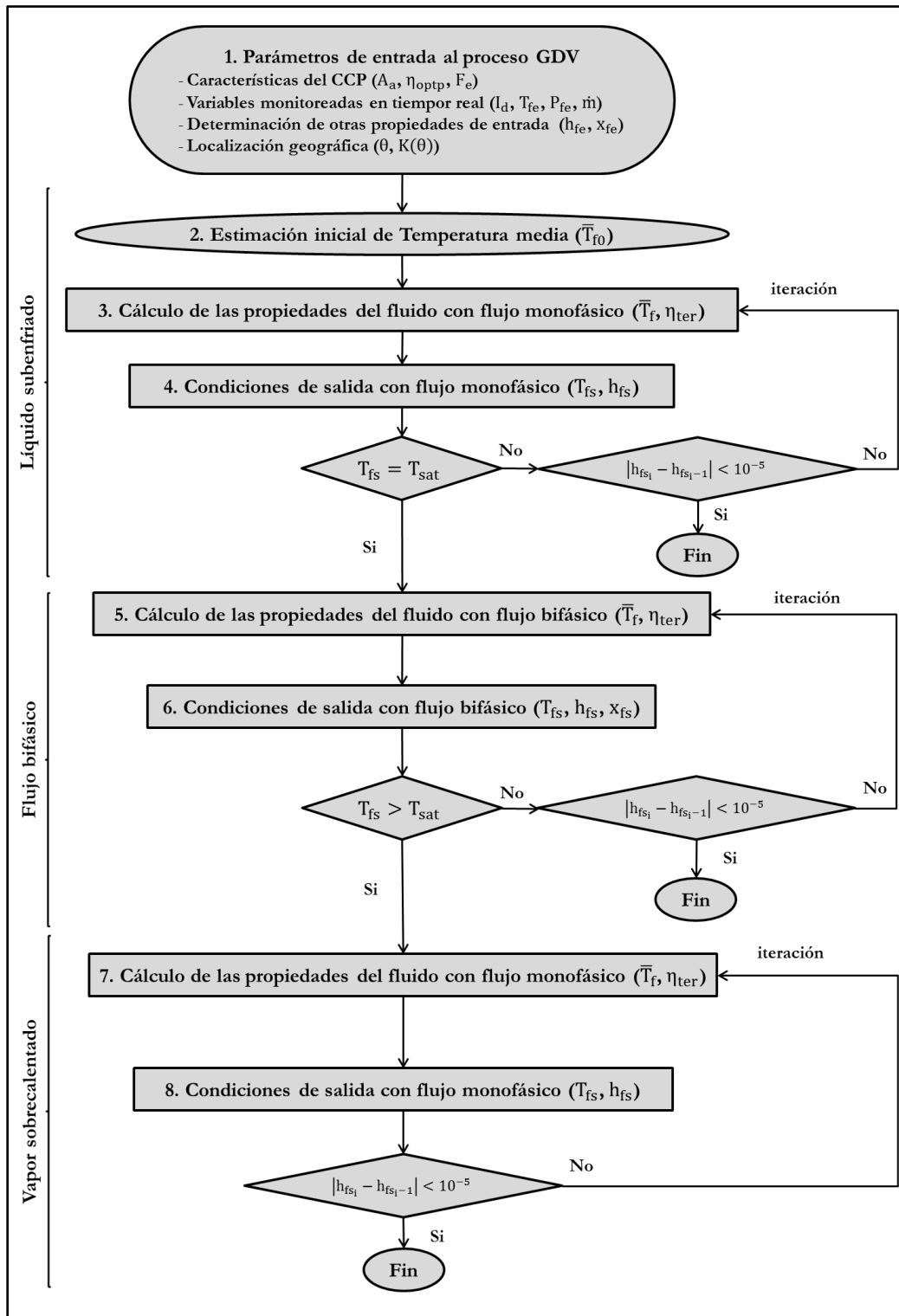
### 3.1.3. Modelo caja negra: balance de energía entrada-salida en estado estacionario

De acuerdo a las clasificaciones para la obtención de modelos matemáticos, un modelo caja negra o paramétrico, es estudiado desde el punto de vista de las entradas y las salidas, adaptado a los datos obtenidos experimentalmente sobre el sistema real, pero sin conocimiento de lo que sucede a lo interno del mismo (Bonilla *et al.*, 2013).

Como primera alternativa para la caracterización de las condiciones termodinámicas del fluido en el CCP se elaboró un algoritmo con *Matlab* fundamentado en el balance de ener-

gía del proceso en estado estacionario (véase ecuación [3.2]), a partir de los datos experimentales obtenidos por el equipo de LaGeo, y considerando la presión de trabajo constante.

Figura 3.2: Algoritmo del modelo caja negra



Fuente: Elaboración propia a partir de Uçkun (2013).

Como se puede ver en la figura 3.2, en este algoritmo, junto a la elaboración de los códigos necesarios para calcular las ecuaciones planteadas en el apartado 3.1.1, se utilizó el código de la función *XSteam*<sup>72</sup> (elaborado para *Matlab*), con la que se pueden determinar las propiedades del agua y del vapor con base en la formulación de 1997 desarrollada por la IAPWS.

Los resultados de las simulaciones con dicho algoritmo en *Matlab* permitirán determinar la bondad del modelo ( $\eta_{\text{optp}}$ ,  $K(\theta)$ ,  $\eta_{\text{ter}}$  y  $A_a$ ) a partir de la comparación con los datos arrojados en las pruebas experimentales; y posteriormente realizar los ajustes necesarios, a partir de nuevas pruebas de campo.

i) Determinación de los parámetros de entrada al proceso GDV en el CCP

El algoritmo asume como datos de entrada al CCP:

- Características del prototipo:  $\eta_{\text{optp}}$ ,  $F_e$ ,  $A_a$ .
- Variables monitoreadas en tiempo real:  $I_d$ ,  $T_{fe}$ ,  $P_{fe}$ ,  $\dot{m}$ .

Además se calcula con la herramienta *XSteam* la entalpía ( $h_{fe}$ ) y la calidad del vapor ( $x_{fe}$ ) a la entrada, completando la caracterización termodinámica del fluido a la entrada; así como el ángulo de incidencia ( $\theta$ ), y el ( $K(\theta)$ ) a partir de la ubicación geográfica y la hora solar.

ii) Estimación inicial de la temperatura media

Para calcular los valores de salida, en primer lugar se estima un valor de temperatura media del fluido, asumiendo un incremento de temperatura, tal que en la salida se aproxime a la de saturación – valor esperado –, pero sin superarla (véase ecuación [3.37])

$$\bar{T}_{f0} = \frac{T_{fe} + T_{fs}}{2} \quad \text{donde } T_{fs} < T_{fsat} \quad [3.37]$$

iii) Cálculo de las propiedades del fluido con flujo monofásico (líquido subenfriado)

En este punto inicia el primer proceso iterativo del algoritmo, siendo necesario recalcularse en cada iteración la temperatura media del fluido para determinar el rendimiento térmico. En la primera iteración el valor de temperatura media es el estimado en el paso ii), pero posteriormente el mismo vendrá condicionado por el valor de temperatura de salida calculado en el paso iv), que determinará la región en la que se encuentra el fluido. En caso de ser flujo monofásico la temperatura media se calcula de acuerdo a la ecuación [3.13].

iv) Cálculo de las condiciones de salida con flujo monofásico (líquido subenfriado)

Conocidas todas las variables del balance de energía (ecuación [3.2]), solo queda determinar la entalpía de salida ( $h_{fs}$ ), incógnita de dicha ecuación. Y a partir de este valor, con el código *XSteam* se calcula la temperatura de salida ( $T_{fs}$ ).

---

<sup>72</sup> Función elaborada en código *Matlab* para calcular las propiedades del vapor y del agua basada en las tablas de la IAPWS IF-97. Proporcionando resultados muy precisos para ambos fluidos en rangos de 0- 1000 bar y 0-2000 °C (Página web de Mathworks).

Si  $T_{fs}$  toma un valor mayor que la temperatura de saturación ( $T_{fsat}$ ) indicará que el fluido ha comenzado a vaporizarse, procediéndose a desarrollar los cálculos para flujo bifásico (pasos v y vi). En caso contrario el fluido se mantendrá como líquido subenfriado, y se realiza el proceso iterativo recalculando las propiedades del fluido y las condiciones de salida nuevamente hasta que el error cometido en la entalpía de salida ( $h_{fs}$ ) de la última iteración ( $i$ ) respecto de la anterior ( $i - 1$ ) sea menor que  $10^{-5}$ .

v) Cálculo de las propiedades del fluido con flujo bifásico

El objetivo de esta etapa es el mismo que el del (paso iii); salvo que se utiliza la ecuación [3.15] para calcular la temperatura media: transición líquido subenfriado hasta flujo bifásico.

vi) Cálculo de las condiciones de salida con flujo bifásico

Como en el caso anterior el objetivo es el mismo que su homólogo en flujo monofásico - líquido subenfriado (paso iv). Salvo que ahora, junto a la temperatura y la entalpía de salida, también se calcula el valor de la calidad del vapor en la salida ( $x_{fs}$ ). De igual manera los valores de salida son ajustados iterativamente hasta obtener un error en términos de entalpías entre la última y la penúltima iteración del orden de las cienmilésimas.

vii) Cálculo de las propiedades del fluido con flujo monofásico (vapor sobrecalentado)

El objetivo de esta etapa es el mismo que el de los pasos iii y v; utilizándose la ecuación [3.16] para calcular la temperatura media, desde líquido subenfriado hasta vapor sobrecalentado.

viii) Cálculo de las condiciones de salida con flujo monofásico (vapor sobrecalentado)

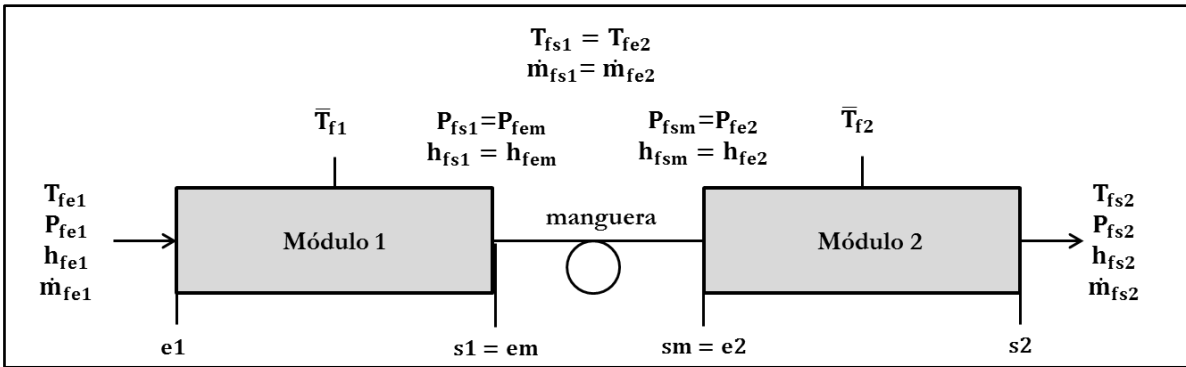
Idéntico a los pasos iv y vi, pero para vapor sobrecalentado, cuando la calidad es igual a uno.

### 3.1.4. Modelo caja gris: balances de energía y pérdidas de carga en estado estacionario para cada módulo del colector cilindro-parabólico

En los modelos caja gris o físico-parametrizado, el sistema se disocia en una serie de componentes que se resuelven como modelos empíricos basados en principios físicos, o en cierto conocimiento sobre el funcionamiento del sistema (Bonilla *et al.*, 2013). Con este segundo modelo queda caracterizado el comportamiento del fluido a lo largo del prototipo, analizando la transferencia de calor en el absorbedor y las pérdidas de carga ocasionadas por su transporte para cada módulo del CCP; lo que permitirá comparar los valores de presión y temperatura medidos experimentalmente con los de la simulación, así como evaluar la evolución de las diferentes propiedades del fluido y el régimen de flujo para cada tramo definido en el absorbedor.

Por lo general, en los campos de CCP las condiciones de entrada a cada módulo, salvo en el caso del módulo 1, son las de salida del módulo anterior despreciándose la discontinuidad generada por la separación entre los colectores (Uçkun, 2013). Sin embargo para el caso del prototipo de CCP de LaGeo, la configuración del absorbedor como una cavidad trapezoidal compuesta por 6 tubos y su recorrido en S (Ida-Retorno-Ida) hizo necesario instalar mangueras de acero flexible para conectar cada tubo entre la salida y la entrada de cada módulo.<sup>73</sup> Esta situación requiere del cálculo de las pérdidas de presión secundarias que se generan debido a las conexiones. Se presenta como ejemplo la conexión entre los módulos 1 y 2 que sirve de referencia para el resto (véase figura 3.3).

Figura 3.3: Condiciones de entrada y salida de los módulos 1 y 2 del prototipo de GDV de Berlín



Fuente: Elaboración propia a partir de Uçkun (2013).

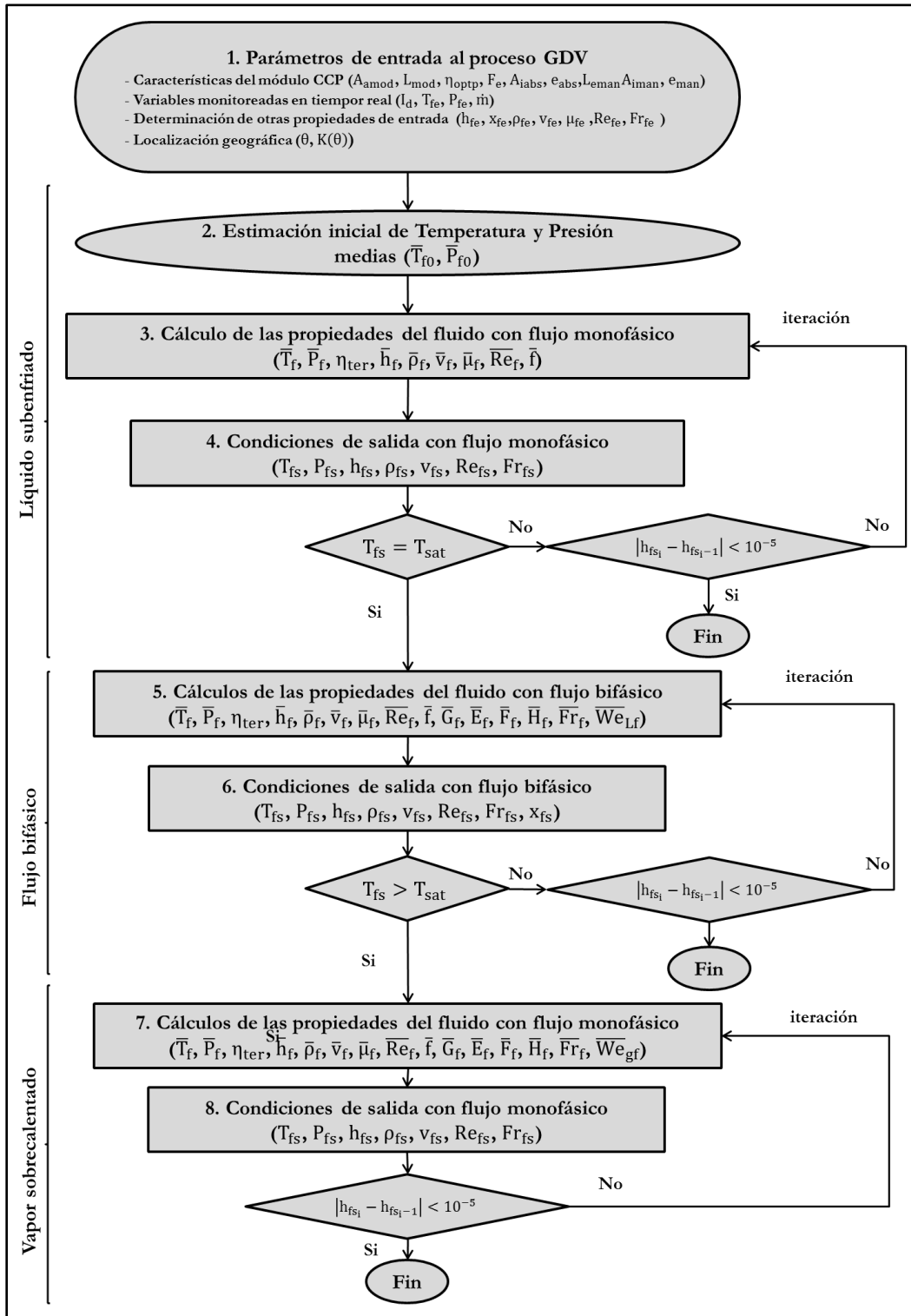
El algoritmo de este modelo (véase figura 3.4) también ha sido diseñado con *Matlab*, y es análogo al planteado en el apartado 3.1.3, salvo que en este caso: i) se incluyen las ecuaciones de pérdida de carga que se presentaron en el apartado 3.1.2; ii) se han adaptado los parámetros característicos calculados para todo el CCP a cada uno de los módulos que lo conforman.

El único elemento adicional es el de la estimación de la presión media inicial; que puede tomarse como el mismo valor de la presión a la entrada del CCP (Uçkun, 2013).

$$\bar{P}_{f0} = P_{fe} \quad [3.38]$$

73 Durante los tramos rectilíneos (las dos idas y el retorno) los tubos se conectaron con las mangueras a 360°, mientras que en los puntos curvos de la S (el retorno y la segunda ida) se conectaron a 180°.

Figura 3.4: Algoritmo del modelo caja gris



Fuente: Elaboración propia a partir de Uçkun (2013).

## 3.2. Metodología de diseño del sistema automático de control del prototipo de generación directa de vapor en colectores cilindro-parabólicos

En la actualidad el prototipo de GDV con CCP de LaGeo no dispone de ningún elemento de control automático, lo que dificulta la obtención de modelos empíricos del proceso desde el punto de vista de control; sin embargo se cuenta con resultados de las pruebas experimentales que han permitido caracterizar el proceso termodinámico ( $\eta_{opt}$ ,  $\eta_{ter}$ ,  $K(\theta)$ ).

Tras determinar el esquema de control, se seleccionan los elementos que lo conforman. Posteriormente combinando las características del prototipo y las válvulas de control con la formulación de leyes físicas (balances de masa y energía) se modelan los lazos; y en último lugar se plantean los criterios de sintonización de los controladores de cada uno de ellos.

### 3.2.1. Filosofía y esquema de control

Como se ha presentado en los capítulos previos, a nivel mundial solo existen dos plantas de GDV con CCP en las que se han operado bajo condiciones solares reales: la planta DISS de la PSA en España (a nivel de prototipo) y en los últimos años la planta comercial de Kanchanaburi (Tailandia). Siendo la planta DISS la que más información de carácter público ha arrojado, por ser el primer prototipo a gran escala y su carácter.

Por todo ello y ante la escasa información disponible sobre el prototipo de CCP de LaGeo (principalmente a nivel de control automático), la filosofía y el esquema de control se ha determinado siguiendo criterios y pasos similares a los del lazo DISS de la PSA; teniendo en cuenta sus dos modos o configuraciones estudiadas (*recirculación* y *un solo paso*), y combinándolos a su vez con modelos de control para separadores ciclónicos presentados en Wang (2000).

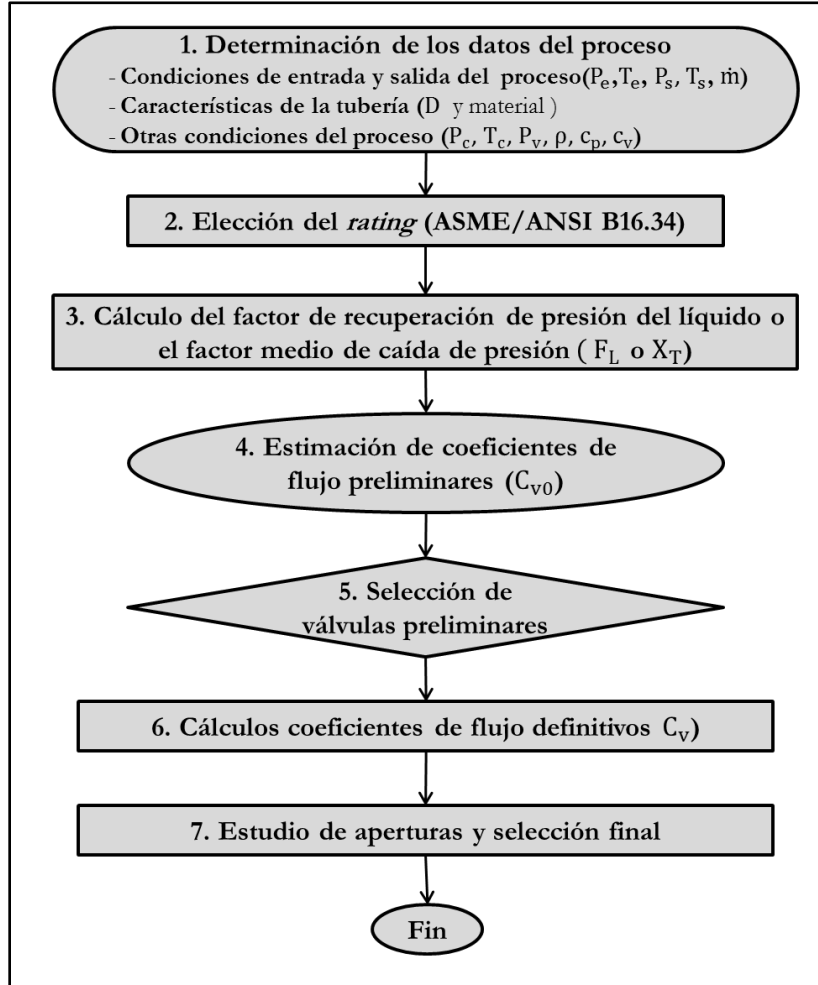
En este sentido se ha optado en primer lugar por mantener una filosofía de control de *caldera en seguimiento*, al no disponer el prototipo de turbina instalada, con lo que se vuelve imposible plantear una filosofía *coordinada caldera-turbina*. Y en segundo lugar también se mantiene el diseño descentralizado pese a contar con un sistema multivariable, puesto que si el acoplamiento de los lazos de control en el prototipo DISS de la PSA no era significativo (Valenzuela, 2008), igualmente no debiera de serlo en el de Berlín.

### 3.2.2. Selección de los elementos de control

En la mayoría de los procesos industriales automatizados, los sistemas de control actúan sobre un “elemento final” insertado en el proceso, comúnmente, la válvula de control (Campo, 2014). En las plantas termosolares de CCP cada una de estas válvulas tiene una misión establecida, que junto las condiciones termodinámicas del fluido de trabajo, determinan su elección.

La metodología seguida para la selección de las válvulas de control en este trabajo se ha fundamentado en lo planteado por Campo (2014) y Fisher Controls International LLC (2005) de acuerdo al esquema de la figura 3.5.

Figura 3.5: Procedimiento de selección de válvulas de control



Fuente: Elaboración propia a partir de Campo (2014) y Emerson Process Management (2005).

i) Determinación de los datos del proceso

En primer lugar es necesario conocer las condiciones del proceso y las características de la tubería sobre la que será instalada la válvula: estado del fluido, presiones y temperaturas de entrada ( $P_e$ ,  $T_e$ ) y salida ( $P_s$ ,  $T_s$ ), caudal ( $\dot{m}$ ), diámetro ( $D$ ) y material de tubería (Campo, 2014).

A partir de estos datos iniciales y con la herramienta *XSteam* de *Matlab* o haciendo uso de las tablas IAPWS-IF97 se determinan el resto de variables del proceso, que posteriormente van a ser utilizadas para el cálculo de los parámetros que permitirán seleccionar la válvula, fundamentalmente: presión y temperatura crítica ( $P_c$ ,  $T_c$ ), presión de vapor ( $P_v$ ), densidad ( $\rho$ ), y calor específico a presión y volumen constante ( $c_p$ ,  $c_v$ ) (Campo, 2014).

ii) Elección del *rating* de acuerdo a la norma ASME/ANSI B16.34

Para la selección del *rating* se ha recurrido a la norma ASME/ANSI B.16.34 (comúnmente la más utilizada), que presenta una serie de tablas de acuerdo a los diferentes materiales de las tuberías, en las que se obtiene el *rating* necesario a partir de la relación P/T de diseño o de la máxima de trabajo. Los valores de la relación P/T del *rating* seleccionado deberán estar por encima de los de diseño o los máximos de trabajo (Campo, 2014).

iii) Cálculo del factor de recuperación de presión del líquido o el factor medio de caída de presión

Para evitar que se produzca “flashing” o cavitación en la válvula, provocando efectos significativos sobre el proceso, se calcula el factor de recuperación de presión del líquido ( $F_L$ ) (ecuación [3.39]), de manera que la válvula seleccionada cuente con un  $F_L$  mayor que el del proceso (Campo, 2014).

$$F_L = \sqrt{\frac{P_e - P_s}{P_e - P_{vc}}} = \sqrt{\frac{P_e - P_s}{P_e - F_F P_v}} = \sqrt{\frac{P_e - P_s}{P_e - \left(0.96 - 0.28 \sqrt{\frac{P_v}{P_c}}\right) P_v}} \quad [3.39]$$

dónde  $P_{vc}$  es la presión de vena contracta y  $F_F$  es la relación crítica de presión.

Cuando el fluido de trabajo sea vapor de agua, el factor  $F_L$  será sustituido por el factor medio de caída de presión ( $X_T$ ), que en la práctica puede aproximarse según [3.40]:

$$X_T \approx 0.84 F_L^2 \quad [3.40]$$

iv) Estimación de coeficientes de flujo preliminares

El coeficiente de flujo ( $C_v$ ) se determina de manera diferente, de acuerdo al estado del fluido; sea este líquido (ecuación [3.41]) o vapor (ecuación [3.42]), calculándose para todos los caudales de trabajo de la válvula (Fisher Controls International LLC, 2005).

$$C_v = \frac{\dot{m}_l}{N_1 \cdot F_p} \sqrt{\frac{G_f}{P_e - P_s}} \quad [3.41]$$

dónde  $\dot{m}_l$  es el caudal másico del líquido;  $N_1$ <sup>74</sup> es un coeficiente de corrección de unidades;  $F_p$  el factor de cañería que en esta estimación inicial se supone igual a 1; y  $G_f$  la relación del peso específico del fluido respecto del agua.

$$C_v = \frac{\dot{m}_g}{N_6 \cdot F_p \cdot Y \cdot \sqrt{X_p \cdot P_e \cdot \rho_{ge}}} \quad [3.42]$$

74 El coeficiente  $N_1$  toma un valor de 0.865 para el caudal másico ( $\dot{m}_l$ ) en m<sup>3</sup>/h y la presión en bares.

siendo  $\dot{m}_g$  es el caudal másico del vapor;  $N_6$ <sup>75</sup> otro coeficiente de corrección de unidades;  $Y$  el factor de expansión;  $X_p$  el ratio de caída de presión respecto a la presión de entrada; y  $\rho_{ge}$  la densidad del vapor a la entrada de la válvula.

Las relaciones para el cálculo de los parámetros involucrados en el caso del flujo para vapor se presentan en [3.43].

$$Y = 1 - \frac{X_p}{3 F_k X_T}; \quad X_p = \frac{P_e - P_s}{P_e}; \quad F_k = \frac{k}{1.4}; \quad k = \frac{c_p}{c_v} \quad [3.43]$$

v) Selección preliminar de válvulas

Determinado el *rating*, el  $F_L$  y los  $C_v$  preliminares se seleccionan un conjunto de válvulas que se configuren como una buena alternativa para todo el rango de caudales del proceso.

Además en este momento es conveniente considerar el tipo de actuador (neumático, eléctrico, etc.) que se piensa utilizar para valorar su compatibilidad con las válvulas seleccionadas.

vi) Cálculo de coeficientes de flujo definitivos

Con la selección preliminar de las válvulas, ya se conoce el diámetro de cada una de las posibles alternativas, y se pueden calcular los coeficientes de flujo definitivos y reales, puesto que en la etapa iv, el factor de cañería se había considerado igual a la unidad, cuando su cálculo se realiza de acuerdo a [3.44].

$$F_p = \left( \frac{C_{vMax}^2 \cdot \sum K}{N_2 \cdot d_v^4} + 1 \right)^{-1/2} \quad [3.44]$$

dónde  $C_{vMax}$  es el coeficiente de flujo máximo,  $N_2$ <sup>76</sup> es otro coeficiente de corrección de unidades; y la sumatoria  $\sum K$  se calcula según [3.45] cuyos sumandos se presentan en [3.46].

$$\sum K = K_1 + K_2 + K\beta_1 - K\beta_2;; \quad [3.45]$$

$$K_1 = 0.5 \cdot \left( 1 - \frac{d_v}{D_e} \right)^2; \quad K_2 = \left( 1 - \frac{d_v}{D_s} \right)^2; \quad K\beta_1 = 1 - \left( \frac{d_v}{D_e} \right)^4; \quad K\beta_2 = 1 - \left( \frac{d}{D_s} \right)^4 \quad [3.46]$$

donde  $D_e$  y  $D_s$  son los diámetros de las tuberías a la entrada y a la salida de la válvula, respectivamente.

vii) Estudio de aperturas (característica inherente y característica instalada) y selección final

Conocidos los coeficientes de flujo definitivos se procede a determinar el rango de apertura en el que trabajarán las válvulas preseleccionadas, optándose en la elección final por una

75 El coeficiente  $N_6$  toma un valor de 27.3 para el caudal másico ( $\dot{m}_v$ ) en kg/h y la presión en bares.

76 El coeficiente  $N_2$  toma un valor de 0.00214 para el diámetro de la válvula ( $d_v$ ) en mm.

trabajando en un rango de aperturas entre un 30% y un 70%, es decir, ni muy abierta, ni muy cerrada, de acuerdo a los criterios planteados en Campo (2014).

Para el estudio del rango de aperturas de la válvula se han utilizado dos métodos: i) la fórmula teórica dada por su característica inherente; ii) la curva de trabajo del fabricante obtenida a partir de su característica instalada.

La característica inherente de una válvula viene dada por la forma del obturador (válvulas de globo), la ventana de la jaula (válvulas de jaula) o la posición del elemento de cierre en el asiento (válvulas de mariposa y esféricas o de bola) y relaciona el caudal que circula por ella con su apertura en porcentaje (considerando la presión constante). Básicamente existen 4 características de caudal inherente (véase cuadro 3.2) a partir de las cuáles se relacionan la carrera (l) con el coeficiente de flujo ( $C_v$ ) (Seborg *et al.*, 2004).

**Cuadro 3.2.** Características inherentes de las principales válvulas automáticas

Característica	Fórmula teórica
Lineal	$C_v = C_{vMax} l$
Isoporcentual	$C_v = C_{vMax} R^{1-1} 77$
Parabólica	$C_v = C_{vMax} l^2$
Apertura rápida	$C_v = C_{vMax} \sqrt{l}$

Fuente: Seborg *et al.* (2004).

Sustituyendo los valores del coeficiente de flujo del cuadro 3.2 en las ecuaciones [3.41] o [3.42], en función de si el fluido de trabajo es líquido o vapor, se obtiene la relación entre el caudal y la carrera, considerando una caída de presión constante.

En el momento de actuación de la válvula, se modifica la caída de presión del proceso ( $\Delta P$ ), y por lo tanto la característica real, conocida como instalada, difiere de la inherente. Por esta razón y dado que se dispone de las curvas del fabricante que relacionan flujo y apertura ( $C_v - l$ ), se han estudiado los rangos de apertura a partir de estos valores.

### 3.2.3. Modelado matemático de los lazos de control

La dinámica de muchos sistemas mecánicos, eléctricos, térmicos, etc., se describe a partir de ecuaciones diferenciales, pudiendo adoptar modelos matemáticos diversos dependiendo del sistema y de las condiciones específicas que lo rodeen, y guardando un compromiso entre simplicidad y robustez. Cuando se resuelven problemas nuevos, es recomendable obtener inicialmente modelos simplificados que permitan dibujar el panorama general de la solución, para posteriormente desarrollar modelos matemáticos más completos y un análisis pormenorizado de los mismos (Ogata, 2010).

77 El término es R la rangeabilidad de la válvula que relaciona los coeficientes de flujo máximo y mínimo:  $R = C_{vMax}/C_{vmin}$ .

Fundamentándose en las consideraciones anteriores y en los criterios seguidos en el lazo DISS de la PSA, en esta primera aproximación al diseño del sistema de control del prototipo GDV de LaGeo, se ha optado por la obtención de modelos de control teóricos en forma de función de transferencia<sup>78</sup> de bajo orden (primer y segundo orden), en algunos casos con retardo, en torno a los diferentes niveles de operación (Valenzuela, 2008).

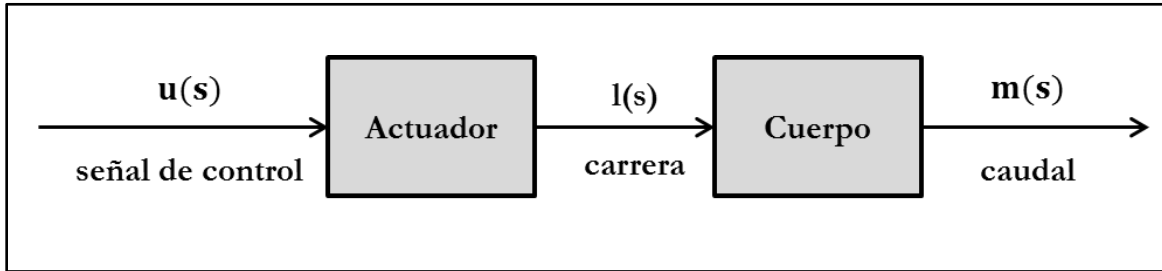
### 3.2.3.1.1. Modelos de las válvulas de control

La función de transferencia de una válvula de control puede aproximarse a un sistema de primer orden que relaciona la señal proveniente del controlador con el caudal que circula por esta (véase figura 3.6), y que se expresa de acuerdo a la ecuación [3.47].

$$G_v(s) = \frac{m(s)}{u(s)} = \frac{K_v}{\tau_v s + 1} \quad [3.47]$$

donde  $K_v$  es la ganancia de la válvula en estado estacionario, y  $\tau_v$  es la constante de tiempo de la válvula que representa el retardo del actuador (Coughanowr y LeBlanc, 2009).

Figura 3.6. Diagrama de bloques de una válvula de control



Fuente: Elaboración propia a partir de Coughanowr y LeBlanc (2009).

La ganancia de la válvula en estado estacionario representa “el cambio en el caudal con respecto al cambio en el recorrido en la posición del obturador, o lo que es igual, la pendiente de la curva característica” (Acedo, 2003: 98).

$$K_v = \frac{dm}{dl} \quad [3.48]$$

Las válvulas seleccionadas en este trabajo son isoporcentuales. Por tanto, la relación entre el coeficiente de flujo y la carrera es función de la rangeabilidad (R) (véase cuadro 3.2).

Sustituyendo la característica inherente para válvulas isoporcentuales en las ecuaciones de los coeficientes de flujo: [3.41] para el caso del líquido, y [3.42] para el caso del vapor; se obtienen las ecuaciones [3.49] y [3.50] que representan la característica (caudal-apertura) para válvulas isoporcentuales en cada uno de los casos.

78 “La función de transferencia de un sistema descrito mediante una ecuación diferencial lineal e invariante en el tiempo se define como el cociente entre la transformada de Laplace de la salida (función de respuesta) y la transformada de Laplace de la entrada (función de excitación) bajo la suposición de que todas las condiciones iniciales son cero” (Ogata, 2010: 15).

$$\dot{m}_1 = C_v(l) \cdot N_1 \cdot F_p \sqrt{\frac{P_e - P_s}{G_f}} = C_{vMax} R^{1-1} \cdot N_1 \cdot F_p \sqrt{\frac{P_e - P_s}{G_f}} \quad [3.49]$$

$$\dot{m}_g = C_v(l) \cdot N_6 \cdot F_p \cdot Y \cdot \sqrt{X_p \cdot P_e \cdot \rho_{ge}} = C_{vMax} R^{1-1} \cdot N_6 \cdot F_p \cdot Y \cdot \sqrt{X_p \cdot P_e \cdot \rho_{ge}} \quad [3.50]$$

Y aplicando la relación [3.48] se consigue la ganancia de la válvula para cada caso:

$$K_{vl} = \frac{d\dot{m}_1}{dl} = C_{vMax} R^{1-1} \cdot N_1 \cdot F_p \sqrt{\frac{P_e - P_s}{G_f}} \cdot \text{LnR} \quad [3.51]$$

$$K_{vg} = \frac{d\dot{m}_g}{dl} = C_{vMax} R^{1-1} \cdot N_6 \cdot F_p \cdot Y \cdot \sqrt{X_p \cdot P_e \cdot \rho_{ge}} \cdot \text{LnR} \quad [3.52]$$

Tal como se desprende de las ecuaciones anteriores, la ganancia en válvulas isoporcentuales depende de la carrera o apertura de estas, incrementándose a media que aumenta el caudal, lo que impide establecer un valor fijo para todos los puntos de operación (Coughanowr y LeBlanc, 2009).

Por simple observación, se constata como el valor de la ganancia está integrado por los términos que dan lugar al caudal en las ecuaciones [3.49] y [3.50], multiplicado por el logaritmo neperiano de la rangeabilidad:

$$K_{vl} = \dot{m}_{10} \cdot \text{LnR} \quad [3.53]$$

$$K_{vg} = \dot{m}_{g0} \cdot \text{LnR} \quad [3.54]$$

siendo  $\dot{m}_{10}$  y  $\dot{m}_{g0}$  los valores del caudal en estado estacionario (en torno al punto de operación).

Por lo tanto seleccionando un valor medio u óptimo del caudal de operación y conociendo los valores máximo y mínimo del coeficiente de flujo, es posible obtener la ganancia de una válvula isoporcentual, o lo que es lo mismo, la pendiente de la curva de la característica inherente de esta.

Sin embargo, como se ha mencionado, en la práctica la curva de característica inherente se ve modificada por las variaciones en la caída de presión; y el comportamiento caudal-apertura queda definido por la característica instalada, o curva del fabricante. Por ello en este trabajo, la ganancia ha sido seleccionada a partir del método prueba-error, hasta definir un valor constante de la ganancia que minimizara el error (en el rango de operación de caudales) entre la característica instalada y una función lineal de la relación apertura-caudal:

$$K_v / \min|K_{vi} \cdot l_{i0} - \dot{m}_{i0}| ; \quad \text{donde } \dot{m}_{i0} = f(C_v(l_{i0}), l_{i0}) \quad [3.55]$$

siendo  $K_{vi}$  el número infinito de valores que puede tomar la ganancia;  $l_{i0}$  los valores de apertura de la válvula en el rango de trabajo;  $m_{i0}$  el rango de caudales (de líquido o vapor) de operación; y  $f(C_v(l_{i0}), l_{i0})$  la función de la característica instalada de la válvula.

Por último mencionar que la constante de tiempo de la función de transferencia de la válvula ( $\tau_v$ ), ha sido seleccionada como el valor del retardo de los actuadores eléctricos, a partir de la hoja de características del fabricante.

### 3.2.3.1.2. Modelos basados en leyes físicas

Las funciones de transferencia de proceso de los diferentes lazos de control se han obtenido a través de balances de masa o energía que relacionan la variable manipulada (caudal) con cada una de las variables controladas (caída de presión, temperatura, nivel de líquido y presión de salida), que en forma compacta y genérica pueden expresarse como:

$$\frac{\partial x(t)}{\partial t} = f(x, u, d) \quad [3.56]$$

$$y(t) = h(x(t)) \quad [3.57]$$

donde  $u(t)$  es la variable de entrada o manipulada;  $y(t)$  la variable de salida o controlada;  $x(t)$  una variable de estado;  $f(\cdot)$  y  $h(\cdot)$  funciones que constituyen las magnitudes físicas del sistema; y  $d(t)$  las perturbaciones (Valenzuela, 2008).

Las leyes físicas que caracterizan los procesos termodinámicos del prototipo CCP no son lineales, mientras que las estrategias de control planteadas si lo son; por lo que ha sido necesario linealizar estos modelos a partir de desarrollos en serie de Taylor en torno al punto de operación, despreciando los términos cuadráticos y de orden superior (Valenzuela, 2008).

### 3.2.4. Sintonización y criterios de diseño de los controladores

El objetivo de los controladores ( $g_c(s)$ ) de las plantas solares de GDV con CCP es satisfacer una serie de especificaciones que garanticen la estabilidad, rapidez y robustez del sistema, a partir de un modelo conocido del proceso ( $g_p(s)$ ) (Valenzuela, 2008).

#### 3.2.4.1. Sintonización por síntesis directa

Fundamentalmente se han utilizado controladores clásicos por realimentación: Proporcional (P) y Proporcional-Integral (PI); sintonizados a partir del método de síntesis directa (Seborg *et al.*, 2004) en el que su estructura se reduce a:

$$g_c(s) = \frac{1}{g_p(s)} \left( \frac{q(s)}{1 - q(s)} \right) \quad [3.58]$$

siendo  $q(s)$  la trayectoria que se persigue en el sistema en lazo cerrado, que en el caso del prototipo CCP tienen la forma de sistemas de primer orden, de primer orden con retardo y de segundo orden con un polo en el origen (véase cuadro 3.3).

**Cuadro 3.3.** Ecuaciones de sintonización por el método de síntesis directa en procesos con dinámicas simples

Modelo del proceso	Trayectoria de referencia	Parámetros del controlador
$\frac{K}{1 + \tau s}$	$\frac{1}{1 + \tau_r s}$	Controlador PI: $K_c = \frac{\tau}{K\tau_r}; \tau_i = \tau;$
$\frac{K}{\tau^2 s^2 + 2\xi\tau s}$ ó $\frac{K}{s(\tau^2 + 2\xi\tau)}$	$\frac{1}{\tau_r^2 s^2 + 2\xi_r\tau_r s + 1}$	Controlador P: $K_c = \frac{\xi\tau}{\xi_r\tau_r} \frac{1}{K};$
$\frac{K e^{-\tau_d s}}{1 + \tau s}$	$\frac{e^{-\tau_{dr} s}}{1 + \tau_r s}$	Predicador de Smith y controlador PI: $\tau_{dr} = \tau_d;$ $K_c = \frac{\tau}{K\tau_r}; \tau_i = \tau;$

**Fuente:** Elaboración propia a partir de Ogunnaike y Harmon (1994).

En los modelos del proceso los valores de  $K$  representan la ganancia estática del sistema,  $\tau$  es la constante de tiempo; y  $\tau_d$  el retardo. Mientras que en los controladores, el valor de  $\tau_r$  determina la velocidad de respuesta del sistema, mientras que en los sistemas de segundo orden el valor de  $\xi_r$  es el valor del factor de amortiguamiento en lazo cerrado y  $\tau_{dr}$  el retardo deseado en la trayectoria de referencia. Cabe decir que los valores obtenidos inicialmente no son definitivos, sino que se utilizan como una primera aproximación para posteriormente proceder a un ajuste más fino.

### 3.2.4.2. Criterios de diseño

Los criterios de diseño que deben cumplir los controladores se basan en especificaciones en el dominio de la frecuencia en lazo abierto, en lazo cerrado, y en el dominio del tiempo. De manera que garanticen la estabilidad del sistema y guarden un compromiso entre rapidez y robustez (Valenzuela, 2008).

#### i) Respuesta en el dominio de la frecuencia en lazo abierto

La respuesta en el dominio de la frecuencia en lazo abierto permite analizar la estabilidad relativa del sistema en lazo cerrado a partir de los diagramas de bode y de Nyquist del sistema en lazo abierto; así como medirla a partir del Margen de Ganancia (MG) y del Margen de Fase (MF), que deben cumplir:

$$MG > 1 \quad \text{y} \quad MF > 1 \quad [3.59]$$

ii) Respuesta en el dominio de la frecuencia en lazo cerrado

Los criterios de diseño en lazo cerrado quedan determinados por la amplitud  $M = |g_{lc}|$  y por el ancho de banda ( $w_{bw}$ ), de tal manera que:

- M debe ser igual a 1 cuando  $w$  tiende a 0, garantizando que el error es nulo en régimen permanente.
- Existe un pico de resonancia ( $M_r$ ) que no debe ser superior a 1.25, el cual se corresponde con la frecuencia de amortiguamiento  $\xi = 0.5$ .
- El ancho de banda proporciona una medida de la respuesta temporal, reduciéndose el tiempo de subida a medida que este aumente. Sin embargo si se tiene en cuenta el ruido, el ancho de banda no debe ser excesivamente grande, ya que requeriría de componentes de alto comportamiento, incrementándose los costes del sistema de control. Por todo ello se han tratado de alcanzar anchos de banda en la región de bajas-medias frecuencias.

Además se incluyen dos criterios que relacionan la respuesta en frecuencia en lazo abierto y en lazo cerrado y están relacionadas con la robustez del sistema, estableciendo las siguientes cotas del margen de fase y del margen de ganancia (Rivera *et al.*, 1986):

$$MG \geq 1 + \frac{1}{M_r} \text{ y } MF \geq 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{1}{2M_r}\right) \quad [3.60]$$

iii) Respuesta en el dominio temporal

Por último se considerarán las siguientes especificaciones en el dominio del tiempo: sobreoscilación ( $M_p$ ), tiempo de establecimiento ( $t_{est}$ ) y tiempo de subida ( $t_{sub}$ ):

- La sobre oscilación máxima permitida en los sistemas de las plantas de GDV con CCP se encuentra en torno al 20% (Valenzuela, 2008); sin embargo se han buscado sistemas sin sobreoscilación significativa, entre el 1-2 %.
- El tiempo de asentamiento ( $t_{est}$ ), que se corresponde con el requerido para que la respuesta alcance un valor cercano al valor final, persiguiéndose valores en torno a 1-2 segundos para todos los casos a excepción del bucle externo del lazo de control de la temperatura de salida, que derivado del retardo presenta tiempos de asentamiento muy elevados.
- El tiempo de subida ( $t_{sub}$ ), relacionado con el ancho de banda, da una idea de la velocidad de respuesta del sistema. Para este trabajo se han perseguido tiempos de subida entre 1 y 2 segundos. Igualmente el bucle externo del lazo de control de la temperatura de salida presenta valores muy elevados a causa del retardo.



## Capítulo 4 Simulación y análisis de resultados

El cuarto capítulo muestra los resultados de la simulación de los modelos diseñados para caracterizar el proceso termodinámico del prototipo de GDV de Berlín, así como del sistema de control automático propuesto para el mismo; respondiendo a los objetivos específicos 3, 4 y 5 planteados en la presente tesis.

En primer lugar se comparan los resultados de pruebas experimentales con los dos algoritmos planteados en el capítulo 3 (modelo caja negra y modelo caja gris), con un doble objetivo: i) analizar la influencia de las variables termodinámicas (principalmente presión y temperatura) y el patrón del flujo en la estabilidad del proceso GDV; ii) determinar la idoneidad de los modelos obtenidos para su utilización en el diseño de los lazos de control del prototipo. Además se define el rango de operación del colector cilindro-parabólico de acuerdo a unas condiciones de salida establecidas, como punto de partida para determinar los niveles de operación de cada uno de los lazos de control.

En segundo lugar se establece el diseño del sistema de control automático que incluye: i) la configuración y el esquema de control; ii) el rango de operación; iii) los instrumentos de medida y regulación; y iv) los modelos de los lazos y la sintonización de los controladores diseñados para cada uno de estos.

### **4.1. Simulación del proceso de generación directa de vapor en el prototipo de colectores cilindro-parabólicos de Berlín**

El objetivo fundamental del presente trabajo es diseñar el sistema de control automático del prototipo CCP de Berlín. Al no contar con ningún elemento de control automático, los modelos de control han sido obtenidos a partir de leyes físicas; que en el caso del lazo de control de la temperatura de salida, se corresponden con el balance de energía en estado estacionario a lo largo del colector.

Por este motivo, como paso previo al diseño de sistema de control, y dada la influencia que la caída de presión, las perturbaciones (irradiancia y temperatura de entrada) y el patrón de flujo tienen en el proceso de GDV, se presentan en este apartado:

- los resultados de simulación con cada uno de los modelos (caja negra y caja gris), estableciendo un análisis comparativo respecto a los datos experimentales, y entre los modelos.
- el comportamiento de las variables del proceso GDV de acuerdo a los dos modelos, para el rango de operación del prototipo.

#### 4.1.1. Algoritmo de simulación para el modelo caja negra: balance de energía en estado estacionario entrada-salida para todo el colector cilindro parabólico

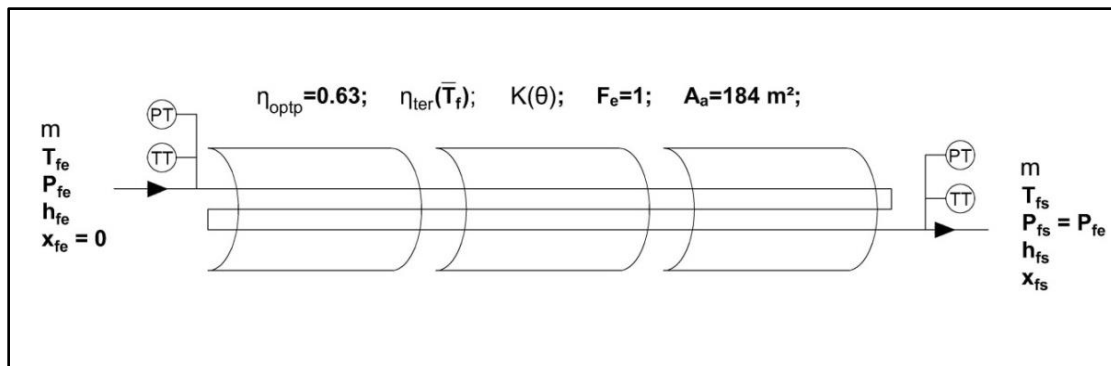
El algoritmo del modelo caja negra se fundamenta en el proceso de transferencia de calor desde el sol al fluido de trabajo que circula por el CCP, de acuerdo a la ecuación planteada en [4.1]:

$$0 = \eta_{\text{optp}} \cdot K(\theta) \cdot \eta_{\text{ter}}(\bar{T}_f) \cdot F_e \cdot I_d \cdot \cos \theta \cdot A_a - \dot{m} \cdot (h_{fs} - h_{fe}) \quad [4.1]$$

Este balance de energía entrada-salida, cuyos parámetros han sido determinados experimentalmente por el equipo de la Unidad de Investigación en Energías Renovables de La-Geo, ha sido el punto de partida de la presente tesis. Puesto que como se verá en el apartado 4.2, el lazo de control de la temperatura de salida del prototipo se diseña a partir de la ecuación [4.1].

Con el objetivo de evaluar la bondad de los parámetros obtenidos experimentalmente ( $\eta_{\text{optp}}, K(\theta), \eta_{\text{ter}}, F_e, A_a$ ) que fundamenten la utilización de esta ecuación para fines de control, se diseñó en *Matlab* un algoritmo (véase apartado 3.1.3) que permitiera comparar los valores de salida (temperatura, presión, calidad y entalpía) de las pruebas experimentales (bajo condiciones de operación reales), con el modelo. El esquema y sus parámetros se presentan en la figura 4.1.

**Figura 4.1:** Esquema del prototipo de CCP de Berlín para el modelo de simulación caja negra



Fuente: Elaboración propia.

##### 4.1.1.1. Parámetros de entrada al algoritmo

Los parámetros de entrada al algoritmo se pueden diferenciar en cuatro bloques, de acuerdo al esquema planteado en la figura 3.2, estos son:

- i) Parámetros característicos del prototipo: determinados experimentalmente, sus valores se presentan en el cuadro 4.1. Además se ha adaptado la ecuación del rendimiento de acuerdo a los valores máximo y mínimo de la temperatura media.

**Cuadro 4.1:** Parámetros característicos del prototipo de CCP de Berlín para el modelo caja negra.

Parámetro	Valor	Unidades
Factor de ensuciamiento ( $F_e$ )	1	-
Rendimiento óptico pico ( $\eta_{optp}$ )	0.63	-
Área de apertura ( $A_a$ )	184	m <sup>2</sup>
Rendimiento térmico ( $\eta_{ter}$ )	$\begin{matrix} 1 & \text{si } \bar{T}_f < 46 \\ \frac{-0.5059 \bar{T}_f + 125.14}{100} & \text{si } 46 \leq \bar{T}_f \leq 196 \\ 0.2598 & \text{si } \bar{T}_f > 196 \end{matrix}$	-

**Fuente:** Elaboración propia a partir de datos de LaGeo.

ii) Datos monitoreados en tiempo real: son el conjunto de variables monitoreadas por los diferentes sensores y aparatos de medida necesarios para establecer el balance de energía, o para el cálculo de otras variables que intervendrán en el mismo:

- Irradiancia Normal Directa DNI ( $I_d$ ).
- Temperatura y presión del fluido a la entrada del prototipo ( $T_{fe}$ ,  $P_{fe}$ ).
- Caudal másico de entrada al prototipo ( $\dot{m}$ ).

Las variables de irradiancia, presión y temperatura son monitoreadas a partir de sensores digitales, y registradas en un *logger*, cada cierto periodo de tiempo definido por el usuario. Mientras que el caudal a la entrada se mide a partir de flujómetros analógicos.

iii) Determinación de propiedades del fluido a la entrada: además de las variables monitoreadas en tiempo real, se calculan a partir de las leyes físicas y con el apoyo de la herramienta *XSteam* de *Matlab* la entalpía ( $h_{fe}$ ) y calidad del vapor ( $x_{fe}$ ).<sup>79</sup>

iv) Localización geográfica: por último a partir de la relación planteada en 3.1.1.2 se calcula el ángulo de incidencia ( $\theta$ ) de acuerdo al día del año y el instante de monitoreo en tiempo real. A partir de este valor con las ecuaciones [3.3] y [3.4] se calcula el factor de modificación de ángulo de incidencia ( $K(\theta)$ ).

#### 4.1.1.2. Variables experimentales del fluido a la salida del colector

Para comparar el modelo con los resultados de las pruebas experimentales se monitorean en tiempo real los valores de temperatura y presión del fluido a la salida del CCP, a partir de sensores digitales. Además se calculan con la herramienta *XSteam* las otras dos propiedades que caracterizan el comportamiento termodinámico del fluido: entalpía y calidad del vapor en la salida. Con todas estas variables y de acuerdo a la ecuación [4.1] se calcula el rendimiento térmico experimental de cada caso.

Cabe mencionar que la ecuación del rendimiento térmico fue obtenida tomando en cuenta los valores experimentales arrojados por los sensores de presión y temperatura situados a la

<sup>79</sup> La calidad del vapor a la entrada siempre es 0 por tratarse de líquido subenfriado, pero para analizar el comportamiento del fluido a lo largo del CCP, y puesto que en algunos casos los valores de temperatura registrados por los sensores emiten medidas erróneas, el algoritmo se ha diseñado de tal manera que caracterice cualquier valor arrojado por las variables termodinámicas a la entrada.

entrada del separador de vapor, a una distancia de 4 metros desde la salida del CCP, durante la que el fluido pasa por una serie de accesorios (codos, mangueras, “tees”, etc.). Por esta razón los valores de salida obtenidos con el modelo se han comparado con los datos arrojados por dichos sensores, en lugar de los situados exactamente en la salida del CCP.

#### 4.1.1.3. Resultados de simulación con el modelo caja negra

Para la evaluación del modelo se analizaron los datos de dos pruebas: a) una realizada durante la determinación experimental de los parámetros del prototipo con un caudal cercano al de funcionamiento (02/09/2014); y b) otra a posteriori con el objetivo de verificar los resultados, manejando un caudal mayor (25/03/2015).

Se presentan en esta sección los ensayos realizados en cada prueba (periodo, caudales de trabajo e irradiancia media), además de un análisis comparativo entre modelo y datos experimentales medidos (temperatura y presión) y calculados (entalpía, calidad de vapor y rendimiento térmico). En estas variables, con el objetivo de facilitar el análisis comparativo modelo-datos experimentales, se incorporan el valor de la irradiancia, el caudal o del valor de entrada de la variable analizada en cada caso.

##### 4.1.1.3.1. Pruebas experimentales y caudal de trabajo

En la primera prueba los caudales de trabajo fueron relativamente bajos – similares a los del rango de operación definido para el prototipo –, alcanzándose en los últimos ensayos condiciones de saturación, y en algún caso de sobrecalentamiento. En la segunda prueba se manejaron caudales mayores, con generación de vapor mínima en los 3 últimos ensayos.

##### i) Prueba experimental del 02 de septiembre de 2014

La prueba del 02 de septiembre de 2014 abarca 3 horas y 27 minutos, con un tiempo de muestreo de 10 segundos. Durante la misma se manejaron tres caudales en el rango: 0.0116-0.1023 kg/s. En el análisis comparativo (datos experimentales frente a modelo) de cada variable de salida y del rendimiento térmico, se presentan gráficas para todo el periodo de prueba. Además se muestran los valores medios de todos los ensayos, y se grafican los ensayos 2, 4 y 7, que fueron seleccionados para calcular los parámetros del CCP (véase cuadro 4.2).

**Cuadro 4.2:** Rango de caudales y periodos de las pruebas experimentales del 02/03/2015

Ensayo	Hora de inicio	Duración (minutos)	Caudal (kg/s)	Irradiancia (kW/m <sup>2</sup> )
1	10:03:00	20	0.1023	0.781
<b>2</b>	<b>10:23:00</b>	<b>6</b>	<b>0.1023</b>	<b>0.794</b>
3	10:29:00	4	0.0713	0.782
<b>4</b>	<b>10:33:00</b>	<b>8</b>	<b>0.0713</b>	<b>0.780</b>
5	10:41:00	124	0.0713	0.666
6	12:45:00	14.5	0.0116	0.787
7	12:59:30	30.5	0.0116	0.690
<b>8</b>	<b>13:30:00</b>	<b>11.5</b>	<b>0.0116</b>	<b>0.399</b>

Fuente: Elaboración propia.

ii) Prueba experimental del 25 de marzo de 2015

Los datos del 25 de marzo de 2015 cubren 2 horas y 20 minutos, con un registro cada 30 segundos, manejando 9 caudales que varían entre 0.143 y 0.214 kg/s (véase cuadro 4.3).

**Cuadro 4.3:** Rango de caudales y periodos de las pruebas experimentales del 25/03/2015

Ensayo	Hora de inicio	Duración (minutos)	Caudal (kg/s)	Irradiancia (kW/m <sup>2</sup> )
1	13:15:00	14	0.214	0.703
2	13:29:00	9	0.167	0.705
3	13:38:00	5	0.198	0.431
4	13:43:00	9	0.183	0.595
5	13:52:00	10	0.171	0.329
6	14:02:00	6	0.149	0.341
7	14:08:00	65	0.143	0.646
8	15:13:00	5	0.161	0.549
9	15:18:00	17	0.158	0.570

Fuente: Elaboración propia.

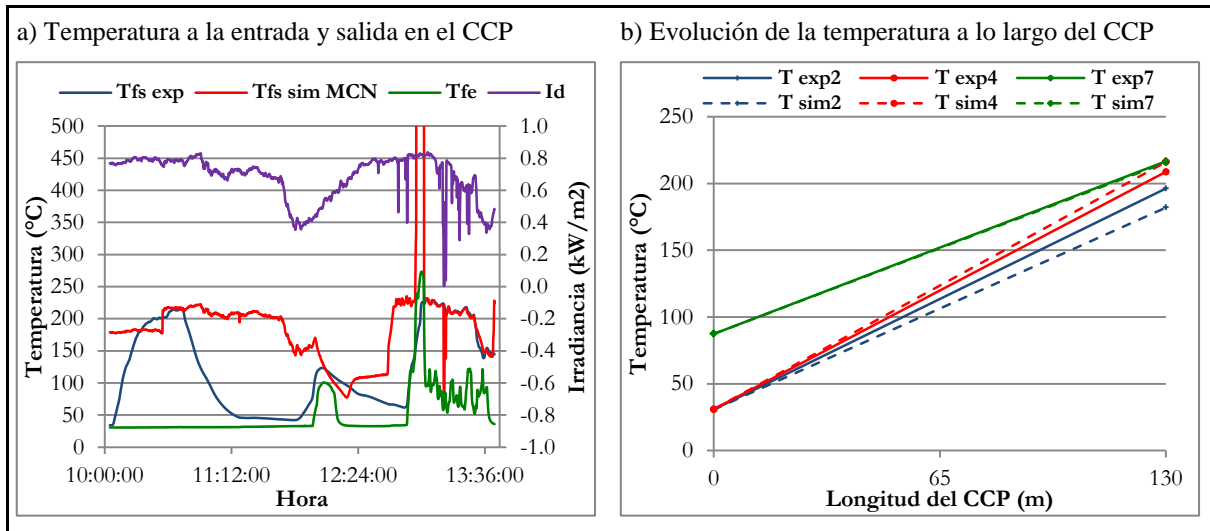
Como en el caso anterior, se grafican todos los valores del periodo de prueba para cada una de las variables analizadas. En este caso se seleccionan como referencia el ensayo 1, que presenta los menores errores (valores experimentales - modelo) de los ensayos con líquido subenfriado; el 7 y el 9 que presentan generación de vapor al final de cada uno de ellos.

4.1.1.3.2. Temperatura

i) Prueba experimental del 02 de septiembre de 2014

Los resultados del modelo caja negra a nivel de la temperatura de salida del colector pueden considerarse satisfactorios en términos generales, ya que la tendencia es similar a las medidas experimentales en los ensayos de referencia (véase gráfico 4.1). Y en términos de los valores medios el error varía entre un 0.40% (ensayo 7) y un 7.31% (ensayo 2).

**Gráfico 4.1:** Temperaturas de entrada y de salida (experimental y de simulación en modelo caja negra), para todo el periodo (a), y valores medios de los ensayos 2, 4 y 7 (b) en la prueba del 02/09/2014



Fuente: Elaboración propia.

Las mayores diferencias entre la temperatura de salida experimental y la del modelo (véase gráfico 4.1.a), que posteriormente se repiten en el resto de variables, se producen en los siguientes casos:

- En el ensayo 1 (10:03:00-10:23:00) donde la experimental inicia por debajo y termina aproximándose a la del modelo tras el enfoque del CCP, y al finalizar el proceso de calentamiento del absorbedor. Situación que se repite en el ensayo 6 (12:45:00-13:59:30).
- Durante la primera hora del ensayo 5 (10:41:00-11:50:00), la temperatura experimental cae desde 220 °C hasta los 50°C, debido a un desenfoque en el CCP, ya que la irradiancia no disminuye. Posteriormente se enfoca pero la presión comienza a caer (entre las 11:57:00 y las 12:45:00) reduciendo la temperatura de salida.
- El modelo presenta picos de temperatura<sup>80</sup> (en torno a 700°C) al inicio del ensayo 7, a consecuencia de errores en la medida del sensor de la temperatura de entrada, que caracteriza el fluido como vapor sobrecalentado, arrojando valores muy elevados y fuera del rango de la temperatura de salida esperada. Esta situación se genera por la elevada precisión necesaria para determinar los valores de temperatura y presión en la zona de saturación – donde esta permanece constante –, y por la configuración del flujo bifásico agua-vapor (cuando la película del líquido no moja toda la superficie interior del absorbedor) puede calentarse únicamente el vapor, elevando su temperatura, y clasificándolo como vapor sobrecalentado.
- Por último aparece un mínimo en la gráfica del modelo al inicio del ensayo 7 (valores puntuales muy bajos respecto al dato experimental), que se corresponden con Irradiancia baja como consecuencia del paso de alguna nube, situación que el sensor de temperatura en tiempo real no percibe instantáneamente.

**Cuadro 4.4:** Valores medios de la temperatura de entrada y salida (experimental y de simulación en modelo caja negra) para los 8 ensayos en la prueba del 02/09/2014

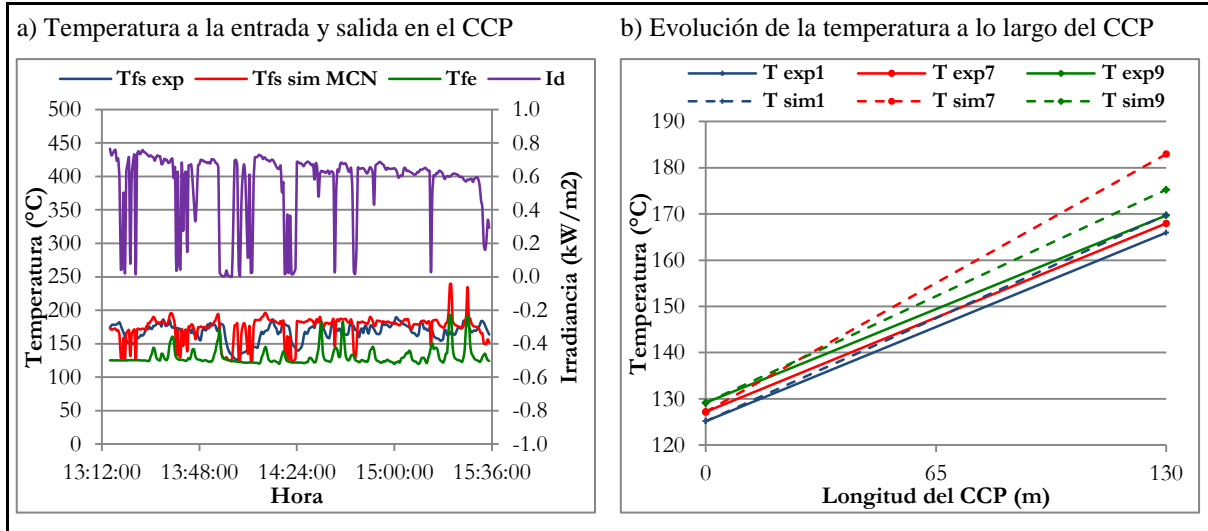
Ensayo	$T_{fe}$ (°C)	$T_{fs}^{exp}$ (°C)	$T_{fs}^{sim\ MCN}$ (°C)	$\Delta e(T_{fs})$
1	30.60	119.85	180.35	50.48%
<b>2</b>	<b>30.76</b>	<b>196.28</b>	<b>181.93</b>	<b>7.31%</b>
3	30.82	200.60	180.48	10.03%
<b>4</b>	<b>30.96</b>	<b>208.73</b>	<b>216.13</b>	<b>3.55%</b>
5	38.05	83.02	167.62	101.90%
6	99.02	102.81	376.04	265.75%
<b>7</b>	<b>87.36</b>	<b>216.60</b>	<b>215.73</b>	<b>0.40%</b>
8	69.65	154.02	153.87	0.10%

**Fuente:** Elaboración propia.

<sup>80</sup> Los datos experimentales fuera del rango, y sus correspondientes en el modelo no han sido considerados para la estimación de los valores medios en los ensayos de referencia seleccionados, ni en este caso, ni en el resto de las variables de ambas pruebas.

ii) Prueba experimental del 25 de marzo de 2015

**Gráfico 4.2:** Temperaturas de entrada y de salida (experimental y de simulación en modelo caja negra), para todo el periodo (a), y valores medios de los ensayos 1, 7 y 9 (b) en la prueba del 25/03/2015



Fuente: Elaboración propia.

Como en la prueba anterior los resultados presentan tendencias similares entre modelo y salida experimental, sin embargo la variación de la temperatura de entrada y de la irradiancia es mayor a lo largo de todo el ensayo; impactando en la temperatura de salida, tanto del modelo como la experimental (véase gráfico 4.2.a). En los 3 ensayos de referencia el error medio varía entre un 2.30% y 8.92% (véase cuadro 4.5). De nuevo las mayores diferencias responden a valores pico de la temperatura del modelo (por errores en la medida de la temperatura de entrada), y a mínimos correspondientes a valores de Irradiancia muy bajos, detectados por el modelo, y en menor medida por los resultados experimentales.

**Cuadro 4.5:** Valores medios de la temperatura de entrada y salida (experimental y de simulación en modelo caja negra) para los 9 ensayos en la prueba del 25/03/2015

Ensayo	$T_{fe}$ (°C)	$T_{fs}^{exp}$ (°C)	$T_{fs}^{sim\ MCN}$ (°C)	$\Delta e(T_{fs})$
1	125.15	165.95	169.78	2.30%
2	133.15	178.24	184.01	3.23%
3	133.71	169.70	160.79	5.25%
4	128.06	167.75	170.92	1.89%
5	132.57	159.52	156.15	2.11%
6	122.16	136.87	153.60	12.22%
7	127.18	167.96	182.95	8.92%
8	137.86	162.22	178.25	9.88%
9	129.15	169.67	175.26	3.29%

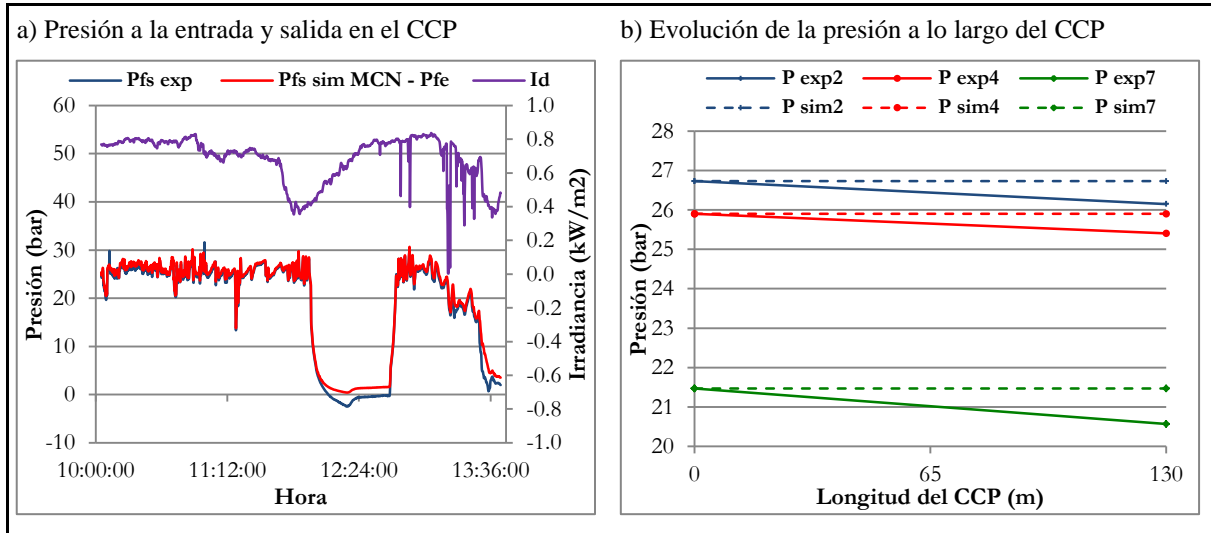
Fuente: Elaboración propia.

### 4.1.1.3.3. Presión

En el modelo caja negra, la presión en el tubo absorbedor se considera constante, sin embargo, es importante conocer el comportamiento de los datos experimentales, puesto que contribuyen a la comprensión y contextualización de las tendencias del resto de variables.

i) Prueba experimental del 02 de septiembre de 2014

**Gráfico 4.3:** Presión de entrada y de salida (experimental y de simulación en modelo caja negra), para todo el periodo (a), y valores medios de los ensayos 2, 4 y 7 (b) en la prueba del 02/09/2014



Fuente: Elaboración propia.

El análisis de los datos de presión de esta prueba, permite establecer tres conclusiones fundamentales:

- La variación de la Irradiancia no tiene ningún efecto significativo sobre la presión.
- Para valores de presión por encima de los 5-10 bares, la caída de presión es mínima (en torno a 0.5 bar), incrementándose a medida que la presión de entrada disminuye, especialmente por debajo de los 5 bares.
- Se observa un valle en la presión durante el ensayo 5, que tal como se ha presentado en la temperatura y como se verá para el caso de la entalpía, impacta en los valores experimentales de salida de estos parámetros.

En términos generales y dado que la caída de presión es pequeña la consideración de presión constante, puede ser adecuada. Como se observa en el cuadro 4.6, con esta hipótesis, los errores de la salida en los ensayos de referencia, varían entre un 1.96% - 4.38%, siendo mayor en el caso del ensayo 7, puesto que con flujo bifásico la pérdida de carga se incrementa.

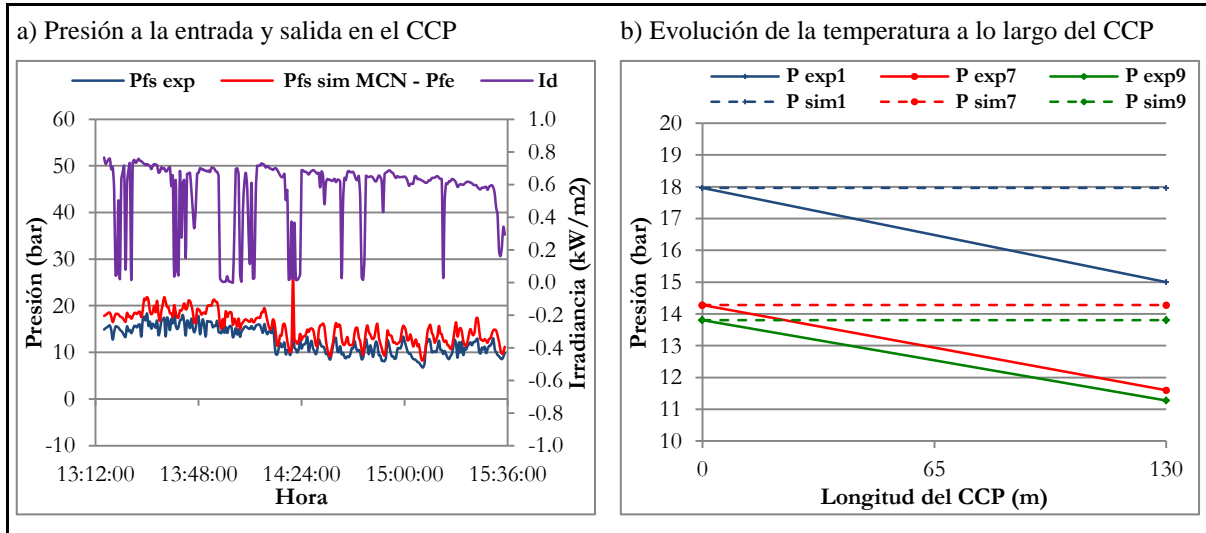
**Cuadro 4.6:** Valores medios de la presión de entrada y salida (experimental y de simulación en modelo caja negra) para los 8 ensayos en la prueba del 02/09/2014

Ensayo	$P_{fe}$ (bar)	$P_{fs}^{exp}$ (bar)	$P_{fs}^{sim\ MCN}$ (bar)	$\Delta e(P_{fs})$
1	25.90	25.39	25.90	2.04%
2	<b>26.73</b>	<b>26.15</b>	<b>26.73</b>	<b>2.23%</b>
3	26.55	26.04	26.55	1.95%
4	<b>25.90</b>	<b>25.40</b>	<b>25.90</b>	<b>1.96%</b>
5	17.03	16.17	17.03	5.30%
6	26.16	25.78	26.16	1.51%
7	<b>21.47</b>	<b>20.57</b>	<b>21.47</b>	<b>4.38%</b>
8	6.34	3.30	4.10	24.28%

Fuente: Elaboración propia.

ii) Prueba experimental del 25 de marzo de 2015

**Gráfico 4.4:** Presión de entrada y de salida (experimental y de simulación en modelo caja negra), para todo el periodo (a), y valores medios de los ensayos 1, 7 y 9 (b) en la prueba del 25/03/2015



Fuente: Elaboración propia.

Nuevamente, los patrones de presión de entrada y salida son similares, pero a diferencia del caso anterior, la caída de presión real se incrementa, con valores en torno a los 2.5-3 bares, situación que puede responder a que los caudales de trabajo son 2 o 3 veces mayores. Así, el error asciende hasta valores próximos al 20% (véase cuadro 4.7).

**Cuadro 4.7:** Valores medios de la temperatura de entrada y salida (experimental y de simulación en modelo caja negra) para los 9 ensayos en la prueba del 25/03/2015

Ensayo	$P_{fe}$ (bar)	$P_{fs}^{exp}$ (bar)	$P_{fs}^{sim\ MCN}$ (bar)	$\Delta e(P_{fs})$
1	<b>17.97</b>	<b>15.00</b>	<b>17.97</b>	<b>19.76%</b>
2	19.84	16.18	19.84	22.64%
3	18.58	16.55	18.58	12.22%
4	19.08	15.79	19.08	20.84%
5	18.20	15.15	18.20	20.12%
6	16.59	14.98	16.59	10.72%
7	<b>14.28</b>	<b>11.60</b>	<b>14.28</b>	<b>23.12%</b>
8	12.35	10.00	12.35	23.54%
9	<b>13.81</b>	<b>11.28</b>	<b>13.81</b>	<b>22.43%</b>

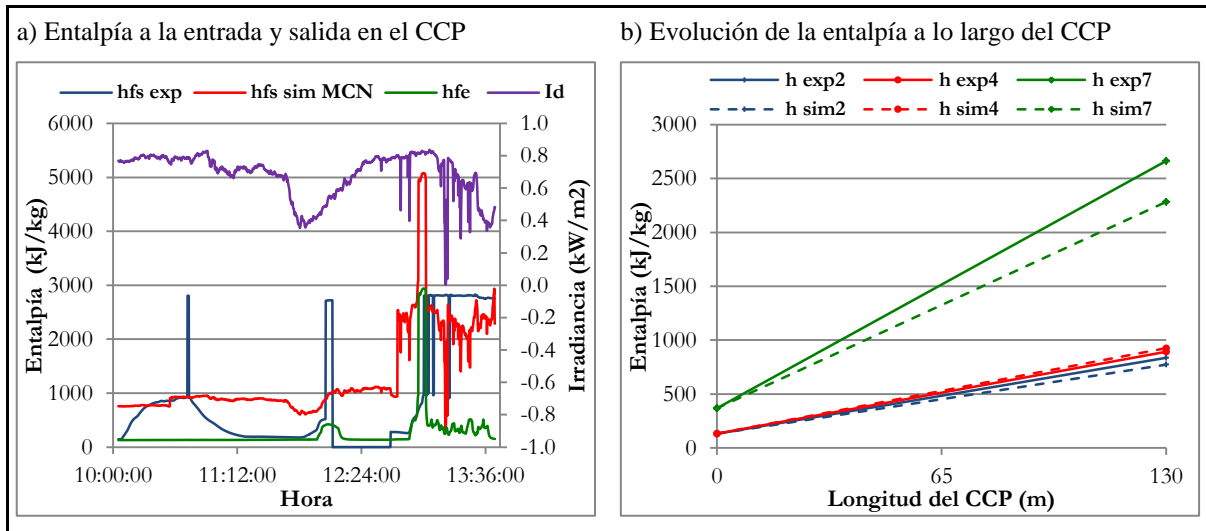
Fuente: Elaboración propia.

#### 4.1.1.3.4. Entalpía

i) Prueba experimental del 02 de septiembre de 2014

El comportamiento de la entalpía es similar al de temperatura: a) máximos en modelo (por errores en medida de temperatura de entrada) y en datos experimentales (por errores en sensor de salida) que caracterizan al fluido como vapor sobrecalentado; b) desenfoco y caída de presión en el absorbedor, que no percibe el modelo; c) mínimos provocados por valores muy bajos de Irradiancia. En cambio la diferencia más notoria se presenta en el modelo, en el ensayo 7, cuando el fluido entra en saturación, y al contrario que la temperatura, la entalpía no es constante, y por lo tanto la variabilidad es mucho mayor (véase gráfico 4.5).

**Gráfico 4.5:** Entalpía de entrada y de salida (experimental y de simulación en modelo caja negra), para todo el periodo (a), y valores medios de los ensayos 2, 4 y 7 (b) en la prueba del 02/09/2014



**Fuente:** Elaboración propia.

En cuanto a los valores medios de los ensayos de referencia, estos son más cercanos entre modelo y datos experimentales en la zona de líquido subenfriado, variando entre 3.78% - 7.62%. Mientras que para el caso del ensayo 7, la diferencia es mayor por la discontinuidad que a nivel de temperaturas se produce en este punto, de tal forma que los datos experimentales siempre clasifican al fluido como vapor sobrecalentado, incrementando la diferencia con los valores de líquido y vapor saturado que arroja el modelo. Y por lo tanto el error asciende hasta un 14.27% (véase cuadro 4.8).

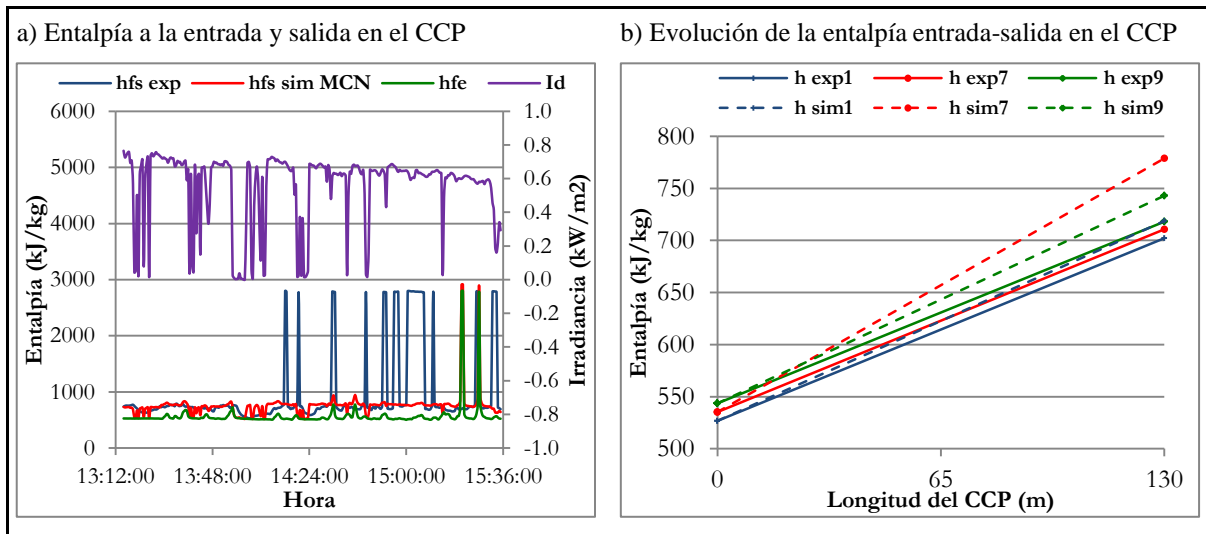
**Cuadro 4.8:** Valores medios de la entalpía de entrada y salida (experimental y de simulación en modelo caja negra) para los 8 ensayos en la prueba del 02/09/2014

Ensayo	$h_{fe}$ (kJ/kg)	$h_{fs}^{exp}$ (kJ/kg)	$h_{fs}^{sim\ MCN}$ (kJ/kg)	$\Delta e(h_{fs})$
1	130.59	507.03	765.44	50.96%
2	<b>131.34</b>	<b>836.18</b>	<b>772.43</b>	<b>7.62%</b>
3	131.57	855.50	766.07	10.45%
4	<b>132.11</b>	<b>892.24</b>	<b>925.95</b>	<b>3.78%</b>
5	160.95	334.33	908.80	171.83%
6	712.18	434.48	2866.97	559.86%
7	<b>367.75</b>	<b>2663.52</b>	<b>2283.48</b>	<b>14.27%</b>
8	292.23	2768.72	2462.36	11.06%

Fuente: Elaboración propia.

ii) Prueba experimental del 25 de marzo de 2015

**Gráfico 4.6:** Entalpía de salida (experimental y de simulación en modelo caja negra) para todo el periodo (a) y valores medios de los ensayos 1, 7 y 9 (b) en la prueba del 25/03/2015



Fuente: Elaboración propia.

Los resultados de la prueba del 25/03/2015 corroboran lo planteado en la del 02/09/2014. Observando los gráficos 4.4.a y 4.4.b, modelo y datos experimentales tienen patrones similares para líquido subenfriado (caso del ensayo 1). Mientras que a medida que el fluido se aproxima a la zona de saturación las diferencias aumentan por la incapacidad de determinar un valor de entalpía en la zona de saturación únicamente con valores de presión y temperatura (sería necesario conocer la calidad, y asumir que el fluido se presenta como líquido saturado). Situación que se refleja al calcular los valores medios y sus correspondientes errores, que son mayores especialmente en el ensayo 7 (9.58%), cuando la temperatura de salida se aproxima a la de saturación, de manera que los sensores de presión y temperatura emiten valores que provocan que el fluido sea clasificado como vapor sobrecalentado en lugar de líquido saturado como realmente sucede (véase cuadro 4.9).

**Cuadro 4.9:** Valores medios de la entalpía de entrada y salida (experimental y de simulación en modelo caja negra) para los 9 ensayos en la prueba del 25/03/2015

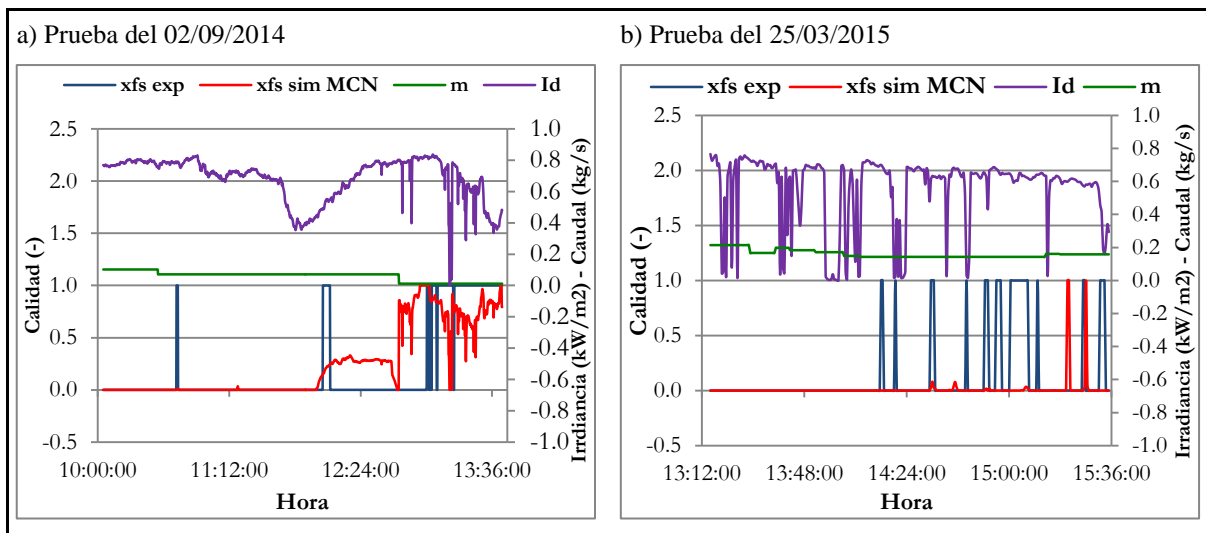
Ensayo	$h_{fe}$ (kJ/kg)	$h_{fs}^{exp}$ (kJ/kg)	$h_{fs}^{sim\ MCN}$ (kJ/kg)	$\Delta e(h_{fs})$
1	526.77	702.14	718.70	2.36%
2	561.07	755.81	781.33	3.38%
3	563.47	718.41	680.41	5.29%
4	539.24	709.86	723.89	1.98%
5	558.57	674.62	660.51	2.09%
6	513.98	576.59	649.17	12.59%
7	535.23	710.67	778.77	9.58%
8	580.69	685.50	756.65	10.38%
9	543.56	718.02	742.94	3.47%

Fuente: Elaboración propia.

#### 4.1.1.3.5. Calidad del vapor en la salida del colector

Los datos de calidad se presentan únicamente a nivel de todos los ensayos, y se incluye en este caso además del valor de Irradiancia, el de caudal, para complementar el análisis realizado sobre los patrones de temperatura y entalpía. No se estiman valores medios, ya que el programa *XSteam* solo clasifica al fluido como vapor sobrecalentado ( $x=1$ ) o líquido subenfriado ( $x=0$ ), al no haberse determinado la calidad experimentalmente (véase gráfico 4.7).

**Gráfico 4.7:** Calidad del vapor de salida (experimental y de simulación en modelo caja negra) para todo el periodo de la prueba del 02/09/2014 (a) y del 25/03/2015 (b)



Fuente: Elaboración propia.

El gráfico anterior, además de confirmar los análisis sobre los máximos y mínimos de temperatura – derivados de errores en la medida o caídas de la irradiancia – y la gran variabilidad entre modelo y datos experimentales en la zona de saturación; permite identificar, como la generación de vapor se produce en ambos casos – y especialmente en la prueba del 09/02/2014 –, con los valores más bajos del caudal de trabajo, y valores de irradiancia por encima de los  $500\text{ W/m}^2$ .

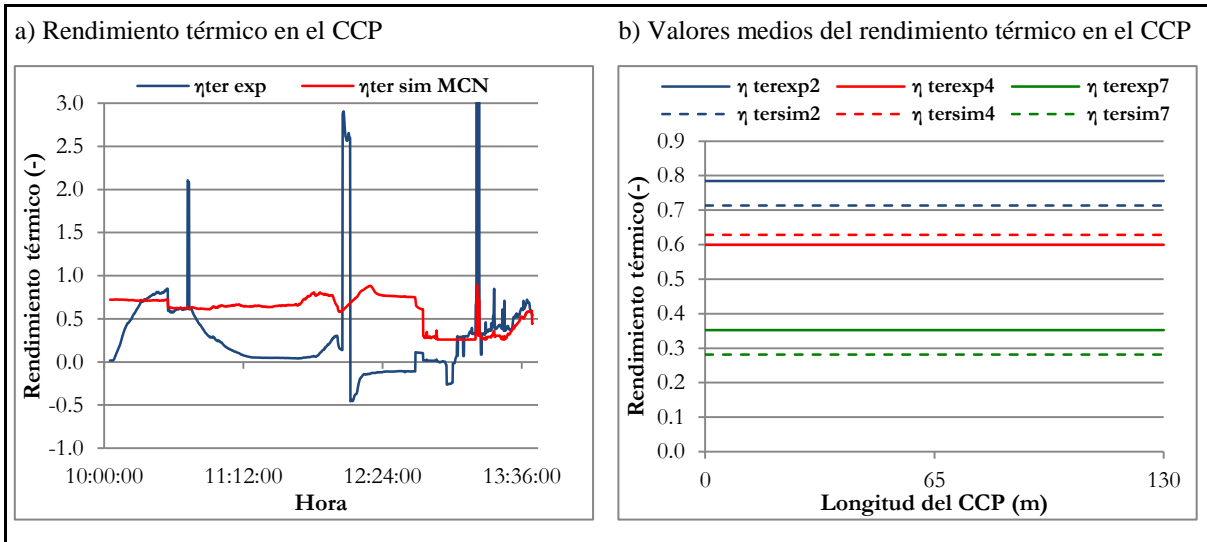
#### 4.1.1.3.6. Rendimiento térmico del colector

Como último elemento de comparación se estudian el rendimiento térmico del modelo, con el de las pruebas experimentales. La razón de incorporarlo al análisis, responde a que es el único de los parámetros del balance de energía, que depende de las variables termodinámicas del proceso;<sup>81</sup> puesto que el factor de modificación de ángulo de incidencia y el rendimiento óptico, son función de la localización geográfica y de las propiedades reflectoras del colector.

i) Prueba experimental del 02 de septiembre de 2014

Los gráficos del rendimiento térmico muestran las tendencias esperadas de acuerdo a su dependencia respecto a la entalpía y la temperatura media (en el caso del rendimiento experimental, también respecto a la presión), así como de la ecuación obtenida para el mismo. Así aparecen: a) máximos que lo sitúan en algunos casos por encima de la unidad, reflejando el error en la medida; b) rendimientos cercanos a cero o negativos en el momento de desenfoco, caída de presión o valores de Irradiancia bajos, para los datos experimentales; c) menores valores del rendimiento cuando la temperatura media se incrementa, en concordancia con la ecuación del rendimiento térmico, en la que los valores del mismo son inversamente proporcionales a la temperatura media (véase gráfico 4.8).

**Gráfico 4.8:** Rendimiento térmico (experimental y de simulación en modelo caja negra) para todo el periodo (a) y valores medios de los ensayos 2, 4 y 7 (b) en la prueba del 02/09/2014



**Fuente:** Elaboración propia.

Los errores entre modelo y datos experimentales, en los ensayos de referencia, varían entre un 2.89% y un 7.10%, sin existir en este caso, diferencias considerables para el ensayo donde se produce vapor (véase cuadro 4.10).

<sup>81</sup> El rendimiento térmico depende del valor de la temperatura media del fluido en el CCP.

**Cuadro 4.10:** Valores medios del rendimiento de entrada y salida (experimental y de simulación en modelo caja negra) para los 8 ensayos en la prueba del 02/09/2014

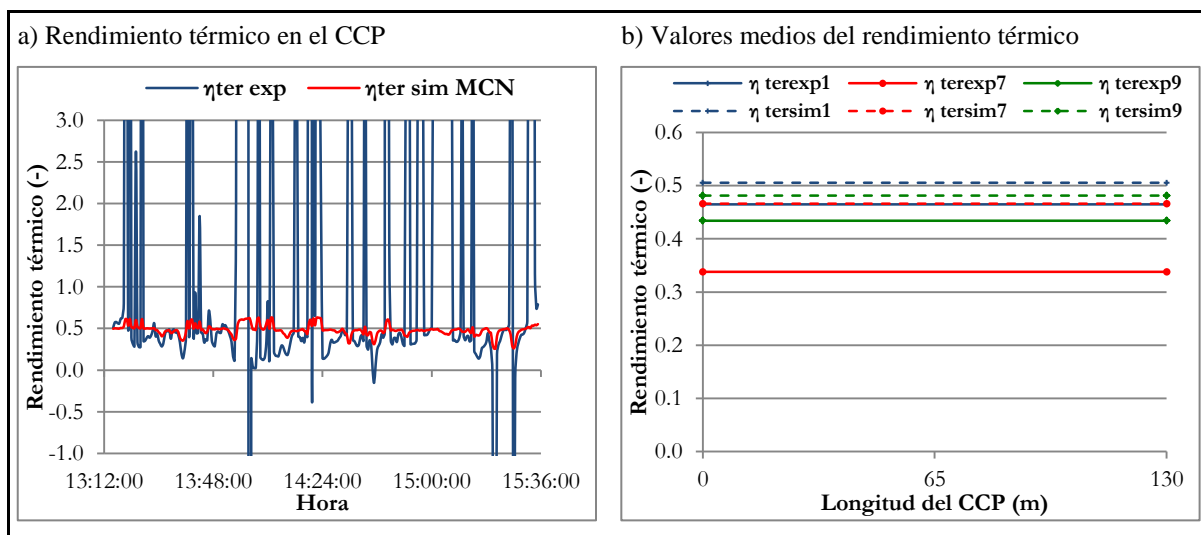
Ensayo	$\eta_{\text{ter}}^{\text{exp}} (-)$	$\eta_{\text{ter}}^{\text{sim MCN}} (-)$	$\Delta e(\eta_{\text{ter}})$
1	0.42	0.72	29.64%
2	<b>0.78</b>	<b>0.71</b>	<b>7.10%</b>
3	0.82	0.72	10.03%
4	<b>0.60</b>	<b>0.63</b>	<b>2.89%</b>
5	0.17	0.70	52.48%
6	-0.03	0.28	30.89%
7	<b>0.35</b>	<b>0.28</b>	<b>7.09%</b>
8	0.58	0.49	8.28%

Fuente: Elaboración propia.

ii) Prueba experimental del 25 de marzo de 2015

Los resultados del rendimiento térmico en la prueba del 25/03/2015, vienen a confirmar los planteamientos de la prueba del 02/09/2014, es decir: a) valores extremos y fuera de rango en casos de baja Irradiancia o por errores en la determinación del estado del fluido (vapor sobrecalentado sobre líquido saturado); b) valores menores del rendimiento a medida que la temperatura media del fluido en el tubo absorbedor es mayor (véase gráfico 4.7).

**Gráfico 4.9:** Rendimiento térmico (experimental y de simulación en modelo caja negra) para todo el periodo (a) y valores medios de los ensayos 1, 7 y 9 (b) en la prueba del 25/03/2015



Fuente: Elaboración propia.

En esta prueba los valores fuera de rango por la gran variabilidad de la irradiancia son más pronunciados, por lo que la cantidad de datos descartados para la obtención de los valores medios en los ensayos de referencia ha sido mayor. De esta forma, los errores varían entre un 4.06% y un 12.82%, siendo más acusados en el caso del ensayo 7, porque los datos experimentales clasifican al fluido como valor sobrecalentado en una cantidad de datos mayor (véase cuadro 4.11).

**Cuadro 4.11:** Valores medios del rendimiento térmico (experimental y de simulación en modelo caja negra) del CCP para los 9 ensayos en la prueba del 25/03/2015

Ensayo	$\eta_{\text{ter}}^{\text{exp}} (-)$	$\eta_{\text{ter}}^{\text{sim MCN}} (-)$	$\Delta e(\eta_{\text{ter}})$
1	<b>0.46</b>	<b>0.51</b>	<b>4.06%</b>
2	0.40	0.45	5.20%
3	2.32	0.51	181.43%
4	0.52	0.50	2.62%
5	-44.81	0.52	4533.46%
6	1.56	0.55	100.14%
7	<b>0.34</b>	<b>0.47</b>	<b>12.82%</b>
8	0.88	0.21	66.51%
9	<b>0.43</b>	<b>0.48</b>	<b>4.73%</b>

Fuente: Elaboración propia.

#### 4.1.2. Algoritmo de simulación en el modelo caja gris: balance de energía y pérdidas de carga en estado estacionario para cada colector

El modelo caja gris se basa por un lado en el balance de energía presentado en la ecuación [4.1], que es adaptada a cada módulo del CCP, en lugar de para su conjunto como en el modelo anterior. Y por otro lado, en la determinación de la de caída de presión en cada módulo (clasificadas como pérdidas primarias), y en las interconexiones entre los módulos (clasificadas como pérdidas secundarias). Dichas pérdidas son calculadas de acuerdo a las ecuaciones [4.2] y [4.3] en los casos en que el fluido se encuentre como líquido subenfriado o vapor sobrecalentado, y mediante la ecuación [4.4] en el caso de flujo bifásico, en la zona de saturación.

$$\Delta P_{lp} = f \frac{\bar{v}_1^2 L}{2 D} \rho_1 \quad [4.2]$$

$$\Delta P_{ls} = f \frac{\bar{v}_1^2 L_e}{2 D} \rho_1 \quad [4.3]$$

$$\Delta P_{fb\ p,s} = \Delta P_{lp,s} \Phi_{fr}^2 \quad [4.4]$$

La razón que fundamenta el análisis del proceso GDV con este modelo es conocer y comprender el comportamiento termodinámico del fluido durante su recorrido, debido a:

- las particularidades de diseño del absorbedor;<sup>82</sup>
- los datos arrojados por los sensores de presión y temperatura ubicados en el interior del absorbedor, que presentan un patrón de comportamiento extraño;
- la importancia que tiene la configuración del flujo bifásico agua-vapor en la estabilidad y controlabilidad del proceso de GDV;

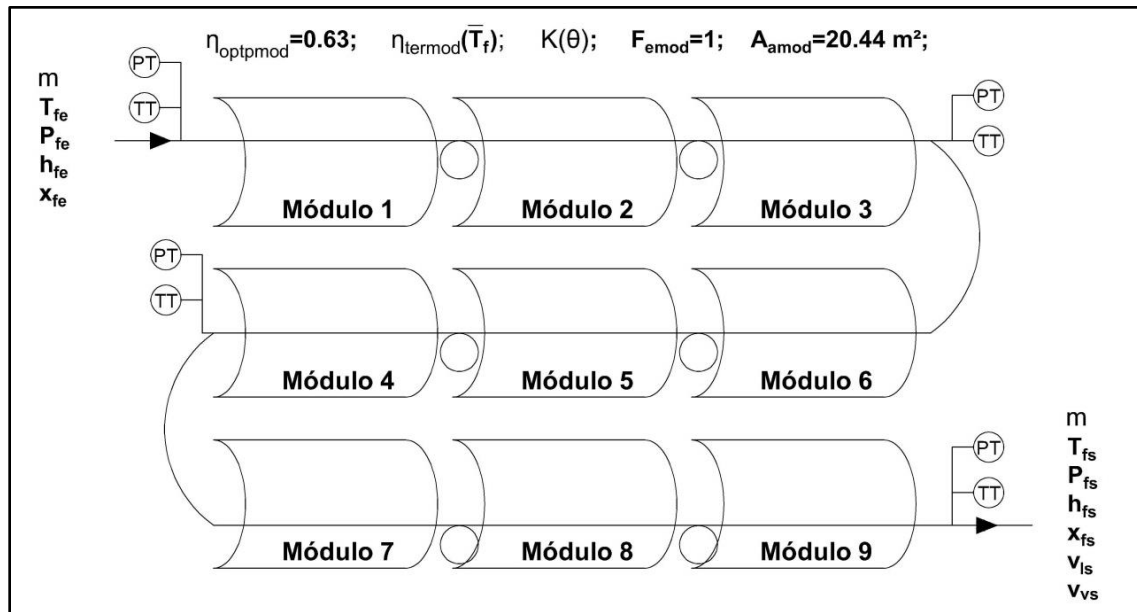
82 Como se mencionó en el capítulo introductorio el tubo absorbedor del prototipo CCP de Berlín está conformado por un conjunto de 6 tubos dispuestos en forma de cavidad trapezoidal, que difieren de la estructura unitubular, común en las plantas de CCP.

- la necesidad de verificar si la hipótesis asumida en el modelo caja negra sobre la caída de presión constante entre la entrada y salida del fluido en el tubo absorbedor, es acertada o merece ser reconsiderada.

Para el diseño del algoritmo caja gris se realizaron una serie de consideraciones que permitieran adaptar los parámetros obtenidos experimentalmente para todo el prototipo ( $\eta_{optp}$ ,  $K(\theta)$ ,  $\eta_{term}$ ,  $F_e$ ,  $A_a$ ) a cada uno de los módulos en los que se descompone el CCP.

Dada la configuración del absorbedor en forma de “S”, los 3 módulos que conforman la fila del prototipo, se fraccionaron en un total de 9 módulos, como si estuviera conformado por 3 filas de 3 módulos cada una; interconectados por mangueras de acero flexible a 360 ° a lo interno de cada fila y a 180 ° entre ellas. De esta forma el procedimiento de cálculo de cada una de las variables de entrada y salida del prototipo se dividió en 17 tramos: 9 correspondientes a los módulos del CCP, y 8 a las mangueras de interconexión (véase figura 4.2).

**Figura 4.2:** Esquema del prototipo de CCP de Berlín para el modelo de simulación caja gris



Fuente: Elaboración propia.

#### 4.1.2.1. Parámetros de entrada al algoritmo

Los parámetros de entrada al algoritmo se dividen en los cuatro bloques planteados para el modelo caja negra, de acuerdo al esquema de la figura 3.3 del capítulo anterior. Sin embargo el modelo presenta las siguientes particularidades o diferencias en relación anterior: a) algunos de los parámetros son adaptados al modelo, dado que en este caso el balance de energía se realizan para cada módulo; b) se añaden parámetros que no se utilizaban en el modelo anterior, relativos a las pérdidas de carga.

i) Parámetros característicos del prototipo: los parámetros han sido adaptados para el modelo caja gris de acuerdo a los experimentales obtenidos por LaGeo para el modelo caja negra. En el caso de los rendimientos óptico y térmico se mantienen, al igual que el factor de ensuciamiento. El área de apertura ha sido dividida por los 9 módulos en los que se ha fraccionado el prototipo. Además se incluyen otros parámetros característicos, del absorbedor y las mangueras flexibles, necesarios para el cálculo de las pérdidas de carga.

**Cuadro 4.12:** Parámetros característicos del prototipo de CCP de Berlín para el modelo caja gris

Parámetro	Valor	Unidades
Factor de ensuciamiento ( $F_e$ )	1	-
Rendimiento óptico pico del módulo ( $\eta_{optp}$ )	0.63	-
Rendimiento térmico del módulo ( $\eta_{termod}$ )	$\begin{matrix} 1 & \text{si } \bar{T}_f < 46 \\ \frac{-0.5059 \bar{T}_f + 125.14}{100} & \text{si } 46 \leq \bar{T}_f \leq 196 \\ 0.2598 & \text{si } \bar{T}_f > 196 \end{matrix}$	-
Área de apertura del módulo ( $A_{amod}$ )	20.444	m <sup>2</sup>
Longitud de un módulo ( $L_{mod}$ )	13.5	m
Diámetro interior de los tubos absorbedores ( $d_{iabs}$ )	0.0183	m
Rugosidad absoluta los tubos de acero AISI 304 del absorbedor ( $e_{abs}$ )	$4 \cdot 10^{-5}$	-
Longitud de las mangueras interiores ( $L_{mani}$ )	1	m
Diámetro interior de las mangueras interiores ( $d_{imani}$ )	0.015	m
Longitud equivalente de las mangueras interiores ( $L_{emani}/d_{imani}$ ) <sup>83</sup>	100	-
Rugosidad absoluta de las mangueras interiores de acero flexible ( $e_{mani}$ )	$1.5 \cdot 10^{-4}$	-
Longitud de las mangueras exteriores ( $L_{mane}$ )	1.25	m
Diámetro interior de las mangueras exteriores ( $d_{imane}$ )	0.02	m
Longitud equivalente de las mangueras exteriores ( $L_{emane}/d_{imane}$ )	50	-
Rugosidad absoluta de las mangueras exteriores de acero flexible ( $e_{mane}$ )	$1.5 \cdot 10^{-4}$	-
Longitud total del prototipo ( $L_{CCP}$ )	130	m

**Fuente:** Elaboración propia a partir de datos de LaGeo.

ii) Datos monitoreados en tiempo real: son los mismos que en el modelo caja negra:

- Irradiancia Normal Directa DNI ( $I_d$ ).
- Temperatura y presión del fluido a la entrada del prototipo ( $T_{fe}$ ,  $P_{fe}$ ).
- Caudal másico de entrada al prototipo ( $\dot{m}$ ).

En este modelo él caudal que se maneja para el cálculo del balance de energía es el monitoreado en la entrada. Sin embargo en la determinación de las pérdidas de carga en el absorbedor se utiliza la mitad del valor del caudal total, puesto que el fluido se

<sup>83</sup> Fox y McDonald (2004) plantean un valor de 50 m  $L_e/D$  para un codo a 180°. Por ello se ha estimado un valor de 100 para las interconexiones de las mangueras interiores que están a 360°.

subdivide en partes iguales al acceder al absorbedor; igualmente sucede en las mangueras interiores.

- v) Determinación de propiedades del fluido a la entrada: a partir de las leyes físicas y con el apoyo de la herramienta *XSteam* de *Matlab*, se calculan otra serie de propiedades del fluido utilizadas en el modelo, estas son: a) las necesarias para calcular el balance de energía, como la entalpía a la entrada; b) las que determinan al patrón del flujo (calidad del vapor, velocidad y densidad); c) aquellas con las que se calculan las pérdidas de carga (número de Reynolds, número de Froude, etc.).
- vi) Localización geográfica: el ángulo de incidencia ( $\theta$ ) y el factor de modificación de ángulo de incidencia ( $K(\theta)$ ) se calculan como en el modelo caja negra.

#### **4.1.2.2. Variables experimentales del fluido a lo largo del CCP**

La comparación de los resultados del modelo caja gris con los resultados experimentales en términos de temperatura, presión, entalpía, calidad del vapor y rendimiento térmico se realizan en la salida de cada fila. En la primera y segunda fila los sensores están situados a una distancia de 42.5 y 86.25 metros respectivamente. En el caso de la última fila (salida) al igual que en el modelo anterior, los valores experimentales de presión y temperatura a la salida del prototipo se asumieron como los de los sensores situados a la entrada del separador.

#### **4.1.2.3. Resultados de simulación con el modelo caja gris**

El objeto principal del modelo caja gris es evaluar la caída de presión en el colector y analizar el comportamiento de las variables termodinámicas del fluido al interior del absorbedor, así como el patrón del flujo bifásico. Por lo tanto en esta sección además de estudiar los patrones sobre temperatura, presión, entalpía, calidad y rendimiento en la salida, se comparan los valores de estas variables al final de las filas 1 y 2, y se incorpora el análisis de las velocidades de flujo.

##### **4.1.2.3.1. Pruebas experimentales y caudales de trabajo**

El modelo caja gris también fue evaluado para las dos pruebas experimentales presentadas en el modelo caja negra: 02/09/2014 y 25/03/2015. Sin embargo solo se cuenta con datos de los sensores situados en los tramos internos del tubo absorbedor para el caso de la prueba del 25/03/2015. Por ello, el análisis comparativo entre modelo y datos experimentales en términos de temperatura, presión, entalpía y rendimiento para los ensayos del 02/09/2014 solo se realiza a nivel de valores de salida. En el caso del patrón en el que el análisis no es comparativo, se incorporan los valores de la simulación de ambas pruebas.

La presentación de los resultados se hace siguiendo una estructura similar a la del modelo caja negra, estudiándose los valores de salida del colector (y en el caso de las pruebas del

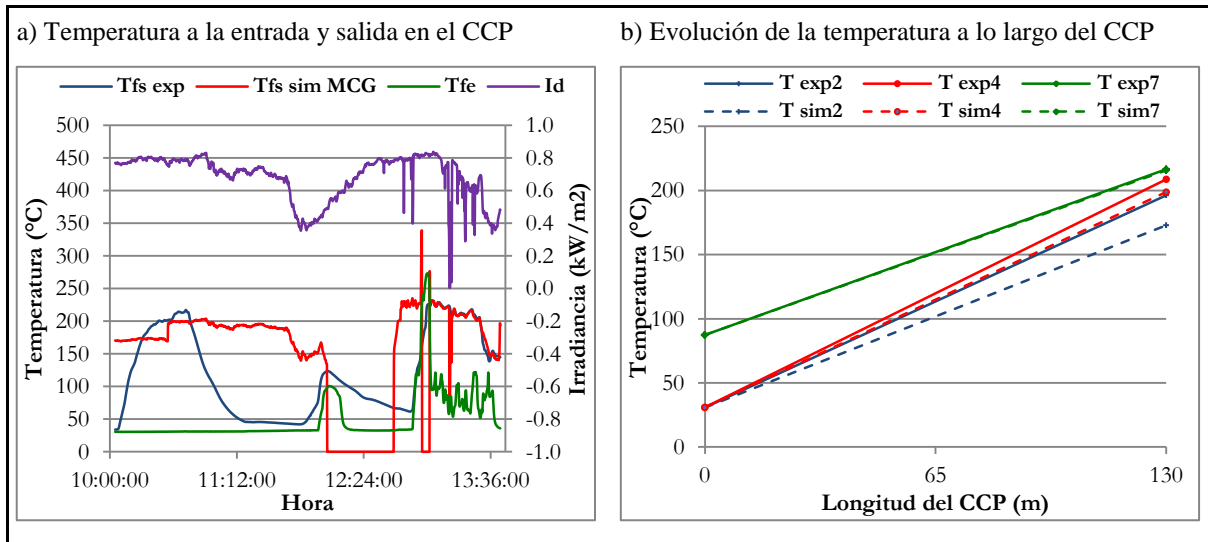
25/03/2015 también a la salida de cada una de las filas) y posteriormente se presentan los valores medios de todos los ensayos, graficándose únicamente los seleccionados como referencia: a) 2, 4 y 6 para el caso de la prueba del 02/09/2014; y b) 1, 7 y 9 para el caso de la del 25/03/2015.

#### 4.1.2.3.2. Temperatura

##### i) Prueba experimental del 02 de septiembre de 2014

La distribución de temperatura en el modelo caja gris es similar al modelo caja negra salvo en el momento en que se produce un descenso en la presión de entrada al CCP, alrededor de las 12 del mediodía en el ensayo 5, pasando de 25 a 5 bar en 4 minutos. En este caso el modelo considera la caída de presión en cada tramo del absorbedor, que aumenta a medida que la presión de entrada es menor, al alcanzarse más rápido el estado de saturación. De tal manera que en la mayoría de los casos antes de finalizar el recorrido de la primera fila, la presión cae a valores por debajo de cero, y el código *XSteam* arroja valores de error al no poder calcularse las propiedades termodinámicas del fluido con presión menor a cero. Por ello la temperatura de salida en este periodo es nula.

**Gráfico 4.10:** Temperaturas de entrada y de salida (experimental y de simulación en modelo caja gris), para todo el periodo (a), y valores medios de los ensayos 2, 4 y 7 (b) en la prueba del 02/09/2014



**Fuente:** Elaboración propia.

En el caso de los valores medios, los errores se incrementan en la zona de líquido subenfriado, alcanzando en el caso del ensayo 1 un valor del 11.91%, y se mantienen cercanos cuando el fluido alcanza la zona de saturación (véase cuadro 4.13).

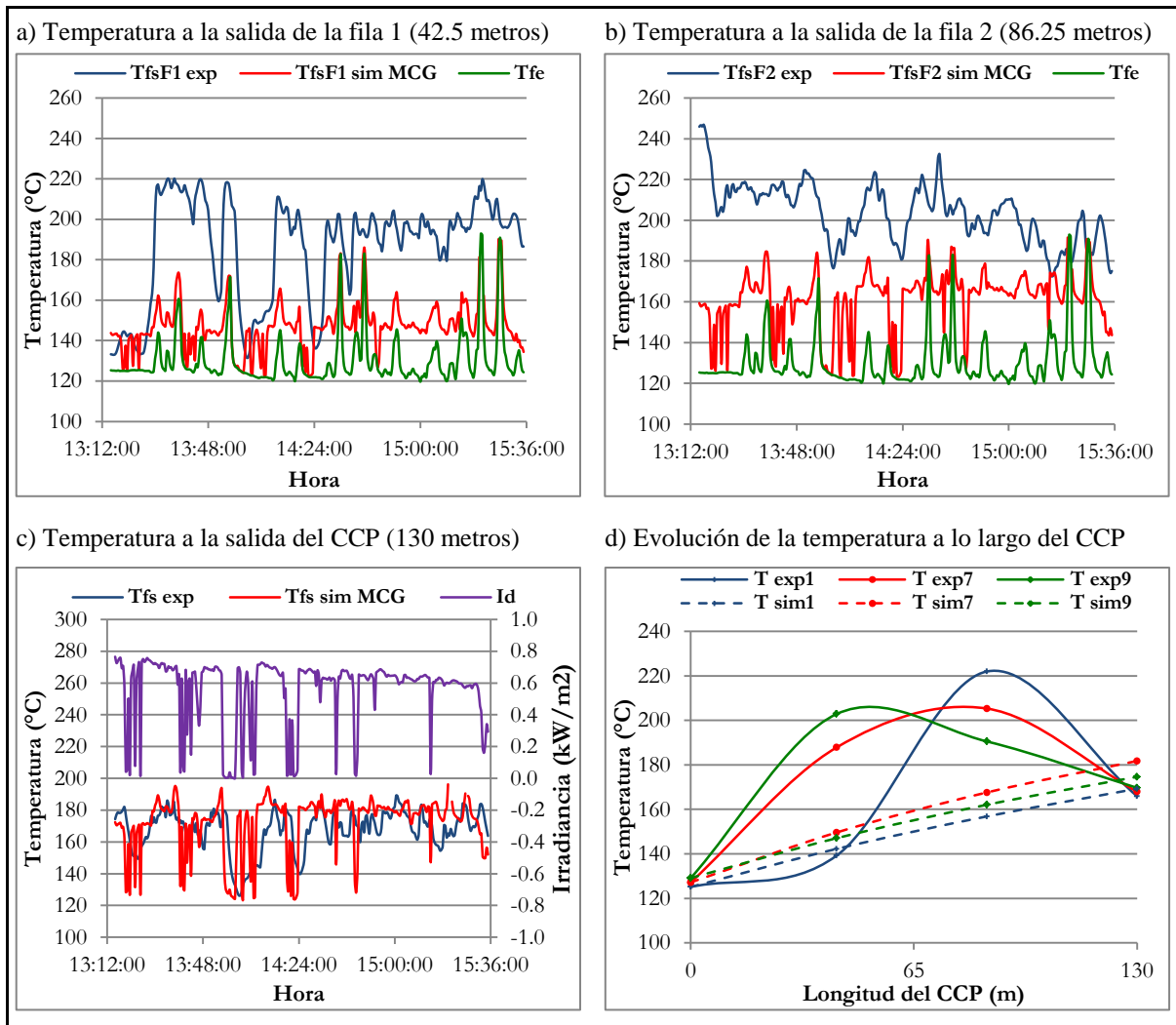
**Cuadro 4.13:** Valores medios de la temperatura de entrada y salida (experimental y de simulación en modelo caja gris) para los 8 ensayos en la prueba del 02/09/2014

Ensayo	$T_{fe}$ (°C)	$T_{fs}^{exp}$ (°C)	$T_{fs}^{sim\ MCG}$ (°C)	$\Delta e(T_{fs})$
1	30.60	119.85	171.59	43.17%
2	<b>30.76</b>	<b>196.28</b>	<b>172.89</b>	<b>11.91%</b>
3	30.82	200.60	171.72	14.40%
4	<b>30.96</b>	<b>208.73</b>	<b>198.84</b>	<b>4.74%</b>
5	38.05	83.02	127.23	53.25%
6	99.02	102.81	193.12	87.83%
7	<b>87.36</b>	<b>216.60</b>	<b>215.75</b>	<b>0.39%</b>
8	69.65	154.02	160.08	3.94%

Fuente: Elaboración propia.

ii) Prueba experimental del 25 de marzo de 2015

**Gráfico 4.11:** Temperatura (experimental y de simulación en modelo caja gris) a lo largo del CCP para todo el periodo (a, b, c) y valores medios de los ensayos 1, 7 y 9 (d) en la prueba del 25/03/2015



Fuente: Elaboración propia.

En la prueba del 25 de marzo los datos a la salida del colector son de nuevo similares al modelo caja negra, con errores que varían entre un 2.00% - 8.22%. Lo interesante en esta prueba es la comparación entre modelo y datos experimentales al final de las filas 1 y 2, que como se observa siguen patrones de distribución o tendencias similares. Sin embargo el modelo se sitúa en su mayoría en el rango de los 40°C-65°C por debajo de los datos medidos (como se observa en los gráficos 4.11.a y 4.11.b), con errores en los valores medios de los ensayos seleccionados que varían en su mayoría entre un 10%-30%<sup>84</sup> (véase cuadro 4.14).

Por último merece la pena abordar la distribución de la temperatura medida experimentalmente a lo largo del colector que se presenta en el gráfico 4.11.d. Se observa un patrón relativamente extraño, al calentarse inicialmente el fluido, alcanzando valores de vapor sobrecalentado en diferentes puntos del absorbedor dependiendo del ensayo,<sup>85</sup> para posteriormente reducir su temperatura al final del recorrido hasta valores de líquido saturado o subenfriado. Situación que puede responder a la particular estructura del absorbedor, por la transferencia de calor desde los tubos más calientes (exteriores) hacia los de menor temperatura (intermedios e interiores), arrojando un patrón inesperado.

**Cuadro 4.14:** Valores medios de la temperatura (experimental y de simulación en modelo caja gris) a lo largo del CCP para los 9 ensayos en la prueba del 25/03/2015

Ensayo	T <sub>fe</sub> (°C)	T <sub>fsF1</sub> <sup>exp</sup> (°C)	T <sub>fsF1</sub> <sup>sim MCG</sup> (°C)	Δe T <sub>fsF1</sub>	T <sub>fsF2</sub> <sup>exp</sup> (°C)	T <sub>fsF2</sub> <sup>sim MCG</sup> (°C)	Δe T <sub>fsF2</sub>	T <sub>fs</sub> <sup>exp</sup> (°C)	T <sub>fs</sub> <sup>sim MCG</sup> (°C)	Δe(T <sub>fs</sub> )
1	125.15	139.23	142.24	2.16%	221.97	156.82	29.35%	165.95	169.28	2.00%
2	133.15	210.68	153.24	27.26%	214.21	169.64	20.80%	178.24	183.05	2.70%
3	133.71	211.92	143.96	32.07%	215.22	152.86	28.98%	169.70	160.59	5.37%
4	128.06	197.87	144.55	26.95%	214.78	158.53	26.19%	167.75	170.40	1.58%
5	132.57	178.58	141.77	20.61%	200.85	149.43	25.60%	159.52	155.83	2.31%
6	122.16	147.66	134.33	9.03%	191.87	144.55	24.66%	136.87	153.16	11.90%
7	127.18	187.85	149.63	20.35%	205.32	167.60	18.37%	167.96	181.76	8.22%
8	137.86	197.15	153.66	22.06%	177.44	166.86	5.96%	162.22	177.70	9.55%
9	129.15	202.85	147.05	27.51%	190.52	162.08	14.93%	169.67	174.62	2.92%

Fuente: Elaboración propia.

#### 4.1.2.3.3. Presión

##### i) Prueba experimental del 02 de septiembre de 2014

La caída de presión obtenida en el modelo de esta prueba resulta prácticamente insignificante para presiones de entrada mayores a 5-10 bares. Arrojando valores entre los 0.1-0.3 bares, reduciendo los errores en los valores medios por debajo del 5% (véase cuadro 4.15), pero aun comparativamente menores respecto a los datos experimentales, que presentan caídas en torno a los 0.5-0.9 bares. Sin embargo por debajo de los 5 bares de presión de

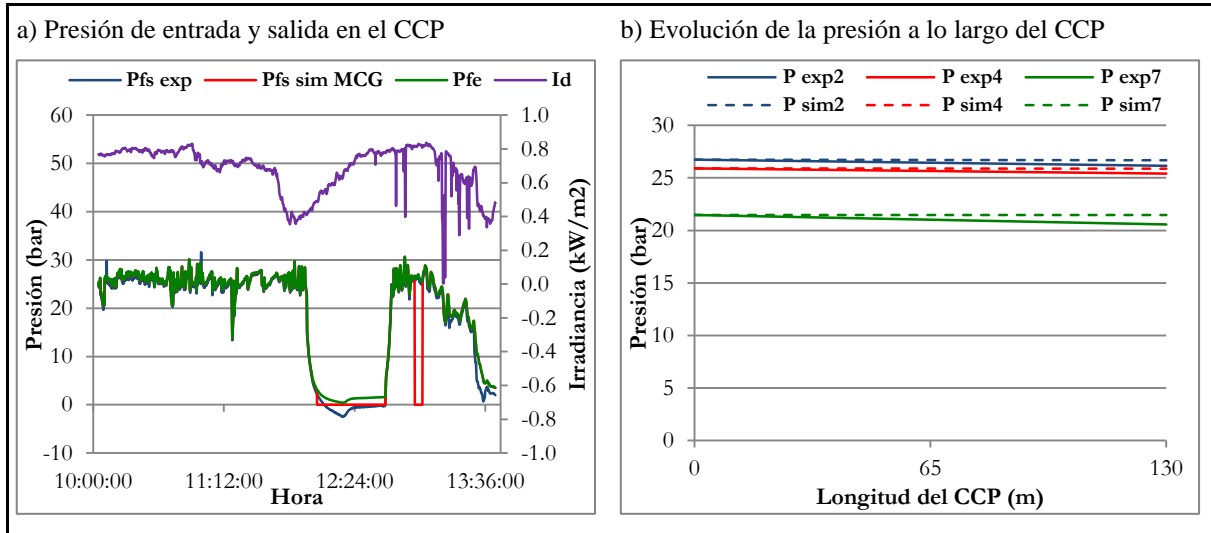
<sup>84</sup> En el caso del ensayo 1 la temperatura a la salida de la fila 1 presenta un error muy pequeño pero es un caso aislado de los 9 ensayos.

<sup>85</sup> En los ensayos 1 y 7 el fluido se calienta durante las dos primeras filas y reduce su temperatura en la última fila, mientras que en el ensayo 9 el descenso de temperatura inicia desde el final de la fila 1.

entrada, la caída se incrementa considerablemente, llegando a ser incluso mayor que la de los datos experimentales (véase gráfico 4.12).

Por último, mencionar como el análisis de esta variable con el modelo caja gris permite comprender el valle de temperatura presentado en la sección anterior, y cuyo patrón se repite en el resto de variables en las secciones subsiguientes.

**Gráfico 4.12:** Presión de entrada y de salida (experimental y de simulación en modelo caja gris), para todo el periodo (a), y valores medios de los ensayos 2, 4 y 7 (b) en la prueba del 02/09/2014



Fuente: Elaboración propia.

**Cuadro 4.15:** Valores medios de la presión de entrada y salida (experimental y de simulación en modelo caja gris) para los 8 ensayos en la prueba del 02/09/2014

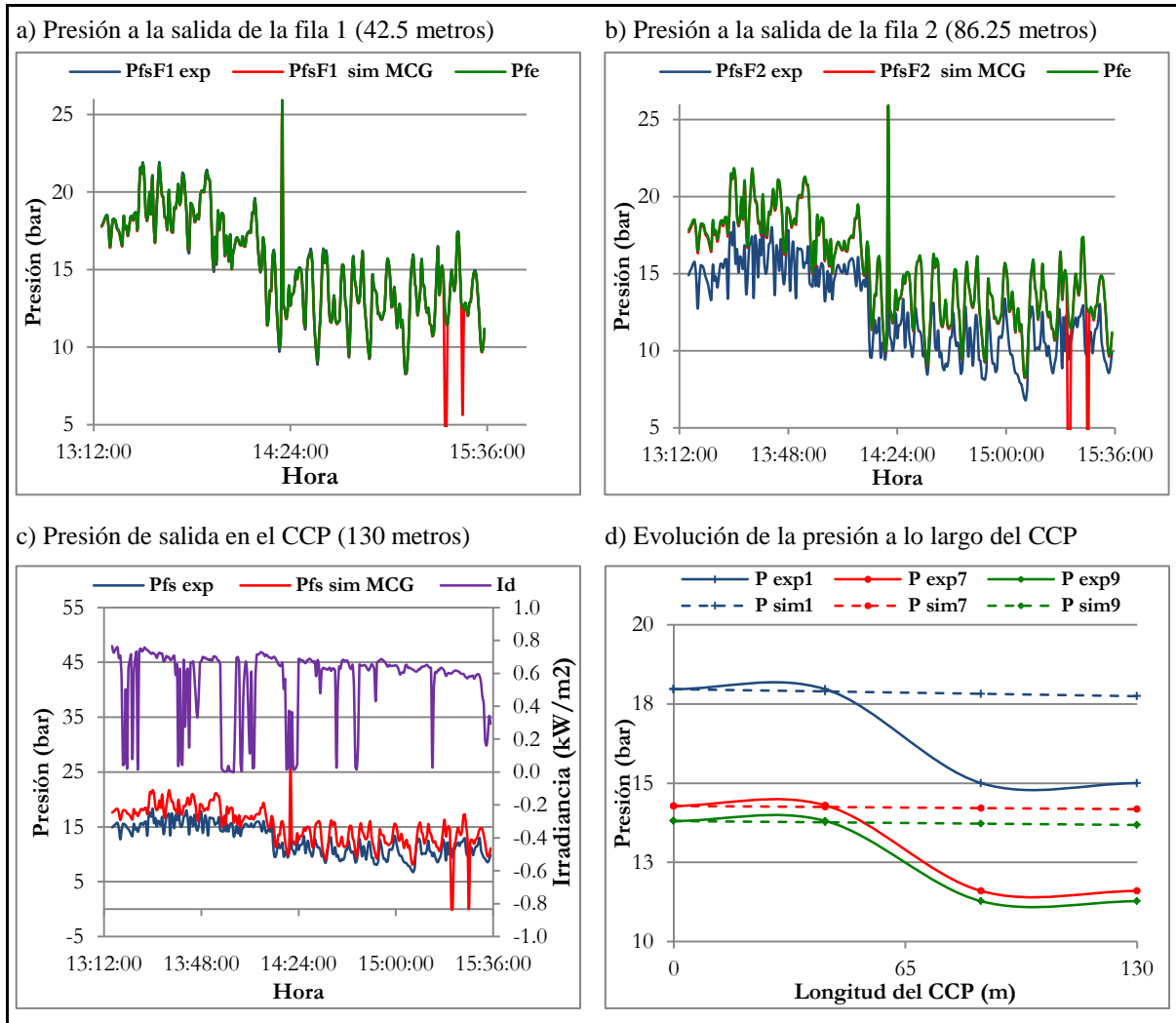
Ensayo	$P_{fe}$ (bar)	$P_{fs}^{exp}$ (bar)	$P_{fs}^{sim MCG}$ (bar)	$\Delta e(P_{fs})$
1	25.90	25.39	25.85	1.82%
2	<b>26.73</b>	<b>26.15</b>	<b>26.68</b>	<b>2.02%</b>
3	26.55	26.04	26.49	1.73%
4	<b>25.90</b>	<b>25.40</b>	<b>25.87</b>	<b>1.85%</b>
5	17.03	16.17	16.61	2.72%
6	26.16	25.78	21.87	15.14%
7	<b>21.47</b>	<b>20.57</b>	<b>21.47</b>	<b>4.36%</b>
8	6.34	3.30	6.33	91.76%

Fuente: Elaboración propia.

#### ii) Prueba experimental del 25 de marzo de 2015

En esta prueba se mantiene la tendencia de presión entre modelo y datos experimentales, en cada una de las filas del CCP, tal como sucedía en la prueba del 02/09/2014 para la presión de salida. Sin embargo tal como se presentó en el modelo caja negra, las pérdidas de carga llegan hasta casi los 3 bares en algunos de los ensayos, que suponen errores en los valores medios en torno al 20% (véase cuadro 4.16). Como se mencionó, estos datos pueden ser consecuencia de las menores presiones de trabajo y los caudales mayores, en relación a la prueba anterior.

**Gráfico 4.13:** Presión de entrada y de salida (experimental y de simulación en modelo caja gris), para todo el periodo (a, b y c), y valores medios de los ensayos 1, 7 y 9 (b) en la prueba del 25/03/2015



Fuente: Elaboración propia.

Por otro lado es importante señalar como la distribución de la presión experimental – al igual que la temperatura – presenta un patrón extraño, puesto que la caída de presión ocurre principalmente durante el recorrido del fluido en la fila 2, siendo mínimo o constante a lo largo de las filas 1 y 3, cuando teóricamente, la distribución de la misma debería ser casi homogénea en las tres filas, y en todo caso mayor en la última. Más aún si se tiene en cuenta que los datos experimentales en la salida se corresponden con de los sensores situados a la entrada del separador (debido a que el rendimiento térmico fue determinado a partir de estos) y no con los situados exactamente a la salida del CCP. En este punto arrojan valores similares a los de la salida de la fila 1, es decir, la presión ascendería durante el recorrido de la fila 3 y caería posteriormente desde la salida del CCP hasta el separador, situación que resulta más que improbable. Lo que lleva a pensar que los sensores presentan ciertas deficiencias en su calibración, o en su caso alguna anomalía en el patrón de flujo que no ha sido detectada.

**Cuadro 4.16:** Valores medios de la presión (experimental y de simulación en modelo caja gris) a lo largo del CCP para los 9 ensayos en la prueba del 25/03/2015

Ensayo	$P_{fe}$ (bar)	$P_{fsF1}^{exp}$ (bar)	$P_{fsF1}^{sim}$ MCG (bar)	$\Delta e P_{fsF1}$	$P_{fsF2}^{exp}$ (bar)	$P_{fsF2}^{sim}$ MCG (bar)	$\Delta e P_{fsF2}$	$P_{fs}^{exp}$ (bar)	$P_{fs}^{sim}$ MCG (bar)	$\Delta e(P_{fs})$
1	17.97	17.96	17.89	0.39%	15.00	17.82	18.79%	15.00	17.74	18.28%
2	19.84	19.88	19.80	0.40%	16.18	19.75	22.08%	16.18	19.70	21.79%
3	18.58	18.54	18.52	0.14%	16.55	18.45	11.46%	16.55	18.39	11.07%
4	19.08	19.07	19.03	0.21%	15.79	18.97	20.16%	15.79	18.91	19.80%
5	18.20	18.15	18.15	0.00%	15.15	18.10	19.50%	15.15	18.05	19.17%
6	16.59	16.60	16.56	0.30%	14.98	16.52	10.23%	14.98	16.48	9.98%
7	14.28	14.30	14.25	0.36%	11.60	14.21	22.54%	11.60	14.18	22.23%
8	12.35	12.34	12.31	0.21%	10.00	12.27	22.69%	10.00	12.22	22.26%
9	13.81	13.81	13.77	0.32%	11.28	13.72	21.70%	11.28	13.68	21.32%

Fuente: Elaboración propia.

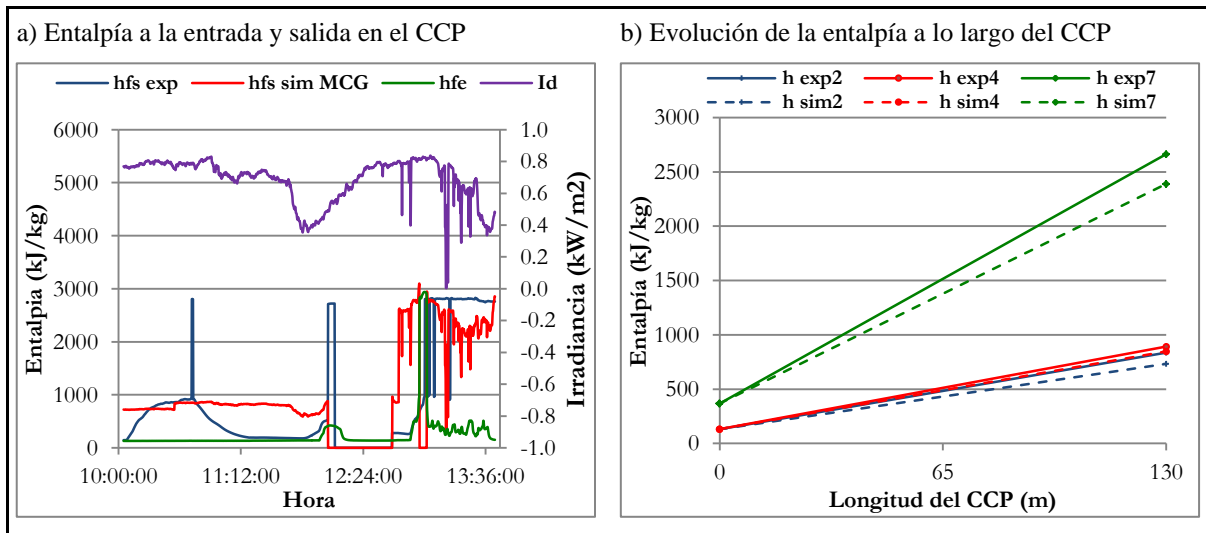
#### 4.1.2.3.4. Entalpía

i) Prueba experimental del 02 de septiembre de 2014

La entalpía de la salida en el modelo caja gris para esta prueba presenta los resultados esperados, de acuerdo con los valores de presión y temperatura anteriormente mostrados:

- una tendencia similar en los ensayos de referencia, con diferencias mayores entre modelo y datos experimentales a los obtenidos en el caso de la temperatura, de tal forma que los errores medios varían en el rango de 5.01%-12.37% (véase cuadro 4.17);
- valores nulos en el momento donde se produce la caída de presión por debajo del cero absoluto;
- valores máximos fuera del rango establecido, para aquellos datos de entrada que se caracterizan como vapor sobrecalentado.

**Gráfico 4.14:** Entalpía de salida (experimental y de simulación en modelo caja gris) del CCP para todo el periodo (a) y valores medios de los ensayos 2, 4 y 7 (b) en la prueba del 02/09/2014



Fuente: Elaboración propia.

**Cuadro 4.17:** Valores medios de la entalpía de entrada y salida (experimental y de simulación en modelo caja gris) del CCP para los 8 ensayos en la prueba del 02/09/2014

Ensayo	$h_{fe}$ (kJ/kg)	$h_{fs}^{exp}$ (kJ/kg)	$h_{fs}^{sim\ MCG}$ (kJ/kg)	$\Delta e(h_{fs})$
1	130.59	507.03	727.02	43.39%
2	<b>131.34</b>	<b>836.18</b>	<b>732.78</b>	<b>12.37%</b>
3	131.57	855.50	727.64	14.95%
4	<b>132.11</b>	<b>892.24</b>	<b>847.58</b>	<b>5.01%</b>
5	160.95	334.33	548.39	64.03%
6	712.18	434.48	2198.11	405.91%
7	<b>367.75</b>	<b>2663.52</b>	<b>2389.39</b>	<b>10.29%</b>
8	292.23	2768.72	2420.84	12.56%

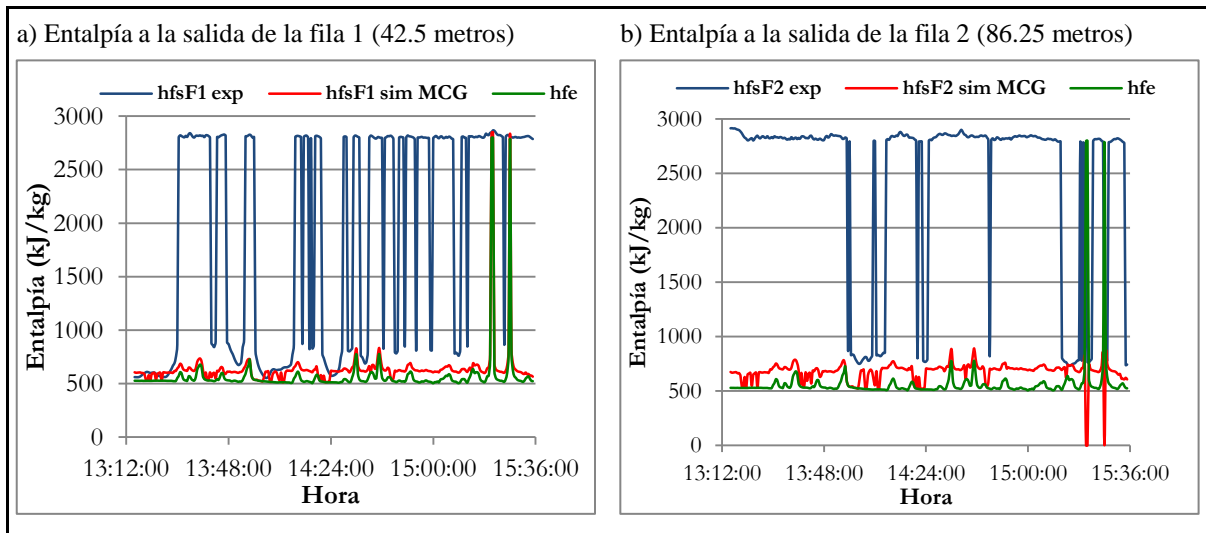
Fuente: Elaboración propia.

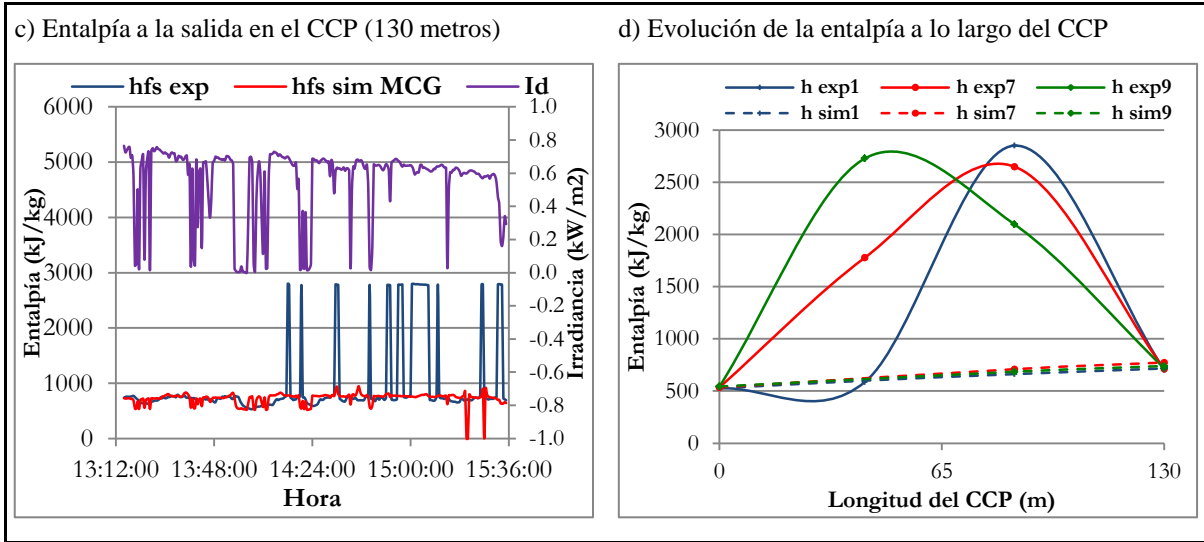
ii) Prueba experimental del 25 de marzo de 2015

En el caso de la prueba del 25 de marzo, también los valores son los esperados tanto en la salida como en las zonas intermedias:

- una tendencia similar, pero con valores muy alejados entre datos experimentales y modelo, especialmente a la salida de las filas 1 y 2, por la elevada temperatura que reportan los sensores, clasificando al fluido en la entrada como vapor sobrecalentado (véase gráficos 4.15.a y 4.15.b );
- picos máximos y mínimos en el modelo, correspondientes a valores de entrada caracterizados como vapor sobrecalentado y caída de presión por debajo de cero, respectivamente;
- una distribución de la entalpía a lo largo del absorbedor irregular e incomprensible, de manera que los valores se incrementan al interior del tubo absorbedor, y se reducen en la salida. Lo que provoca diferencias más reducidas entre modelo y datos monitoreados en tiempo real en los valores medios de la entalpía de salida, respecto a los del interior del absorbedor.

**Gráfico 4.15:** Entalpía (experimental y de simulación en modelo caja gris) a lo largo del CCP para todo el periodo (a, b, c) y valores medios de los ensayos 1, 7 y 9 (d) en la prueba del 25/03/2015





Fuente: Elaboración propia.

Cuadro 4.18: Valores medios de la entalpía (experimental y de simulación en modelo caja gris) del CCP para los 9 ensayos en la prueba del 25/03/2015

Ensayo	$h_{fe}$ (kJ/kg)	$h_{fsF1}^{exp}$ (kJ/kg)	$h_{fsF1}^{sim MCG}$ (kJ/kg)	$\Delta e h_{fsF1}$	$h_{fsF2}^{exp}$ (kJ/kg)	$h_{fsF2}^{sim MCG}$ (kJ/kg)	$\Delta e h_{fsF2}$	$h_{fs}^{exp}$ (kJ/kg)	$h_{fs}^{sim MCG}$ (kJ/kg)	$\Delta e (h_{fs})$
1	526.77	586.90	599.63	2.17%	2851.29	662.41	76.77%	702.14	716.51	2.05%
2	561.07	2473.23	647.13	73.83%	2823.82	718.26	74.56%	755.81	777.08	2.81%
3	563.47	2425.12	607.37	74.96%	2826.10	645.81	77.15%	718.41	679.50	5.42%
4	539.24	1579.30	609.64	61.40%	2827.10	669.93	76.30%	709.86	721.58	1.65%
5	558.57	1426.53	597.93	58.08%	1812.52	631.12	65.18%	674.62	659.11	2.30%
6	513.98	622.95	565.81	9.17%	1139.32	609.79	46.48%	576.59	647.22	12.25%
7	535.23	1778.30	631.19	64.51%	2649.26	709.38	73.22%	710.67	773.35	8.82%
8	580.69	2806.43	648.49	76.89%	751.96	705.74	6.15%	685.50	754.10	10.01%
9	543.56	2728.23	620.09	77.27%	2096.13	685.01	67.32%	718.02	740.12	3.08%

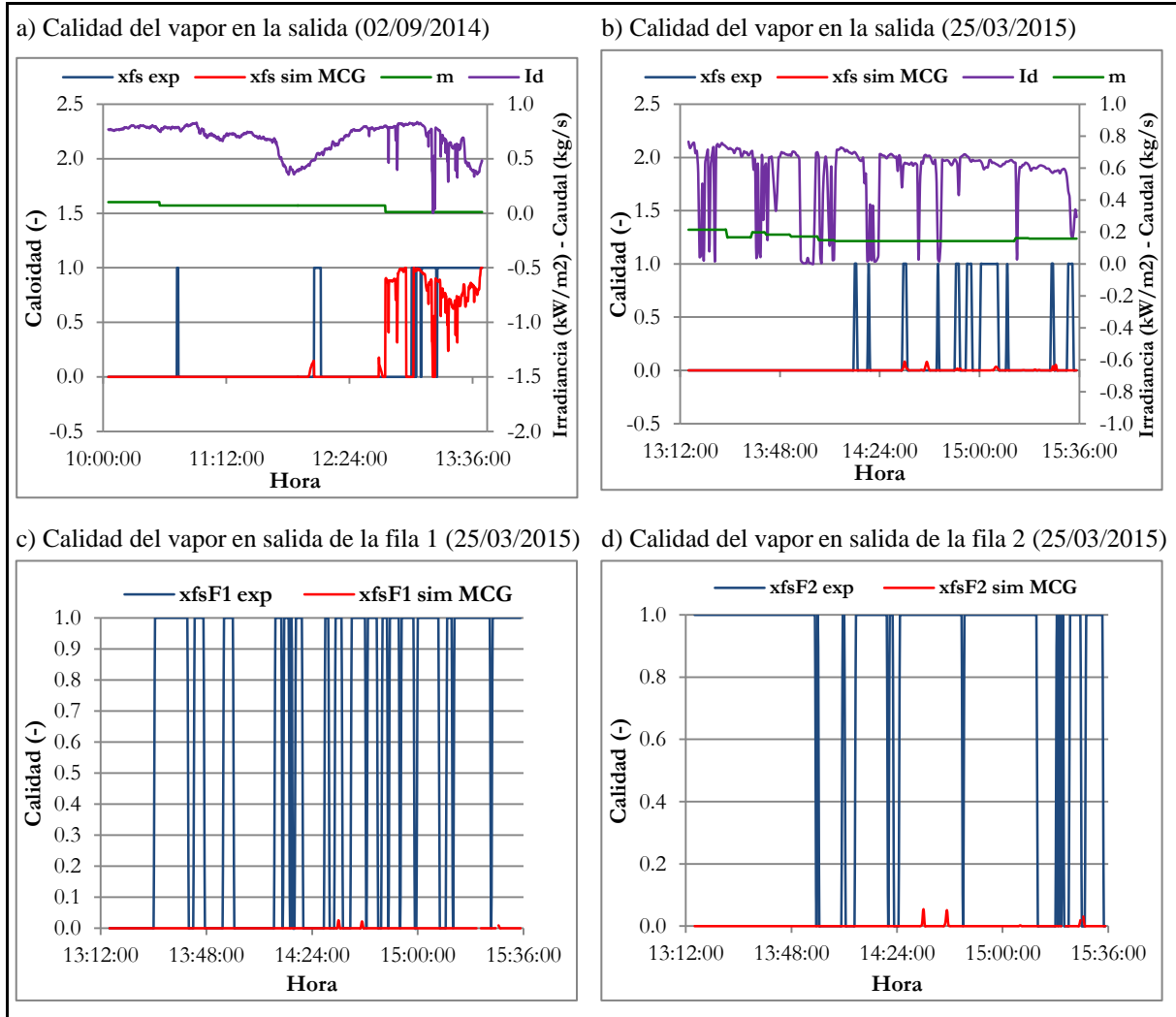
Fuente: Elaboración propia.

#### 4.1.2.3.5. Calidad del vapor

Con el objetivo de completar y fundamentar el análisis realizado para las variables anteriores, se presenta como último elemento de comparación a nivel de variables termodinámicas, la calidad del vapor. Nuevamente, dada la variabilidad de la calidad del vapor generada en la prueba del 02/09/2014, y la mínima cantidad generada en la del 25/03/2015, la comparativa se realiza únicamente a nivel de todo el periodo de pruebas, reportándose para el primer caso solo los valores a la salida al no disponer de datos en la zona intermedia del absorbedor.

En definitiva el gráfico 4.16, viene a dar coherencia y respaldar las razones anteriormente planteadas sobre las diferencias entre datos experimentales y simulación, de acuerdo a la zona de trabajo del fluido; siendo menores a nivel de temperatura y mayores a nivel de calidad y entalpía, cuando se aproxima a líquido saturado, por los errores en la medida y por la discontinuidad que se presenta la temperatura.

**Gráfico 4.16:** Calidad del vapor (experimental y de simulación en modelo caja gris) a lo largo del CCP en la salida de la prueba del 02/09/2014 (a) y a lo largo del CCP en la prueba del 25/03/2015 (b, c, d)



Fuente: Elaboración propia.

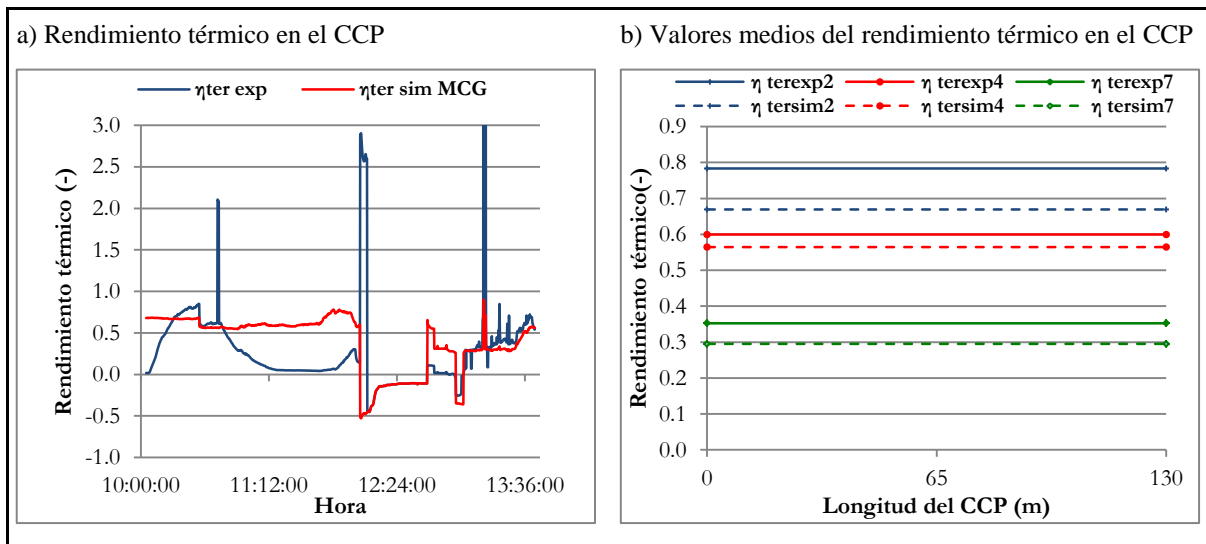
#### 4.1.2.3.6. Rendimiento térmico

El rendimiento térmico para el modelo caja gris, se presenta de manera diferente de acuerdo a los datos disponibles para cada una de las pruebas. En el caso de la prueba del 02/09/2014, al no disponerse de datos experimentales al interior del tubo absorbedor, el análisis se realiza para todo el colector, es decir de igual modo que el presentado en el modelo caja negra. Mientras que para la prueba del 25/03/2015, se plantea para cada una de las filas, con la intención de completar el análisis sobre los patrones irregulares en la distribución de temperatura y entalpía.

i) Prueba experimental del 02 de septiembre de 2014

El rendimiento térmico del modelo muestra en esta prueba un patrón similar al de la temperatura y entalpía, y acorde a al rango de valores entre los que debe situarse (entre 0 y 1). Salvo en el momento en que se produce una caída de la presión de entrada, arrojando valores por debajo de cero en la presión de salida, de manera que los datos de salida de entalpía son nulos de acuerdo al algoritmo *XSteam*, y por lo tanto el rendimiento térmico toma valores negativos (véase gráfico 4.17.a).

**Gráfico 4.17:** Rendimiento térmico (experimental y de simulación en modelo caja gris) del CCP para todo el periodo (a) y valores medios de los ensayos 2, 4 y 7 (b) en la prueba del 02/09/2014



**Fuente:** Elaboración propia.

En cuanto a la tendencia de los valores medios del rendimiento térmico para los ensayos de referencia es correcta. Siendo menor en los ensayos 4 y 7, por la reducción del caudal en ambos casos, y el incremento de la temperatura de entrada el ensayo 7, respecto al ensayo 2. Lo que provoca que la temperatura media aumente, y por lo tanto el rendimiento térmico se reduzca.

**Cuadro 4.19:** Valores medios del rendimiento térmico (experimental y de simulación en modelo caja gris) del CCP para los 8 ensayos en la prueba del 02/09/2014

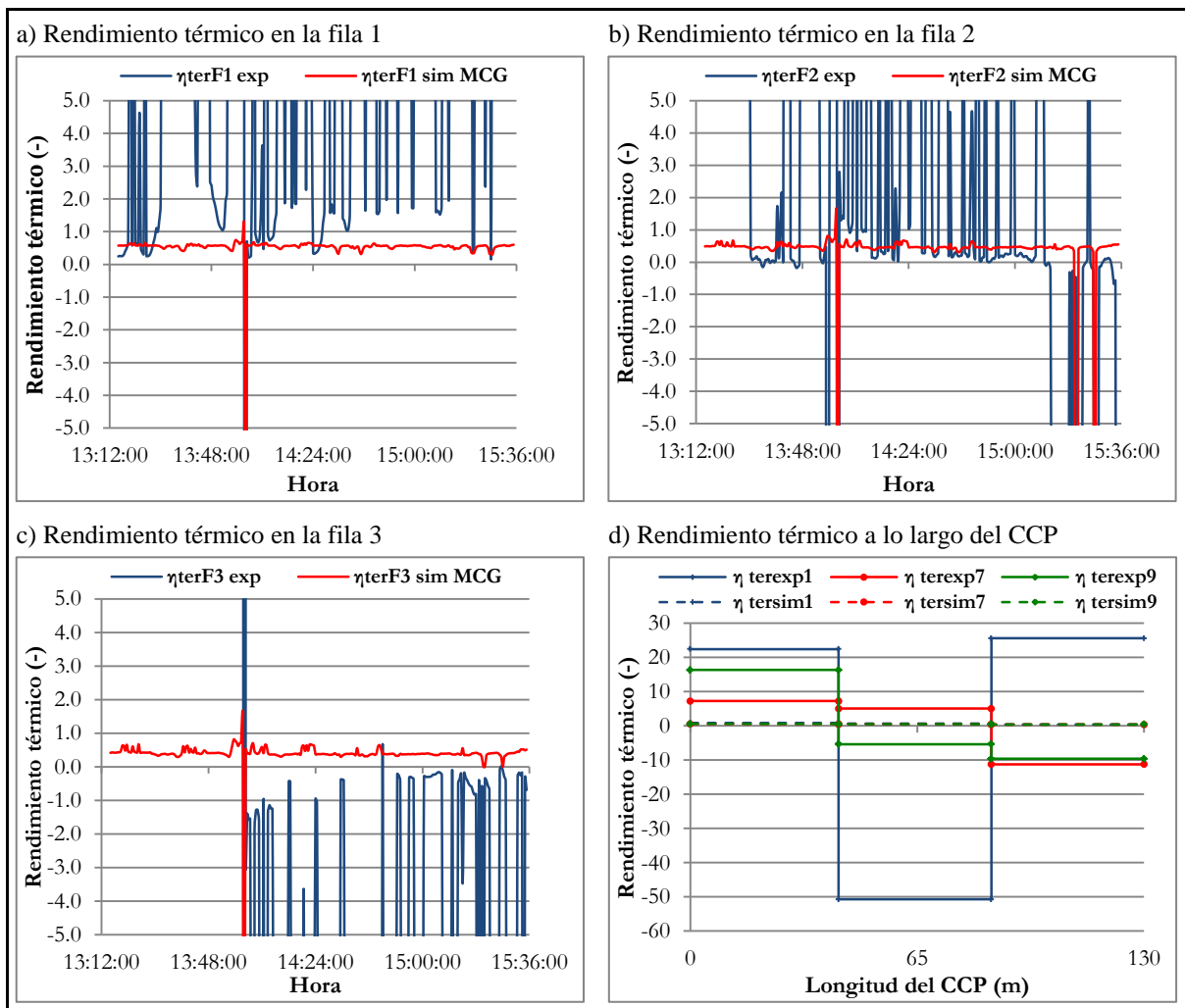
Ensayo	$\eta_{\text{ter}}^{\text{exp}}$ (-)	$\eta_{\text{ter}}^{\text{sim MCG}}$ (-)	$\Delta e(\eta_{\text{ter}})$
1	0.42	0.67	25.30%
<b>2</b>	<b>0.78</b>	<b>0.67</b>	<b>11.41%</b>
3	0.82	0.67	14.50%
<b>4</b>	<b>0.60</b>	<b>0.56</b>	<b>3.52%</b>
5	0.17	0.37	19.80%
6	-0.03	0.23	25.93%
<b>7</b>	<b>0.35</b>	<b>0.30</b>	<b>5.73%</b>
8	0.57	0.48	9.38%

**Fuente:** Elaboración propia.

ii) Prueba experimental del 25 de marzo de 2015

En esta prueba el objeto de estudio son los rendimientos térmicos de cada fila, analizándose el de todo el colector en la sección 4.1.3.3. Los datos arrojados, refuerzan la afirmación planteada sobre la incorrecta calibración de los sensores intermedios, ya que durante las filas 1 y 2 el rendimiento térmico experimental alcanza valores muy por encima de la unidad, que se ven compensados en la última fila con valores de orden similar, pero negativos. Mientras que en el modelo los valores se mantienen dentro del rango, salvo para los 3 puntos donde los sensores de entrada clasifican al fluido como vapor sobrecalentado (véase gráfico 4.18 y cuadro 4.20).

**Gráfico 4.18:** Entalpía (experimental y de simulación en modelo caja gris) a lo largo del CCP para todo el periodo (a, b, c) y valores medios de los ensayos 1, 7 y 9 (d) en la prueba del 25/03/2015



Fuente: Elaboración propia.

**Cuadro 4.20:** Valores medios del rendimiento térmico (experimental y de simulación en modelo caja gris) del CCP para los 9 ensayos en la prueba del 25/03/2015

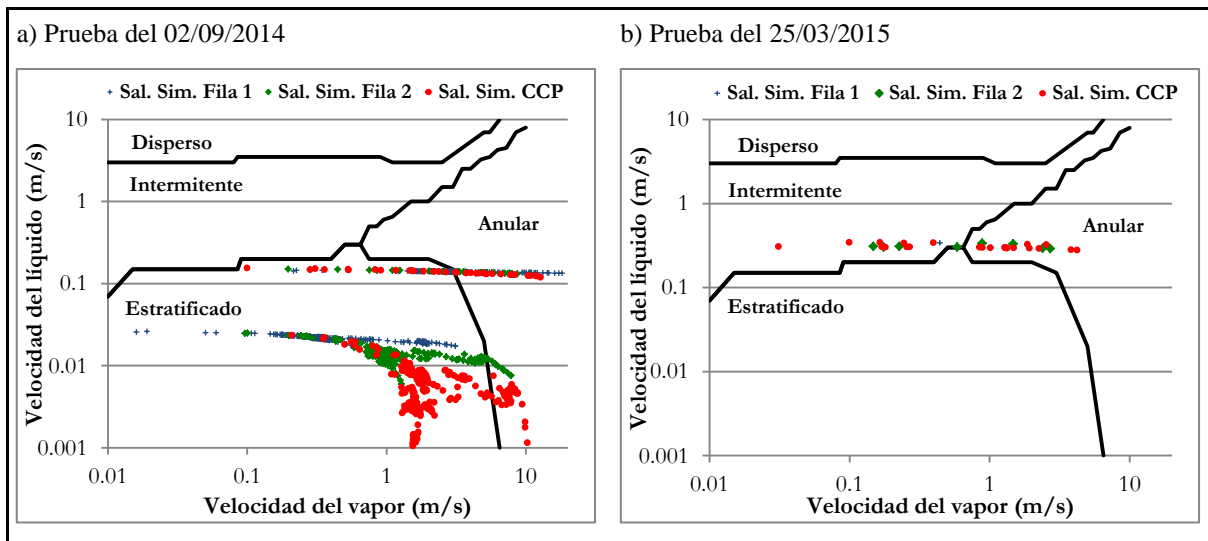
Ensayo	$\eta_{\text{ter F1}}^{\text{exp}}$ (-)	$\eta_{\text{ter F1}}^{\text{sim MCG}}$ (-)	$\Delta e(\eta_{\text{ter F1}})$	$\eta_{\text{ter F2}}^{\text{exp}}$ (-)	$\eta_{\text{ter F2}}^{\text{sim MCG}}$ (-)	$\Delta e(\eta_{\text{ter F2}})$	$\eta_{\text{ter F3}}^{\text{exp}}$ (-)	$\eta_{\text{ter F3}}^{\text{sim MCG}}$ (-)	$\Delta e(\eta_{\text{ter F3}})$
1	<b>22.41</b>	<b>0.81</b>	<b>2159.9%</b>	<b>-50.71</b>	<b>0.66</b>	<b>5137.6%</b>	<b>25.58</b>	<b>0.36</b>	<b>2522.1%</b>
2	11.77	0.53	1123.9%	2.09	0.44	165.6%	-12.67	0.36	1302.5%
3	80.71	0.55	8015.4%	5.82	0.51	531.4%	-79.57	0.47	8003.2%
4	9.86	0.56	930.1%	11.43	0.49	1094.1%	-19.73	0.42	2014.8%
5	51.93	0.15	5177.7%	-912.2	-0.09	91214.5%	725.86	-0.13	72599.0%
6	8.84	0.61	823.6%	22.63	0.56	2207.2%	-26.81	0.51	2731.7%
7	<b>7.22</b>	<b>0.55</b>	<b>667.4%</b>	<b>5.04</b>	<b>0.45</b>	<b>459.3%</b>	<b>-11.25</b>	<b>0.37</b>	<b>1161.5%</b>
8	47.56	0.51	4704.6%	-44.18	0.44	4462.3%	-0.74	0.38	111.7%
9	<b>16.30</b>	<b>0.55</b>	<b>1575.1%</b>	<b>-5.39</b>	<b>0.47</b>	<b>585.6%</b>	<b>-9.62</b>	<b>0.40</b>	<b>1001.8%</b>

Fuente: Elaboración propia.

#### 4.1.2.3.7. Patrón de flujo

La última variable que se aborda en esta sección es el patrón de flujo bifásico a lo largo del absorbedor, a partir del comportamiento de las velocidades del líquido y del vapor cuando ambos coexisten en la zona de saturación. Este análisis se realiza exclusivamente a nivel de modelo, puesto que como se comentado, las limitaciones sobre los datos experimentales impiden conocer la calidad exacta de vapor, de manera que el algoritmo *XSteam* solo clasifica al fluido como vapor sobrecalentado (velocidad del líquido nula) o líquido subenfriado (velocidad del vapor nula), con lo que las velocidades en cualquiera de los dos casos quedarían fuera del rango abarcado por el gráfico 4.19.

**Gráfico 4.19:** Velocidades de flujo del líquido y el vapor (en el modelo caja gris) a lo largo del CCP en la prueba del 19/02/2014 (a) y del 25/03/2015 (b)



Fuente: Elaboración propia.

De los datos arrojados por ambas pruebas se puede concluir que con el colector actual resulta imposible producir vapor con un patrón de flujo adecuado, debido a sus limitaciones constructivas (número de módulos y absorbedor); puesto que si se quiere lograr generación

de vapor como en el caso del ensayo 7 de la prueba del 02/09/2014, el régimen que presenta el flujo bifásico es en su mayoría estratificado, alcanzándose el régimen anular al final de la saturación. Mientras que si se aumenta el flujo de entrada, y por tanto se incrementa la velocidad del líquido para alcanzar regímenes de flujo intermitente la cantidad de vapor generada es nula o mínima (como en el caso del ensayo 7 de la prueba del 25/03/2015).

### 4.1.3. Comparación de los resultados de salida entre los modelos de simulación

Tras el estudio comparativo de los resultados experimentales en el prototipo con cada uno de los modelos de simulación para dos pruebas diferentes, en el presente apartado se comparan los resultados de salida de ambos modelos a nivel de las variables termodinámicas (temperatura, presión, entalpía y calidad) y del rendimiento térmico; con el objetivo de comprender las diferencias principales entre ambos, y así incorporar las modificaciones necesarias en modelos futuros que mejoren la precisión de estos.

Los resultados de simulación en términos de variables termodinámicas se realizan dos a dos: presión-temperatura y entalpía-calidad; incorporando en cada uno de los gráficos los parámetros que determinan los valores de salida, estos son: a) irradiancia y temperatura o entalpía de entrada (en función de la variable comparada), que en términos de control, representan las perturbaciones del lazo del CCP; b) caudal de trabajo, que constituye la variable controlada o regulada del lazo de control.

#### 4.1.3.1. Presión y temperatura

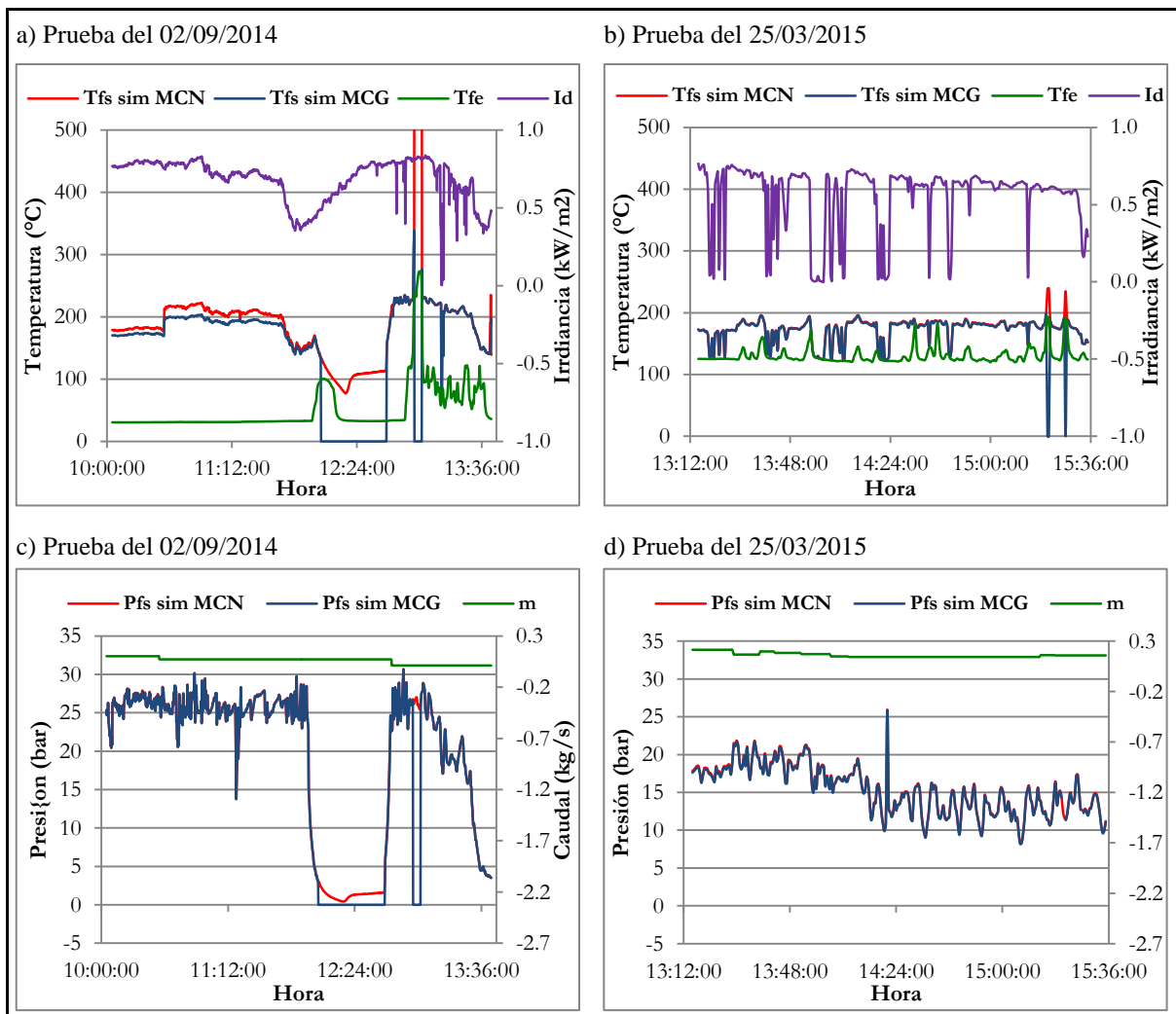
Las principales conclusiones que pueden extraerse del análisis del gráfico 4.20 y el cuadro 4.21 sobre los resultados de salida de presión y temperatura, de acuerdo a los dos modelos de simulación son las siguientes:

- En ambos modelos la temperatura de entrada y la irradiancia condicionan significativamente el patrón de la temperatura de salida. Especialmente la Irradiancia, observándose como los máximos y mínimos de esta, se reproducen en la temperatura de salida.
- Cuando la temperatura de entrada se incrementa hasta valores cercanos a los 100°C, o la Irradiancia cae por debajo de los 400 W/m<sup>2</sup>, la salida de ambos modelos converge, debido a que la temperatura media de todo el colector – utilizada en el modelo caja negra para calcular el rendimiento térmico – se aproxima al promedio de temperaturas medias de cada módulo – con las que se calcula el rendimiento térmico en el modelo caja gris –. En otros casos (valores de temperatura de entrada menores a 90°C e Irradiancia superior a 400 W/m<sup>2</sup>) la temperatura de salida del modelo caja negra es mayor en relación a la del modelo caja gris.
- Cuando el fluido se encuentra como líquido subenfriado y la presión de entrada cae por debajo de los 5 bares la temperatura de salida en el modelo caja negra se reduce, mien-

tras que en el modelo caja gris se anula. Porque en la salida la presión alcanza valores por debajo de cero. Esta situación se repite para el modelo caja gris para cualquier valor de presión, cuando los sensores en la entrada clasifican al fluido como vapor sobrecalentado, mientras que en el modelo caja negra, al no considerarse caída de presión, la temperatura se incrementa.

- Para valores de la presión de entrada por encima de los 5 bares, la diferencia en la presión de salida entre ambos modelos varía entre 0.01- 0.3 bares, siendo directamente proporcional al caudal de trabajo. Sin embargo por debajo de los 5 bares las diferencias se incrementan hasta caídas de presión próximas a los 3 bares.

**Gráfico 4.20:** Temperatura y presión de simulación en ambos modelos, en la prueba del 02/09/2014 (a y c) y en la del 25/03/2015 (b y d)



Fuente: Elaboración propia.

**Cuadro 4.21:** Valores medios de la temperatura y la presión de simulación en ambos modelos para los ensayos de referencia, de las pruebas del 02/09/2014 y del 25/03/2015

Prueba	Ens.	Id (kW/m <sup>2</sup> )	m (kg/s)	T <sub>fe</sub> (°C)	T <sub>fs</sub> <sup>sim MCN</sup> (°C)	T <sub>fs</sub> <sup>sim MCG</sup> (°C)	Δe(T <sub>fs</sub> )	P <sub>fs</sub> <sup>sim MCN</sup> (bar)	P <sub>fs</sub> <sup>sim MCG</sup> (bar)	Δe(P <sub>fs</sub> )
02/09/14	2	0.794	0.1023	30.76	181.93	172.89	4.96%	26.73	26.68	0.21%
	4	0.780	0.0713	30.96	216.13	198.84	8.00%	25.90	25.87	0.11%
	7	0.690	0.0116	87.36	215.73	215.75	0.01%	21.47	21.47	0.02%
25/03/15	1	0.703	0.214	125.15	169.78	169.28	0.29%	17.97	17.74	1.23%
	7	0.646	0.143	127.18	182.95	181.76	0.65%	14.28	14.18	0.72%
	9	0.570	0.158	129.15	175.26	174.62	0.36%	13.81	13.68	0.90%

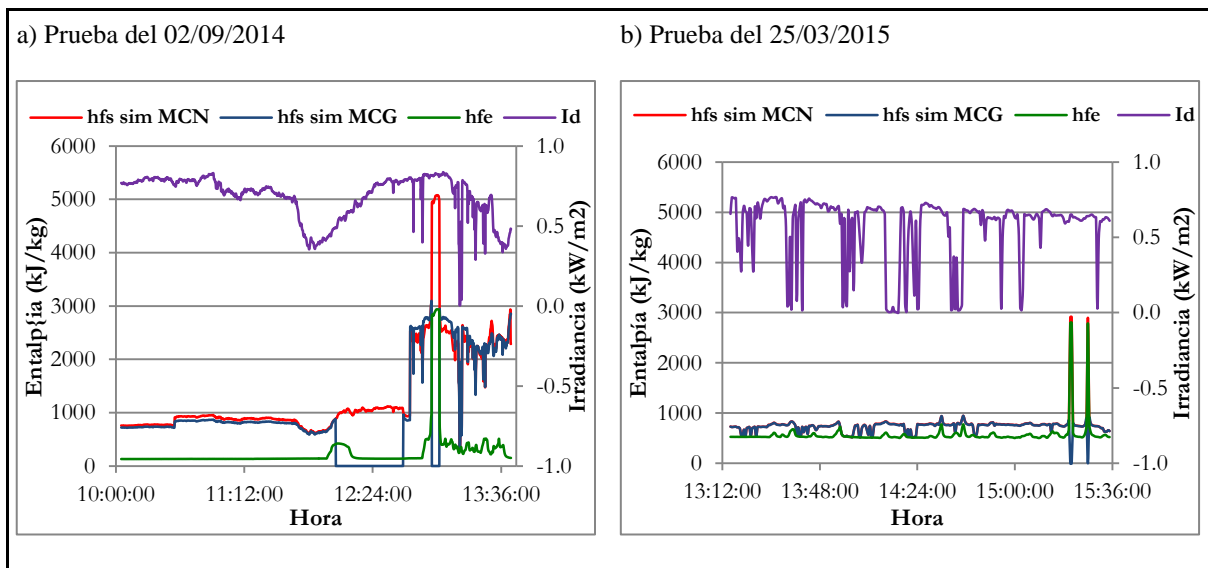
Fuente: Elaboración propia.

#### 4.1.3.2. Entalpía y calidad del vapor

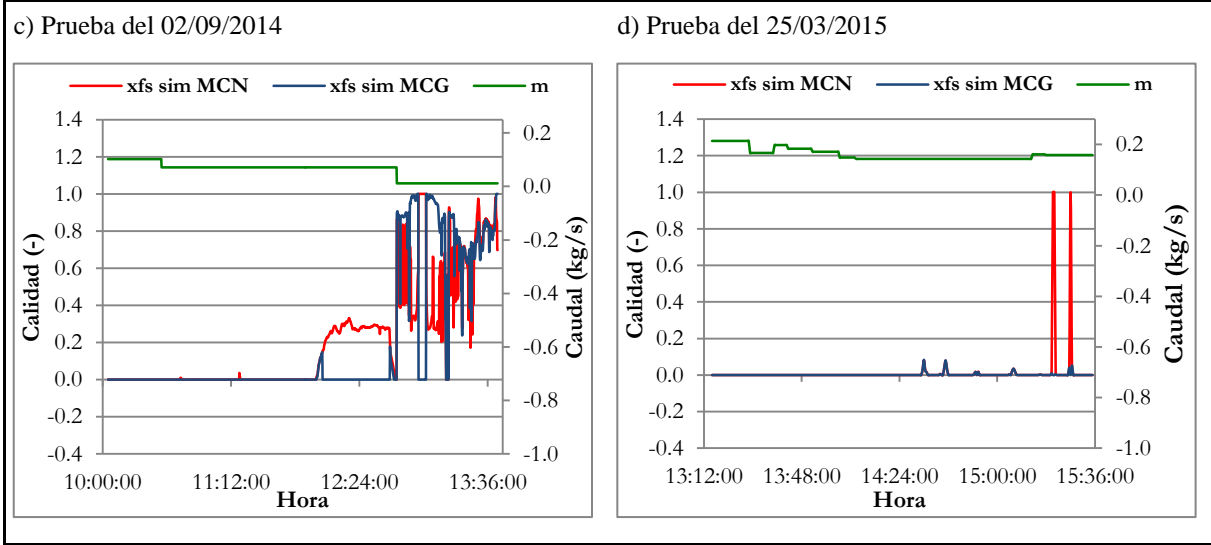
El análisis de la entalpía y la calidad del vapor se centran en la zona de saturación.<sup>86</sup> Además se presentan valores medios de cada ensayo en términos de calidad, puesto que los modelos pueden calcularse valores intermedios, no así en el caso de los datos experimentales.

Observando el gráfico 4.21 y el ensayo 7 de la prueba del 02/09/2014 (véase cuadro 4.22) se puede concluir que si bien a nivel de temperatura el error entre ambos modelos en la zona de saturación es despreciable (0.01%), y a nivel de entalpía reducido (4.64%), la calidad del vapor presenta una variabilidad considerable, con un error en los valores medios entre ambos modelos del 27.94%, lo que demuestra la dificultad de predecir con una precisión aceptable las propiedades de salida del fluido en estado de saturación.

**Gráfico 4.21:** Entalpía y calidad del vapor de simulación en ambos modelos en las pruebas del 02/09/2014 (a y c) y del 25/03/2015 (b y d)



<sup>86</sup> En las zonas de líquido subenfriado y vapor sobrecalentado el patrón de la temperatura es similar a la entalpía –variando el rango de escala–, mientras que la calidad es constante (0 ó 1).



Fuente: Elaboración propia.

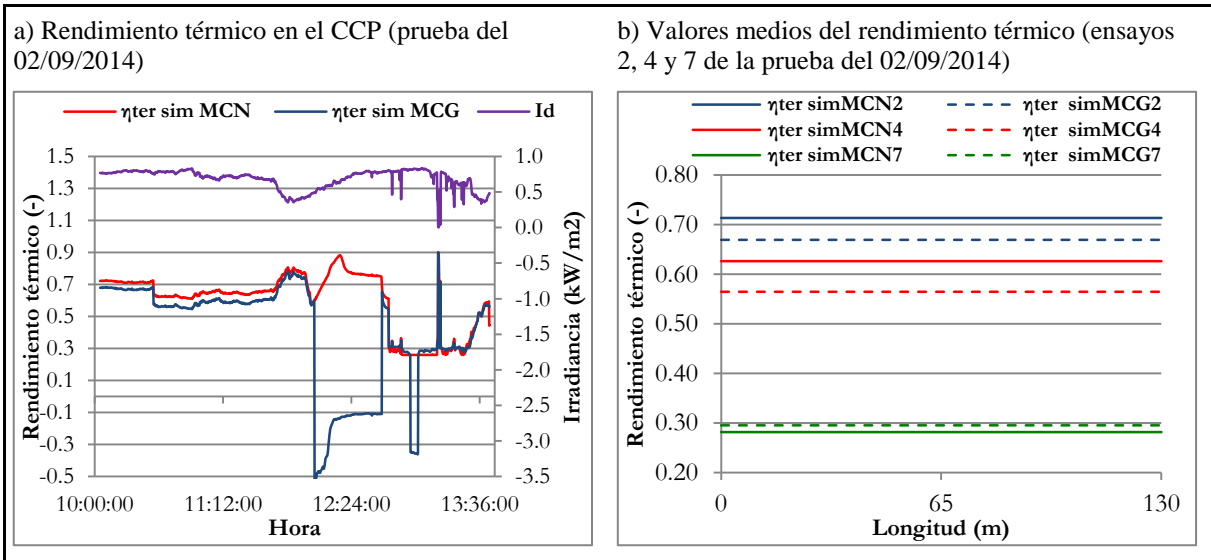
**Cuadro 4.22:** Valores medios de la temperatura y la presión de simulación en ambos modelos para los ensayos de referencia de las pruebas del 02/09/2014 y 25/03/2015

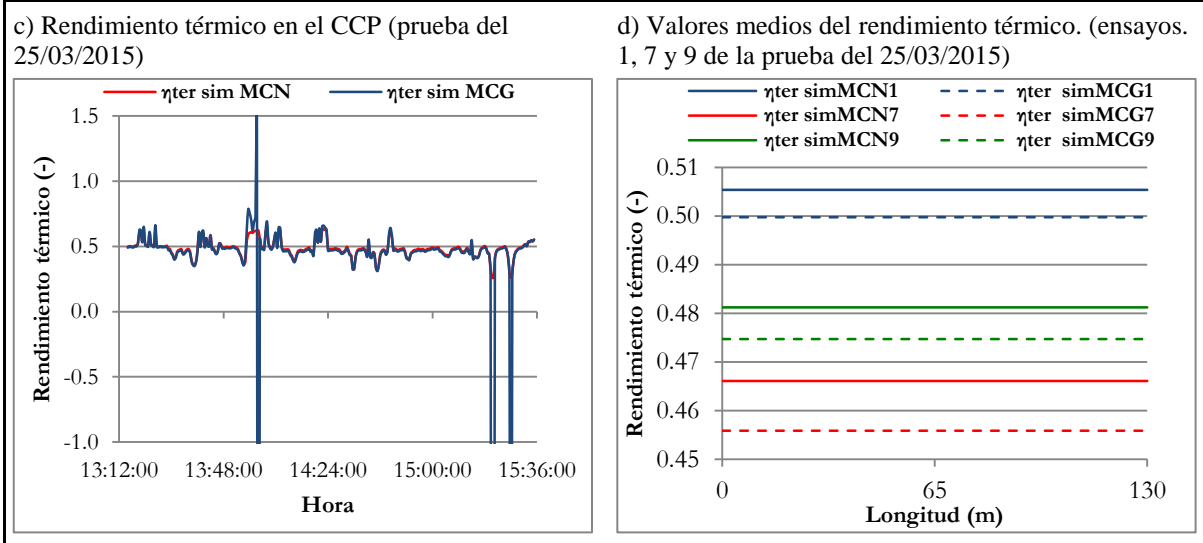
Prueba	Ens.	Id (kW/m <sup>2</sup> )	m (kg/s)	h <sub>fe</sub> (kJ/kg)	h <sub>fs</sub> <sup>sim MCN</sup> (kJ/kg)	h <sub>fs</sub> <sup>sim MCG</sup> (kJ/kg)	Δe(h <sub>fs</sub> )	x <sub>fs</sub> <sup>sim MCN</sup> (-)	x <sub>fs</sub> <sup>sim MCG</sup> (-)	Δe(x <sub>fs</sub> )
02/09/14	2	0.794	0.1023	131.34	772.43	732.78	5.13%	0.00	0.00	0.00%
	4	0.780	0.0713	132.11	925.95	847.58	8.46%	0.00	0.00	0.00%
	7	0.690	0.0116	367.75	2283.48	2389.39	4.64%	0.50	0.78	27.94%
25/03/15	1	0.703	0.214	526.77	718.70	716.51	0.30%	0.00	0.00	0.00%
	7	0.646	0.143	535.23	778.77	773.35	0.70%	0.0012	0.0011	0.01%
	9	0.570	0.158	543.56	742.94	740.12	0.38%	0.0002	0.0002	0.01%

Fuente: Elaboración propia.

### 4.1.3.3. Rendimiento térmico

Gráfico 4.22: Rendimiento térmico de simulación en ambos modelos en las pruebas del 02/09/2014 (a y b) y del 25/03/2015 (b y d)





Fuente: Elaboración propia.

Siguiendo el esquema que en el análisis de cada uno de los modelos (apartados 4.1.1 y 4.1.2), se presenta el valor del rendimiento térmico para los ensayos de referencia de ambas pruebas con ambos modelos.

Los valores del rendimiento térmico confirman las conclusiones sobre la relevancia de la temperatura de entrada y la irradiancia en la temperatura de salida; por la influencia sobre la temperatura media del fluido en el absorbedor, y a consecuencia sobre el rendimiento térmico, estas son:

- A medida que la temperatura de entrada aumenta, el rendimiento global del modelo caja gris (conformado a partir del promedio de rendimientos térmicos para cada módulo) se aproxima al rendimiento modelo caja negra, mientras que en otros casos el rendimiento térmico del modelo caja negra es mayor (véase cuadro 4.23).
- Cuando la Irradiancia desciende por debajo de los  $400 \text{ W/m}^2$ , el valor de los rendimientos térmicos también converge por las mismas razones que en el caso anterior, mientras que si la Irradiancia supera estos valores y la temperatura de entrada es menor de  $90^\circ\text{C}$ , el rendimiento térmico del modelo caja negra vuelve a ser mayor (véase gráfico 4.21.a).

**Cuadro 4.23:** Valores medios de la temperatura y la presión de simulación en ambos modelos para los ensayos de referencia de las pruebas del 02/09/2014 y 25/03/2015

Prueba	Ensayo	Id ( $\text{kW/m}^2$ )	T <sub>fe</sub> ( $^\circ\text{C}$ )	$\eta_{\text{ter}}^{\text{sim MCN}}$ (-)	$\eta_{\text{ter}}^{\text{sim MCG}}$ (-)	$\Delta e(\eta_{\text{ter}}^{\text{sim MCN}} - \eta_{\text{ter}}^{\text{sim MCG}})$
02/09/14	2	0.794	30.76	0.71	0.67	4.41%
	4	0.780	30.96	0.63	0.56	6.18%
	7	0.690	87.36	0.28	0.30	1.37%
25/03/15	1	0.703	125.15	0.51	0.50	0.56%
	7	0.646	127.18	0.47	0.46	1.02%
	9	0.570	129.15	0.48	0.47	0.65%

Fuente: Elaboración propia.

#### 4.1.4. Rango de operación del colector cilindro-parabólico de Berlín

Una vez analizado el comportamiento de ambos modelos para la GDV en tiempo real, se presentan a continuación las condiciones de operación del prototipo CCP, en términos de: i) condiciones del fluido en la salida definidas por la Unidad de Investigación en Energías Renovables de LaGeo; ii) condiciones de entrada determinadas en este trabajo de acuerdo a los datos de presión y temperatura de trabajo del pozo TR-10, y los valores de radiación en la zona; iii) caudal de trabajo calculado con el modelo caja negra. Además se simula en el modelo caja gris los casos definidos a partir de estas condiciones de entrada, y se comparan con el modelo caja negra. De esta forma, los resultados arrojados se convertirán en punto de partida para el diseño del sistema de control.

##### 4.1.4.1. Condiciones del fluido perseguidas en la salida

Tras las pruebas experimentales desarrolladas durante el periodo 2013-2014, que permitieron caracterizar los parámetros del prototipo, el equipo de LaGeo definió las condiciones termodinámicas a lograr en la salida, en términos de presión, temperatura y calidad de vapor del fluido geotérmico (véase cuadro 4.24).

**Cuadro 4.24:** Condiciones de salida en el prototipo de CCP de Berlín.

Parámetro	Valor	Unidades
Presión del fluido de salida ( $P_{CCPs}$ )	14	bar
Temperatura del fluido de salida ( $T_{CCPs}$ )	$T_{sat}^{14 \text{ bar}} = 195.05$	°C
Calidad del vapor de salida ( $x_{CCPs}$ )	0.3	-

Fuente: LaGeo.

##### 4.1.4.2. Condiciones de entrada al prototipo

Las condiciones de entrada al prototipo se han definido de acuerdo al comportamiento del agua geotérmica de reinyección del TR-10; y de los valores de radiación solar estudiados en la zona desde 2009.

Durante los dos años de pruebas el agua de reinyección ha fluctuado en el rango de los 120 °C-150 °C y entre los 15 bar- 25 bar. En el caso de la temperatura, al no poder incidir sobre ella se han considerado 3 rangos de operación: los valores extremos, y un valor intermedio. Mientras que para la presión se ha evaluado un único valor de operación (14 bar), lo que hace necesario regular la caída de presión en la válvula de salida del pozo, para garantizar una presión constante de 14 bar a la entrada del CCP. Por último a nivel de DNI se han establecido dos valores fijos, frecuentes en el TR-10 (véase cuadro 4.25).

**Cuadro 4.25:** Condiciones de entrada al prototipo de CCP de Berlín.

Parámetro	Valor	Unidades
Presión del fluido de entrada ( $P_{CCPe}$ )	14	bar
Temperatura del fluido de entrada ( $T_{CCPe}$ )	[120, 135, 150]	°C
Irradiancia normal directa ( $I_d$ )	[650, 850]	W/m <sup>2</sup>

Fuente: Elaboración propia.

#### 4.1.4.3. Caudales de operación a partir del modelo caja negra

A partir de los valores de entrada y salida planteados en las secciones anteriores (4.1.4.1 y 4.1.4.2) se han establecido 6 casos de estudio para determinar el rango de caudales que manejaría el prototipo en el punto de operación. Como se ha mencionado, la presión de trabajo y las condiciones de salida se mantienen constantes, mientras que para la temperatura de entrada se han manejado 3 valores. Y dos valores para la irradiancia normal directa (véase cuadro 4.26).

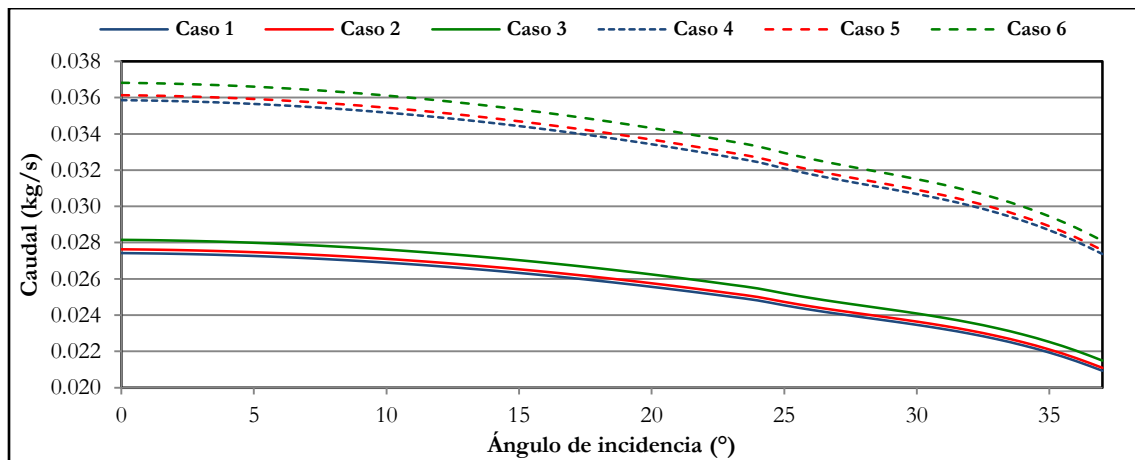
**Cuadro 4.26:** Casos de estudio de operación del prototipo CCP.

Caso	$P_f$ (bar)	$T_{fe}$ (°C)	$I_d$ (W/m <sup>2</sup> )	$T_{fs}$ (°C)	$x_{fs}$ (-)
1	14	120	650	195.05	0.3
2	14	135	650	195.05	0.3
3	14	150	650	195.05	0.3
4	14	120	850	195.05	0.3
5	14	135	850	195.05	0.3
6	14	150	850	195.05	0.3

Fuente: Elaboración propia.

Con un algoritmo iterativo en *Matlab* basado en el balance de energía en estado estacionario (modelo caja negra) se calcularon los caudales de trabajo ( $\dot{m}$ ) de los 6 casos que definen el rango de operación, estudiando en cada uno de ellos los 38 valores posibles (desde 0° a 37°) del ángulo de incidencia (véase gráfico 4.23 y cuadro 4.27).

**Gráfico 4.23:** Rango de caudales de operación para seis casos de estudio del prototipo CCP de Berlín



Fuente: Elaboración propia.

**Cuadro 4.27:** Valores máximo, mínimo y medio del rango de caudales de operación para los seis casos de estudio del prototipo CCP de Berlín

Caso	$T_{fe}(^{\circ}C)$	$I_d(W/m^2)$	$\dot{m}_{MAX}(kg/s)$	$\dot{m}_{min}(kg/s)$	$\bar{m}(kg/s)$
1	120	650	0.0274	0.0209	0.0253
2	135	650	0.0276	0.0211	0.0255
3	150	650	0.0282	0.0215	0.0260
4	120	850	0.0359	0.0274	0.0331
5	135	850	0.0361	0.0276	0.0333
6	150	850	0.0368	0.0281	0.0340

Fuente: Elaboración propia.

#### 4.1.4.4. Análisis de las variables del proceso con el modelo caja gris

Determinado el caudal de trabajo a partir del modelo caja negra, ya se cuenta con todos los parámetros de entrada definidos para el punto de operación. Con el objetivo de comparar los valores de salida entre ambos modelos y analizar el patrón de flujo al interior del absorbedor, se simularon los 38 valores de cada uno de los 6 casos con el modelo caja gris.

##### 4.1.4.4.1. Temperatura y presión

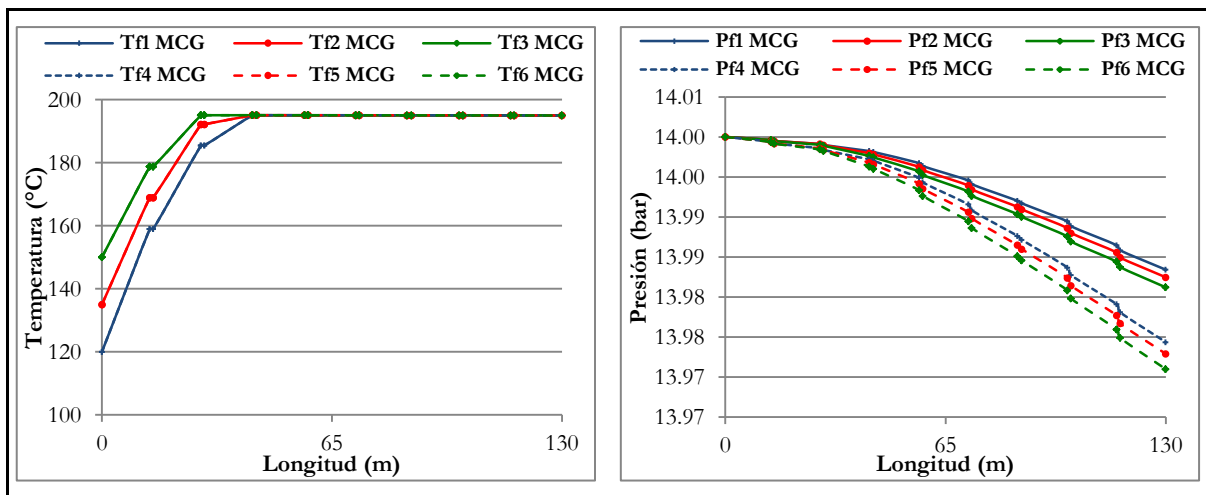
A nivel de temperatura y presión en la salida existe una mínima diferencia (0.03%-0.05% en temperatura, y 0.12%-0.21% en presión) entre ambos modelos, debido a que en el modelo caja gris se tienen en cuenta las pérdidas de carga.

**Cuadro 4.28:** Valores medios de temperatura y presión de salida para los 6 casos de operación

Caso	$T_{fs} \text{ MCG}(^{\circ}C)$	$T_{fs} \text{ MCN}(^{\circ}C)$	$\Delta e(T_{fs})$	$P_{fs} \text{ MCG}(^{\circ}C)$	$P_{fs} \text{ MCN}(^{\circ}C)$	$\Delta e(P_{fs})$
1	194.99	195.05	0.03%	13.983	14.000	0.12%
2	194.99	195.05	0.03%	13.982	14.000	0.13%
3	194.98	195.05	0.03%	13.981	14.000	0.13%
4	194.96	195.05	0.04%	13.974	14.000	0.18%
5	194.96	195.05	0.05%	13.973	14.000	0.19%
6	194.95	195.05	0.05%	13.971	14.000	0.21%

Fuente: Elaboración propia.

**Gráfico 4.24:** Evolución de valores medios de temperatura (izda.) y presión (dcha.) en los 6 casos de estudio



Fuente: Elaboración propia.

#### 4.1.4.4.2. Entalpía y calidad del vapor

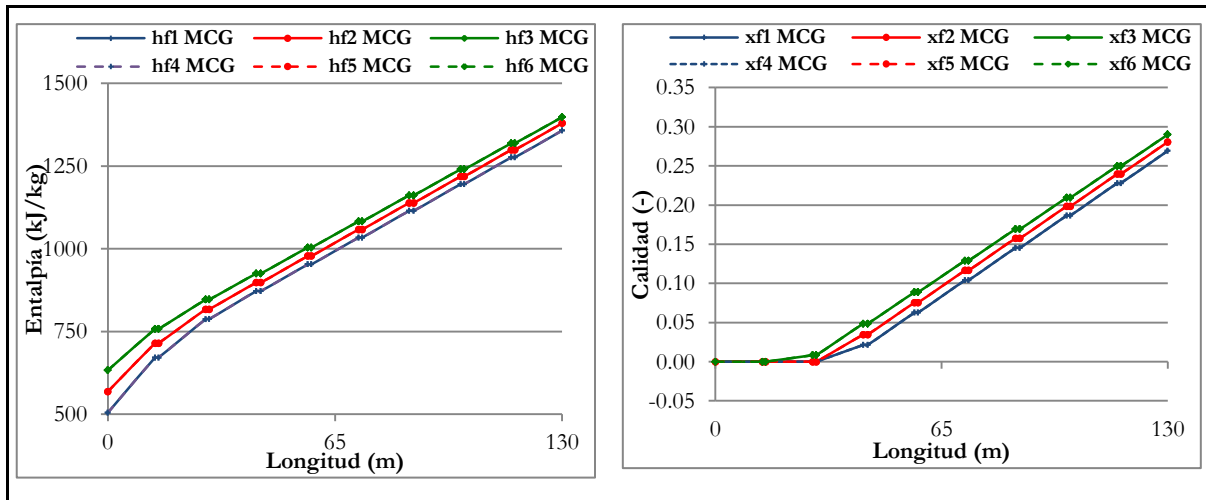
Como era de esperar, el error se vuelve algo mayor a nivel de entalpías (1.39% - 4.27%) y de calidad del vapor (0.99% - 3.08%), debido a la aproximación realizada en el modelo caja gris respecto a la ecuación del rendimiento térmico obtenido con el modelo caja negra. En términos de temperatura esta situación no percibe en la salida puesto que el valor perseguido ( $x=0.3$ ) se encuentra en la zona de saturación, en la que la temperatura es constante, no así la calidad y la entalpía; donde se observan mayores diferencias entre un modelo y otro (véase cuadro 4.29 y gráfico 4.25)

**Cuadro 4.29:** Valores medios de entalpía y calidad del vapor para los 6 casos de operación

Caso	$h_{fs}$ MCG(°C)	$h_{fs}$ MCN(°C)	$\Delta e(h_{fs})$	$x_{fs}$ MCG(°C)	$x_{fs}$ MCN(°C)	$\Delta e(x_{fs})$
1	1357.26	1417.80	4.27%	0.269	0.300	3.08%
2	1379.38	1417.80	2.71%	0.281	0.300	1.95%
3	1397.85	1417.80	1.41%	0.290	0.300	1.01%
4	1357.48	1417.80	4.25%	0.269	0.300	3.06%
5	1379.61	1417.80	2.69%	0.281	0.300	1.93%
6	1398.11	1417.80	1.39%	0.290	0.300	0.99%

Fuente: Elaboración propia.

**Gráfico 4.25:** Evolución de valores medios de entalpía (izda.) y calidad del vapor (dcha.) en los 6 casos de operación

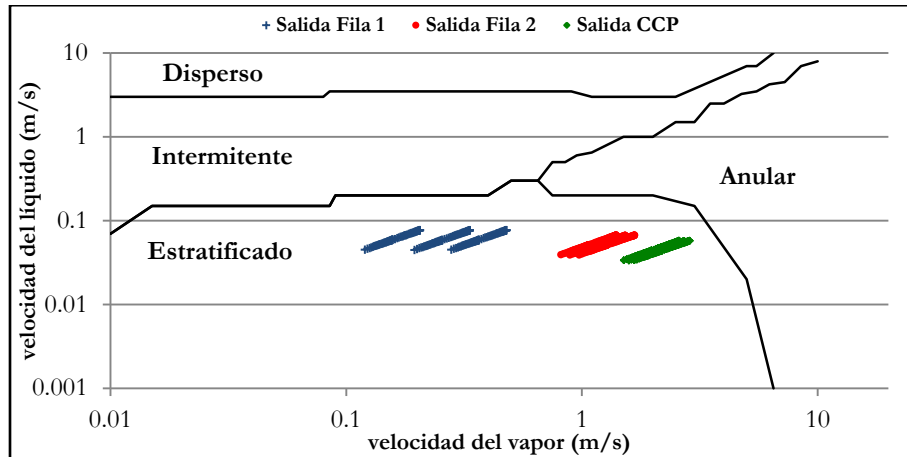


Fuente: Elaboración propia.

#### 4.1.4.4.3. Patrón de flujo en el absorbedor

Debido a las reducidas dimensiones del prototipo CCP de Berlín los caudales de trabajo que se manejan para poder alcanzar una calidad del vapor en la salida de 0.3, son relativamente bajos. Esto provoca que a su vez, la velocidad de la salmuera geotérmica y del vapor en la zona de saturación, sean también bajas; resultando una configuración de flujo estratificado que dificulta un buen mojado de la parte interior del tubo absorbedor (véase gráfico 4.26).

Gráfico 4.26: Velocidades de flujo a lo largo del CCP para los 6 casos de operación



Fuente: Elaboración propia.

Por las limitaciones del prototipo, y ante la necesidad de disponer de un sistema de control para el CCP y la demanda de la Unidad de Investigación en Energías Renovables de LaGeo para la conceptualización del modelo de control, en el diseño del sistema de control automático planteado en este trabajo se han mantenido los rangos de operación definidos en los 6 casos anteriores. Sin embargo observando los patrones de flujo, sería necesario previamente realizar una serie de modificaciones y ajustes sobre el CCP (absorbedor, número de módulos, etc.) que permitieran manejar un caudal de entrada mayor y garantizar un régimen de flujo bifásico intermitente-anular.

## 4.2. Diseño del sistema de control automático del prototipo de generación directa de vapor en colectores cilindro-parabólicos de Berlín

Una vez caracterizado el comportamiento termodinámico del proceso de GDV en el prototipo de CCP de Berlín, y definido su rango de operación, se ha procedido al diseño del sistema de control; tomando como referencia: i) los modelos de control de la planta DISS de la PSA; ii) el diseño de sistemas de control para separadores ciclónicos; y iii) la experiencia acumulada en la operación de la planta geotérmica de Berlín, para la elección de los equipos de medida y regulación.

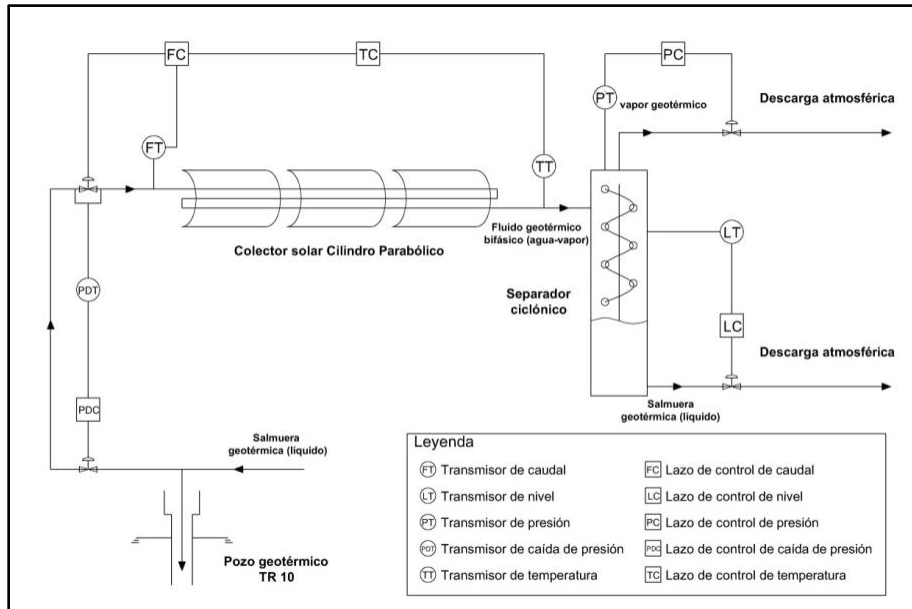
### 4.2.1. Configuración y esquema de control multilazo

El esquema de control del prototipo CCP está basado en la estructura planteada en la planta DISS para sus dos configuraciones: *recirculación* y *un solo paso*. Si bien el prototipo de Berlín fue concebido para que la generación de vapor se produjera en *un solo paso*, el hecho de que las condiciones termodinámicas que se persiguen en la salida se sitúen en el punto de saturación – buscando una calidad del vapor de 0.3 – vuelven necesario incluir el lazo de control de nivel del líquido del separador ciclónico planteado en el modo *recircula-*

ción. En este sentido el esquema de control está conformado por cuatro lazos principales (véase figura 4.3), que combinan ambas configuraciones y cuyas variables manipulables y de salida se describen a continuación:

- i) Control de la caída de presión en la válvula de alimentación: tiene el objetivo de mantener constante la presión a la entrada del CCP ante posibles variaciones de caudal. Para ello se mantiene constante la caída de presión ( $P_{dvCCP}$ ) en la válvula de alimentación a partir de la regulación de la válvula de salida del pozo TR-10 ( $v_{TR10}$ ) que suministra el caudal de alimentación principal a todo el prototipo.
- ii) Control de la temperatura de saturación en la salida del colector: la misión de este lazo es mantener un valor de temperatura constante a la salida del CCP ( $T_{CCPs}$ ) a partir de la regulación de la válvula de alimentación al colector ( $v_{CCP}$ ). Puesto que las condiciones de salida perseguidas son las de saturación, indirectamente en este lazo de control se regulan la entalpía y la calidad del fluido a la salida, a partir de un controlador por adelanto o Feedforward, que predice el caudal de entrada ( $\dot{m}_{ff}$ ). Por eso en la figura 4.3 aparece este lazo de control integrado en el de temperatura.
- iii) Control de la presión de vapor en la salida: el fin de este control es mantener la presión constante en el separador ( $P_{sc}$ ) a partir de la regulación de una válvula automática situada en la línea de salida del vapor tras el separador ( $v_{gsc}$ ).
- iv) Control del nivel del agua en el separador ciclónico: con el objetivo de que el líquido no se introduzca en la salida del vapor y viceversa, se plantea regular la altura del líquido en el separador ciclónico ( $H_{lsc}$ ) a partir de la apertura de una válvula automática situada en la línea de salida del líquido tras el separador ( $v_{lsc}$ ).

Figura 4.3: Esquema de control del prototipo de CCP de Berlín



Fuente: Elaboración propia.

#### 4.2.2. Rangos de operación para el diseño los lazos de control

Los niveles de operación del proceso de GDV en la planta DISS de la PSA están determinados por la presión y temperatura de entrada a las filas de colectores, reguladas por la bomba de alimentación y los sistemas de precalentamiento de agua, respectivamente. En el prototipo CCP del pozo TR10 de Berlín, la presión y temperatura a la entrada de la fila de colectores depende del agua de reinyección, que varían constantemente en un rango de valores de acuerdo a la operación de la planta binaria, de donde procede el agua reinyectada.

Tal como se presentó en el apartado 4.1.4, para el prototipo se ha definido un único punto de operación, a 14 bares de presión. Sin embargo, dadas las variaciones de presión y temperatura del agua de reinyección; para el diseño del sistema de control automático, se han definido 3 niveles o rangos de operación, de acuerdo a los valores extremos (máximo y mínimo) y un valor intermedio de la temperatura que puede presentarse a la entrada del pozo TR10. El caudal de trabajo para cada uno de estos casos se seleccionó a partir de los cálculos presentados anteriormente en el cuadro 4.25; obteniéndose un valor máximo para 150°C, uno mínimo para 120°C, y seleccionando un valor intermedio para 135°C.

Además los 3 niveles se subdividen para el caso de los lazos de: i) control de la caída de presión en la válvula de alimentación de acuerdo a los valores límites de presión de entrada (25-16 bar); ii) control de la temperatura de salida en la fila de colectores, de acuerdo a los dos valores de radiación. Estudiándose en ambos lazos los valores extremos de las ganancias y constantes de tiempo de las funciones de transferencia de la planta. De esta forma se garantizan la cobertura de todo el rango de operación en el diseño de los controladores.

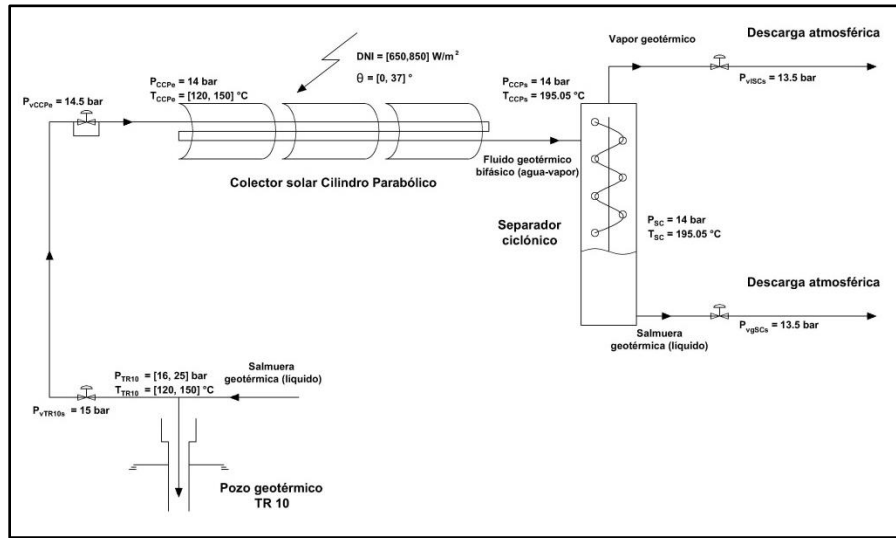
**Cuadro 4.30:** Rango de operación para el diseño de los lazos de control del CCP de LaGeo

Variable	Nivel 1	Nivel 2	Nivel 3	Unidades
Temperatura del fluido en el pozo TR10 ( $T_{TR10}$ ) y a la entrada del CCP ( $T_{CCPe}$ )	150	135	120	°C
Presión del fluido a la entrada de la válvula del pozo TR10 ( $P_{VTR10e}$ )	[16, 25]	[16, 25]	[16, 25]	bar
Presión del fluido a la salida de la válvula del pozo TR10 ( $P_{VTR10s}$ )	15	15	15	bar
Caudal másico de entrada al CCP ( $\dot{m}$ )	[0.0215, 0.0368]	[0.0211, 0.0361]	[0.0209, 0.0359]	kg/s
Presión del fluido a la entrada ( $P_{CCPe}$ ) y salida ( $P_{CCPs}$ ) del CCP, y en el separador ciclónico ( $P_{sc}$ )	14	14	14	bar
Temperatura del fluido a la salida del CCP ( $T_{CCPs}$ )	195.05	195.05	195.05	°C
Calidad del fluido a la salida del CCP ( $x_{CCPs}$ )	0.3	0.3	0.3	-
Irradiancia normal directa ( $I_d$ ) <sup>87</sup>	[650, 850]	[650, 850]	[650, 850]	W/m <sup>2</sup>
Ángulo de incidencia ( $\theta$ )	[0, 37]	[0, 37]	[0, 37]	°
Presión a la salida de las válvulas del líquido ( $P_{viscs}$ ) y del vapor ( $P_{vgsCs}$ ) del separador ciclónico	13.5	13.5	13.5	bar

**Fuente:** Elaboración propia.

<sup>87</sup> El valor de DNI para el caudal de trabajo definido a una temperatura de entrada de 135°C, puede tomar los valores de 650 en el caso de que el ángulo de incidencia sea 0° y de 850 en el caso de que el ángulo de incidencia sea 37°.

Figura 4.4: Rango de operación para el diseño de los lazos de control del CCP de LaGeo



Fuente: Elaboración propia.

### 4.2.3. Instrumentos de medida y regulación de los lazos de control

Los instrumentos de medida y regulación están conformados por: i) las 4 válvulas automáticas de cada uno de los lazos de control; ii) los sensores necesarios para monitorear las 4 variables controladas caída de presión en la entrada, temperatura, presión y nivel; iii) el flujómetro que monitoree el caudal de entrada al CCP, variable manipulada y también controlada por el lazo de control interno o esclavo, en el lazo de control de temperatura.

#### 4.2.3.1. Válvulas automáticas

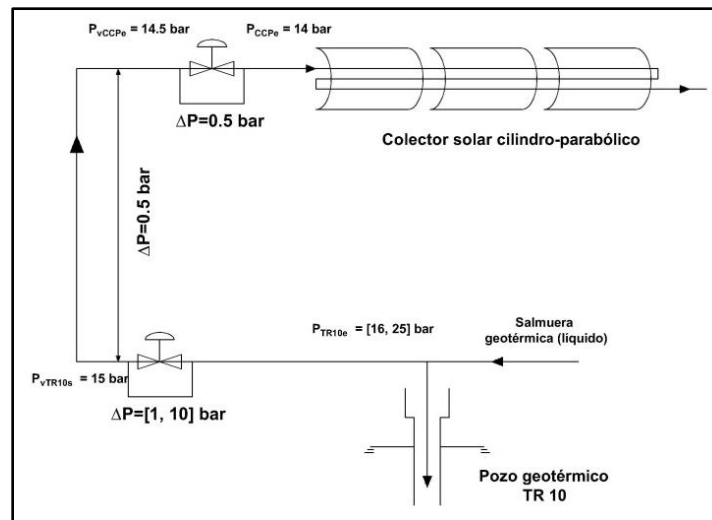
La selección de las válvulas automáticas para cada uno de los lazos de control se ha realizado a partir de la metodología planteada en el apartado 3.1.2. Todas son de la marca Fisher, por ser la casa que mayor y más completa información dispone sobre estos elementos, lo que didácticamente facilita el procedimiento. Además se han seleccionado válvulas compatibles con actuadores eléctricos ya que al tratarse de un prototipo, no se considera por el momento la instalación de aire comprimido que permitía utilizar actuadores neumáticos.

En la elección también se ha tenido en cuenta la experiencia previa en procesos similares del campo geotérmico de Berlín en función de si se maneja: salmuera geotérmica en forma de líquido subenfriado o saturado, o vapor geotérmico. Ya que el nivel de incrustación de la sílice varía dependiendo del tipo de válvula instalada. Sin embargo debido al bajo nivel de caudales que se maneja en el punto de operación del prototipo, y por consiguiente los bajos coeficientes de flujo ( $C_v$ ), todas las válvulas seleccionadas han sido tipo globo y de característica isoporcentual; puesto que los coeficientes de flujo para otro tipo de válvulas eran demasiado elevados, dando lugar a rangos de apertura de la válvula muy bajos.

#### 4.2.3.1.1. Válvula de control en la salida del pozo TR10

La válvula situada a la salida del pozo TR10 es la encargada de suministrar el caudal principal al prototipo. De manera que se garantice una presión constante a la entrada del CCP. Es el elemento que junto con el pozo realizan la función de la bomba de alimentación de la planta DISS de la PSA. Como se ha comentado, la presión y temperatura del agua de reinyección son variables, mientras que a la entrada del CCP la presión debe mantenerse constante (14 bar). Entre la válvula de salida del pozo TR10 y la de entrada al CCP, la caída de presión media se sitúa en torno a los 0.5 bares, el mismo valor que se ha determinado debe existir en la válvula de entrada al colector. Por lo tanto la caída de presión en la válvula de salida del TR10 variará en el rango de 1 a 10 bares en función de la presión de entrada (véase figura 4.5 y cuadro 4.31).

Figura 4.5: Caídas de presión entre la salida del TR10 y la entrada a al CCP



Fuente: Elaboración propia.

Cuadro 4.31: Condiciones de entrada y salida en la válvula del TR10

Datos del proceso	Valor	Unidades
Temperatura a la entrada de la válvula del pozo TR10 ( $T_{VTR10e}$ )	[120, 150]	°C
Temperatura a la salida de la válvula del pozo TR10 ( $T_{VTR10s}$ )	[120, 150]	°C
Presión a la entrada de la válvula del pozo TR10 ( $P_{VTR10e}$ )	[16, 25]	bar
Presión a la salida de la válvula del pozo TR10 ( $P_{VTR10s}$ )	15	bar
Rango de caudales de trabajo (m)	[0.0209, 0.0368]	kg/s
Diámetro de la tubería entrada y salida ( $D_t$ )	2 / 60.3	inch/mm
Material de tubería	Acero AISI 304	-

Fuente: Elaboración propia.

Para este caso se han estudiado en primer lugar las condiciones extremas que deberá soportar la válvula en términos de presión y temperatura (25 bares y 150 °C, nivel 1.1), de manera que el *rating* elegido fuera suficiente. Tras calcular los coeficientes de flujo preliminares para estas condiciones se seleccionó una válvula tipo globo 2400SB (véase cuadro 4.32).

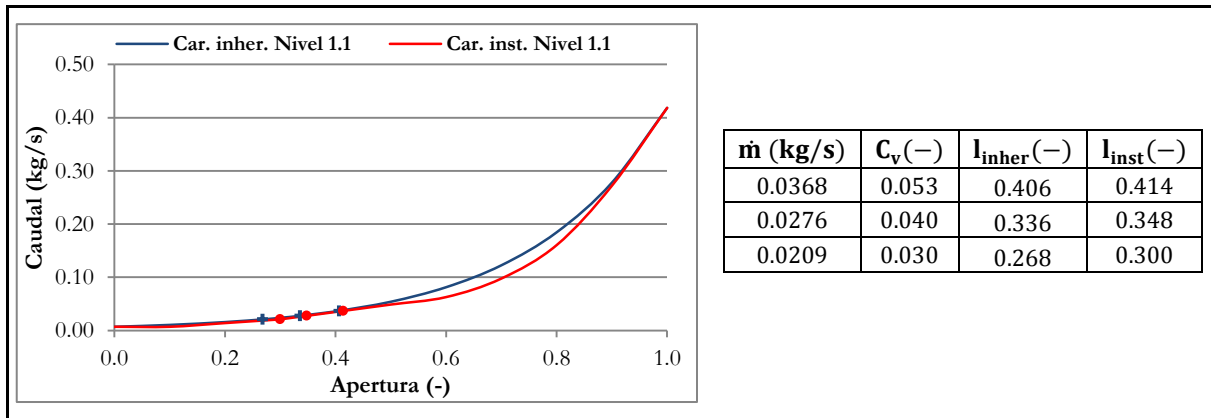
**Cuadro 4.32:** Características de la válvula situada en la salida del pozo TR10

Característica	Valor	Unidades
Tipo	Globo	-
Modelo	24000SB	-
Clase	300	-
Diámetro de la válvula ( $d_v$ )	1 / 25	inch/mm
Serie del obturador	588	-
Característica	isoporcentual	-
Coefficientes de flujo ( $C_{vmin} - C_{vMAX}$ )	0.01-0.6	-
Factor de recuperación ( $F_L$ )	0.93	-
Diámetro del puerto	6.4	mm
Actuadores eléctricos disponibles	Jordan MV-1020 y VA-1020	-

Fuente: Fisher (2014).

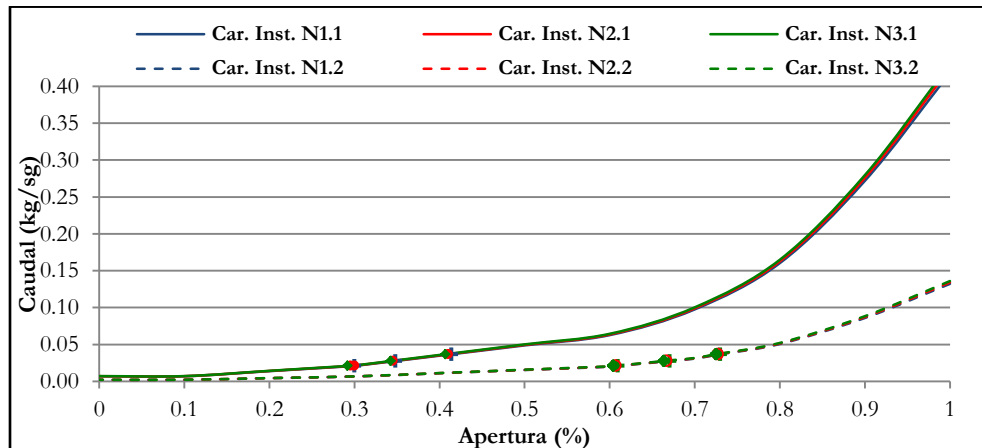
Seleccionada la válvula, se evaluaron los valores de apertura para todo el rango de caudales, y todos los niveles de temperatura y presión, a partir de las curvas de característica inherente e instalada. Se presentan ambas curvas para el nivel 1.1 (gráfico 4.27); y las de característica instalada para todos los niveles (gráfico 4.28).

**Gráfico 4.27:** Característica inherente e instalada de la válvula a la salida del TR10 ( $T_e=150^\circ\text{C}$ ;  $P_e=25$  bar)



Fuente: Elaboración propia a partir de Fisher (2014).

**Gráfico 4.28:** Característica instalada de la válvula a la salida del pozo TR-10 para todo el rango de operación



Fuente: Elaboración propia a partir de Fisher (2014).

Como se observa en las curvas de característica instalada, la mayor variación de los coeficientes de flujo y aperturas responden principalmente a los cambios en la presión de entrada de la válvula, mientras que la variación de temperatura de entrada genera cambios mínimos. La apertura de la válvula varía entre un 29.1%-73.0%, de tal manera que no trabajará ni muy abierta ni muy cerrada. El detalle de los valores de apertura y coeficientes de flujo para todo el rango de caudales y niveles de operación se presenta en el cuadro 4.33.

**Cuadro 4.33:** Apertura y coeficiente de flujo de la válvula a la salida del pozo TR-10 para todos los niveles de operación

<b>Nivel 1 (<math>T_e = 150\text{ °C}</math>)</b>	<b>Nivel 1.1 (<math>P_e = 25\text{ bar}</math>)</b>			<b>Nivel 1.2 (<math>P_e = 16\text{ bar}</math>)</b>		
$\dot{m}$ (kg/s)	0.0368	0.0276	0.0209	0.0368	0.0276	0.0209
$C_v(-)$	0.053	0.040	0.030	0.167	0.125	0.095
$l_{inst}(-)$	0.414	0.348	0.300	0.730	0.670	0.610
<b>Nivel 2 (<math>T_e = 135\text{ °C}</math>)</b>	<b>Nivel 2.1 (<math>P_e = 25\text{ bar}</math>)</b>			<b>Nivel 2.2 (<math>P_e = 16\text{ bar}</math>)</b>		
$\dot{m}$ (kg/s)	0.0368	0.0276	0.0209	0.0368	0.0276	0.0209
$C_v(-)$	0.052	0.039	0.030	0.165	0.123	0.093
$l_{inst}(-)$	0.410	0.345	0.295	0.727	0.667	0.607
<b>Nivel 3 (<math>T_e = 120\text{ °C}</math>)</b>	<b>Nivel 3.1 (<math>P_e = 25\text{ bar}</math>)</b>			<b>Nivel 3.2 (<math>P_e = 16\text{ bar}</math>)</b>		
$\dot{m}$ (kg/s)	0.0368	0.0276	0.0209	0.0368	0.0276	0.0209
$C_v(-)$	0.051	0.038	0.029	0.162	0.122	0.092
$l_{inst}(-)$	0.407	0.342	0.291	0.725	0.663	0.604

Fuente: Elaboración propia.

#### 4.2.3.1.2. Válvula de control en la entrada al colector cilindro-parabólico

La válvula de entrada al colector o válvula de alimentación tiene el objetivo de regular la temperatura (e indirectamente la calidad del vapor y la entalpía) de salida del CCP. En este caso las presiones de entrada y salida de la válvula son constantes (existiendo una caída de presión de 0.5 bar), variando únicamente la temperatura del fluido geotérmico. Las condiciones de entrada y salida para la selección de la válvula se presentan en el cuadro 4.34.

**Cuadro 4.34:** Condiciones de entrada y salida en la válvula de entrada al CCP

<b>Datos del proceso</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidades</b>
Temperatura a la entrada de la válvula de entrada del CCP ( $T_{VCCPe}$ )	[120, 150]	°C
Temperatura a la salida de la válvula de entrada del CCP ( $T_{VCCPs}$ )	[120, 150]	°C
Presión a la entrada de la válvula de entrada del CCP ( $P_{VCCPe}$ )	14.5	bar
Presión a la salida de la válvula de entrada del CCP ( $P_{VCCPs}$ )	14	bar
Rango de caudales de trabajo ( $\dot{m}$ )	[0.0209, 0.0368]	kg/s
Diámetro de la tubería entrada y salida ( $D_t$ )	1 / 33.4	inch/mm
Material de tubería	Acero AISI 304	-

Fuente: Elaboración propia.

Para la elección del *rating*, en primer lugar se han evaluado las condición más extremas que deberá soportar la válvula en términos de presión y temperatura (14 bares y 150 °C). Inicialmente se evaluó la instalación de una válvula tipo bola, que habitualmente se utilizan en la central geotérmica de Berlín para caídas de presión bajas (a lo largo de la válvula), y

fluido geotérmico en estado de líquido subenfriado o saturado, puesto a que el nivel de incrustación es menor que en otro tipo de válvulas. Sin embargo las alternativas del fabricante presentaban valores del coeficiente de flujo demasiado elevados en comparación con los de operación, por lo que finalmente se optó por una tipo globo, (véase cuadro 4.35).

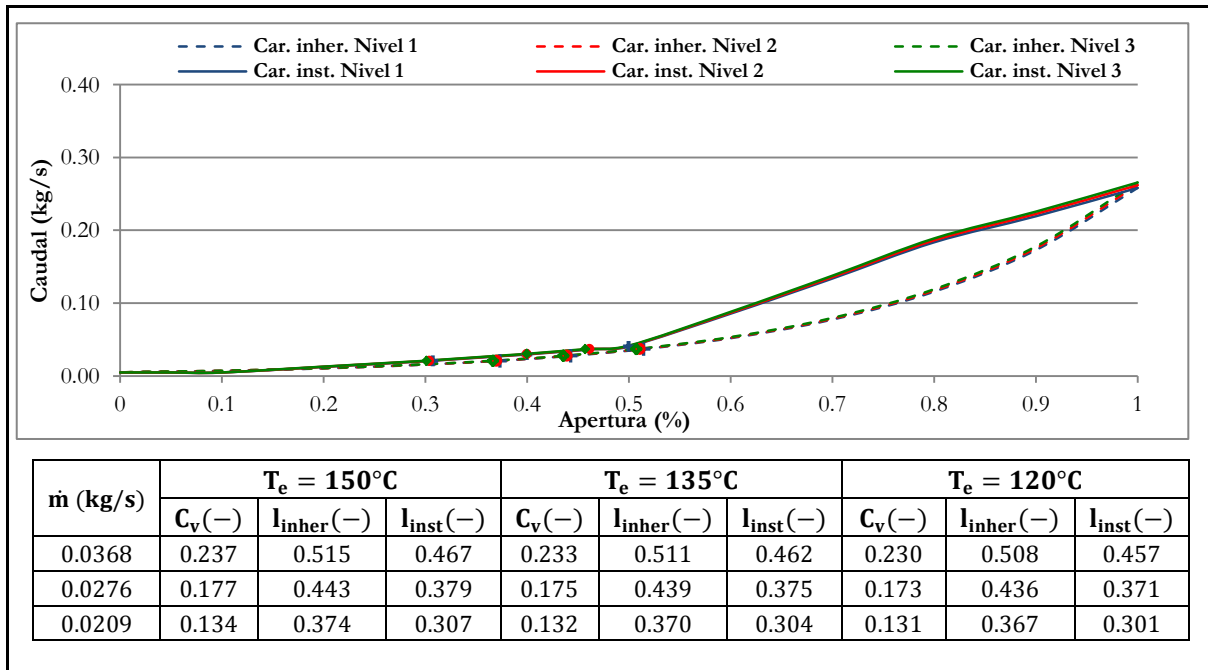
**Cuadro 4.35:** Características de la válvula de entrada al CCP

Característica	Valor	Unidades
Tipo	Globo	-
Modelo	24000SB	-
Clase	300	-
Diámetro de la válvula ( $d_v$ )	1 / 25	inch/mm
Serie del obturador	588	-
Característica	isoporcentual	-
Coefficientes de flujo ( $C_{vmin} - C_{vMAX}$ )	0.03-1.66	-
Factor de recuperación ( $F_L$ )	0.94	-
Diámetro del puerto	9.5	mm
Actuadores eléctricos disponibles	Jordan MV-1020 y VA-1020	-

Fuente: Fisher (2014).

Una vez seleccionada la válvula se evaluaron los rangos de apertura para todos los caudales y niveles de temperatura a partir de las curvas de característica inherente e instalada. La válvula seleccionada trabajará en un rango de aperturas entre el 30.1% y el 46.7%, variando significativamente en función del caudal de operación, y no así por la variación de la temperatura de entrada de la salmuera geotérmica (véase gráfico 4.29).

**Gráfico 4.29:** Características inherente e instalada de la válvula de entrada al CCP para todos los niveles de operación



Fuente: Elaboración propia a partir de Fisher (2014).

#### 4.2.3.1.3. Válvula de control en la salida del líquido del separador ciclónico

La válvula situada en la línea de salida del líquido del separador ciclónico es la responsable de regular el nivel del líquido dentro del separador; de manera que el líquido saturado no acceda en la línea de salida del vapor (provocando afectaciones en la turbina) y viceversa. En este caso tanto las presiones como las temperaturas de entrada y salida de la válvula son constantes. Mientras que en cuanto al rango de caudales de circulación los mismos se corresponden con un valor del 70% de los caudales de entrada al colector, considerando que se genera una calidad de 0.3 (véase cuadro 4.36).

**Cuadro 4.36:** Condiciones de entrada y salida en la válvula de salida del líquido del separador ciclónico

Datos del proceso	Valor	Unidades
Temperatura a la entrada de la válvula del líquido separador ( $T_{ISCe}$ )	195.05	°C
Temperatura a la salida de la válvula del líquido separador ( $T_{ISCs}$ )	195.05	°C
Presión a la entrada de la válvula del líquido separador ( $P_{ISCe}$ )	14	bar
Presión a la salida de la válvula del líquido separador ( $P_{ISCs}$ )	13.5	bar
Rango de caudales en la válvula del líquido separador ( $\dot{m}_{vISC}$ )	[0.0146, 0.0258]	kg/s
Diámetro de la tubería entrada y salida ( $D_t$ )	½" / 21.3	inch/mm
Material de tubería	Acero AISI 304	-

**Fuente:** Elaboración propia.

Como en la válvula de entrada al CCP, se evaluó la posibilidad de instalar una válvula tipo bola pero los coeficientes de flujo del fabricante no eran adecuados; y finalmente se optó por una válvula tipo globo.

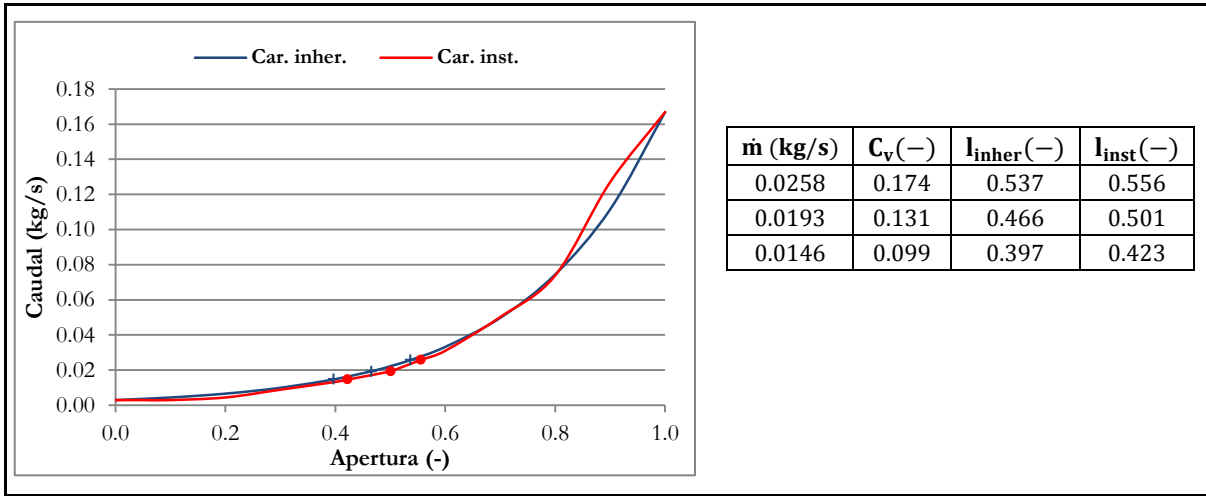
**Cuadro 4.37:** Características de la válvula de salida del líquido del separador ciclónico

Característica	Valor	Unidades
Tipo	Globo	-
Modelo	24000SB	-
Clase	150	-
Diámetro de la válvula ( $d_v$ )	¾" / 20	inch/mm
Serie del obturador	588	-
Característica	isoporcentual	-
Coefficientes de flujo ( $C_{vmin} - C_{vMAX}$ )	0.02-1.13	-
Factor de recuperación ( $F_L$ )	0.95	-
Diámetro del puerto	6.4	mm
Actuadores eléctricos disponibles	Jordan MV-1020 y VA-1020	-

**Fuente:** Fisher (2014).

Una vez definida la válvula se estudiaron los valores de apertura para todo el rango de caudales de funcionamiento a partir de las curvas de característica inherente e instalada. En la segunda se observa como la válvula operará en un rango de aperturas entre 42.3% - 55.6% (gráfico 4.30).

**Gráfico 4.30:** Características inherente e instalada de la válvula a la salida del líquido del separador ciclónico



Fuente: Elaboración propia a partir de Fisher (2014).

#### 4.2.3.1.4. Válvula de control en la salida del vapor del separador ciclónico

La válvula de la línea de salida del vapor del separador ciclónico tiene la misión de garantizar una presión constante en el concentrador cilíndrico parabólico. Como en el caso de la válvula de nivel, las presiones y temperaturas de entrada y salida de la válvula son constantes; mientras que el rango de caudales de circulación se corresponden con valores del 30% de los caudales de entrada al colector, de acuerdo a que se espera obtener un fluido con una calidad del vapor de 0.3 (véase cuadro 4.38).

**Cuadro 4.38:** Condiciones de entrada y salida en la válvula de salida del vapor del separador ciclónico

Datos del proceso	Valor	Unidades
Temperatura a la entrada de la válvula del vapor separador ( $T_{gSCe}$ )	195.05	°C
Temperatura a la salida de la válvula del vapor separador ( $T_{gSCs}$ )	195.05	°C
Presión a la entrada de la válvula del vapor separador ( $P_{gSCe}$ )	14	bar
Presión a la salida de la válvula del vapor separador ( $P_{gSCs}$ )	13.5	bar
Rango de caudales en la válvula del vapor separador ( $\dot{m}_{gSC}$ )	[0.0063, 0.0110]	kg/s
Diámetro de la tubería entrada y salida ( $D_t$ )	½" / 21.3	inch/mm
Material de tubería	Acero AISI 304	-

Fuente: Elaboración propia.

En la planta geotérmica las válvulas comunes en las líneas de vapor son de mariposa, pero nuevamente los valores de los coeficientes de flujo de las alternativas del fabricante no eran adecuados. Por eso se opta por una válvula tipo globo (véase cuadro 4.39).

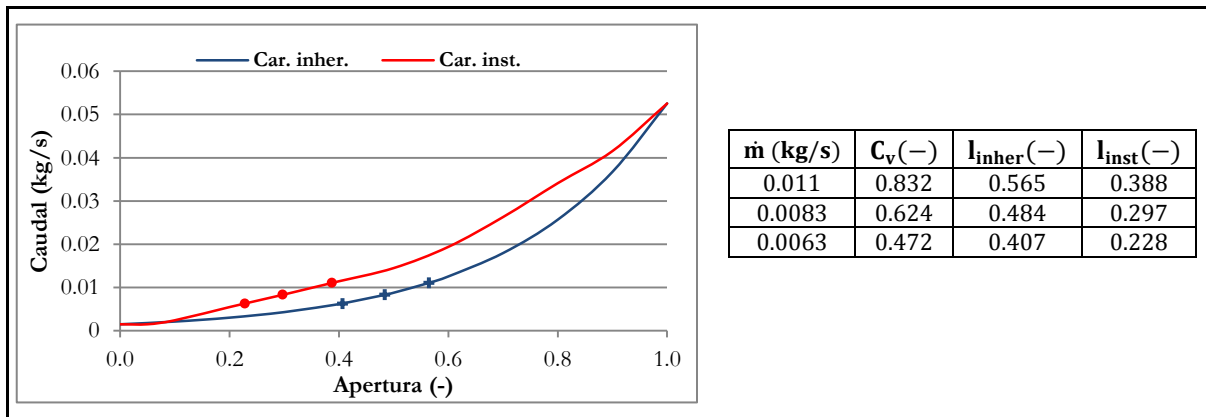
**Cuadro 4.39:** Características de la válvula de salida del vapor del separador ciclónico

Característica	Valor	Unidades
Tipo	Globo	-
Modelo	24000SB	-
Clase	150	-
Diámetro de la válvula ( $d_v$ )	$\frac{3}{4}$ " / 20	inch/mm
Serie del obturador	588	-
Característica	isoporcentual	-
Coefficientes de flujo ( $C_{vmin} - C_{vMAX}$ )	0.11-3.96	-
Factor de recuperación ( $F_L$ )	0.85	-
Diámetro del puerto	6.4	mm
Actuadores eléctricos disponibles	Jordan MV-1020 y VA-1020	-

Fuente: Fisher (2014).

Elegida la válvula se estudiaron los valores de apertura para todo el rango de caudales de funcionamiento a partir de las curvas de característica inherente e instalada; concluyéndose que la válvula operará en un rango de aperturas entre 22.8% - 38.8% (véase gráfico 4.31).

**Gráfico 4.31:** Características inherente e instalada de la válvula a la salida del vapor del separador ciclónico



Fuente: Elaboración propia a partir de Fisher (2014).

#### 4.2.3.2. Instrumentos de medida

En la actualidad el prototipo cuenta con instrumentos de medida que fueron instalados únicamente con la finalidad de caracterizar los parámetros del proceso de GDV. Para la puesta en marcha del sistema de control automático será necesario incorporar los dispositivos necesarios que accionen las válvulas de control, en función de la variable controlada.

##### 4.2.3.2.1. Medida de temperatura

El prototipo cuenta con termopares Clase J de cobre,<sup>88</sup> y termorresistencias (RTD) WIKA PT/100 para medir la temperatura; presentando las segundas mejores prestaciones. Para el control de la temperatura de salida podrían utilizarse las RTD ya instaladas, puesto que su

<sup>88</sup> No se dispone del dato de clase y marca de los termopares

rango de escala es 0-250°C, dentro de los límites de operación definidos. Sin embargo sería necesario calibrarlas, puesto que como se ha presentado en el apartado de simulación, algunos de los datos arrojados por las mismas presentan incongruencias con las leyes físicas que rigen el comportamiento del proceso de GDV.

#### **4.2.3.2.2. Medida de presión**

Para la medida de presión y presión diferencial se cuenta con transmisores WIKA S10 con un rango máximo de 0 a 750 PSI con una precisión de 0.25% sobre el fondo de escala. Al igual que en el caso de las termorresistencias es posible incorporarlas en los lazos de control de caída de presión en la válvula de entrada al CCP y en el de presión en el separador, con su debida calibración.

#### **4.2.3.2.3. Medida de caudal**

La medida de caudal en el prototipo se realiza a través de flujómetros analógicos de la marca Brooks Instruments, situados a la entrada con un rango de valores entre 0-135 l/h -750 l/h condicionando por tanto la precisión de las medidas. Además se dispone de un caudalímetro tipo Venturi (fabricado localmente) a la entrada del CCP, y otro tipo vortex (Rosemount) en la salida del vapor geotérmico.

De cara al sistema de control, el Venturi sería el encargado de monitorear el caudal de entrada al CCP, y estaría involucrado en el lazo de control esclavo o secundario de la temperatura de salida. Para salmuera geotérmica subenfriada este caudalímetro es el más idóneo, siendo su uso frecuente en la planta geotérmica de Berlín, pudiendo utilizarse en este lazo.

El caudalímetro vortex, situado a la salida del vapor, si bien no interviene en el control, es fundamental para monitorear en tiempo real la calidad del vapor, por lo que debería garantizarse su correcta operación en las futuras simulaciones.

Por último, si se considera oportuno, puede instalarse otro caudalímetro tipo Venturi en la salida del líquido subenfriado del separador, para monitorear si la capacidad de separación, se corresponde con la teóricamente esperada.

#### **4.2.3.2.4. Medida de nivel**

En el separador ciclónico existe un visor de nivel, pero no cuenta con ningún sensor ni transductor que cumplan función alguna de control del nivel del líquido, por lo tanto será necesario instalar un sensor de nivel con la parte interior de acero inoxidable de manera que se soporte la elevada temperatura y el ambiente corrosivo del agua geotérmica.

#### 4.2.4. Modelos y sintonización de los lazos de control

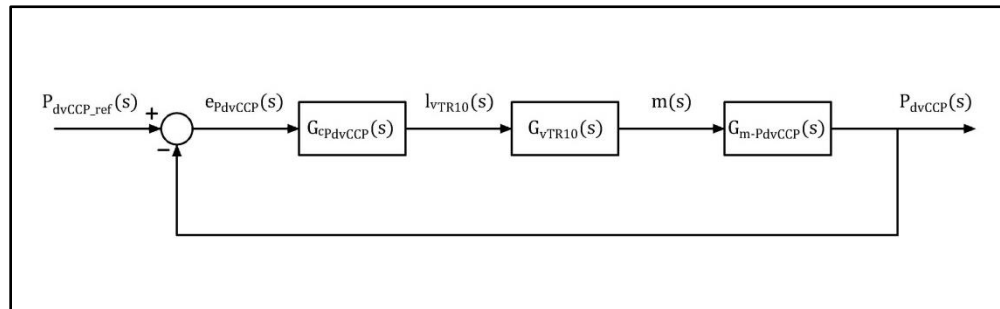
La dinámica de numerosos sistemas mecánicos, eléctricos, térmicos, etc., se describe a partir de ecuaciones diferenciales, adoptando modelos matemáticos diversos dependiendo del sistema y las condiciones específicas que lo rodeen. Y guardando un compromiso entre simplicidad y robustez. Cuando se resuelven problemas nuevos, es recomendable obtener inicialmente modelos simplificados que permitan dibujar el panorama general de la solución, y posteriormente desarrollar otros más completos junto a un análisis pormenorizado de estos (Ogata, 2010).

Fundamentándose en las consideraciones anteriores y en los criterios seguidos en la planta DISS de la PSA, en esta primera aproximación al diseño del sistema de control del prototipo GDV de LaGeo, se ha optado por la obtención de modelos de control teóricos en forma de función de transferencia<sup>89</sup> de bajo orden (primer y segundo orden), en algunos casos con retardo, en torno a los diferentes niveles de operación (Valenzuela, 2008).

##### 4.2.4.1. Lazo de control de la caída de presión en la válvula de entrada al CCP

La caída de presión en la válvula de entrada al CCP ( $P_{dvCCP}$ ) se controla a partir de la apertura de la válvula situada en la salida del pozo TR10 ( $l_{vTR10}$ ) que regula el caudal de entrada ( $m$ ), de acuerdo a la señal enviada por el controlador (véase figura 4.6).

Figura 4.6: Lazo de control de caída de presión en la válvula de entrada al CCP



Fuente: Elaboración propia.

##### 4.2.4.1.1. Modelo del sistema

De acuerdo a la figura 4.6, la función de transferencia de la planta del lazo de control de caída de presión está compuesta por las funciones de transferencia de la válvula a la salida del pozo TR10, y por la que relaciona el caudal de circulación por la válvula de entrada al CCP con la caída de presión en la misma (véase ecuación [4.5])

<sup>89</sup> “La función de transferencia de un sistema descrito mediante una ecuación diferencial lineal e invariante en el tiempo se define como el cociente entre la transformada de Laplace de la salida (función de respuesta) y la transformada de Laplace de la entrada (función de excitación) bajo la suposición de que todas las condiciones iniciales son cero” (Ogata, 2010: 15).

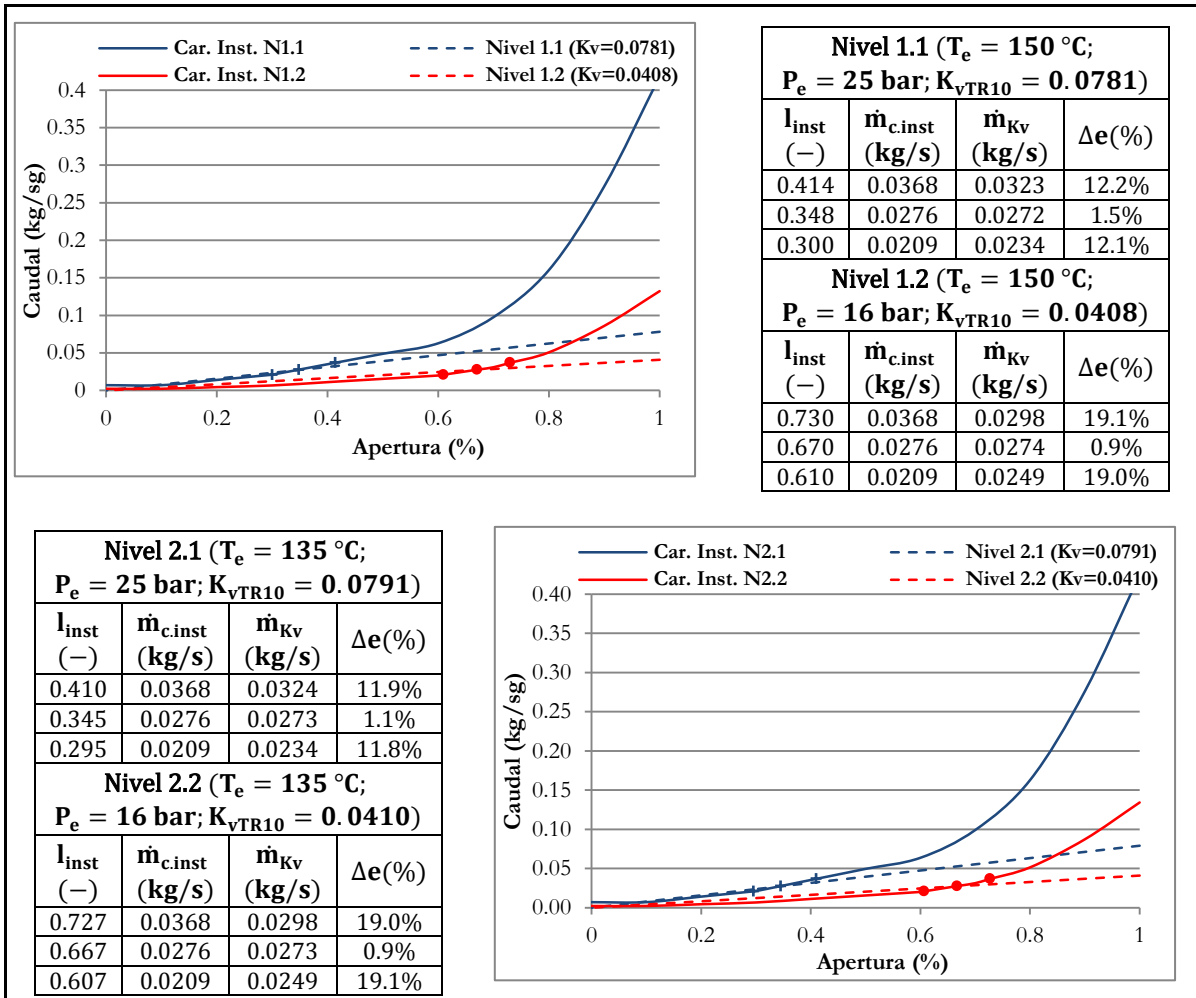
$$g_{pPdVCCP}(s) = G_{vTR10}(s) \cdot G_{m-PdVCCP}(s) \quad [4.5]$$

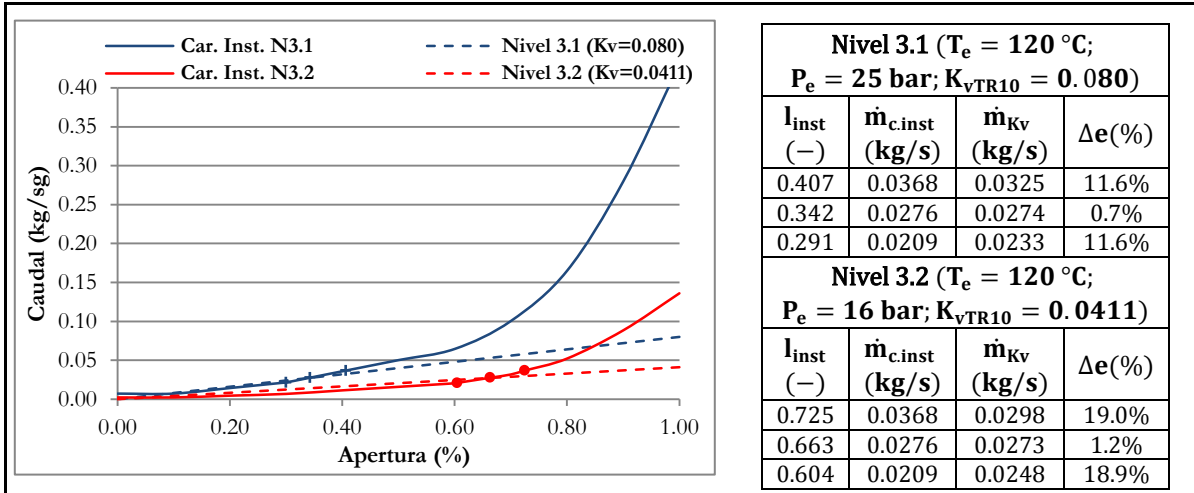
iv) Función de transferencia de la válvula a la salida del pozo TR10

Tal como se presentó en la sección 3.2.3.1, la función de transferencia de una válvula de control puede aproximarse a un sistema de primer orden según la ecuación presentada en [3.45].

La constante de tiempo ( $\tau_{vTR10}$ ) se corresponde con el retardo del actuador, que según datos del fabricante toma un valor de 0.24 segundos. En cuanto a la ganancia de la válvula ( $K_{vTR10}$ ), la misma ha sido obtenida a partir de la curva de característica instalada presentada en el gráfico 4.27, para todo el rango de operación (véase gráfico 4.32).

**Gráfico 4.32:** Ganancia de la válvula en la salida del pozo TR10 para todos los niveles de operación





Fuente: Elaboración propia.

Por lo tanto la función de transferencia de la válvula puede representarse de acuerdo a la ecuación [4.6]:

$$G_{vTR10}(s) = \frac{K_{vTR10}}{\tau_{vTR10}s + 1} \quad / \quad \begin{matrix} K_{vTR10} = [4.08 \cdot 10^{-2}, 8 \cdot 10^{-2}] \text{ (kg/s)/\%}; \\ \tau_{vTR10} = 0.24 \text{ s}; \end{matrix} \quad [4.6]$$

v) Función de transferencia que relaciona el caudal másico con la caída de presión en la válvula de entrada al CCP

El caudal másico y la caída de presión en una válvula por la que circula líquido saturado o subenfriado – como es el caso se relacionan (tal como se ha visto en el procedimiento de selección de la válvula) –, a partir de la ecuación del coeficiente de flujo (véase apartado 3.2.2). En el caso de la válvula de entrada al CCP la ecuación toma la forma de [4.7].

$$C_{vCCP} = \frac{\dot{m}}{N_1 \cdot F_{pvCCP}} \sqrt{\frac{G_f}{P_{dvCCP}}} \quad [4.7]$$

Despejando el valor de la presión diferencial, sustituyendo el valor del coeficiente de flujo para una válvula isoporcentual, e incorporando la dependencia del tiempo en las variables correspondientes (aquellas que no son constantes) se obtiene en forma dinámica la ecuación [4.8]:

$$P_{dvCCP}(t) = \frac{1}{G_f} \cdot \left( \frac{3600}{C_{vCCPMax} \cdot N_1 \cdot F_{pvCCP}} \right)^2 \cdot \left( \frac{1}{R_{vCCP} I_{vCCP}(t)-1} \right)^2 \cdot \left( \frac{1}{\rho_{vCCP}(t)} \right)^2 \cdot \dot{m}(t)^2 \quad [4.8]$$

Considerando cada uno de los términos de la ecuación como una función dependiente de las variables dinámicas:

$$h(P_{dvCCP}) = P_{dvCCP}(t) \quad [4.9]$$

$$g(l_{vCCP}, \rho_{vCCP}, \dot{m}) = \frac{1}{G_f} \cdot \left( \frac{3600}{C_{vCCPMax} \cdot N_1 \cdot F_{pvCCP}} \right)^2 \cdot \left( \frac{1}{R_{vCCP}^{l_{vCCP}(t)-1}} \right)^2 \cdot \left( \frac{1}{\rho_{vCCP}(t)} \right)^2 \cdot \dot{m}(t)^2 \quad [4.10]$$

Aplicando el desarrollo en series de Taylor entorno al punto de operación para las variables de interés ( $\dot{m}$  y  $P_{dvCCP}$ ), formuladas como un valor en estado estacionario y una desviación que depende del tiempo, y sabiendo que el resto de variables son constantes en ese punto se obtiene:

$$\left. \frac{\partial h}{\partial P_{dvCCP}} \right|_0 (P_{dvCCP}(t) - P_{dvCCP0}) = \left. \frac{\partial g}{\partial \dot{m}} \right|_0 (\dot{m}(t) - \dot{m}_0) \quad [4.11]$$

$$\left. \frac{\partial h}{\partial P_{dvCCP}} \right|_0 \Delta P_{dvCCP}(t) = \left. \frac{\partial g}{\partial \dot{m}} \right|_0 \Delta \dot{m}(t) \quad [4.12]$$

$$1 \cdot \Delta P_{dvCCP}(t) = \frac{1}{G_f} \cdot \left( \frac{3600}{C_{vCCPMax} \cdot N_1 \cdot F_{pvCCP}} \right)^2 \cdot \left( \frac{1}{R_{vCCP}^{l_{vCCP0}-1}} \right)^2 \cdot \left( \frac{1}{\rho_{vCCP0}} \right)^2 \cdot 2\dot{m}_0 \cdot \Delta \dot{m}(t) \quad [4.13]$$

Aplicando la transformada de Laplace se obtiene la función de transferencia perseguida:

$$G_{m-PdvCCP}(s) = \frac{\Delta P_{dvCCP}(s)}{\Delta \dot{m}(s)} = \frac{1}{G_f} \cdot \left( \frac{3600}{C_{vCCPMax} N_1 F_{pvCCP}} \right)^2 \cdot \left( \frac{1}{R_{vCCP}^{l_{vCCP0}-1}} \right)^2 \cdot \left( \frac{1}{\rho_{vCCP0}} \right)^2 \cdot 2\dot{m}_0 \quad [4.14]$$

Se observa como la función de transferencia es una ganancia cuyo valor depende del punto de operación, que en el caso de la válvula del CCP ha sido estudiado para tres valores de temperatura de entrada y sus correspondientes valores de caudal (véase cuadro 4.40).

**Cuadro 4.40:** Características de la función de transferencia 'caudal-caída de presión en la válvula de admisión

Variables	Nivel 1 (T <sub>e</sub> = 150 °C)	Nivel 2 (T <sub>e</sub> = 135 °C)	Nivel 3 (T <sub>e</sub> = 120 °C)
G <sub>f</sub> (-)	1	1	1
C <sub>vCCPMax</sub> (-)	1.66	1.66	1.66
N <sub>1</sub> (-)	0.865	0.865	0.865
F <sub>pvCCP</sub> (-)	0.998	0.998	0.998
R <sub>vCCP</sub> (-)	55.33	55.33	55.33
l <sub>vCCP0</sub> (-)	0.467	0.375	0.301
ρ <sub>vCCP0</sub> (kg/m <sup>3</sup> )	943.00	931.12	943.72
ṁ <sub>0</sub> (kg/s)	0.0368	0.0276	0.0209
K <sub>m-PdvCCP</sub> (bar/kg/s)	37.69	47.13	81.02

**Fuente:** Elaboración propia.

Operando se obtienen los valores de ganancia que se presentan en la ecuación [4.15].

$$G_{m-PdvCCP}(s) = K_{m-PdvCCP} \quad / \quad K_{m-PdvCCP} = [37.69, 81.02] \text{ bar}/(\text{kg/s}) \quad [4.15]$$

vi) Función de transferencia del modelo del sistema

Para la obtención de la función de transferencia de la planta que cubriera todos los rangos de operación, se estudiaron los 6 casos analizados para la ganancia de la válvula del TR10 ( $K_{vTR10}$ ), combinados con los 3 casos de ganancia de la función de transferencia que relaciona caudal y presión diferencial en la válvula de entrada al CCP (véase cuadro 4.41).

**Cuadro 4.41:** Características de la función transferencia del lazo de control de caída de presión

Variables	Nivel 1 ( $T_e = 150\text{ °C}$ )		Nivel 2 ( $T_e = 135\text{ °C}$ )		Nivel 3 ( $T_e = 120\text{ °C}$ )	
	1.1 ( $P_{vTR10e} = 25\text{ bar}$ )	1.2 ( $P_{vTR10e} = 16\text{ bar}$ )	2.1 ( $P_{vTR10e} = 25\text{ bar}$ )	2.2 ( $P_{vTR10e} = 16\text{ bar}$ )	3.1 ( $P_{vTR10e} = 25\text{ bar}$ )	3.2 ( $P_{vTR10e} = 16\text{ bar}$ )
$K_{vTR10}$	0.0781	0.0408	0.0791	0.0410	0.080	0.0411
$K_{m-PdvCCP}$	37.69	37.69	47.13	47.13	81.02	81.02
$K_{pPd}$	2.94	1.54	3.73	1.93	6.48	3.33

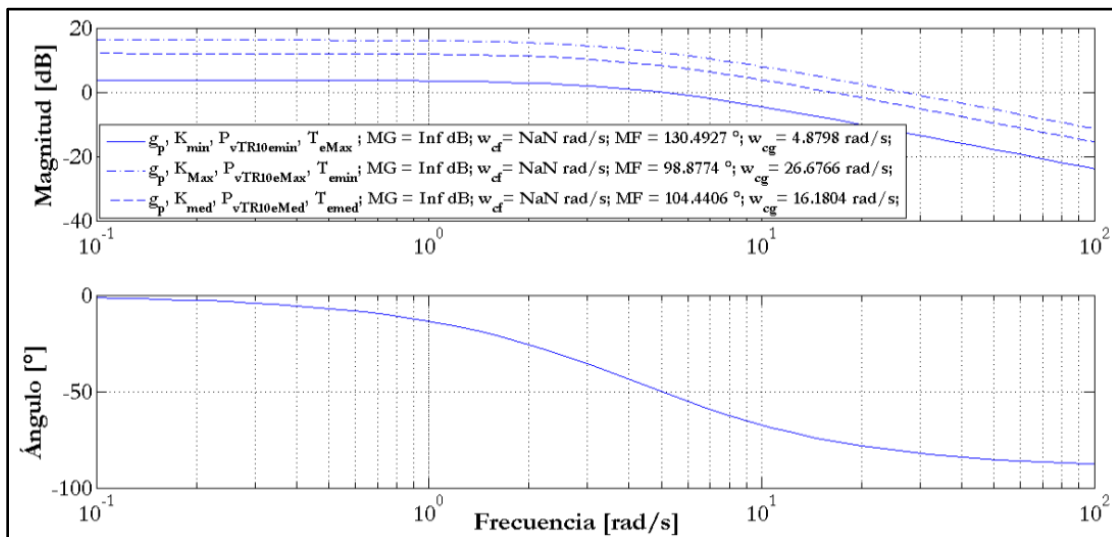
Fuente: Elaboración propia.

Por lo tanto, la función de transferencia de la planta en lazo abierto del lazo de control de caída de presión en la válvula de entrada al CCP, puede expresarse como un sistema de primer orden de acuerdo a [4.16]:

$$g_{pPd}(s) = \frac{K_{pPd}}{\tau_{pPd} s + 1} \quad / \quad \begin{aligned} K_{pPd} &= [1.54, 6.48] \text{ bar}/\%; \\ \tau_{pPd} &= 0.24 \text{ s}; \end{aligned} \quad [4.16]$$

En el gráfico 4.33 se muestra la respuesta en frecuencia del modelo en lazo abierto para las dos cotas de incertidumbre en la ganancia, y además se ha evaluado un valor intermedio que se podría corresponder a cualquier valor dentro de los rangos de presión y temperatura.

**Gráfico 4.33:** Respuesta en frecuencia en lazo abierto del modelo del sistema en lazo abierto del lazo de control de caída de presión en la válvula de entrada al CCP



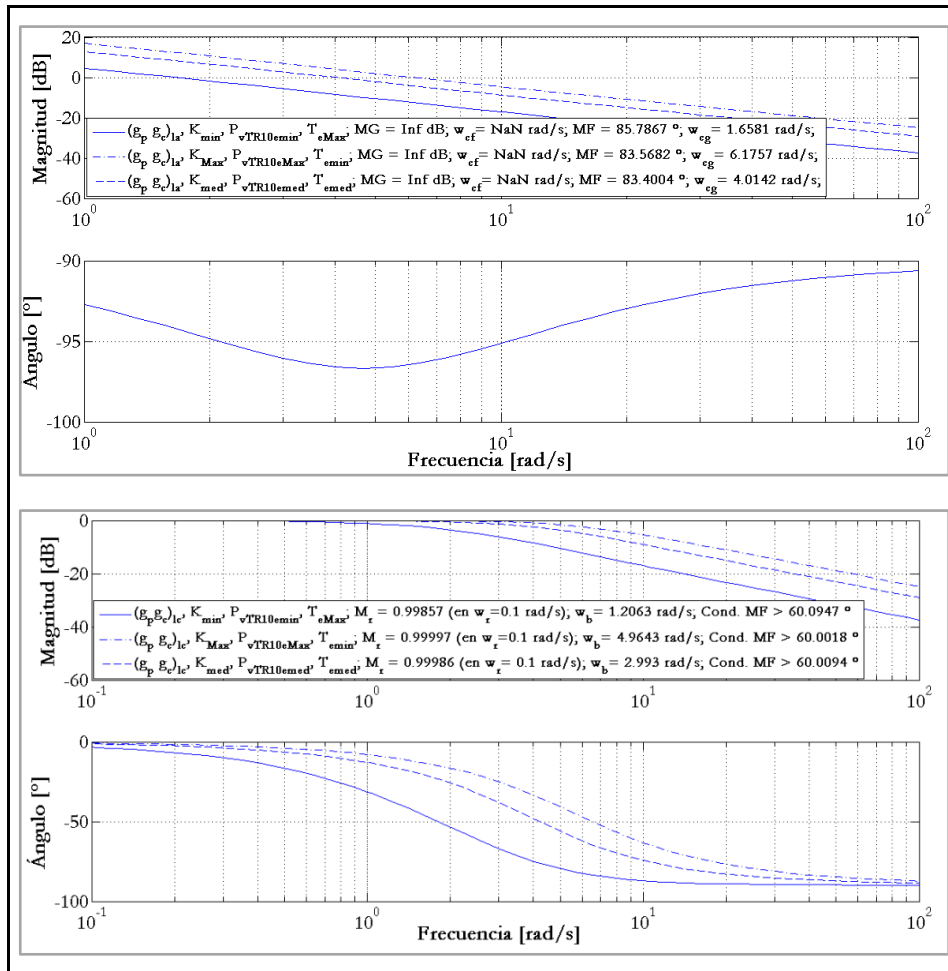
Fuente: Elaboración propia.

Se observa como el modelo es estable para todo el rango de operación con márgenes de fase y de ganancia mayores a la unidad.

#### 4.2.4.1.2. Diseño y sintonización del controlador

Aplicando el método de síntesis directa, el controlador más adecuado para el lazo de control de presión diferencial es un PI. Considerando la respuesta en frecuencia del modelo para todas las cotas de incertidumbre, se ha buscado un diseño de control que garantizando las condiciones de estabilidad planteadas en el apartado 3.1. ( $MF > 60$ ;  $MG > 1$ ;  $M_r < 1$ ; y  $E_{ss} = 0$ ). Y que presente un ancho de banda entre 1- 5 rad/s, de manera que en ningún caso supere la zona de medias-altas frecuencias en lazo cerrado,<sup>90</sup> buscando un compromiso entre robustez-rapidez. Por lo tanto, considerando la incertidumbre el margen de fase varía entre los  $83.40^\circ$ - $85.79^\circ$ , y el margen de ganancia es infinito (véase gráfico 4.34).

**Gráfico 4.34:** Respuesta en frecuencia del lazo de control de caída de presión en la válvula de entrada al CCP en lazo abierto (arriba) y en lazo cerrado (abajo)

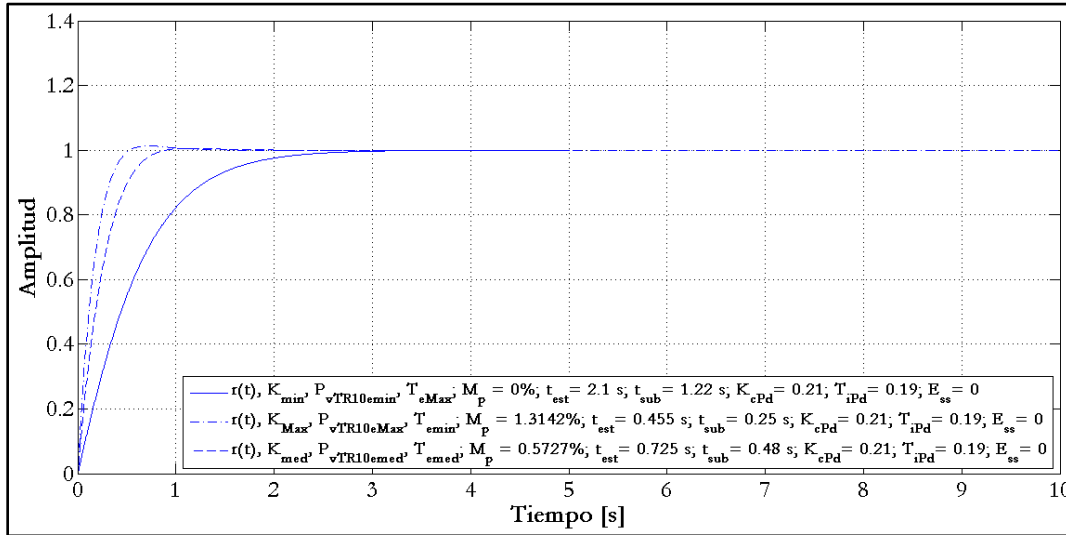


Fuente: Elaboración propia.

90 En los sistemas de primer orden el diagrama de bode en la zona de altas frecuencias se aproxima a un ángulo de fase alrededor de los 90 grados.

Además en el marco del dominio del tiempo se han perseguido tiempos de subida entre 0.25-1.22 segundos y tiempos de asentamiento entre 0.456-2.1 segundos (véase gráfico 4.35).

**Gráfico 4.35:** Respuesta temporal del lazo de control de caída de presión en la válvula de entrada al CCP ante entrada escalón unitario



Fuente: Elaboración propia.

Por tanto, los parámetros del controlador seleccionado son:

$$\begin{aligned} K_{cPd} &= 0.21 \text{ \%/bar}; \\ \tau_{iPd} &= 0.19 \text{ s}; \end{aligned} \quad [4.17]$$

Se observa que este controlador garantiza la estabilidad en todo el rango de operación. Sin embargo la cota de incertidumbre en la ganancia del modelo del sistema es elevada, lo que provoca tiempos de subida y anchos de banda diferentes entre los casos de presión de entrada máxima y mínima. Por ello podría optarse por el diseño de controladores con ganancia variable en función de los valores máximos, mínimo y medio de presión de entrada. Factor a tener en cuenta tras las modificaciones a desarrollar en el CCP y durante la obtención de los modelos de los sistemas de los lazos de control experimentalmente.

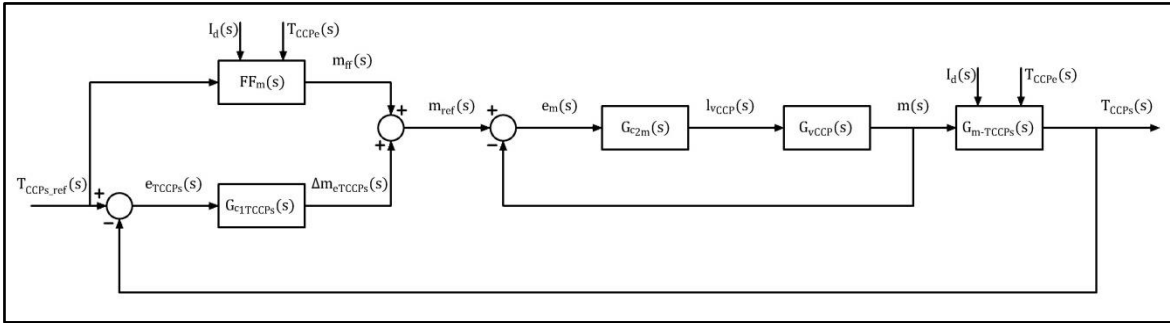
#### 4.2.4.2. Lazo de control de la temperatura de salida del CCP

La temperatura del fluido geotérmico a la salida del CCP ( $T_{CCPs}$ ) se regula ajustando la apertura de la válvula de entrada al CCP ( $l_{vCCP}$ ), que asegura un caudal nominal de agua de alimentación en función de las condiciones del proceso (presión de salida ( $P_{CCPs}$ ), temperatura de fluido a la entrada ( $T_{CCPe}$ ), y la radiación solar disponible ( $I_d$ ) y las características del CCP (rendimiento térmico ( $\eta_{ter}$ ), óptico pico ( $\eta_{optp}$ ), área de apertura ( $A_a$ )).

Además el lazo de control se ha estructurado en forma de cascada para conseguir una respuesta más lineal (temperatura de salida-caudal de fluido geotérmico de alimentación-

apertura de la válvula de entrada). Por último se ha completado con un controlador por adelantado para responder ante el rechazo de las perturbaciones ( $I_d$  y  $T_{CCPe}$ ), diseñado a partir de un balance de energía en estado estacionario (Valenzuela, 2008). Con este se mantiene un nivel adecuado de la concentración de sílice en el líquido remanente durante la presencia de flujo bifásico.

Figura 4.7: Lazo de control de la temperatura del fluido geotérmico en la salida del CCP



Fuente: Elaboración propia.

#### 4.2.4.2.1. Modelos del sistema

Se han obtenido dos funciones de transferencia para los modelos del sistema: la de la válvula de entrada al CCP, y la del proceso que relaciona el caudal de alimentación con la temperatura de salida. Sin embargo, dado que en este lazo se plantean dos controladores clásicos por realimentación en cascada, cada una de las funciones de transferencia y su correspondiente diseño de los controladores se han manejado por separado, y no integrándolas como en el lazo de caída de presión.

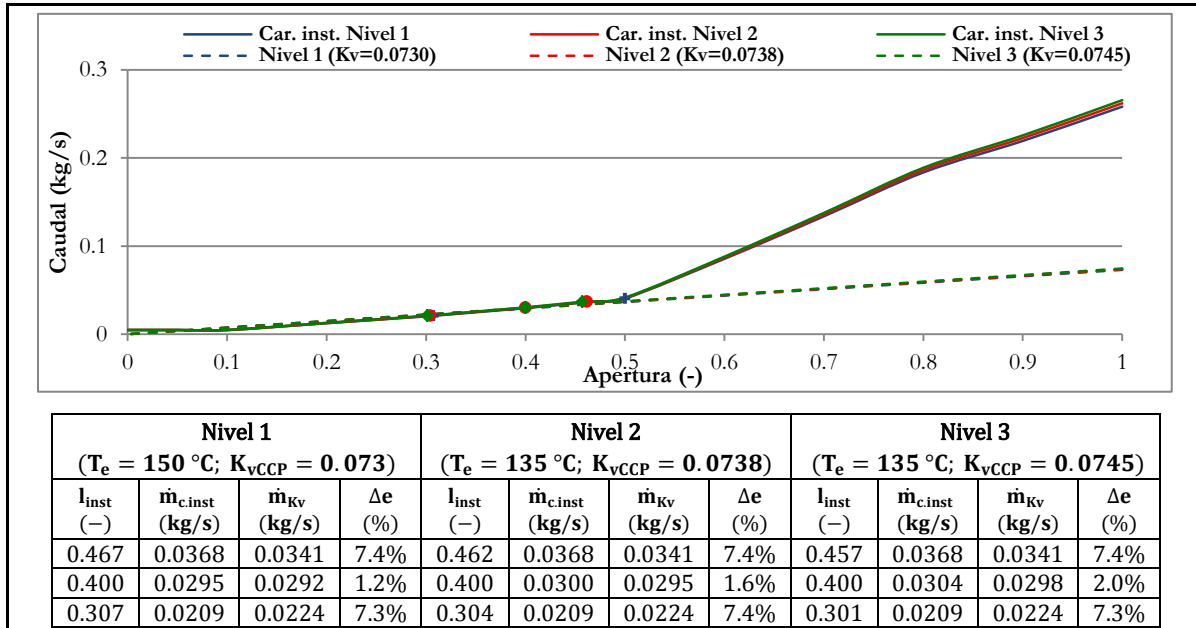
##### i) Función de transferencia de la válvula en la entrada del CCP

La función de transferencia de la válvula ha sido aproximada a un sistema de primer orden donde la constante de tiempo ( $\tau_{vCCP}$ ) se corresponde con el retardo del actuador (0.24 segundos); y la ganancia de la válvula ( $K_{vCCP}$ ), ha sido obtenida a partir de la curva de característica instalada para todo el rango de operación (véase gráfico 4.36).

Por lo tanto la función de transferencia de la válvula puede representarse de acuerdo a la ecuación [4.18]:

$$G_{vCCP}(s) = \frac{K_{vCCP}}{\tau_{vCCP} s + 1} \quad / \quad \begin{aligned} K_{vCCP} &= [7.3 \cdot 10^{-2}, 7.45 \cdot 10^{-2}] \text{ (kg/s)/\%}; \\ \tau_{vCCP} &= 0.24 \text{ s;} \end{aligned} \quad [4.18]$$

Gráfico 4.36: Cálculo de la ganancia de la válvula a la entrada del CCP



Fuente: Elaboración propia.

- ii) Función de transferencia que relaciona el caudal másico con la temperatura del fluido geotérmico a la salida del CCP (balance de energía del fluido en el colector)

El modelo del sistema que relaciona caudal-temperatura de salida está basado en la ecuación del modelo caja negra, es decir, en el balance de energía en el CCP. Pero en este caso se toma el balance dinámico, en lugar de en estado estacionario, tal como se presenta en la ecuación [4.19]:

$$\frac{\partial U(t)}{\partial t} = \eta_{\text{optp}} \cdot K(\theta(t)) \cdot \eta_{\text{ter}}(\bar{T}_f) \cdot F_e \cdot I_d(t) \cdot \cos(\theta(t)) \cdot A_a - \dot{m}(t) \cdot (h_{\text{CCPs}}(t) - h_{\text{CCPe}}(t)) \quad [4.19]$$

La energía interna del CCP puede establecerse de acuerdo a [4.20]:

$$U(t) = \rho(t) \cdot u(t) \cdot A_{\text{abs}} \cdot L_{\text{abs}} = \rho(t) \cdot \left( h(t) - \frac{P(t)}{\rho(t)} \right) \cdot A_{\text{abs}} \cdot L_{\text{abs}} \quad [4.20]$$

Considerando el proceso como isobárico (la entalpía es igual al calor específico a presión constante por la temperatura ( $h = c_p \cdot T$ ), y la variación de la presión es nula) y sustituyendo en [4.19] se obtiene:

$$A_{\text{abs}} \cdot L_{\text{abs}} \frac{\partial (\rho(t) \cdot c_p(t) \cdot T(t))}{\partial t} = \eta_{\text{optp}} \cdot K(\theta(t)) \cdot \eta_{\text{ter}}(\bar{T}_f) \cdot F_e \cdot I_d(t) \cdot \cos(\theta(t)) \cdot A_a - \dot{m}(t) \cdot (h_{\text{CCPs}}(t) - h_{\text{CCPe}}(t)) \quad [4.21]$$

Considerando la variación de la densidad y del calor específico a presión constante como el valor medio a lo largo del colector se puede reescribir la ecuación [4.21] de acuerdo a Camacho *et al.* (2012), como:

$$A_{\text{abs}} \cdot L_{\text{abs}} \cdot \bar{\rho} \cdot \bar{c}_p \cdot \frac{\partial T_{\text{CCPs}}(t)}{\partial t} = \eta_{\text{optp}} \cdot K(\theta(t)) \cdot \eta_{\text{ter}}(\bar{T}_f) \cdot F_e \cdot I_d(t) \cdot \cos(\theta(t)) \cdot A_a - \dot{m}(t) \cdot (h_{\text{CCPs}}(t) - h_{\text{CCPe}}(t)) \quad [4.22]$$

La entalpía puede expresarse a través de una relación lineal respecto a la temperatura en las zonas de líquido subenfriado y vapor sobrecalentado según [4.23] y [4.24], respectivamente. En dichas ecuaciones el valor de los coeficientes varía de acuerdo a la presión trabajo.

$$h_{\text{lsub}} = a_1 + a_2 T \quad [4.23]$$

$$h_{\text{gsob}} = b_1 + b_2 T \quad [4.24]$$

Puesto que el prototipo trabaja desde la zona de líquido subenfriado desde la entrada, hasta la zona de saturación en la salida, los valores de la entalpía de entrada y salida pueden expresarse de acuerdo a [4.25] y [4.26]:

$$h_{\text{CCPe}} = a_1 + a_2 T_{\text{CCPe}} \quad [4.25]$$

$$\begin{aligned} h_{\text{CCPs}} &= (1 - x) \cdot (a_1 + a_2 T_{\text{CCPs}}) + x \cdot (b_1 + b_2 T_{\text{CCPs}}) = \\ &= (a_2 - a_2 x + b_2 x) \cdot T_{\text{CCPs}} + (a_1 - a_1 x + b_1 x) \end{aligned} \quad [4.26]$$

Sustituyendo ambas ecuaciones en [4.22] es posible caracterizar el balance de energía en forma dinámica en función de las variables de entrada ( $\dot{m}$ ) y salida ( $T_{\text{CCPs}}$ ) del sistema, de las perturbaciones ( $T_{\text{CCPe}}, I_d$ ), y del ángulo de incidencia ( $\theta$ ):

$$\begin{aligned} A_{\text{abs}} \cdot L_{\text{abs}} \cdot \bar{\rho} \cdot \bar{c}_p \cdot \frac{\partial T_{\text{CCPs}}(t)}{\partial t} &= \eta_{\text{optp}} \cdot K(\theta(t)) \cdot \eta_{\text{ter}}(\bar{T}_f) \cdot F_e \cdot I_d(t) \cdot \cos(\theta(t)) \cdot A_a - \\ &- \dot{m}(t) \cdot \left( ((a_2 - a_2 x + b_2 x) \cdot T_{\text{CCPs}}(t) + (a_1 - a_1 x + b_1 x)) - (a_1 + a_2 T_{\text{CCPe}}(t)) \right) \end{aligned} \quad [4.27]$$

Considerando cada uno de los términos de la ecuación como una función dependiente de las variables dinámicas:

$$h(\partial T_{\text{CCPs}}) = A_{\text{abs}} \cdot L_{\text{abs}} \cdot \bar{\rho} \cdot \bar{c}_p \cdot \frac{\partial T_{\text{CCPs}}(t)}{\partial t} \quad [4.28]$$

$$\begin{aligned} g(\theta, I_d, \dot{m}, T_{\text{CCPe}}, T_{\text{CCPs}}) &= \eta_{\text{optp}} \cdot K(\theta(t)) \cdot \eta_{\text{ter}}(\bar{T}_f) \cdot F_e \cdot I_d(t) \cdot \cos(\theta(t)) \cdot A_a - \\ &- \dot{m}(t) \cdot \left( ((a_2 - a_2 x + b_2 x) \cdot T_{\text{CCPs}}(t) + (a_1 - a_1 x + b_1 x)) - (a_1 + a_2 T_{\text{CCPe}}(t)) \right) \end{aligned} \quad [4.29]$$

Planteando el desarrollo en series de Taylor entorno al punto de operación para las variables de interés ( $\dot{m}$  y  $T_{\text{CCPs}}$ ), formuladas como un valor en estado estacionario y una desviación que depende del tiempo, y sabiendo que el resto de variables son constantes en ese punto, se obtiene la ecuación linealizada del colector:

$$\left. \frac{\partial h}{\partial(\partial T_{CCPs})} \right|_0 \left( \frac{\partial T_{CCPs}(t)}{\partial t} - \frac{\partial T_{CCPs0}}{\partial t} \right) = \left. \frac{\partial g}{m} \right|_0 (\dot{m}(t) - \dot{m}_0) + \left. \frac{\partial g}{T_{CCPs}} \right|_0 (T_{CCPs}(t) - T_{CCPs0}) \quad [4.30]$$

$$\left. \frac{\partial h}{\partial(\partial T_{CCPs})} \right|_0 \frac{\partial \Delta T_{CCPs}(t)}{\partial t} = \left. \frac{\partial g}{\dot{m}} \right|_0 \Delta \dot{m}(t) + \left. \frac{\partial g}{T_{CCPs}} \right|_0 \Delta T_{CCPs}(t) \quad [4.31]$$

$$A_{abs} \cdot L_{abs} \cdot \bar{\rho}_0 \cdot \bar{c}_{p0} \frac{\partial \Delta T_{CCPs}(t)}{\partial t} = \left( \left. \frac{\partial g}{m} \right|_0 \right) \Delta \dot{m}(t) + \left. \frac{\partial g}{T_{CCPs}} \right|_0 \Delta T_{CCPs}(t) \quad [4.32]$$

$$A = \left. \frac{\partial h}{\partial(\partial T_{CCPs})} \right|_0 = A_{abs} \cdot L_{abs} \cdot \bar{\rho}_0 \cdot \bar{c}_{p0} \quad [4.33]$$

$$B = \left. \frac{\partial g}{m} \right|_0 = -((a_2 - a_2 x_0 + b_2 x_0) \cdot T_{CCPs0} + (a_1 - a_1 x_0 + b_1 x_0) - (a_1 + a_2 T_{CCPe0})) \quad [4.34]$$

$$C = \left. \frac{\partial g}{T_{CCPs}} \right|_0 = -\dot{m}_0 \cdot (a_2 - a_2 x + b_2 x) \quad [4.35]$$

Aplicando la transformada de Laplace, se obtiene la función de transferencia que relaciona el caudal con la temperatura de salida del colector, y que tiene la forma de un sistema de primer orden:

$$A \cdot s \cdot \Delta T_{CCPs}(s) = B \cdot \Delta \dot{m}(s) + C \cdot \Delta T_{CCPs}(s) \quad [4.36]$$

$$G_{m-T_{CCPs}}(s) = \frac{\Delta T_{CCPs}(s)}{\Delta \dot{m}(s)} = \frac{B}{A \cdot s - C} = \frac{-(B/C)}{-(A/C) \cdot s + 1} \quad [4.37]$$

La obtención de las constantes A, B y C ha sido realizada para los tres niveles de trabajo del CCP (máximo, mínimo y medio) de acuerdo al cuadro 4.29., cubriendo todo el rango de operación.

Se presenta a continuación la metodología de cálculo de cada uno de los parámetros que componen estas constantes:

- a) Valores medios de la densidad y el calor específico del fluido de trabajo a lo largo del CCP

Dado que el fluido de trabajo transita entre el estado de líquido subenfriado hasta el punto de saturación a una calidad de 0.3 donde coexiste flujo bifásico, y se presenta una discontinuidad en la distribución tanto de la densidad como del calor específico, el cálculo de ambas variables se ha realizado a partir de la distribución lineal de la entalpía, de acuerdo a Bonilla *et al.* (2013); tal como se presenta en las ecuaciones [4.38] y [4.39]:

$$\begin{aligned} \bar{\rho} &= \frac{1}{l} \int_{z_{CCPe}}^{z_{CCPs}} \rho \, dz = \frac{1}{(h_{CCPs} - h_{CCPe})} \left( \int_{h_{CCPe}}^{h'} \rho \, dh + \int_{h'}^{h_{CCPs}} \rho \, dh \right) = \\ &= \frac{1}{(h_{CCPs} - h_{CCPe})} \left( \frac{\rho_{CCPe} + \rho'}{2} (h' - h_{CCPe}) + \left( \frac{h'' - h'}{v'' - v'} \right) \text{Ln} \left( \frac{\rho'}{\rho_{CCPs}} \right) \right) \end{aligned} \quad [4.38]$$

$$\begin{aligned} \bar{c}_p &= \frac{1}{l} \int_{z_{CCPe}}^{z_{CCPs}} c_p \, dz = \frac{1}{(h_{CCPs} - h_{CCPe})} \left( \int_{h_{CCPe}}^{h'} c_p \, dh + \int_{h'}^{h_{CCPs}} c_p \, dh \right) = \\ &= \frac{1}{2(h_s - h_e)} \left( (c_{pe} + c_p')(h' - h_e) + (c_{ps} + c_p')(h_s - h') \right) \end{aligned} \quad [4.39]$$

b) Temperatura media y rendimiento térmico

El rendimiento térmico se ha calculado de acuerdo a la fórmula experimental obtenida por el equipo de LaGeo.<sup>91</sup> Para ello, el valor de la temperatura media se ha obtenido de acuerdo a lo presentado en 3.3.1.1.3, siguiendo el mismo procedimiento que para el cálculo de los valores medios de densidad y calor específico a presión constante.

c) Coeficientes de  $a_{1,2}$  y  $b_{1,2}$ , para establecer una dependencia lineal de la entalpía respecto de la temperatura.

El valor de ambos coeficientes se ha obtenido a partir de una regresión lineal de mínimos cuadrados de acuerdo a los valores de entalpía de las tablas del IAPWS-97, para una presión de 14 bar (véase cuadro 4.42).

**Cuadro 4.42:** Parámetros de regresiones lineales de la entalpía específica del fluido

P (bar)	Estado	Temperatura	$a_1, b_1$	$a_2, b_2$	Coefficiente de correlación	Desviación estándar
14	Líquido	100<T<195	-12.33	4.31	0.99997	0.875
	Vapor	195<T<400	2,362.2	2.25	0.9997	3.534

Fuente: Elaboración propia.

d) Retraso asociado al transporte del fluido por el tubo absorbedor:

Como se presentó en la sección 2.2.4.4, el proceso de GDV en CCP presenta un retardo derivado del transporte del fluido a lo largo del absorbedor que para el caso del prototipo de Berlín puede expresarse de acuerdo a [4.40]

$$\tau_d = \frac{L_{abs} \cdot A_{abs} \cdot \bar{\rho}_0}{m} \quad [4.40]$$

A partir del proceso de cálculo planteado se obtienen los valores de las variables y parámetros necesarios con los que se establecen la ganancia, la constante de tiempo y el retardo de

91 Sabiendo que en la zona de operación, el rendimiento térmico se comporta de acuerdo a la ecuación obtenida en pruebas experimentales, y dada la complejidad que incorporaría al diseño del sistema de control manejar una función a trozos, la ecuación utilizada para el rendimiento ha sido exclusivamente la que depende de la temperatura media, al contrario que en los algoritmos de simulación, donde se incluyeron dos valores límite (máximo y mínimo) para que el rendimiento se presentara en un rango de valores coherente.

la función de transferencia que relaciona la variación de caudal con temperatura de salida del colector (véase cuadro 4.43).

**Cuadro 4.43:** Características de la función de transferencia caudal-temperatura de salida del CCP

Variables	Nivel 1 (T <sub>e</sub> = 150 °C)	Nivel 2 (T <sub>e</sub> = 135 °C)	Nivel 3 (T <sub>e</sub> = 120 °C)
A <sub>abs</sub> (m <sup>2</sup> )	5.26E-04	5.26E-04	5.26E-04
L <sub>abs</sub> (m)	130.0	130.0	130.0
ρ <sub>0</sub> (kg/m <sup>3</sup> )	289.47	337.36	379.00
c <sub>p0</sub> (kJ/kg°C)	4.25	4.278	4.280
a <sub>1</sub> (-)	-12.33	-12.33	-12.33
a <sub>2</sub> (-)	4.31	4.31	4.31
b <sub>1</sub> (-)	2,362.20	2,362.20	2,362.20
b <sub>2</sub> (-)	2.25	2.25	2.25
x <sub>0</sub> (-)	0.3	0.3	0.3
T <sub>CCPs0</sub> (°C)	195.05	195.05	195.05
T <sub>CCPe0</sub> (°C)	150	135	120
m <sub>0</sub> (kg/sg)	0.0368	0.0274	0.0209
A	84.627	98.700	110.920
B	-785.984	-850.634	-915.284
C	-0.136	-0.101	-0.077
K <sub>m-T<sub>CCPs</sub></sub> (°C/kg/s)	-5785	-8409	-11862
τ <sub>m-T<sub>CCPs</sub></sub> (s)	623	976	1437
τ <sub>d<sub>m-T<sub>CCPs</sub></sub></sub> (s)	538	842	1240

**Fuente:** Elaboración propia.

Por lo tanto el modelo del sistema que relaciona variación de caudal con temperatura de salida del colector, queda expresado según [4.41].

$$G_{m-T_{CCPs}}(s) = \frac{K_{m-T_{CCPs}} e^{-\tau_{d_{m-T_{CCPs}}} s}}{\tau_{m-T_{CCPs}} s + 1} \quad / \quad \begin{aligned} K_{m-T_{CCPs}} &= [-11862, -5785] \text{ °C/(kg/s);} \\ \tau_{m-T_{CCPs}} &= [623, 1437] \text{ s;} \\ \tau_{d_{m-T_{CCPs}}} &= [538, 1240] \text{ s;} \end{aligned} \quad [4.41]$$

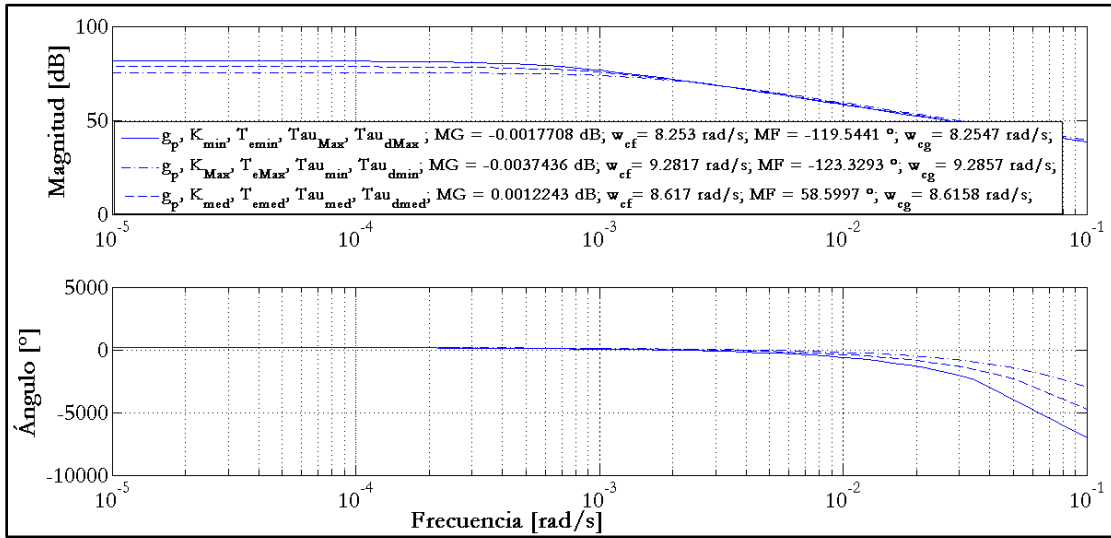
### iii) Funciones de transferencia de los modelos del sistema

La combinación de las funciones  $G_{vCCP}(s)$  y  $G_{m-T_{CCPs}}(s)$  permite obtener el modelo del sistema para el lazo de control. En este caso, de acuerdo a Valenzuela (2008) se ha optado por una estructura de control en cascada que, a priori, mejorará la respuesta final; por ello se han manejado las funciones de transferencia de forma separada.

#### a) Función de transferencia y respuesta en frecuencia del bucle externo en lazo abierto

$$g_{pT_{s1}}(s) = \frac{K_{pT_{s1}} e^{-\tau_{dpT_{s1}}} s}{\tau_{pT_{s1}} s + 1} \quad / \quad \begin{aligned} K_{pT_{s1}} &= [-11862, -5785] \text{ °C/(kg/s);} \\ \tau_{pT_{s1}} &= [623, 1,437] \text{ s;} \\ \tau_{dpT_{s1}} &= [538, 1240] \text{ s;} \end{aligned} \quad [4.42]$$

**Gráfico 4.37:** Respuesta en frecuencia en lazo abierto del modelo del sistema (colector solar) del bucle externo del lazo de control de temperatura de salida del CCP



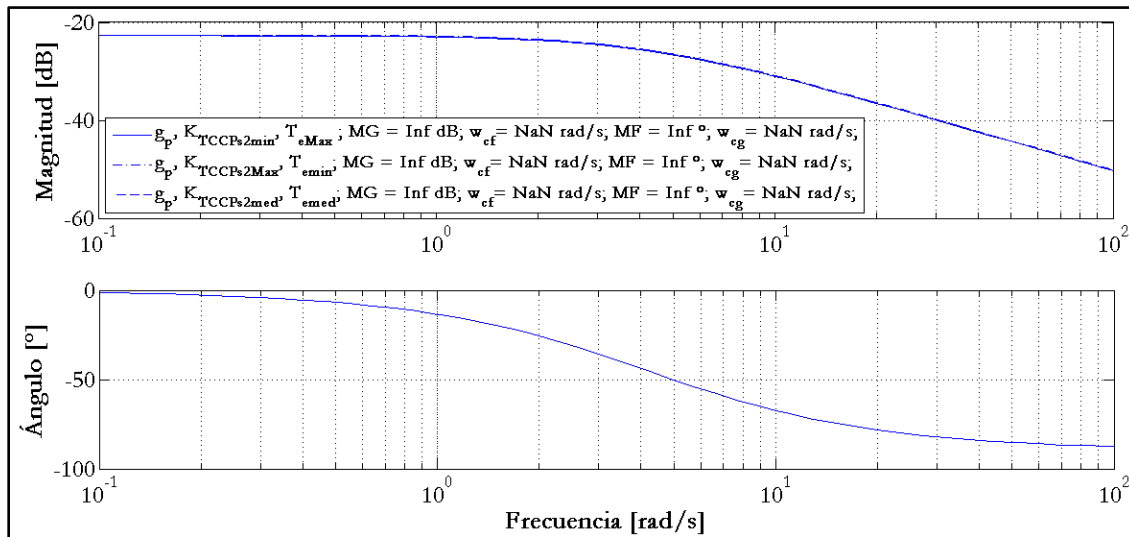
Fuente: Elaboración propia.

b) Función de transferencia del bucle interno

$$g_{pT_{s2}}(s) = \frac{K_{pT_{s2}}}{\tau_{pT_{s2}} s + 1} \quad / \quad K_{pT_{s2}} = [7.3 \cdot 10^{-2}, 7.45 \cdot 10^{-2}] \text{ (kg/s)/\%}; \quad [4.43]$$

$$\tau_{pT_{s2}} = 0.24 \text{ s};$$

**Gráfico 4.38:** Respuesta en frecuencia en lazo abierto del modelo del sistema (colector solar) del bucle interno del lazo de control de temperatura de salida del CCP



Fuente: Elaboración propia.

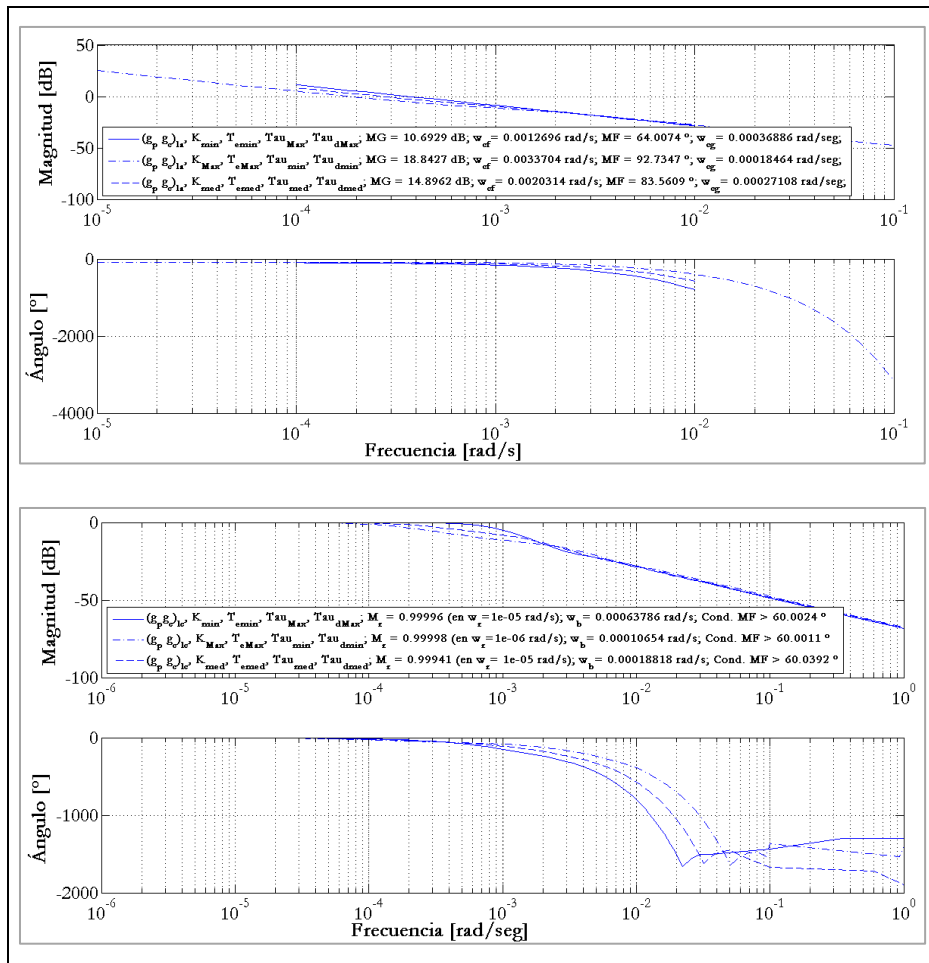
#### 4.2.4.2.2. Diseño y sintonización de los controladores

De acuerdo al diagrama de bloques de la figura 4.7 se presentan a continuación los tres controladores diseñados para el lazo de control de temperatura: i) el del lazo de control externo; ii) el del lazo de control interno; y iii) el control prealimentado.

##### i) Lazo de control externo

El controlador obtenido con el método de síntesis directa para el bucle de control externo es un PI, de acuerdo a la forma del predictor de Smith (Valenzuela, 2008). Considerando la respuesta en frecuencia del modelo para todas las cotas de incertidumbre, se ha perseguido un diseño de control conservador, que garantizando las condiciones de estabilidad presente una especificación del ancho de banda en el rango de los  $10^{-5} - 10^{-6}$  rad/s. Bajo estas condiciones, el controlador diseñado presenta un margen de fase que varía entre  $64.0^\circ - 92.72^\circ$ , y un margen de ganancia entre 10.69 dB – 18.64 dB (véase gráfico 4.39).

**Gráfico 4.39:** Respuesta en frecuencia del lazo de control externo de la temperatura de salida del CCP en lazo abierto (arriba) y en lazo cerrado (abajo)



Fuente: Elaboración propia.

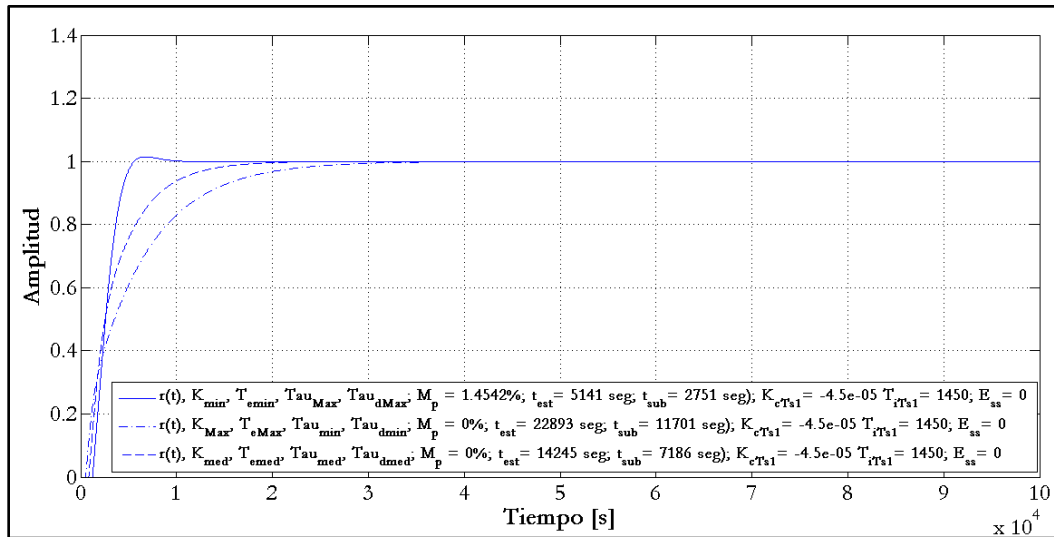
Como se ha comentado, especificaciones tan bajas sobre el ancho de banda impactan irremediablemente en los tiempos de asentamiento y subida de la respuesta temporal ante la entrada escalón; sin embargo esta es una situación difícilmente evitable. La presencia del tiempo de retardo en la función de transferencia del modelo, imposibilita alcanzar una mayor rapidez en la respuesta, puesto que el lazo de control resultaría inestable. Con todo ello, el tiempo de asentamiento varía entre 5,141 y 22,893 segundos y el tiempo de subida en el rango 2,251-11,701 segundos, sin sobreoscilación significativa (véase gráfico 4.40).

Así los parámetros del controlador PI sintonizado son:

$$K_{cT_{s1}} = 0.000045 \text{ kg/s/}^\circ\text{C};$$

$$\tau_{iT_{s1}} = 1,450 \text{ s};$$
[4.44]

**Gráfico 4.40:** Respuesta temporal del lazo de control externo de la temperatura de salida del CCP ante entrada escalón unitario

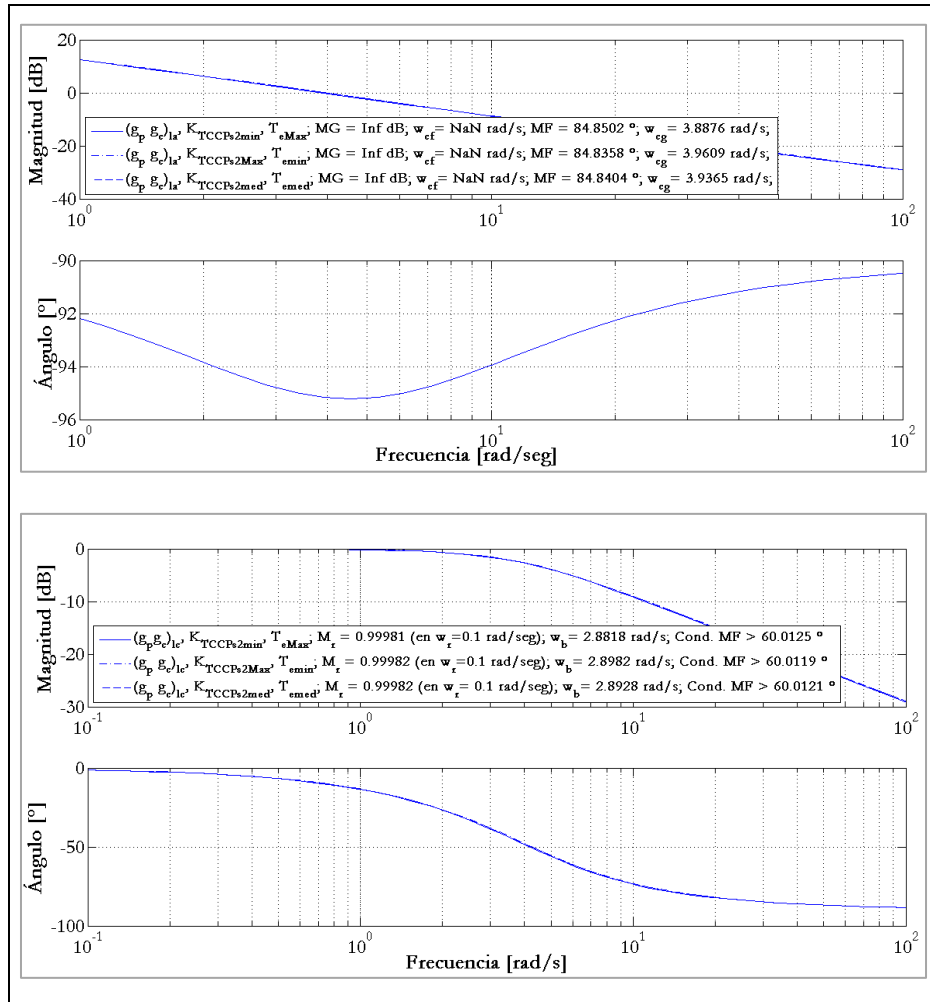


Fuente: Elaboración propia.

ii) Lazo de control interno

Considerando la respuesta en frecuencia del modelo del lazo de control interno para todas las cotas de incertidumbre, se ha perseguido un controlador con una especificación del ancho de banda en el rango de los 3 rad/s. Así el controlador diseñado presenta un margen de fase de  $84.8^\circ$ , y un margen de ganancia infinito que garantizan la estabilidad del sistema (véase gráfico 4.41).

**Gráfico 4.41:** Respuesta en frecuencia del lazo de control interno de la temperatura de salida del CCP en lazo abierto (arriba) y en lazo cerrado (abajo)



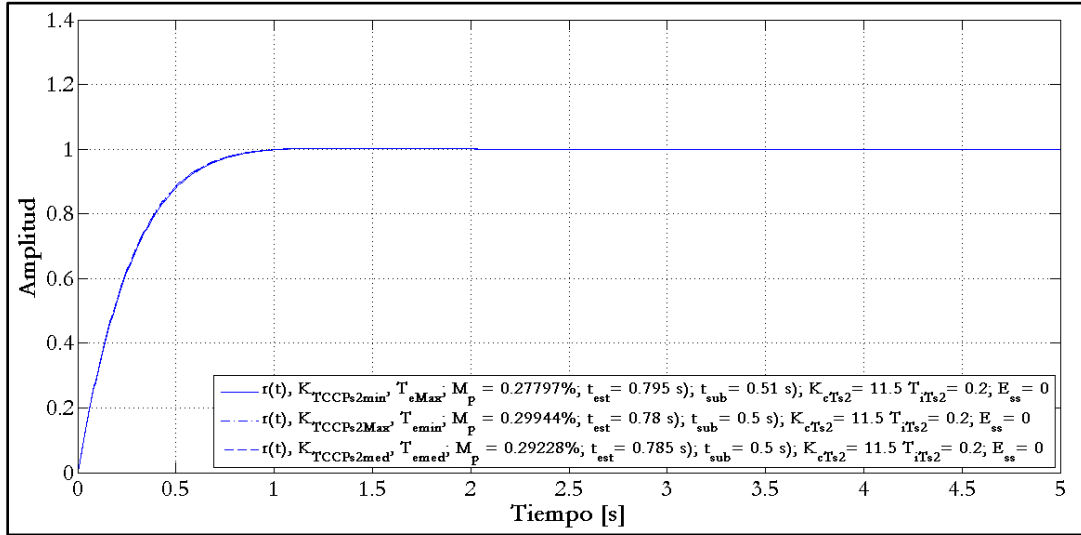
Fuente: Elaboración propia.

Nuevamente se ha buscado un compromiso entre estabilidad y robustez, de tal manera que los tiempos de asentamiento y subida ante una entrada escalón varían entre 0.78-0.795 y 0.5-0.51, respectivamente, sin sobreoscilación significativa (véase gráfico 4.42).

Así los parámetros del controlador PI sintonizado son:

$$\begin{aligned}
 K_{cT_{s2}} &= 11.5 \text{ \%}/(\text{kg/s}); \\
 \tau_{iT_{s2}} &= 0.19 \text{ s};
 \end{aligned}
 \tag{4.45}$$

**Gráfico 4.42:** Respuesta temporal del lazo de control interno de la temperatura de salida del CCP ante entrada escalón unitario



Fuente: Elaboración propia.

### iii) Control prealimentado

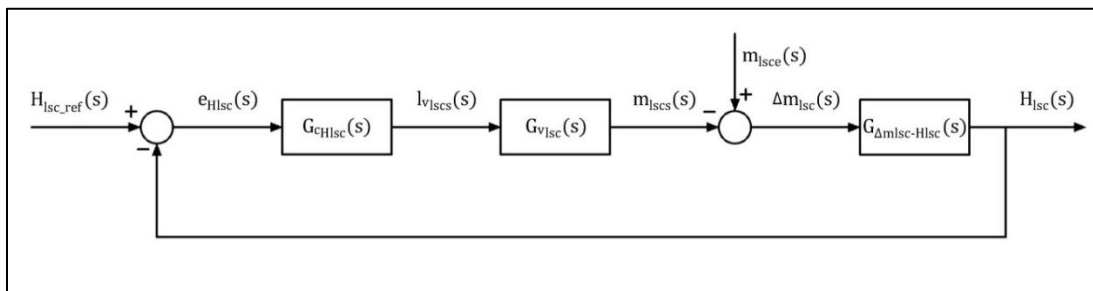
El control por adelanto forma parte del lazo de control externo, calculando un caudal de referencia de acuerdo a las condiciones nominales del proceso GDV (Irradiancia y temperatura de la salmuera geotérmica a la entrada), y no está realimentado. Se comporta como una ganancia calculada a partir del balance de energía en estado estacionario de acuerdo a lo planteado en el apartado 4.1.4. Y toma los siguientes valores:

$$g_{ffm}(s) = \frac{\dot{m}_{ff}}{T_{CCPs\_ref}} \quad / \quad \begin{aligned} \dot{m}_{ff} &= [0.0209, 0.0368] \text{ (kg/s)}; \\ T_{CCPs\_ref} &= 195.05 \text{ }^\circ\text{C}; \end{aligned} \quad [4.46]$$

Cabe mencionar que en los cambios de set-point la acción del control por adelanto actuará como la ganancia del controlador del lazo externo, y se anula la ganancia del controlador  $PI_{Ts1}$ , para no duplicar la acción de control (Valenzuela, 2008).

### 4.2.4.3. Lazo de control del nivel del líquido en el separador ciclónico

**Figura 4.8:** Lazo de control de nivel del líquido en el separador ciclónico



Fuente: Elaboración propia.

El nivel del líquido ( $H_{lsc}$ ) se controla a partir de la apertura de la válvula situada en la línea de salida del líquido del separador ciclónico ( $v_{lsc}$ ) que regula el caudal del líquido de salida ( $\dot{m}_{lscs}$ ), de acuerdo a la señal enviada por el controlador (tal como se observa en la figura 4.8).

#### 4.2.4.3.1. Modelo del sistema

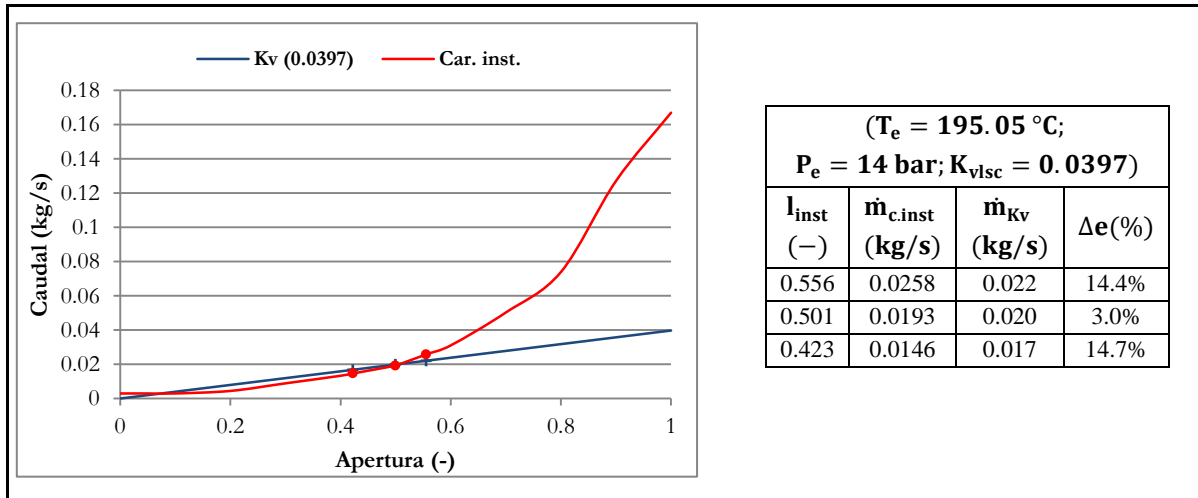
De acuerdo a la figura 4.8, la función de transferencia de la planta del lazo de control de nivel del líquido está compuesta por la funciones de transferencia de la válvula de la línea de salida del líquido, y por aquella que relaciona la variación de caudal de líquido el separador con la altura de este (véase ecuación [4.47]).

$$g_{pH_{lsc}}(s) = G_{vlsc}(s) \cdot G_{\Delta m_{lsc} - H_{lsc}}(s) \quad [4.47]$$

##### i) Función de transferencia de la válvula en la línea de salida del líquido del separador ciclónico

La función de transferencia de la válvula, se aproxima a un sistema de primer orden con constante de tiempo ( $\tau_{vlsc}$ ) de 0.24 segundos); y la ganancia de la válvula ( $K_{vlsc}$ ), ha sido obtenida a partir de la curva de característica instalada (véase gráfico 4.43).

**Gráfico 4.43:** Ganancia de la válvula en la salida del líquido del separador ciclónico



Fuente: Elaboración propia.

Por lo tanto la función de transferencia de la válvula puede representarse de acuerdo a la ecuación [4.48]:

$$G_{vlsc}(s) = \frac{K_{vlsc}}{\tau_{vlsc}s + 1} \quad / \quad \begin{aligned} K_{vlsc} &= 3.97 \cdot 10^{-2} \text{ (kg/s)/\%}; \\ \tau_{vlsc} &= 0.24 \text{ s;} \end{aligned} \quad [4.48]$$

ii) Función de transferencia que relaciona la variación del caudal del líquido con el nivel en el separador ciclónico

El caudal del líquido de salida del separador ciclónico se relaciona con el nivel del líquido en el mismo, a partir del balance de masa en el separador (véase ecuación [4.49]):

$$\frac{\partial(\rho V)}{\partial t} = \dot{m}_{lsc e}(t) + \dot{m}_{gsce}(t) - \dot{m}_{lsc s}(t) - \dot{m}_{gscs}(t) \quad [4.49]$$

Considerando únicamente el balance de masa del líquido, y la ecuación que relaciona la variable de estado (volumen del líquido en el separador) con la variable controlada (altura), se tiene de acuerdo a Wang (2000):

$$\frac{\partial(\rho_{lsc}(t) V_{lsc}(t))}{\partial t} = \dot{m}_{lsc e}(t) - \dot{m}_{lsc s}(t) \quad [4.50]$$

$$V_{lsc}(t) = S_{Tsc} H_{lsc}(t) \quad [4.51]$$

Sustituyendo en el balance de masa del líquido la ecuación de la variable de estado:

$$S_{Tsc} \frac{\partial(\rho_{lsc}(t) H_{lsc}(t))}{\partial t} = \dot{m}_{lsc e}(t) - \dot{m}_{lsc s}(t) \quad [4.52]$$

Considerando cada uno de los términos de la ecuación como una función dependiente de las variables dinámicas:

$$h(\partial\rho_{lsc}, \partial H_{lsc}) = S_{Tsc} \frac{\partial(\rho_{lsc}(t) H_{lsc}(t))}{\partial t} \quad [4.53]$$

$$g(\dot{m}_{lsc e}, \dot{m}_{lsc s}) = \dot{m}_{lsc e}(t) - \dot{m}_{lsc s}(t) \quad [4.54]$$

Aplicando el desarrollo en series de Taylor entorno al punto de operación para las variables de interés ( $H_{lsc}$ ,  $\dot{m}_{lsc e}$  y  $\dot{m}_{lsc s}$ ), formuladas como un valor en estado estacionario y una desviación dependiente del tiempo, y sabiendo que el resto de variables son constantes en ese punto se obtiene:

$$\left. \frac{\partial h}{\partial(\partial H_{lsc})} \right|_0 (\partial H_{lsc}(t) - \partial H_{lsc0}) = \left. \frac{\partial g}{\partial \dot{m}_{lsc e}} \right|_0 (\dot{m}_{lsc e}(t) - \dot{m}_{lsc e0}) + \left. \frac{\partial g}{\partial \dot{m}_{lsc s}} \right|_0 (\dot{m}_{lsc s}(t) - \dot{m}_{lsc s0}) \quad [4.55]$$

$$\left. \frac{\partial h}{\partial(\partial H_{lsc})} \right|_0 \frac{\partial \Delta H_{lsc}(t)}{\partial t} = \left. \frac{\partial g}{\partial \dot{m}_{lsc e}} \right|_0 \Delta \dot{m}_{lsc e}(t) + \left. \frac{\partial g}{\partial \dot{m}_{lsc s}} \right|_0 \Delta \dot{m}_{lsc s}(t) \quad [4.56]$$

$$(S_{Tsc} \cdot \rho_{lsc}) \cdot \frac{\partial \Delta H_{lsc}(t)}{\partial t} = 1 \cdot \Delta \dot{m}_{lsc e}(t) + (-1) \cdot \Delta \dot{m}_{lsc s}(t) \quad [4.57]$$

Asumiendo que la capacidad del separador es igual a 1, y considerando la diferencia entre el flujo de entrada y salida como la variación del líquido en el separador:

$$S_{Tsc} \cdot \rho_{lsc0} \cdot \frac{\partial \Delta H_{lsc}(t)}{\partial t} = \Delta \dot{m}_{lsc}(t) \quad [4.58]$$

Aplicando la transformada de Laplace, se obtiene la función de transferencia que relaciona el nivel del líquido del separador con la variación del caudal del líquido en el mismo, que tiene la forma de un integrador de primer orden:

$$\frac{\Delta H_{lsc}(s)}{\Delta \dot{m}_{lsc}(s)} = \frac{1}{S_{Tsc} \cdot \rho_{lsc0} \cdot s} \quad [4.59]$$

Las dimensiones del separador ciclónico, y la densidad del líquido en el punto de separación se presentan en el siguiente cuadro.

**Cuadro 4.44:** Características de la función de transferencia variación de caudal del líquido-nivel del líquido en el separador ciclónico

Variables	Valor
$D_{sc}(m)$	0.114
$S_{Tsc}(m^2)$	$1.026 \cdot 10^{-2}$
$\rho_{lsc0}(kg/m^3)$	870.39
$K_{\Delta m_{lsc}-H_{lsc}}(m/kg/s)$	0.112

Fuente: Elaboración propia.

Por tanto el integrador toma el valor que se presenta en la ecuación [4.60]:

$$G_{\Delta m_{lsc}-H_{lsc}}(s) = \frac{K_{\Delta m_{lsc}-H_{lsc}}}{s} \quad / \quad K_{\Delta m_{lsc}-H_{lsc}} = 0.112 \text{ m/(kg/s)}; \quad [4.60]$$

### iii) Función de transferencia del modelo del sistema

La función de transferencia del modelo del sistema está compuesta por la función de la válvula de salida del líquido del separador y la que relaciona la variación del nivel de acuerdo a la variación del líquido en el separador. Toma la forma de un sistema de segundo orden en lazo abierto (véase cuadro 4.45).

**Cuadro 4.45:** Características de la función de transferencia del lazo de control de nivel

Variables	Valor
$K_{\Delta m_{lsc}-H_{lsc}}(m/kg/s)$	0.112
$K_{vlsc}((kg/s)/\%)$	$3.97 \cdot 10^{-2}$
$\tau_{vlsc}(s)$	0.24
$K_{pH_1}(m/\%; )$	1
$\xi_{H_1}(-)$	15.31
$w_{nH_1}(rad/s)$	0.136

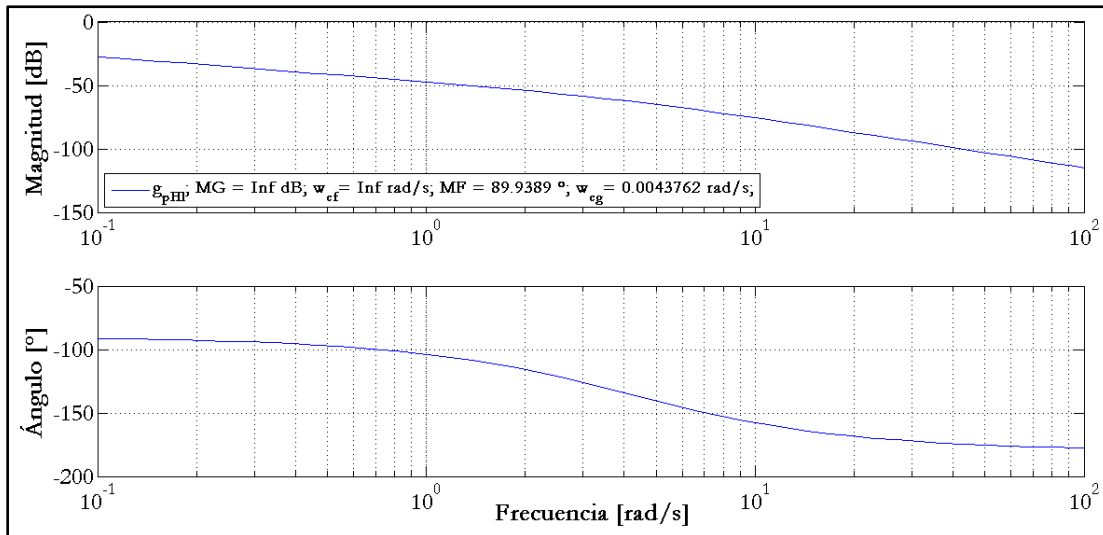
Fuente: Elaboración propia.

Por lo tanto la función de transferencia de la planta en lazo abierto del lazo de control de nivel en el separador puede expresarse como un sistema de segundo orden, con ganancia unitaria de acuerdo a [4.61]:

$$g_{pH_1}(s) = \frac{K_{pH_1} \omega_{nH_1}^2}{s^2 + 2\xi_{H_1} \omega_{nH_1} s} \quad / \quad \begin{aligned} K_{pH_1} &= 1 \text{ m/\%}; \\ \xi_{H_1} &= 15.31; \\ \omega_{nH_1} &= 0.163 \text{ rad/s}; \end{aligned} \quad [4.61]$$

En el gráfico 4.44 se muestra la respuesta en frecuencia del modelo del sistema en lazo abierto.

Gráfico 4.44 Respuesta en frecuencia en lazo abierto del lazo de control de nivel en el separador ciclónico



Fuente: Elaboración propia.

#### 4.2.4.3.2. Diseño y sintonización del controlador

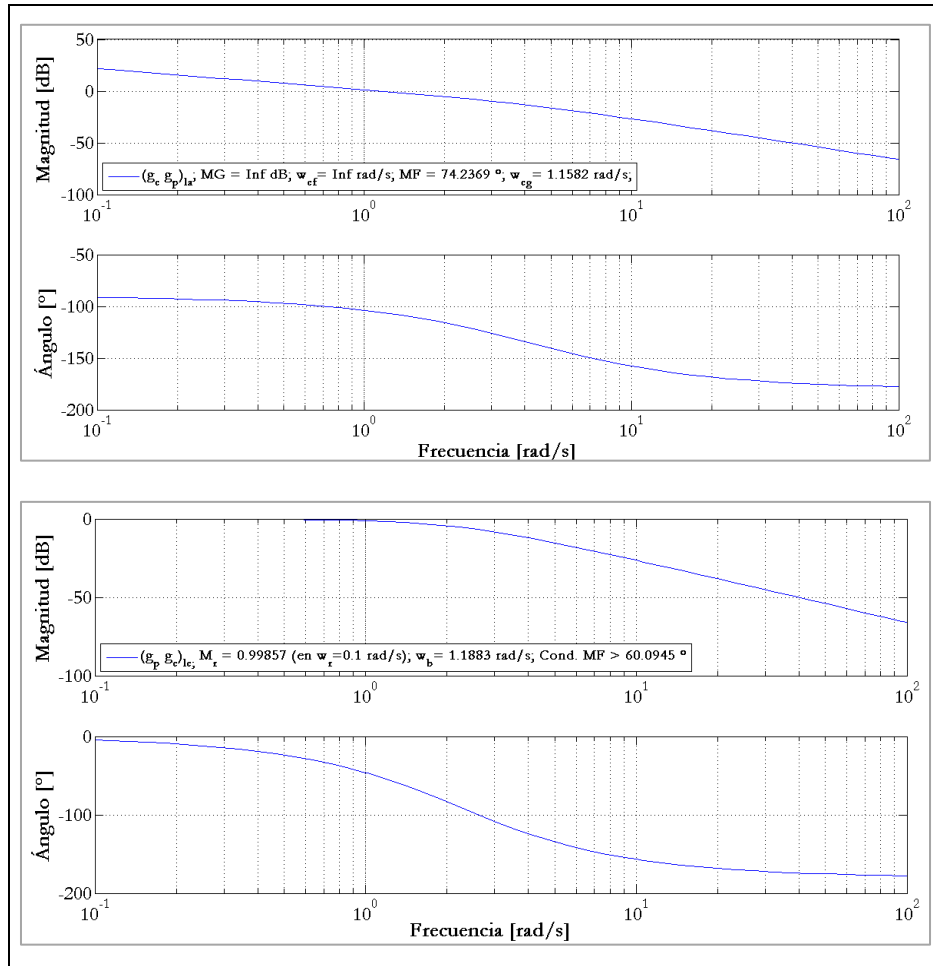
Aplicando el método de síntesis directa, el controlador resultante es un P. Considerando la respuesta en frecuencia del modelo, se ha buscado un diseño de control que garantizando las condiciones de estabilidad, presente una especificación del ancho de banda alrededor de 1 rad/s, buscando un compromiso entre robustez-rapidez. De esta forma el margen de fase toma un valor de 74.24°, y el margen de ganancia es infinito (véase gráfico 4.45).

Además en el marco del dominio del tiempo el tiempo de subida es de 1.345 segundos y el tiempo de asentamiento de 2.23 segundos (véase gráfico 4.46).

De esta forma la ganancia del controlador seleccionado es:

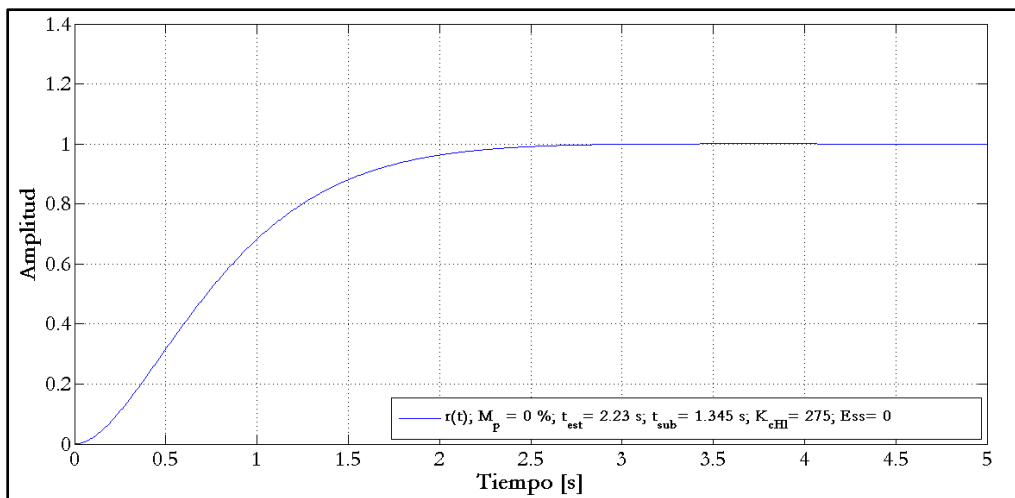
$$K_{cH_1} = 275 \text{ \%/m}; \quad [4.62]$$

**Gráfico 4.45:** Respuesta en frecuencia del lazo de control de nivel en lazo abierto (arriba) y en lazo cerrado (abajo)



Fuente: Elaboración propia.

**Gráfico 4.46:** Respuesta temporal del lazo de control de nivel del líquido en el separador ciclónico ante entrada escalón unitario

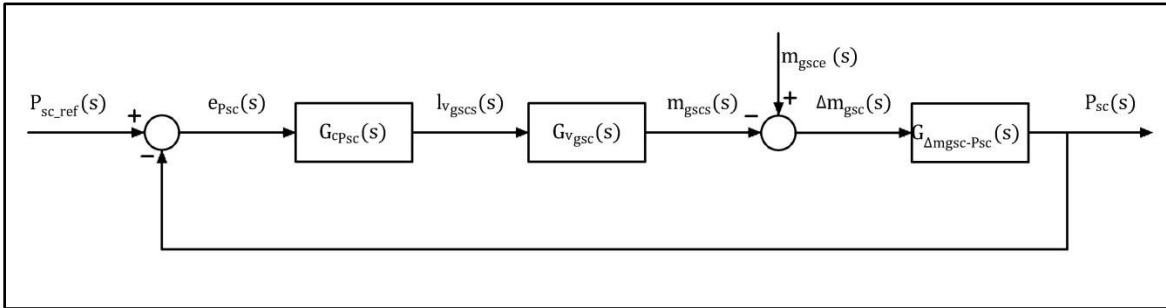


Fuente: Elaboración propia.

#### 4.2.4.4. Lazo de control de presión en el separador ciclónico

La presión del separador ( $P_{sc}$ ) se controla a partir de la apertura de la válvula situada en la línea de salida del vapor del separador ciclónico ( $v_{l_{gc}}$ ) que regula el caudal de salida del vapor ( $\dot{m}_{gsc}$ ), de acuerdo a la señal enviada por el controlador (véase figura 4.9).

Figura 4.9: Lazo de control de presión en el separador ciclónico



Fuente: Elaboración propia.

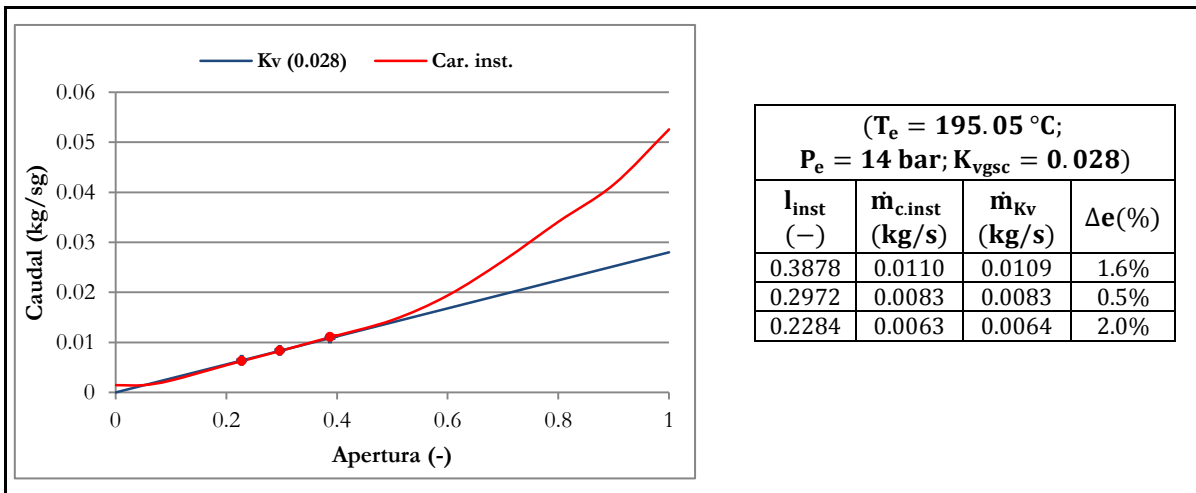
##### 4.2.4.4.1. Modelo del sistema

De acuerdo a la figura 4.9, la función de transferencia de la planta del lazo de control de presión está compuesta por las funciones de transferencia de la válvula de la línea de salida del vapor, y por aquella que relaciona la variación de caudal de vapor en el separador con la presión en este (véase ecuación [4.63]).

$$g_{pP_{sc}}(s) = G_{vgsc}(s) \cdot G_{\Delta m_{gsc}-P_{sc}}(s) \quad [4.63]$$

- i) Función de transferencia de la válvula en la línea de salida del vapor del separador ciclónico

Gráfico 4.47: Ganancia de la válvula en la salida del vapor del separador ciclónico



Fuente: Elaboración propia.

La función de transferencia de la válvula, se aproxima a un sistema de primer orden con constante de tiempo ( $\tau_{vgsc}$ ) de 0.24 segundos; y la ganancia de la válvula ( $K_{vgsc}$ ), ha sido obtenida a partir de la curva de característica instalada (como puede observarse en el gráfico 4.47).

Por lo tanto la función de transferencia de la válvula puede representarse de acuerdo a la ecuación [4.64]:

$$G_{vgsc}(s) = \frac{K_{vgsc}}{\tau_{vgsc}s + 1} \quad / \quad \begin{aligned} K_{vgsc} &= 2.8 \cdot 10^{-2} \text{ (kg/s)/\%}; \\ \tau_{vgsc} &= 0.24 \text{ s;} \end{aligned} \quad [4.64]$$

ii) Función de transferencia que relaciona la variación del caudal del vapor con la presión en el separador ciclónico

El caudal del vapor de salida del separador ciclónico se relaciona con la presión en el mismo, a partir del balance de masa en el separador (véase ecuación [4.65]):

$$\frac{\partial(\rho V)}{\partial t} = \dot{m}_{lsce}(t) + \dot{m}_{gsce}(t) - \dot{m}_{lscs}(t) - \dot{m}_{gscs}(t) \quad [4.65]$$

Considerando únicamente el balance de masa del vapor, y la ecuación de los gases reales que relaciona la variable de estado (densidad del vapor en el separador) con la variable controlada (presión), se tiene de acuerdo a Wang (2000):

$$\frac{\partial(\rho_{gsc}(t) V_{gsc}(t))}{\partial t} = \dot{m}_{gsce}(t) - \dot{m}_{gscs}(t) \quad [4.66]$$

$$\rho_{gsc}(t) = \frac{M_g}{ZRT} P_{sc}(t) \quad [4.67]$$

Sustituyendo en el balance de masa del vapor la ecuación de la variable de estado:

$$\frac{M_g}{ZR_g T} \frac{\partial(P_{sc}(t) \cdot V_{gsc}(t))}{\partial t} = \dot{m}_{lsce}(t) - \dot{m}_{lscs}(t) \quad [4.68]$$

Considerando cada uno de los términos de la ecuación como una función dependiente de las variables dinámicas:

$$h(\partial P_{sc}, \partial V_{gsc}) = \frac{M_g}{ZRT} \frac{\partial(P_{sc}(t) \cdot V_{gsc}(t))}{\partial t} \quad [4.69]$$

$$g(\dot{m}_{gsce}, \dot{m}_{gscs}) = \dot{m}_{gsce}(t) - \dot{m}_{gscs}(t) \cdot \quad [4.70]$$

Aplicando el desarrollo en series de Taylor entorno al punto de operación para las variables de interés ( $P_{sc}$ ,  $\dot{m}_{gsce}$  y  $\dot{m}_{gscs}$ ), formuladas como un valor en estado estacionario y una desviación dependiente del tiempo, y sabiendo que el resto de variables son constantes en ese punto se obtiene:

$$\left. \frac{\partial h}{\partial(\partial P_{sc})} \right|_0 (\partial P_{sc}(t) - \partial P_{sc0}) = \left. \frac{\partial g}{\partial \dot{m}_{gsce}} \right|_0 (\dot{m}_{gsce}(t) - \dot{m}_{gsce0}) + \left. \frac{\partial g}{\partial \dot{m}_{gscs}} \right|_0 (\dot{m}_{gscs}(t) - \dot{m}_{gscs0}) \quad [4.71]$$

$$\left. \frac{\partial h}{\partial(\partial P_{sc})} \right|_0 \frac{\partial \Delta P_{sc}(t)}{\partial t} = \left. \frac{\partial g}{\partial \dot{m}_{gsce}} \right|_0 \Delta \dot{m}_{gsce}(t) + \left. \frac{\partial g}{\partial \dot{m}_{gscs}} \right|_0 \Delta \dot{m}_{gscs}(t) \quad [4.72]$$

$$\left( \frac{M_g}{ZRT} \right) \cdot V_{gsc0} \cdot \frac{\partial \Delta P_{sc}(t)}{\partial t} = 1 \cdot \Delta \dot{m}_{gsce}(t) + (-1) \cdot \Delta \dot{m}_{gscs}(t) \quad [4.73]$$

Asumiendo que la capacidad del separador es igual a 1, y considerando la diferencia entre el flujo de entrada y salida como la variación del vapor en el separador, y nuevamente la ecuación de los gases reales en el punto de operación:

$$\left( \frac{\rho_{gsc0}}{P_{sc0}} \right) \cdot V_{gsc0} \cdot \frac{\partial \Delta P_{sc}(t)}{\partial t} = \Delta \dot{m}_{gsc}(t) \quad [4.74]$$

Aplicando la transformada de Laplace, se obtiene la función de transferencia que relaciona el nivel del vapor del separador con la variación del caudal del vapor en el mismo, que tiene la forma de un integrador de primer orden:

$$\frac{\Delta P_{sc}(s)}{\Delta \dot{m}_{gsc}(s)} = \frac{P_{sc0}}{V_{gsc0} \cdot \rho_{gsc0} \cdot s} \quad [4.75]$$

Las dimensiones del separador ciclónico, así como las propiedades del vapor en el punto de separación se presentan en el siguiente cuadro. Para calcular la altura que ocupa el gas en el separador, se ha considerado que el nivel del líquido se sitúa a un tercio de la diferencia de alturas entre la entrada de flujo bifásico y la salida del líquido

**Cuadro 4.46:** Características de la función de transferencia variación de caudal del vapor-presión en el separador ciclónico

Variables	Valor
$H_{gsc}(m^2)$	0.497
$S_{Tsc}(m^2)$	$1.026 \cdot 10^{-2}$
$V_{gsc0}(m^3)$	$5.1 \cdot 10^{-3}$
$P_{sc0}(\text{bar})$	14
$\rho_{gsc0}(\text{kg}/m^3)$	7.10
$K_{\Delta m_{gsc}-P_{sc}}(m/\text{kg}/s)$	386.71

Fuente: Elaboración propia.

Por tanto el valor del integrador toma el valor que se presenta en la ecuación [4.76]:

$$G_{\Delta m_{gsc}-P_{sc}}(s) = \frac{K_{\Delta m_{gsc}-P_{sc}}}{s} \quad / \quad K_{\Delta m_{gsc}-P_{sc}} = 386.71 \text{ bar}/(\text{kg}/s); \quad [4.76]$$

iii) Función de transferencia del modelo del sistema

La función del modelo del sistema está compuesta por: la función de la válvula de salida del vapor del separador y la que relaciona la variación la presión de acuerdo a la variación del vapor en el separador, con la forma de un sistema de segundo orden en lazo abierto (véase cuadro 4.47).

**Cuadro 4.47:** Características de la función de transferencia del lazo de control de nivel

Variables	Valor
$K_{\Delta m_{gsc}-P_{sc}}$ (m/kg/s)	386.71
$K_{vgsc}$ ((kg/s)/%)	$2.8 \cdot 10^{-2}$
$\tau_{vgsc}$ (s)	0.24
$K_{pP}$ (bar/%; )	1
$\xi_p$ (-)	6.72
$w_{nP}$ (rad/s)	0.310

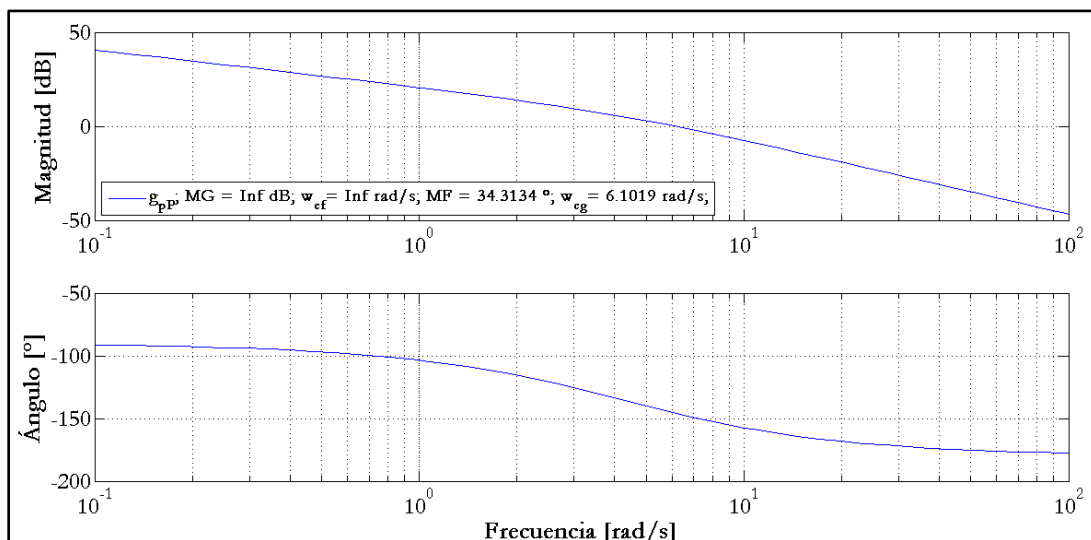
Fuente: Elaboración propia.

Por lo tanto la función de transferencia de la planta en lazo abierto del lazo de control de presión en el separador puede expresarse como un sistema de segundo orden, con ganancia unitaria de acuerdo a [4.77]:

$$g_{pP}(s) = \frac{K_{pP} w_{nP}^2}{s^2 + 2\xi_p w_{nP} s} \quad / \quad \begin{matrix} K_{pP} = 1 \text{ bar/}\% \\ \xi_p = 6.72; \\ w_{nP} = 0.310 \text{ rad/s;} \end{matrix} \quad [4.77]$$

En el gráfico 4.48 se muestra la respuesta en frecuencia del modelo del sistema en lazo abierto.

**Gráfico 4.48:** Respuesta en frecuencia en lazo abierto del modelo del sistema del lazo de control de presión en el separador

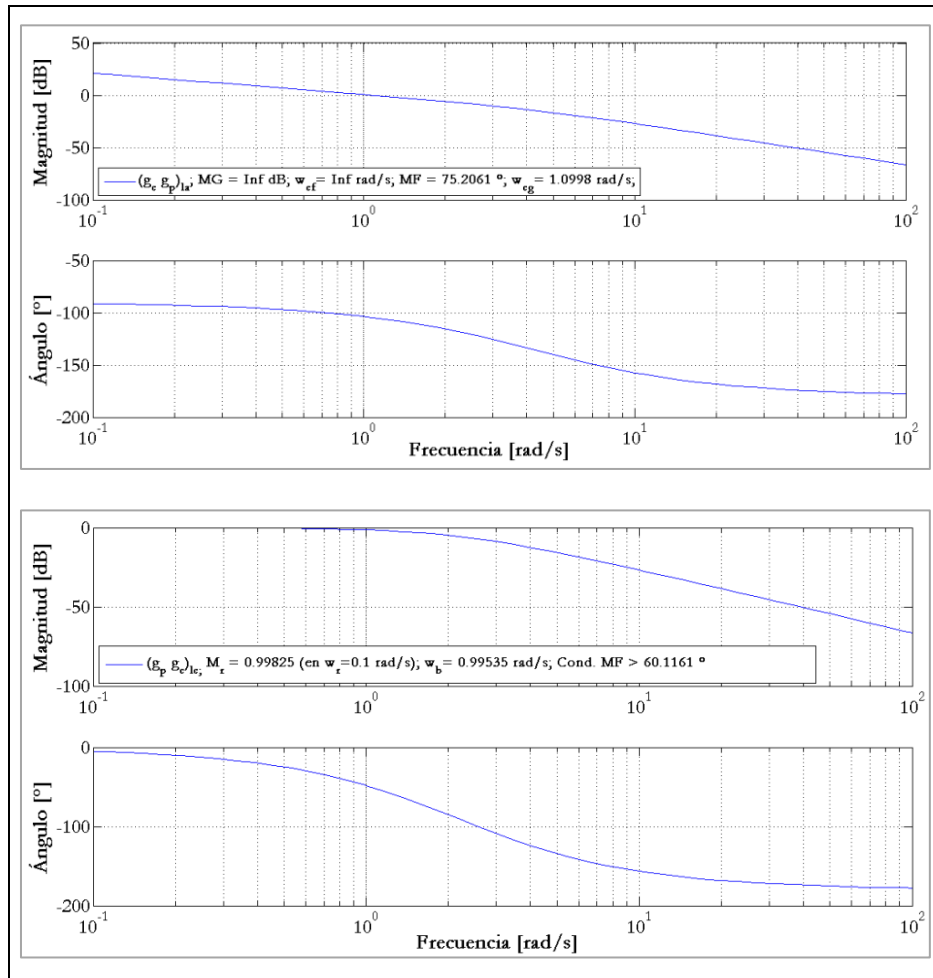


Fuente: Elaboración propia.

#### 4.2.4.4.2. Diseño y sintonización del controlador

Aplicando el método de síntesis directa, el controlador resultante es un P. Considerando la respuesta en frecuencia del modelo, se ha buscado un diseño de control que garantizando las condiciones de estabilidad, presente una especificación del ancho de banda en torno a 1 rad/s, buscando un compromiso entre robustez-rapidez. De esta forma el margen de fase toma un valor de  $75.21^\circ$ , y el margen de ganancia es infinito (véase gráfico 4.49).

Gráfico 4.49: Respuesta en frecuencia del lazo de control de presión en lazo abierto (arriba) y en lazo cerrado (abajo)



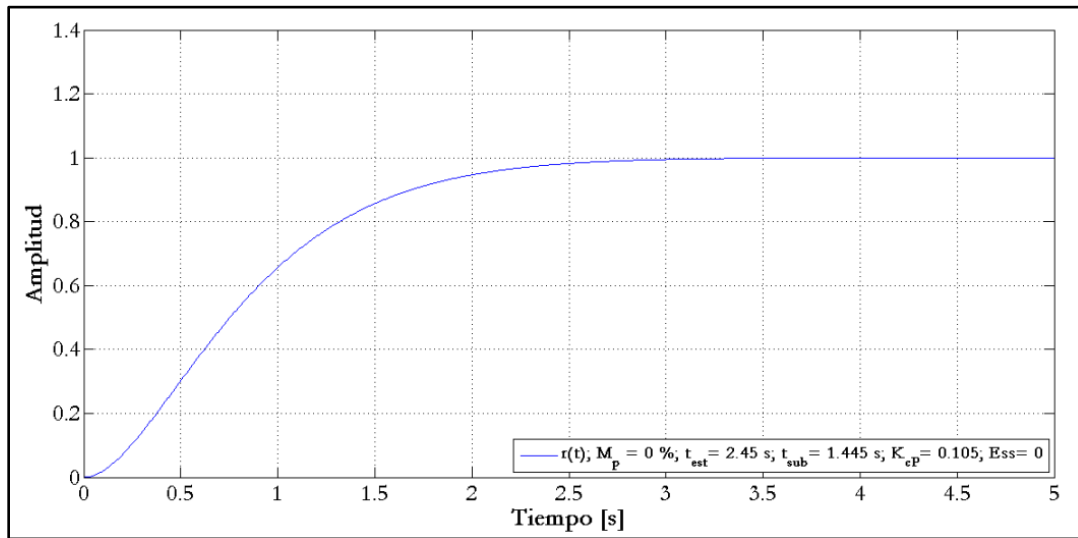
Fuente: Elaboración propia.

Además en el marco del dominio del tiempo el tiempo de subida es de 1.45 segundos y el tiempo de asentamiento de 2.45 segundos (véase gráfico 4.50).

Así la ganancia del controlador seleccionado es:

$$K_{cP} = 0.105 \text{ \%/bar}; \quad [4.78]$$

Gráfico 4.50: Respuesta temporal del lazo de control de presión en el separador ciclónico ante escalón unitario



Fuente: Elaboración propia.

## Capítulo 5 Conclusiones y recomendaciones

Este último capítulo recoge los aprendizajes obtenidos durante el desarrollo de la presente tesis, tanto en términos de análisis de resultados de las pruebas experimentales y modelos presentados en el capítulo 4, como a nivel de planteamientos o hipótesis teóricas establecidas, fundamentalmente en el diseño del sistema de control automático y sus componentes.

En este sentido, en primer lugar (entre los apartados 1 y 5) se abordan cuestiones relativas al proceso GDV, haciendo énfasis en limitaciones constructivas, de diseño, configuración, etc., determinadas a partir del análisis de los resultados de los algoritmos.

Posteriormente, en un segundo bloque (desde el punto 6 hasta el punto 8) se incluyen cuestiones relativas al diseño y modelización del sistema automático de control.

Finalizando en el punto 9 con un resumen de los anteriores que marcan las líneas de trabajo dirigidas a profundizar en la investigación necesaria que permitan la implementación de una planta comercial en el futuro.

### 1. Limitaciones de diseño del prototipo de colectores cilindro-parabólicos de Berlín

Durante la etapa de diseño, la configuración del absorbedor se constituía como uno de los principales aportes innovadores del prototipo CCP de Berlín, puesto que su estructura en forma de cavidad: i) mejoraba la eficiencia del proceso al conseguir una capacidad de captación de la Irradiancia reflejada de un 100%, que evitaba a su vez el uso de cubiertas de vidrio y la dependencia de esta tecnología del exterior; y ii) reducía los costes de inversión al evitar esta dependencia y a consecuencia del recorrido en forma de “S”, que exigía una menor cantidad de módulos para alcanzar condiciones de saturación y por lo tanto generación de vapor (Guzmán, 2014).

Sin embargo, tras su instalación y el desarrollo de las pruebas experimentales, han ido surgiendo una serie de inconvenientes que por el momento ponen en duda las bondades identificadas en la etapa de diseño, y la idoneidad de esta configuración. Estas son:

- La necesidad de instalación de mangueras flexibles entre cada módulo del CCP que además de incorporar una discontinuidad en el proceso, no han soportado el estrés térmico al que se ven sometidos los tubos, destruyéndose en varios ensayos.
- La irregular distribución de las variables termodinámicas experimentales arrojadas por los sensores situados en el interior del absorbedor. Si bien en algún caso pueden atribuirse a errores en la calibración de estos sensores, su patrón repetitivo en diversos ensayos induce a plantear que vienen provocadas por la compleja configuración del absorbedor, que presenta deformaciones por dilatación en diferentes tramos del recorrido.

Ambas situaciones, unidas a la importancia de garantizar un régimen de flujo determinado para la correcta controlabilidad y seguridad del proceso GDV, llevaron a la necesidad de

estudiar este patrón de flujo en el interior del absorbedor cuando existe producción de vapor; convirtiéndose en uno de los principales aportes del presente trabajo y cuyas conclusiones refuerzan los planteamientos anteriores:

- Los valores experimentales arrojados por los sensores situados a lo interno del recorrido del absorbedor no se corresponden con los de los modelos teóricos basados en leyes físicas. De hecho resultan incluso incoherentes entre ellos mismos, al reportar incrementos y descensos de temperatura y presión a lo interno del absorbedor físicamente incomprensibles, que podrían ser provocados por la transferencia de calor entre los 6 tubos que constituyen el absorbedor y no se encuentran aislados entre sí.
- La cantidad de módulos con las que cuenta el prototipo imposibilitan la circulación de un régimen de flujo adecuado (intermitente-anular o disperso-anular) por el absorbedor, para que se garantice una generación suficiente de vapor.
- El máximo caudal de trabajo que garantiza una producción adecuada de vapor en el prototipo, presenta un régimen de flujo estratificado, dificultando la controlabilidad del proceso por el sobrecalentamiento del vapor acumulado en la parte superior. Y a su vez impide la refrigeración del tubo, y genera gradientes de temperatura que pueden incluso destruir el tubo por estrés térmico, tal como ha sucedido en alguna de las pruebas experimentales.
- Como alternativa para garantizar un régimen de flujo adecuado, podría pensarse en la inclinación de la tubería, ya que de acuerdo a los estudios de Zarza (2003), con una inclinación de  $8^\circ$ , la zona de estratificación queda reducida considerablemente, de manera que al inicio de la generación de vapor siempre se garantiza un flujo intermitente del fluido. Sin embargo la particular configuración en “S” del absorbedor, prácticamente descartan esta alternativa por la dificultad que supondría para el fluido geotérmico en el tramo de retorno, superar el desnivel generado por la inclinación.

Este conjunto de situaciones inducen a replantear el diseño y configuración del absorbedor y en consecuencia del prototipo CCP –al ser necesaria una mayor cantidad de módulos –previa implementación del sistema de control automático. En su defecto, si se mantiene la configuración actual del absorbedor, sería necesario profundizar en el porqué de los errores en los datos de los sensores situados en los tramos interiores del mismo.

En cualquier caso, los pasos siguientes deben ir orientados a comprender y caracterizar completamente la evolución del fluido en el absorbedor, de tal forma que resulte coherente con los resultados experimentales, sin tratar de solucionarlos con mecanismos o instrumentos suplementarios a los requeridos por el proceso GDV, que ya ha demostrado ser viable en la PSA o la planta comercial de Kanchanabury.

2. Determinación de los parámetros experimentales del prototipo CCP: rendimiento térmico y factor de pérdidas térmicas

Como se ha comentado a lo largo de la tesis, la determinación experimental de los parámetros característicos del prototipo (área de apertura, rendimiento óptico y factor de modificación de ángulo de incidencia) es ajena al proceso termodinámico de la GDV. A excepción del rendimiento o eficiencia térmica, que depende de la temperatura media. En este sentido el diseño de los algoritmos de simulación ha permitido identificar una serie de factores sobre esta ecuación que deberán ser tomados en cuenta para mejorar en el futuro la precisión de la misma, y en consecuencia del balance de energía y los algoritmos de simulación:

- La ecuación del rendimiento térmico obtenida a partir de las pruebas experimentales realizadas previo al desarrollo de este trabajo presenta cierta imprecisión. Los datos de temperatura y presión utilizados para su obtención fueron los arrojados por los sensores situados a la entrada del separador ciclónico, en lugar de los de la salida del CCP. En caso de optarse nuevamente por esta metodología de cálculo, y dada la diferencia entre los resultados de unos y otros sensores, sería necesario recalcular la ecuación del rendimiento térmico de acuerdo a los valores arrojados por los sensores a la salida del CCP; ya que la pérdida de carga y la disminución de la capacidad calorífica del fluido que se producen en el tramo *salida del CCP-entrada al separador*, no se corresponden con el balance energético del proceso GDV.
- Las mayores diferencias en los resultados de salida del CCP entre ambos modelos de simulación se producen a consecuencia de la ecuación del rendimiento térmico. Era esperado que la hipótesis sobre la analogía entre la ecuación del rendimiento térmico obtenida para el modelo caja negra, en el modelo caja gris, arrojara ciertas diferencias en los resultados de salida de cada uno de los modelos; tanto por la estructura de la ecuación del rendimiento térmico como por su dependencia respecto de la temperatura media, que es diferente en cada caso. Por ello, si se mantiene esta forma de la ecuación, sería necesario establecer ecuaciones diferenciadas para cada caso: en el modelo caja negra de acuerdo al balance de energía en todo el CCP, y en el modelo caja gris para cada módulo.
- Otra hipótesis asumida será necesario replantear – en la ecuación del rendimiento térmico en caso de continuar con esta metodología de cálculo –, es la del límite de temperatura media superior<sup>92</sup> (196°C), a partir del cual el rendimiento toma un valor constante. En especial si se decide trabajar a presiones mayores a las planteadas (14 bar) o se persiguen condiciones en la salida del CCP de vapor sobrecalentado, que eleven la temperatura de salida y por lo tanto la temperatura media.
- En la mayoría de estudios analizados en el marco teórico, y que han servido de referencia para el diseño de los algoritmos de simulación (Zarza (2003), Valenzuela (2008),

<sup>92</sup> En el caso del límite inferior no genera problemas porque su valor alcanza es de 46°C, y para el rango de operación definido en el prototipo en ninguno de los dos modelos la temperatura media adquiere valores inferiores.

Camacho (2012) o Uçkun (2013), así como en el diseño del lazo de control de temperatura de salida del CCP, el balance de energía en el prototipo se realiza incorporando el factor de pérdidas térmicas en lugar de la de la eficiencia o el rendimiento, que ha sido la utilizada en el prototipo de Berlín.

Como alternativa para mejorar la precisión de la ecuación del rendimiento térmico y por tanto del balance de energía del prototipo, sería recomendable obtener nuevamente la ecuación del incorporando las cuestiones planteadas, así como determinar el factor de pérdidas térmicas. Si bien esta segunda metodología presenta mayor complejidad en el momento de su cálculo, incorporando las variables de temperatura ambiente y del absorbedor – especialmente si se mantiene el absorbedor en forma de cavidad –, lograra explicar la distribución irregular de los datos de temperatura experimental que pudieran ser provocados por la transferencia de calor por conducción y convección entre los tubos que conforman el absorbedor.

### 3. Diseño y simulación del proceso de generación directa de vapor en el prototipo CCP

Los algoritmos de simulación han sido diseñados mediante balances de energía (entrada-salida para todo el prototipo, y también para cada uno de los módulos), y balances de pérdidas de carga para cada uno de los módulos y conexiones con las que cuenta el prototipo CCP, realizando posteriormente las simulaciones en *Matlab*. Tal como han arrojado los resultados, el procedimiento de cálculo de cada uno de los algoritmos es adecuado, produciéndose las diferencias en comparación con los datos experimentales o entre ambos, fundamentalmente por deficiencias en los parámetros determinados experimentalmente, y no así en la metodología.

Una vez realizadas las modificaciones correspondientes en el prototipo a nivel de módulos y absorbedor, será necesario readaptar dichos algoritmos para los nuevos parámetros. Por otro lado, sería positivo analizar la viabilidad de modelar el prototipo CCP mediante el lenguaje *Modelica*, con la herramienta *Dymola*, tal como se ha realizado en el lazo DISS de la PSA, y compararlo con los resultados de los algoritmos desarrollados en *Matlab*.

### 4. Configuración del prototipo CCP

El prototipo CCP de Berlín, incorpora elementos de las dos configuraciones fundamentales estudiadas en la GDV. El proceso se realiza en *un solo paso*, pero la imposibilidad de sobrecalentar todo el fluido por la presencia de sales minerales – principalmente sílice –, vuelve necesario la presencia de un separador ciclónico que divide los flujos de agua y vapor, típico del modo *recirculación*. Sin embargo también presenta dos diferencias fundamentales con esta última configuración, y es que por un lado la salmuera geotérmica saturada no se recircula hacia la entrada para mezclarse con la de alimentación, y por otro, no se dispone de línea de sobrecalentamiento para el vapor, finalizando el proceso de generación directa de vapor en la zona de saturación.

Como alternativa de mejora en una instalación futura debería considerarse la posibilidad de incorporar una línea de sobrecalentamiento tras el separador, que incrementaría el salto entálpico y por lo tanto la capacidad instalada de la planta. En términos de la recirculación del líquido saturado, si bien se incrementaría la temperatura del agua a la entrada, la excesiva concentración de sílice en la misma podría provocar problemas de incrustación, tal como plantea Handal (2014),<sup>93</sup> por lo que en principio esta alternativa quedaría descartada ya que comprometería el buen funcionamiento de la planta.

### 5. Niveles de operación

El rango de operación del prototipo CCP está determinado por sus dimensiones y por las condiciones del agua de reinyección del pozo TR-10, que condicionan la capacidad de transferencia de calor al fluido de trabajo y por tanto los valores de las variables de salida: temperatura y presión. Sobre estas, ya se ha mencionado la posibilidad de aumentar la cantidad de módulos en la línea de precalentamiento y evaporación, así como incorporar una línea de sobrecalentamiento que incremente la potencia instalada.

Las condiciones de presión y temperatura del agua de reinyección del TR10, que constituyen el agua de alimentación al prototipo, no han sido evaluados en este trabajo, sino que se han utilizado valores que históricamente ha presentado el pozo: alrededor de 15-25 bar de presión y un rango de temperaturas variables entre los 120 y 150°C; sin embargo de cara a una futura instalación, será necesario valorar cuáles son los puntos de operación óptimos de presión y temperatura del, fundamentalmente orientados a evitar las posibles incrustaciones en el absorbedor.

A nivel de temperatura, Handal (2014) determinó que utilizando un 100% de agua geotérmica, el Índice de Saturación (IS) de la sílice resulta ser menor a la unidad, y por lo tanto se reduce su probabilidad de incrustación, para temperaturas por encima de los 185°C (a una presión de trabajo entorno a los 13 bar), situación que sucede en algunos puntos al interior del tubo. Pero por debajo de este valor de temperatura, el IS se sitúa por encima de la unidad, incrementando el riesgo de incrustación. Ante esto en primer lugar debería plantearse la instalación del prototipo en un pozo con temperaturas de la salmuera geotérmica de reinyección cercanas a los 180°C, o en su defecto la incorporación de *“ácido fluorhídrico para retardar la formación de cadenas de sílice polimérica, lo cual podría implementarse en la operación del CCP si el IS superase a la unidad”* Handal (2014: 60); alternativa que ya está siendo utilizada en otras instalaciones del campo geotérmico de Berlín.

En términos de presión, el prototipo se ha definido para trabajar en un único nivel de operación (14 bares), planteando la instalación de una válvula que regule la caída de presión en la misma de acuerdo a la presión del agua de reinyección, que es variable. En una futura instalación, debería considerarse la posibilidad de trabajar a diferentes niveles de presión,

<sup>93</sup> “La formación de vapor en el interior del tubo absorbedor genera un aumento de la concentración de sílice en la fase líquida remanente; este proceso puede dar lugar a importantes incrustaciones sobre las paredes de los conductos” (Handal, 2014: 71).

de acuerdo a la temperatura del agua de reinyección, y así mejorar la eficiencia del proceso, para lo cual sería conveniente mantener una presión de entrada al pozo constante.

#### 6. Filosofía y esquema de control

La filosofía y esquema de control presentados, se han basado en los estudios previos realizados en las instalaciones existentes de GDV con CCP, así como en otras sobre separadores ciclónicos. Por lo tanto, será necesario comparar estos planteamientos teóricos con pruebas de campo tras la implementación de los elementos de control, y adaptarlos en caso de que se incorporen algunas de las modificaciones mencionadas líneas arriba o se modifiquen la configuración actual del prototipo.

Por el momento, mientras no se disponga de turbina en el prototipo actual o en futuras modificaciones, se recomienda mantener la filosofía de control planteada en este trabajo de *caldera en seguimiento*, sin embargo la integración de una planta de GDV en un ciclo Rankine para generar electricidad, induce al establecimiento de un control *coordinado caldera-turbina*, modificándose la presión de salida en caso de transitorios, de manera que la turbina siempre produzca una mínima cantidad de vapor, sin obligar a detener la operación de la planta, es decir, establecer un control de presión deslizante (Valenzuela, 2008).

En cuanto al esquema de control multilazo, también será necesario verificar si el emparejamiento teórico establecido entre las variables de entrada y salida es el adecuado, para lo que deberá determinarse la magnitud del acoplamiento o interacción que se produce entre estas. Y una vez cuantificada, establecer los emparejamientos que garanticen una adecuada regulación del sistema. Siguiendo la metodología establecida en la PSA, se puede utilizar el método de Bristol que permite obtener la matriz de ganancias relativas (Valenzuela, 2008).

#### 7. Selección de las válvulas de control

La selección de los elementos de control en este trabajo, se ha visto condicionada por las limitaciones de diseño del prototipo, que determinan el rango de caudales de operación, siendo demasiado bajo para garantizar una velocidades superficiales del agua y el vapor que reduzcan el impacto del estrés térmico al que se ve sometido el absorbedor, y garanticen un flujo bifásico intermitente-anular.

Además, el hecho de manejar un rango de caudales de operación tan bajo, ha dificultado la selección de válvulas de control diferentes a las de tipo globo, que si bien presentan coeficientes de flujo más reducidos y garantizan un rango de aperturas adecuado, dependiendo del estado del fluido, pueden presentar mayores niveles de incrustación.

En este sentido y dado que anteriormente se ha recomendado modificar el rango de caudales de trabajo, se deberá nuevamente a realizar la selección de las válvulas, priorizando la instalación de válvulas de globo en los lazos donde se maneje líquido subenfriado, válvulas de mariposa para vapor saturado, y válvulas de bola para líquido saturado.

## 8. Modelado y sintonización de los lazos de control

La obtención de los modelos de los lazos de control del prototipo de CCP de LaGeo, se ha realizado a partir de modelos teóricos en forma de función de transferencia a partir de balances de masa y energía, mediante la aproximación en series de Taylor. Si bien esta metodología es la adecuada para una primera aproximación (y la única aplicable en el prototipo actualmente, dada la inexistencia de elementos de control automático), una vez se realicen las modificaciones correspondientes en términos de número de módulos y estructura del absorbedor, que permitan instalar las válvulas de control automáticas adecuadas, se recomienda:

- recalcular los lazos de control teóricos de acuerdo a las nuevas condiciones, a partir de los balances de masa y energía de cada uno de ellos; tal como se ha realizado en este trabajo;
- establecer la identificación de los lazos de control a partir de ensayos experimentales mediante un diseño de control secuencial, basándose en el método de la curva de reacción (Valenzuela, 2008).

En términos de la sintonización, es necesario comentar que al lazo de control de temperatura del prototipo se ha incorporado un control prealimentado y en cascada, típico de la configuración *un solo paso*, y que no aparece en la configuración en modo *recirculación*, en el que se incorpora únicamente un controlador PI clásico por realimentación. La razón fundamental a la que responde este diseño del lazo de control, es la necesidad de mantener la calidad del vapor en valores cercanos a 0.3, de forma que no generen incrustaciones en el líquido remanente durante la saturación, derivadas de posibles transitorios. En este sentido y al igual que en los casos anteriores, será necesario verificar en campo – especialmente si se modifica la configuración del prototipo CCP, sus elementos o los niveles de operación – la idoneidad de mantener este diseño de control, o simplificarlo al clásico por realimentación.

## 9. Recomendaciones finales y futuras líneas de investigación:

Con el objetivo de sintetizar y ordenar las conclusiones y recomendaciones presentadas, se listan a continuación las etapas a implementar en aras de mejorar el proceso de investigación en torno a la GDV mediante CCP a partir de salmuera geotérmica, que permita a LaGeo en particular y a El Salvador en general, situarse en la vanguardia del desarrollo de esta tecnología. Estas son:

- i) Determinación de la configuración, los niveles de operación, y por tanto la ubicación más idónea del prototipo CCP, o las modificaciones necesarias a realizar en el agua de reinyección, si esta se mantiene en el pozo TR10.
- ii) Redimensionamiento del prototipo CCP en términos de número de módulos y estructura del absorbedor (manteniendo siempre una única fila de colectores), que responda a los niveles de operación deseados, y garantice un patrón de flujo adecuado.

- iii) Adaptar los algoritmos de simulación a las nuevas condiciones de operación y diseño.
- iv) Selección de los elementos de control automático planteados.
- v) Redimensionamiento teórico de los lazos de control.
- vi) Evaluación a partir de pruebas experimentales del esquema y emparejamientos de las variables de control teóricos, e identificación paramétrica para su sintonización.
- vii) Diseño teórico y evaluación de todos los apartados anteriores, a nivel de simulación y control, para la instalación de una segunda fila de colectores.

Durante los 6 años de investigación en torno a la hibridación de las fuentes de generación geotérmica y solar de concentración, primero con la circulación de aceite, y posteriormente enfocada en la GDV, junto al equipo de LaGeo han colaborado estudiantes de ingeniería y maestría de diferentes universidades estatales y extranjeras, que ha permitido incrementar el potencial y mejorar la calidad de la investigación.

En esta misma línea y dado que el análisis realizado en este trabajo apunta al cierre de una primera fase de la investigación, en el que se ha demostrado la factibilidad del proceso, se han identificado mejoras de diseño constructivo y se ha modelado teóricamente el sistema de control, para dar paso a una segunda etapa que junto a la fase de rediseño conllevará una importante inversión, se recomienda ampliar las relaciones y alianzas orientadas a optimizar la investigación de la GDV, enfocándose principalmente hacia la Plataforma Solar de Almería del Centro de Investigaciones Energéticas, Medioambientales y Tecnológicas del Estado español.

El hecho de que el CIEMAT sea el centro neurálgico del conocimiento sobre las tecnologías de concentración solar y en especial de la GDV, las buenas relaciones de cooperación existentes entre España y El Salvador, y el incremento de los fondos de la cooperación para el desarrollo destinados hacia proyectos innovadores con fuentes renovables de energía como el que está desarrollando LaGeo, son factores positivos a explotar y que en principio auguran buenas posibilidades de éxito para la gestión de financiación a través de esta vía.

## Bibliografía

- Abdou, H. M. (2005). *Efecto de la condensación en la estabilidad de flujo bifásico*. Tesis de Doctorado para la obtención del título de Doctor en Ciencias de la Ingeniería, Instituto Balseiro, Comisión Nacional de Energía Atómica y Universidad Nacional de Cuyo, Bariloche, Argentina.
- Acedo, J. (2003). *Control avanzado de procesos. Teoría y práctica*. Madrid: Ediciones Díaz de Santos.
- Almanza, R. y Lentz, A. (2006). Solar-geothermal hybrid system, *Applied Thermal Engineering*, 26, pp. 1537-1544.
- (2003). Geothermal-Solar Hybrid System in Order to Increase the Steam Flow for Geothermic Cycle in Cerro Prieto, Mexico. *Geothermal Resources Council Transaction*, vol. 27, pp. 543-546.
- Almanza, R., Martínez I., Lentz, A. y Cruz, L. (2006). Estudio de un sistema híbrido solar-geotermia de Cerro Prieto, Baja California. En Díaz de Cossío, C. (Ed.), *Instituto de Ingeniería UNAM a sus 50 años. Proyectos 2005-2006* (pp. 128-129). Ciudad de México: Instituto de Ingeniería UNAM.
- Alvarenga, Y., Handal, J.S. y Recinos, M. (2008). Solar steam booster in the Ahuachapán geothermal field. *Geothermal Resources Council Transaction*, vol. 32, pp. 335-339.
- Ayala, M., Sánchez, I., Escalante, A. y Marroquín, W. (2005). *Determinación del potencial solar y eólico en El Salvador*. San Salvador: Ministerio de Medio Ambiente y Recursos Naturales - MARN, SWERA y Universidad Centroamericana José Simeón Cañas.
- 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*. Madrid: CIE-MAT.
- Çağlan, O., Solaroğlu, U. Z. D., Akar, S. y Serin, O. (2013). Hybrid geothermal and solar thermal power plant case study; Gümüşköy Gepp. *Geo-Heat Center*, vol. 31, n° 4, pp. 19-24.
- Camacho, E.F. (2013). *Aumento de rendimiento en plantas termo-solares mediante control predictivo*. Sevilla: Universidad de Sevilla y Fundación Focus-Abengoa.
- Camacho, E.F., Berenguel, M. y Rubio, F. R. (1997). *Advanced Control of Solar Plants*. Londres: Springer.
- Camacho, E.F., Berenguel, M., Rubio, F. R. y Martínez, D. (2012). *Control of Solar Energy Systems*. Londres: Springer.
- Camaraza, Y. (2011). Nuevo Modelo para la determinación del factor de fricción en régimen turbulento. *Revista de Arquitectura e Ingeniería*, vol. 5, n° 2, pp. 34-48.
- Campo, A. (2014). *Válvulas de control. Selección y Cálculo*. Madrid: Ediciones Díaz de Santos.

- Cataldi, R. (2006). De la celebración del centenario de la industria geotermoeléctrica al desarrollo de la energía geotérmica en Italia en el siglo XXI. *Geotermia*, vol. 19, n° 2, pp. 61-68.
- Carranza, H.A. (2009). Siglo XX: el siglo de la energía Panorama energético del mundo y de la Argentina. Actualidad y futuro. *Petrotecnia Revista del Instituto Argentino del Petróleo y el Gas*, Año L, n° 4, pp. 10-22.
- CEL - Comisión Hidroeléctrica Ejecutiva del Río Lempa (1991). *Boletín N° 3 de 1991*. San Salvador: CEL.
- (1988). *Primer plan nacional de desarrollo energético integrado 1988 - 2000*, San Salvador: CEL.
- CEPAL - Comisión Económica para América Latina y El Caribe (2013 y anteriores). *Istmo Centroamericano: Estadísticas del subsector eléctrico, 2012*. México D.F.: Naciones Unidas.
- Coghanowr, D.R. y Leblanc, S.E. (2009). *Process Systems Analysis and Control* (3ª Ed.). Nueva York: McGraw-Hill.
- EVE – Ente Vasco de la Energía (2000). *Energía Solar*. Bilbao: Gobierno Vasco.
- Feldhof, J.F. (2012). *Direct Steam Generation (DSG)*. Ponencia presentada en el SFERA Summer School 2012, Almería, España.
- Feldhof, J.F., Eickhoff, M., Kellerb, L., León, J., Meyer-Grünefeldtb, M., Valenzuela, L., Pernpeintnerd, J. y Hirscha, T. (2014). Status and first results of the DUKE project – Component qualification of new receivers and collectors. *Energy Procedia*, 49, pp. 1766 – 1776.
- Fisher Controls International LLC (2005). *Control Valve Handbook* (4ª Ed.). Marshalltown: Emerson Process Management.
- Fox, R.W., McDonald, T. y Pritchard, P.J. (2004). *Introduction to fluid mechanics* (3ª Ed.). Nueva York: John Wiley & Sons.
- Fundación MAPFRE (2009). La opción de la energía geotérmica. *Seguridad y Medio Ambiente - Especial Medioambiente*, pp. 76-93.
- García, S. (2012). Principios de funcionamiento de las centrales solares termoeléctricas. En *Guía de la energía solar termoeléctrica* (pp. 13-50). Madrid: Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid y Gobierno de la Comunidad de Madrid.
- GEA - Geothermal Energy Association (2013). *2013 Geothermal Power: International Market Overview*. Washington D.C.: Geothermal Energy Association.
- Grenhut, A.D. (2010). *Modeling and Analysis of Hybrid Geothermal-Solar Thermal Energy Conversion Systems*. Tesis de Maestría para la obtención del título de Maestro en Ingeniería Mecánica, Massachusetts Institute of Technology, Massachusetts, Estados Unidos.
- Guzmán, J.D. (2014). *Estudio y caracterización de un nuevo diseño de tubo receptor para sistemas solares de concentración cilindro – parabólicos*. Tesis de Maestría para la ob-

- tención del título de Maestro en Energías renovables y medio ambiente, Universidad Nacional Autónoma de Nicaragua, Universidad Complutense de Madrid y Universidad de El Salvador, León, Nicaragua.
- Handal, J.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*. Tesis de Maestría para la obtención del título de Maestro en Energías renovables y medio ambiente, Universidad Nacional Autónoma de Nicaragua, Universidad Complutense de Madrid y Universidad de El Salvador, León, Nicaragua.
- Hernández, C. (2011). *Iberdrola Renovables: Actividades de innovación. Proyecto GDV apuesta de futuro*, Ponencia de Iberdrola Renovables.
- Hunt, S. y Shuttleworth, G. (1996). *Competition and choice in electricity*. Nueva York: John Wiley & Sons.
- IDAE – Instituto para la Diversificación y el Ahorro de la Energía (2011). *Plan de Energías Renovables 2011-2020*. Madrid: IDAE.
- IEA - International Energy Agency (2014). *Key World Energy Statistics 2014*. Paris: IEA.
- Kuo, B.C. (1996). *Sistemas de control automático*. Naucalpan de Juárez: Prentice-Hall Hispanoamericana.
- Lazo, J.F. (1993). La reprivatización de la distribución de la energía eléctrica en El Salvador. *Realidad*, n° 37, pp. 57-73.
- Llopis, G y Rodrigo, V. (S.F.). *Guía de la energía geotérmica*. Madrid: Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid y Gobierno de la Comunidad de Madrid.
- Longhua M., Feng X., y Zhe P. (2008). Integrated Design and Implementation of Embedded Control Systems with Scilab. *Sensors*, n° 8, pp. 5501-5515.
- Matek, B. (2014). *2014 Annual U.S. & Global Geothermal Power Production Report*. Washington D.C.: GEA.
- Mauthner, F. y Weiss, W. (2014). *Solar Heat Worldwide: Markets and Contribution to the Energy Supply 2012*. Graz: Steinhuber Infodesign.
- Mazzone, V. (2002). *Estructuras prácticas de control SISO*. Quilmes: Universidad Nacional de Quilmes.
- Mir, I.A. (2010). *Solar Geothermal Hybrid Power Plant Analysis*. Tesis de Maestría para la obtención del título de Maestro en Ingeniería, Pontificia Universidad Católica de Chile, Santiago, Chile.
- Montes, M.J. (2008). *Análisis y propuestas de sistemas solares de alta exergía que emplean agua como fluido calorífero*. Tesis de Doctorado para la obtención del título de Doctor en Ingeniería Industrial, Universidad Politécnica de Madrid, Madrid, España.
- Moreno, J. (2010). *Experimental and analytical study of two-phase pressure drops during evaporation in horizontal tubes*. Tesis de Doctorado para la obtención del título de Doc-

- tor en Ciencias, Escuela Politécnica Federal de Lausanne, Universidad Pierre et Marie Curie, Paris, Francia.
- Nelson, G. y Larsen, G. (2012). Concentrated Solar and Geothermal Hybrid Power Project, *Geothermal Resources Council Transaction*, vol. 36, pp. 1107-1109.
- Normey-Rico, J.E (1999). *Predicción para control*. Tesis de Doctorado para la obtención del título de Doctor en Ingeniería Industrial, Escuela Superior de Ingenieros, Universidad de Sevilla, Sevilla, España.
- Ochoa, M.E., Dada, O. y Montecinos, M. (2000). *El impacto de los programas de ajuste estructural y estabilización económica en El Salvador*. San Salvador: Structural Adjustment Participatory Review International Network -SAPRIN.
- Ogata, K. (2010). *Ingeniería de control moderna* (5ª Ed). Madrid: Pearson Educación S.A.
- Ogunnaike, B.A. y Harmon, W. (1994). *Process dynamics, modelings and control*. Nueva York: Oxford University Press.
- Pastoriza, J. (2011). *Planta de deshidratación termosolar de lixiviados mediante tecnología de colector cilindro parabólico e implementación de programa de cálculo*. Proyecto final de carrera para la obtención del título de Ingeniería Industrial, Escuela Superior de Ingenieros, Universidad de Sevilla, Sevilla, España.
- Plasencia, A. y Pacareu, F. (2013). Selección de un simulador de programas para PLC en una plataforma de rápido desarrollo de prototipos, *Control, cibernética y automatización*, n° 1, pp. 139-147.
- PRB - Population Reference Bureau (2011). *Cuadro de datos de la población mundial 2011*. Washington D.C.: PRB y US AID.
- PSA – Plataforma Solar de Almería (2010). *Informe Anual 2008-2009*. Almería: PSA y CIEMAT.
- (2008): *Informe Anual 2007*, Almería: PSA y CIEMAT
- Reta, R. y Vargas, A. (2011). New price system to mitigate marginal price volatility in electricity markets, *Latin America Transactions*, vol. 9, n° 5, pp. 793-799.
- Rivera, D.E., Morari, M. y Skogestad, S. (1986). Internal Model Control. 4. PID Controller Design. *Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development*, vol. 25, n° 1, pp. 252-265.
- Rojas, E. (2013). *Energía Solar Térmica*. ONUDI – Organización de las Naciones Unidas para el Desarrollo Industrial.
- Rubio, F. R., Camacho, E.F. y Berenguel, M. (2006). Control de Campos de Colectores Solares, *Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial*, vol. 3, n°4, pp. 26-45.
- Rufes, P. (2010). *Energía solar térmica: técnicas para su aprovechamiento*. Barcelona: Marcombo.

- Sánchez, D. (2011). *Estudio técnico económico de una instalación solar con colectores solares fresnel*, Proyecto final de carrera para la obtención del título de Ingeniería Técnica Industrial, Universidad de Zaragoza, Zaragoza, España.
- Sandá, A. (2014). *El negocio de la energía eléctrica en Centroamérica y El Salvador: alianzas de integración regional y proyectos que profundizan la dominación de las corporaciones transnacionales. El caso de la central hidroeléctrica El Chaparral*. Bilbao: OMAL-Paz con Dignidad.
- Seborg, D. E., Edgar, T. F. y Mellichamp, D. A. (2004). *Process Dynamics and Control* (2ª Ed.). Nueva York: John Wiley & Sons.
- SIGET - Superintendencia General de Electricidad y Telecomunicaciones (2013). *Boletín de Estadísticas Eléctricas N° 14 2012*. San Salvador: SIGET.
- The Babcock & Wilcox Company (2005). *Steam/its generation and use* (41 Ed). Ohio: The Babcock & Wilcox Company.
- Thome, J.R. (2004). *Engineering Data Book III*. Wolvwerine Tube Inc.
- Uçkun, C. (2013). *Modeling and simulations of direct steam generation in concentrating solar power plants using parabolic trough collectors*. Tesis de Maestría para la obtención del título de Maestro en Ingeniería Mecánica, Middle East Technical University, Ankara, Turquía.
- Valenzuela, L. (2008). *Control automático de plantas de Generación Directa de Vapor con Colectores solare Cilindro-Parabólicos*. Madrid: CIEMAT.
- Valenzuela, L., Zarza, E., Camacho, E.F. y Berenguel, M. (2005). Control concepts for direct steam generation in parabolic troughs. *Solar Energy*, vol. 78, n° 2, pp. 301-311.
- (2004). Direct steam generation in solar boilers. *IEEE Control Systems*, vol. 24, n° 2, pp. 15-29.
- Vidriales, L.G. (2007). *Colector de Canal Parabólico para la Generación Directa de Vapor para Calor de Proceso*. Tesis de Maestría para la obtención del título de Maestro en Ingeniería, Universidad Autónoma de México, Temixco, México.
- Wang, S. (2000). *Dynamic simulation, experimental investigation and control system design of gas-liquid cylindrical cyclone separators*. Tesis de Doctorado para la obtención del título de Doctor en Filosofía en la disciplina de ingeniería del Petróleo, Universidad de Tulsa, Tulsa, Estados Unidos.
- Zarza, E. (2012). Principales retos de I+D y potencial contribución a un mercado energético sostenible. En *Guía de la energía solar termoelectrica* (pp. 71-122). Madrid: Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid y Gobierno de la Comunidad de Madrid.
- (2003). *Generación directa de vapor con colectores solares cilindro parabólicos*. Tesis de Doctorado para la obtención del título de Doctor en Ingeniería Industrial, Escuela Superior de Ingenieros, Universidad de Sevilla, Sevilla, España.

