

ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

Ingeniería mecánica, térmica y de fluidos

Máquinas y motores térmicos

TRABAJO FIN DE GRADO

MODELADO Y OPTIMIZACIÓN DE UN CICLO DE ABSORCIÓN DE TRIPLE EFECTO ACTIVADO POR UN COLECTOR CILINDRO PARABÓLICO

Grado en Ingeniería de la Energía

Autor: Sequera Montes, Jesús

Tutor: Prieto González, Juan

Cotutor: Serrano Aguilera, Juan José

MÁLAGA, junio de 2025

Agradecimiento

Quiero expresar mi más sincero agradecimiento a todas las personas que han contribuido al desarrollo de este Trabajo de Fin de Grado.

En primer lugar, quiero agradecer a mi tutor y cotutor, Juan Prieto González y Juan José Serrano Aguilera, por su valiosa orientación, paciencia y apoyo durante todo el proceso. Sus consejos y conocimientos han sido fundamentales para la realización de este trabajo.

También deseo agradecer a mis profesores y a la Universidad de Málaga por brindarme una formación académica que ha sido clave en mi desarrollo profesional.

A mis compañeros y amigos, gracias por su apoyo incondicional, sus ánimos en los momentos difíciles y por hacer de esta etapa una experiencia inolvidable.

Por último, pero no menos importante, quiero agradecer a mi familia y a mi pareja, quienes han sido mi pilar fundamental en todo momento. Su confianza en mí y su apoyo inquebrantable ha sido esenciales para alcanzar esta meta.

A todos, ¡gracias de corazón!

Jesús Sequera Montes

21/06/2025

RESUMEN

Los ciclos de absorción de triple efecto representan una alternativa energética eficiente y sostenible frente a la refrigeración convencional, especialmente cuando se combinan con fuentes renovables como la energía solar térmica. Este trabajo desarrolla un modelo termodinámico detallado de un ciclo de absorción de triple efecto alimentado directamente por un concentrador cilindro parabólico (CCP), evaluando su rendimiento en aplicaciones de refrigeración y climatización industrial.

El modelo se implementa en el software Engineering Equation Solver (EES), donde inicialmente se definen condiciones aproximadas para los intercambiadores de calor. Posteriormente, se mejora la precisión del ciclo calculando el coeficiente universal de transferencia de calor (UA) de cada intercambiador, sustituyendo valores supuestos por cálculos más realistas.

Paralelamente, se realiza un estudio termodinámico y óptico del CCP, centrado en variables geométricas, como el diámetro interior del tubo absorbedor, afectan las pérdidas térmicas, el factor de interceptación y la eficiencia del colector. Este análisis permite identificar configuraciones óptimas del CCP que maximicen la captación solar y mejoren la transferencia térmica hacia el ciclo.

Se evalúa el sistema bajo diferentes combinaciones de temperaturas de evaporación y condensación, analizando indicadores clave como el coeficiente de rendimiento (COP) y la eficiencia exergética. Los resultados evidencian que la integración adecuada del CCP con el ciclo de absorción es crucial para optimizar el rendimiento global y promover el uso eficiente de la energía solar en aplicaciones industriales.

PALABRAS CLAVE

Ciclo de absorción de triple efecto, concentrador cilindro parabólico, energía solar térmica, coeficiente de transferencia de calor, pérdidas térmicas, eficiencia exergética, modelado en EES.

ABSTRACT

Triple-effect absorption cycles powered by solar thermal energy represent a promising solution for sustainable refrigeration and air conditioning in industrial applications. This work presents a comprehensive thermodynamic and thermal analysis of a triple-effect absorption cycle directly coupled to a parabolic trough concentrator (PTC). The PTC's thermal performance is modeled considering the absorber tube's geometry and heat transfer characteristics, including convective and radiative losses, allowing the calculation of the heat input to the cycle. The cycle model, developed in Engineering Equation Solver (EES), incorporates updated heat exchanger parameters derived from the PTC study to improve simulation accuracy. Performance is evaluated under various evaporator and condenser temperature combinations, focusing on the coefficient of performance (COP) and exergetic efficiency. The results demonstrate the influence of the absorber tube diameter and operating conditions on the overall system performance, identifying an optimal operating point near 160 °C outlet temperature of the concentrator. This integrated approach provides valuable insights for the design and optimization of solar-driven absorption refrigeration systems, contributing to the advancement of renewable energy applications in industrial cooling.

KEYWORDS

triple-effect absorption cycle, solar thermal energy, parabolic trough concentrator, absorber tube, heat transfer coefficient, exergetic efficiency, EES modeling, sustainable refrigeration

ÍNDICE

1	Nomenclatura	1
2	Introducción	8
2.1	Contexto y motivación	8
2.2	Objetivos	8
2.3	Metodología	9
3	Fundamentos teóricos	11
3.1	Antecedentes	11
3.2	Ciclos de absorción	11
3.3	Ciclos de absorción de triple efecto	12
3.3.1	Componentes principales	13
3.4	Concentrador cilindro parabólico (CCP)	15
4	Modelo termodinámico del ciclo	16
4.1	Descripción general del modelo	16
4.2	Supuestos y condiciones de contorno	18
4.3	Balance de masa, energía, especies y entropía	19
4.4	Condiciones exteriores	22
4.5	Coefficiente global de transferencia de calor (UA)	23
5	Diseño del colector cilindro parabólico	26
5.1	Geometría y materiales del sistema	26
5.1.1	Tubo absorbedor y vidrio	26
5.1.2	Espejos y parámetros ópticos	27
5.2	Cálculo de radiación solar incidente	29
5.2.1	Energía Solar sobre el Vidrio y el Absorbedor	29
5.3	Mecanismos de transferencia de calor en el receptor CCP	31
5.3.1	Convección entre fluido de trabajo y tubo absorbedor	32
5.3.2	Conducción en la pared del absorbedor	32
5.3.3	Radiación entre absorbedor y vidrio (zona de vacío)	33
5.3.4	Convección en el vacío entre absorbedor y vidrio	33
5.3.5	Conducción en el vidrio	34
5.3.6	Radiación desde el vidrio al ambiente	34

5.3.7	Convección exterior con viento	34
5.4	Balances de calor	35
5.5	Análisis de resistencias térmicas	36
6	Resultados	38
6.1	Introducción	38
6.2	Resultados del ciclo absorción triple efecto	38
6.2.1	Límites físicos del modelo y restricciones de operación	39
6.2.2	Análisis del sistema para diferentes condiciones	43
6.2.3	Análisis del punto de mayor rendimiento	50
6.3	Resultado del diseño del CCP para diferentes condiciones	54
6.3.1	Factor de interceptación	54
6.3.2	Análisis del sistema para diferentes condiciones	57
6.3.3	Estudio del CCP en paralelo	62
6.4	Resultado en conjunto para punto de mayor rendimiento	65
7	Conclusiones	69
7.1	Limitaciones del modelo	69
7.2	Propuesta de mejora	70
8	Bibliografía	71
9	Anexos	73
9.1	Código EES	73

1 Nomenclatura

Símbolo	Descripción	Unidad
α_{abs}	Absortividad del absorbedor	-
A_{espejo}	Área total del espejo parabólico	m^2
b	Coeficiente para calculo convectivo	-
C	Coeficiente para calculo convectivo	-
COP_{calor}	Coeficiente de rendimiento calorífico	-
$COP_{frío}$	Coeficiente de rendimiento frigorífico	-
$\cos(\theta)$	Coseno del ángulo solar theta	-
$\cos(\theta_z)$	Coseno del ángulo solar theta z	-
Cp_i	Capacidad calorífica a presión constante en el punto i	$kJ/kg-K$
$Cp_{i,j}$	Capacidad calorífica a presión constante en J en el punto i	$J/kg-K$
δ	Declinación solar	$^\circ$
D_2	Diámetro interior del tubo absorbedor	m
D_3	Diámetro exterior del tubo absorbedor	m
D_4	Diámetro interior del tubo de vidrio	m
D_5	Diámetro exterior del tubo de vidrio	m
DNI	Irradiancia solar directa normal	W/m^2
ΔT_{LTG}	Diferencia de temperatura mínima entre el LTG y condensador	C
ΔT_{MTG}	Diferencia de temperatura mínima entre el MTG y condensador	C
$\Delta T_{LHX,C}$	Diferencia de temperatura del lado caliente del LHX	K
$\Delta T_{LHX,F}$	Diferencia de temperatura del lado frío del LHX	K
ΔX	Diferencia de concentración de solución	-

Símbolo	Descripción	Unidad
$DTLM_{abs}$	Media logarítmica de temperaturas en absorbedor	K
$DTLM_{eva}$	Media logarítmica de temperaturas en evaporador	K
$DTLM_{cond}$	Media logarítmica de temperaturas en condensador	K
$DTLM_{LHX}$	Media logarítmica de temperaturas en LHX	K
$DTLM_{MHX}$	Media logarítmica de temperaturas en MHX	K
$DTLM_{HHX}$	Media logarítmica de temperaturas en HHX	K
$DTLM_{LTG}$	Media logarítmica de temperaturas en LTG	K
$DTLM_{MTG}$	Media logarítmica de temperaturas en MTG	K
$Dist_{vid,abs}$	Distancia entre vidrio y absorbedor	m
e_{abs}	Espesor del tubo absorbedor	m
e_{vid}	Espesor del tubo de vidrio	m
ϵ_3	Emisividad en la superficie 3	-
ϵ_4	Emisividad en la superficie 4	-
ϵ_5	Emisividad en la superficie 5	-
ϵ_{LHX}	Eficiencia del intercambiador de calor LHX	-
ϵ_{MHX}	Eficiencia del intercambiador de calor MHX	-
ϵ_{HHX}	Eficiencia del intercambiador de calor HHX	-
η_{CCP}	Rendimiento del colector cilindro parabólico	-
η_{ex}	Rendimiento exergético del ciclo	-
f	Coeficiente de fricción	-
f_{CCP}	Distancia focal de los espejos del CCP	m
$F_{ensuciamiento}$	Factor de ensuciamiento de los espejos del CCP	-

Símbolo	Descripción	Unidad
$F_{intercep}$	Factor de interceptación de los rayos solares con el tubo	-
$F_{objetivo}$	Función objetivo del ciclo	-
h_{12}	Coefficiente de transferencia convectivo entre puntos 1 y 2 del CCP	kJ/kg
h_{56}	Coefficiente de transferencia convectivo entre puntos 5 y 6 del CCP	kJ/kg
h_{34}	Coefficiente de transferencia convectivo entre puntos 3 y 4 del CCP	kJ/kg
I_{total}	Irreversibilidad total del ciclo	kW
k_i	Conductividad térmica en la superficie i	W/m·K
k_{23}	Conductividad térmica del tubo absorbedor entre puntos 2 y 3	W/m·K
k_{45}	Conductividad térmica del vidrio entre puntos 4 y 5	W/m·K
k_{56}	Conductividad térmica del aire entre puntos 5 y 6	W/m·K
k_{std}	Conductividad térmica en el vacío	W/m·K
L	Longitud del CCP	m
ϕ	Latitud geográfica del lugar	°
ϕ_{CCP}	Ángulo de borde del espejo CCP	°
λ	Longitud libre media	m
m	Constante para cálculo convectivo	-
μ	Constante para cálculo convectivo	-
μ_i	Viscosidad dinámica en la superficie i	Kg/m·s
\dot{m}_i	Caudal másico en el punto i	kg/s
\dot{m}	Caudal másico de fluido en el CCP	kg/s
n	Día del año	-
n_2	Constante para cálculo convectivo	-

Símbolo	Descripción	Unidad
Nu_{Di}	Número de Nusselt del diámetro del punto i	-
P_i	Presión en el punto i	kPa
Pr_i	Número de Prandtl del fluido en el punto i	-
\dot{Q}_{Eva}	Calor absorbido en el evaporador	kW
\dot{Q}_{cond}	Calor rechazado en el condensador	kW
\dot{Q}_{abs}	Calor liberado en el absorbedor	kW
\dot{Q}_{HTG}	Calor en el generador de alta temperatura	kW
$\dot{Q}_{HTG,W}$	Calor en el generador de alta temperatura en vatios	kW
\dot{Q}_{LTG}	Calor en el generador de baja temperatura	kW
\dot{Q}_{MTG}	Calor en el generador de media temperatura	kW
\dot{Q}_{MHX}	Calor intercambiado en el intercambiador de media temperatura	kW
\dot{Q}_{HHX}	Calor intercambiado en el intercambiador de alta temperatura	kW
\dot{Q}_{LHX}	Calor en el generador de alta temperatura	kW
\dot{Q}_{fluido}	Calor entrante al fluido	W
$\dot{Q}_{perdida}$	Calor perdido por el fluido	W
$q_{abs,vid}$	Calor absorbido por el vidrio	W
$q_{sol,vid}$	Calor solar incidente sobre el vidrio del CCP	W
$q_{sol,abs}$	Calor solar incidente sobre el absorbedor del CCP	W
$q_{,cond,32}$	Calor de conducción entre los puntos 2 y 3 del CCP	W
$q_{cond,45}$	Calor de conducción entre los puntos 4 y 5 del CCP	W
$q_{,conv,21}$	Calor de convección entre los puntos 2 y 1 del CCP	W
$q_{,conv,45}$	Calor de convección entre los puntos 4 y 5 del CCP	W

Símbolo	Descripción	Unidad
$q_{conv,56}$	Calor de convección entre los puntos 5 y 6 del CCP	W
$q_{rad,45}$	Calor de radiación entre los puntos 4 y 5 del CCP	W
$q_{rad,56}$	Calor de radiación entre los puntos 5 y 6 del CCP	W
ρ_{aire}	Densidad del aire exterior	kg/m ³
ρ_{sales}	Densidad de la mezcla LiBr/H ₂ O	kg/m ³
ρ_{esp}	Reflectividad del espejo	-
R	Radio curvatura para cálculo del CCP	m
R_{Di}	Número de Reynolds para la superficie i	-
R_{34}	Resistencia térmica en el tubo absorbedor entre 3 y 4	K/W
R_{56}	Resistencia térmica en el tubo absorbedor entre 5 y 6	K/W
R_{32}	Resistencia térmica en el tubo absorbedor entre 3 y 2	K/W
R_{45}	Resistencia térmica en el tubo absorbedor entre 4 y 5	K/W
$R_{rad,45}$	Resistencia térmica por radiación entre vidrio y absorbedor	K/W
$R_{rad,56}$	Resistencia térmica por radiación entre el vidrio y el ambiente	K/W
$R_{conv,45}$	Resistencia térmica por convección interna entre tubo y vidrio	K/W
R_{conv56}	Resistencia térmica por convección exterior del vidrio	K/W
R_{21}	Resistencia térmica en el tubo absorbedor entre 1 y 2	K/W
σ_{LHX}	Generación de entropía en el intercambiador LHX	kW/K
σ_{MHX}	Generación de entropía en el intercambiador MHX	kW/K
σ_{HHX}	Generación de entropía en el intercambiador HHX	kW/K
σ_{abs}	Generación de entropía en el absorbedor	kW/K
σ_{cond}	Generación de entropía en el condensador	kW/K

Símbolo	Descripción	Unidad
$\sigma_{evá}$	Generación de entropía en el evaporador	kW/K
σ_p	Generación de entropía en la bomba	kW/K
σ_{LTG}	Generación de entropía en el generador de baja temperatura	kW/K
σ_{HTG}	Generación de entropía en el generador de alta temperatura	kW/K
σ_{MTG}	Generación de entropía en el generador de media temperatura	kW/K
σ_{tot}	Suma total de generación de entropía en el sistema	kW/K
\dot{O}_{ciclo}	Generación de entropía del ciclo	kW/K
σ_{gen}	Generación de entropía en los generadores	kW/K
\dot{O}_{int}	Generación de entropía en los intercambiadores	kW/K
τ_{vid}	Transmitancia del vidrio	-
T_i	Temperatura en el punto i	°C
$T_{k,i}$	Temperatura en el punto i (en Kelvin)	K
$T_{t,i}$	Temperatura del tubo absorbedor del CCP en el punto i	°C
$T_{t,12}$	Temperatura del tubo absorbedor del CCP entre los puntos 1 y 2	°C
$T_{t,23}$	Temperatura del tubo absorbedor del CCP entre los puntos 2 y 3	°C
$T_{t,45}$	Temperatura del tubo absorbedor del CCP entre los puntos 4 y 5	°C
$T_{t,56}$	Temperatura del tubo absorbedor del CCP entre los puntos 5 y 6	°C
$T_{t,k,i}$	Temperatura del tubo absorbedor del CCP en el punto i en Kelvin	K
T_{amb}	Temperatura ambiente	°C
$T_{amb,k}$	Temperatura ambiente absoluta	K
t_{solar}	Hora solar	°
$U\dot{A}_{abs}$	Coficiente global de transferencia de calor por unidad de área en el absorbedor	kW/K

Símbolo	Descripción	Unidad
$U\dot{A}_{eva}$	Coeficiente global de transferencia de calor por unidad de área en el evaporador	kW/K
$U\dot{A}_{cond}$	Coeficiente global de transferencia de calor por unidad de área en el condensador	kW/K
$U\dot{A}_{LHX}$	Coeficiente global de transferencia de calor por unidad de área en el intercambiador de baja temperatura	kW/K
$U\dot{A}_{MHX}$	Coeficiente global de transferencia de calor por unidad de área en el intercambiador de media temperatura	kW/K
$U\dot{A}_{HHX}$	Coeficiente global de transferencia de calor por unidad de área en el intercambiador de alta temperatura	kW/K
$U\dot{A}_{LTG}$	Coeficiente global de transferencia de calor por unidad de área en el generador de baja temperatura	kW/K
$U\dot{A}_{MTG}$	Coeficiente global de transferencia de calor por unidad de área en el generador de media temperatura	kW/K
$U\dot{A}_{HTG}$	Coeficiente global de transferencia de calor por unidad de área en el generador de alta temperatura	kW/K
\dot{V}	Caudal volumétrico de la bomba	m ³ /s
v_{viento}	Velocidad del viento exterior	m/s
ω	Ángulo horario solar	°
\dot{W}_p	Trabajo de la bomba	kW
W_{CCP}	Ancho del CCP	m
X_i	Concentraciones másicas de LiBr en el punto i	-
z	Altura para cálculo del CCP	m

2 Introducción

2.1 Contexto y motivación

La creciente dependencia de los sistemas energéticos y su impacto ambiental han generado la necesidad de investigar y desarrollar soluciones más apropiadas para la generación y utilización de energía. En el ámbito de la refrigeración y calefacción industrial, los sistemas basados en compresión mecánica son los más utilizados, pero su eficiencia energética es limitada y dependen de fuentes de energía convencionales, lo que hace que sea fundamental buscar alternativas más limpias. Los ciclos de absorción se presentan como una solución, ya que emplean calor en lugar de trabajo mecánico, lo que permite un mejor aprovechamiento de la energía térmica.

Dentro de los ciclos de absorción, el ciclo de triple efecto maximiza el uso del calor suministrado [1], incrementando la eficiencia del sistema. Además, la implementación de concentradores cilindro parabólicos (CCP), que captan y concentran la radiación solar para calentar un fluido de trabajo, abre posibilidad para implementar energías renovables en procesos industriales sin la necesidad de combustibles [2].

La motivación detrás de este trabajo surge del interés por diseñar una forma innovadora, que permita aprovechar la energía solar térmica en lugar de depender exclusivamente de sistemas tradicionales. El enfoque propuesto, que consiste en un ciclo de absorción de triple efecto activado directamente por un CCP con flujo bifásico, ofrece una alternativa con mayor aprovechamiento de calor y representa una oportunidad para avanzar en el desarrollo de tecnologías sostenibles.

2.2 Objetivos

El objetivo principal de este trabajo es el diseño y análisis de un ciclo de absorción de triple efecto $H_2O/LiBr$ activado directamente por un colector cilindro parabólico (CCP), orientado a su aplicación en sistemas de refrigeración y climatización en entornos industriales con alta demanda térmica.

Para ello, se desarrolla un modelo termodinámico en Engineering Equation Solver (EES) [3] que permita calcular balances de energía, propiedades de la mezcla y flujos térmicos en cada componente del ciclo. Dicho modelo se integra con un submodelo térmico del CCP que incorpora la resolución de los balances de energía, transferencia de calor en régimen turbulento y las pérdidas térmicas hacia el ambiente.

La simulación conjunta permite evaluar el comportamiento global del sistema bajo diferentes condiciones de operación, considerando variaciones en temperatura, caudales, radios de curvatura y características del campo solar. Además, se analiza la influencia de la temperatura de

salida al colector sobre el rendimiento térmico global, así como las pérdidas ópticas mediante la incorporación del factor de intercepción obtenido con SolTrace.

2.3 Metodología

La metodología seguida en este trabajo se organiza en una secuencia de etapas orientadas al desarrollo, simulación y análisis conjunto de un ciclo de absorción de triple efecto activado térmicamente por un colector cilindro parabólico (CCP). El enfoque adoptado combina herramientas de modelado termodinámico y térmico, simulaciones ópticas, y análisis de sensibilidad sobre parámetros clave del sistema. A continuación, se detallan los pasos realizados:

1. **Revisión bibliográfica especializada:** Se ha llevado a cabo una revisión exhaustiva de la literatura científica sobre ciclos de absorción con solución $\text{H}_2\text{O-LiBr}$, haciendo especial énfasis en la configuración de triple efecto. Además, se han consultado referencias clave sobre el diseño, operación y modelado térmico de colectores cilindro parabólicos (CCP), incluyendo modelos de resistencias térmicas y herramientas de trazado óptico como *SolTrace*. Esta base teórica ha servido para justificar las suposiciones, ecuaciones y rangos de operación utilizados.
2. **Desarrollo del modelo termodinámico del ciclo:** El ciclo de absorción se ha modelado en el entorno *Engineering Equation Solver* (EES) [3], definiendo una red de nodos con más de 40 puntos donde se calculan propiedades termodinámicas, balances de masa, energía y entropía. El modelo contempla flujos paralelos hacia los tres generadores (HTG, MTG y LTG), mezcla y división de caudales, así como recuperación interna de calor mediante intercambiadores (LHX, MHX y HHX). Se calculan indicadores como el coeficiente de rendimiento (COP) y la eficiencia exergética del sistema.
3. **Estudio paramétrico del ciclo bajo distintas condiciones:** Una vez definido el modelo, se ha evaluado el comportamiento del ciclo para diversas combinaciones de temperatura de evaporación (T_e) y condensación (T_{cond}), explorando su efecto sobre el rendimiento global. El análisis permite identificar zonas operativas viables y condiciones límite del modelo, incluyendo posibles inconsistencias físicas como una ΔT_{LM} negativa o generación de entropía negativa en ciertos intercambiadores.
4. **Desarrollo del modelo térmico del CCP:** De forma paralela, se ha implementado en EES un modelo térmico estacionario del receptor solar (CCP), siguiendo el enfoque resistivo [4]. Este modelo permite calcular los flujos de calor por convección interna, conducción en el tubo, radiación en el vacío, y pérdidas exteriores al ambiente. El balance energético se cierra mediante la imposición del calor útil requerido por el ciclo, lo que permite determinar la longitud necesaria del receptor y su eficiencia térmica.
5. **Simulación óptica y cálculo del factor de intercepción:** Para mejorar la precisión en el análisis solar, se ha realizado una simulación óptica completa en *SolTrace* [5]. Además, se ha representado de forma realista el vidrio mediante superficies *front* y *back* con un índice de refracción de 1.46. A partir de estos resultados se calcula el factor de

intercepción, que se incorpora directamente al modelo térmico del CCP como parámetro de entrada dependiente del diámetro del tubo absorbente.

6. **Representación gráfica del sistema:** Se ha realizado el diseño esquemático completo de la instalación mediante *AutoCAD*, tanto del ciclo como del CCP, así como una vista integrada del sistema. Estas representaciones se emplean para documentar la configuración estudiada y facilitar la comprensión de los flujos de trabajo y la distribución térmica del conjunto.
7. **Análisis conjunto y propuesta de diseño final:** Finalmente, se ha realizado un estudio conjunto del ciclo y el CCP bajo distintas condiciones, evaluando cómo varía el rendimiento térmico y exergético en función del diámetro del tubo absorbente y la temperatura de salida del generador. A partir de estos resultados, se propone una configuración de diseño realista que maximice la eficiencia del sistema, reemplazando los valores supuestos de UA por valores calculados directamente, eliminando así suposiciones sobre eficiencias o ΔT arbitrarios y acercando el modelo a una aplicación práctica.

3 Fundamentos teóricos

3.1 Antecedentes

Los ciclos de absorción representan una alternativa viable a los sistemas convencionales de compresión mecánica en aplicaciones de refrigeración y climatización, ya que permiten el aprovechamiento directo del calor como fuente de energía [6]. En particular, la pareja H₂O/LiBr es una de las más empleadas por su buen comportamiento termodinámico en rangos de temperatura medios y altos.

Entre las configuraciones existentes, el ciclo de absorción de triple efecto destaca por su capacidad para reutilizar el calor residual de etapas intermedias y transferirlo a generadores secundarios, incrementando notablemente el rendimiento global del sistema.

Según Lizarte y Marcos (2016) [1], bajo condiciones óptimas este tipo de ciclos puede alcanzar un coeficiente de **rendimiento de refrigeración (COP_{frio}) superior a 1,8**, dependiendo de las temperaturas de evaporación y condensación, así como de la concentración de la solución absorbente. La **eficiencia exergética** se sitúa en torno al **20 %**, reflejando un uso intensivo de la energía térmica disponible. Este tipo de ciclo requiere temperaturas de entrada al generador superiores a 180 °C, lo que lo hace especialmente adecuado para su integración con tecnologías solares de concentración como los colectores cilindro parabólicos (CCP).

3.2 Ciclos de absorción

Un **ciclo de absorción H₂O/LiBr** está constituido por cuatro componentes principales: generador, condensador, evaporador y absorbedor. En la **Figura 3.1** se presenta un esquema general de su funcionamiento.

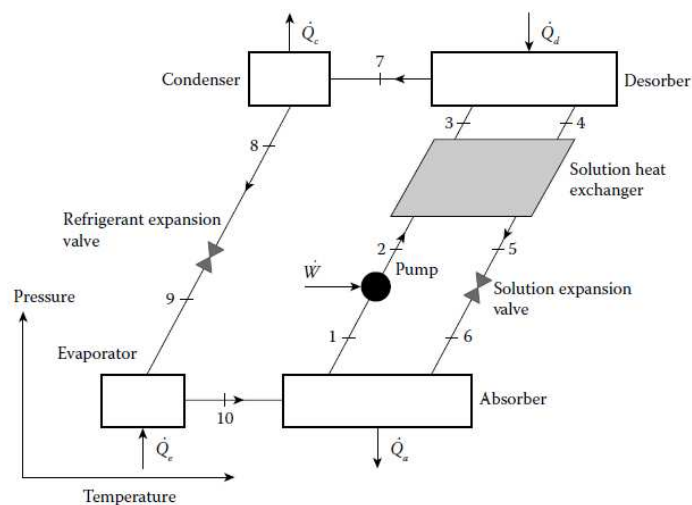


Figura 3.1: Esquema general de un ciclo de absorción [7]

Los elementos que lo componen realizan las siguientes funciones:

- **Generador:** Calienta la solución rica en bromuro de litio, provocando la desorción del refrigerante (agua) en forma de vapor.
- **Condensador:** Condensa el vapor de agua, liberando calor hacia un foco térmico externo (típicamente aire o agua).
- **Evaporador:** El refrigerante líquido se evapora al absorber calor del medio a enfriar, produciendo el efecto frigorífico.
- **Absorbedor:** El vapor de refrigerante es absorbido nuevamente por la solución pobre, generando una solución rica que se recircula al generador.

El ciclo se completa mediante una bomba de recirculación, que transporta la solución absorbente con un consumo eléctrico muy bajo en comparación con los compresores convencionales. Este esquema permite reemplazar el trabajo mecánico por energía térmica, lo que lo convierte en una alternativa eficiente para **entornos industriales con disponibilidad de calor residual o energía solar térmica**.

3.3 Ciclos de absorción de triple efecto

La configuración de **triple efecto** incorpora tres generadores escalonados HTG (alta temperatura), MTG (media temperatura) y LTG (baja temperatura) que operan a distintos niveles térmicos. Este esquema permite una recuperación térmica en cascada, ya que el calor no aprovechado en un generador es reutilizado en el siguiente, lo que mejora sustancialmente la eficiencia del sistema en comparación con los ciclos simples o dobles [7].

En la **Figura 3.2** se representa el diagrama esquemático de funcionamiento del ciclo de triple efecto.

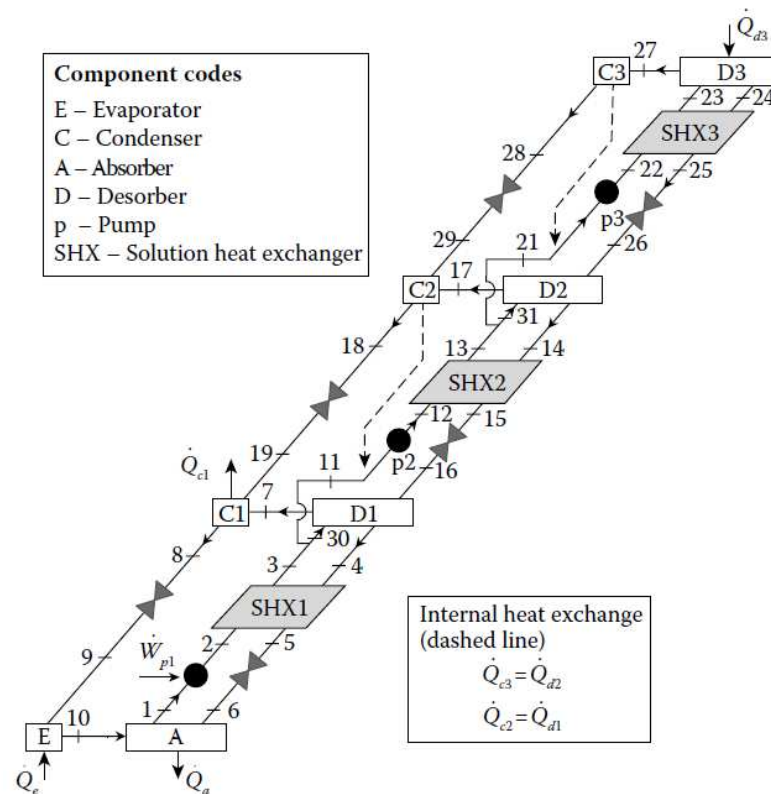


Figura 3.2: Diagrama de funcionamiento del ciclo de absorción de triple efecto [7]

La disposición empleada es del tipo **DCCA** (Double-Condenser Coupled Alternate), con distribución de flujo en paralelo hacia cada generador. Esta estrategia permite una gestión más flexible de los caudales máxicos y mejora el control del ciclo térmico, lo que se traduce en un aumento del coeficiente de rendimiento (COP).

3.3.1 Componentes principales

El ciclo H₂O/LiBr de triple efecto utilizado en este trabajo se basa en una arquitectura escalonada con flujo paralelo de solución, en la cual se integran los siguientes elementos principales:

Generadores escalonados:

- **HTG (Generador de Alta Temperatura):** Recibe el calor directamente del colector cilindro parabólico (CCP). En esta etapa se produce la desorción inicial del refrigerante (agua) desde la solución rica en LiBr.
- **MTG (Generador de Media Temperatura):** Aprovecha el calor liberado por el condensador del HTG para continuar el proceso de desorción a una temperatura intermedia.

- **LTG (Generador de Baja Temperatura):** Utiliza el calor del condensador del MTG para completar la última etapa de separación del refrigerante, cerrando así el aprovechamiento en cascada.

Componentes de intercambio térmico:

- **Evaporador:** El refrigerante líquido se evapora al absorber calor del medio a enfriar, generando el efecto frigorífico.
- **Condensador:** Condensa el vapor procedente del HTG y transfiere ese calor al MTG y LTG, además de disipar parte al ambiente.
- **Absorbedor:** Mezcla el vapor refrigerante con la solución pobre retornada desde los generadores, formando de nuevo la solución rica.

Intercambiadores internos de calor:

- **HHX (Alta temperatura):** Asociado al HTG. Transfiere calor entre la solución rica entrante y la solución pobre saliente, reduciendo la carga térmica externa de esta etapa.
- **MHX (Media temperatura):** Opera del mismo modo entre las líneas de entrada y salida del MTG, mejorando la eficiencia energética global.
- **LHX (Baja temperatura):** Cumple una función equivalente en la zona del LTG, reduciendo el calor necesario en esta fase final.

Elementos auxiliares de regulación de caudal:

- **Bomba de solución:** Recircula la solución desde el absorbedor hacia los generadores. Su consumo eléctrico es mínimo.
- **Divisores de caudal:** Distribuyen el flujo másico hacia distintas ramas, permitiendo el funcionamiento paralelo de los generadores escalonados. Se modelan mediante balance de masa.
- **Mezcladores de caudal:** Recombinen flujos con distinta trayectoria para garantizar condiciones homogéneas (temperatura, concentración). Su funcionamiento se basa en la conservación de masa y energía.

3.4 Concentrador cilindro parabólico (CCP)

El **concentrador cilindro parabólico (CCP)** es una tecnología de captación solar térmica que concentra la radiación solar directa mediante espejos con perfil parabólico[8]. Su diseño óptico permite focalizar los rayos solares sobre un **tubo absorbedor** situado en el eje focal, lo que incrementa notablemente la densidad de potencia térmica. Este tubo está recubierto por una **envolvente de vidrio** que reduce las pérdidas térmicas y protege el sistema. La **Figura 3.3** ilustra su geometría básica.

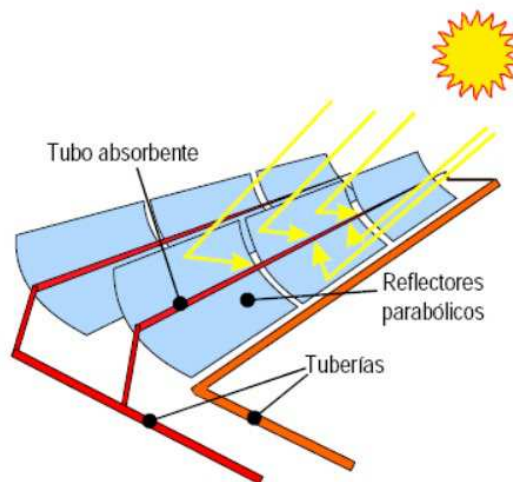


Figura 3.3: Esquema de un concentrador cilindro parabólico [9]

El funcionamiento del CCP se articula en tres procesos fundamentales:

- **Concentración solar:** La radiación directa incide sobre los espejos parabólicos, que la redirigen hacia el foco donde se encuentra el tubo absorbedor.
- **Transporte térmico:** El fluido caloportador (en este caso $H_2O/LiBr$) circula por el interior del tubo, absorbiendo el calor concentrado.

Para evaluar correctamente el rendimiento térmico del CCP, es necesario considerar todos los **mecanismos de transferencia de calor** involucrados en el receptor solar:

- **Convección forzada interna**, entre el fluido y la pared interna del tubo.
- **Conducción radial**, a través de la pared del tubo metálico.
- **Radiación y convección residuales** en la **zona de vacío** entre tubo y vidrio (pérdidas minimizadas por el vacío y los recubrimientos selectivos).
- **Conducción y convección exteriores**, desde la envolvente de vidrio hacia el ambiente.

Además, se incorpora el análisis óptico mediante el software **SolTrace** [5], que permite determinar el **factor de intercepción**, definido como la fracción de rayos reflejados por los espejos que inciden efectivamente sobre el tubo absorbedor.

4 *Modelo termodinámico del ciclo*

4.1 Descripción general del modelo

El modelo desarrollado representa un **ciclo de absorción de triple efecto H₂O/LiBr** con configuración de flujo paralelo y bombas en paralelo. Se adopta el esquema DCCA (Double-Condenser Coupled Alternate), que distribuye el flujo de solución entre los tres generadores (HTG, MTG y LTG) de forma independiente. Esta arquitectura permite una mejor gestión térmica y una mayor flexibilidad operativa, facilitando la adaptación del sistema a distintas condiciones externas y optimizando el coeficiente de rendimiento (COP).

El modelo ha sido implementado en el entorno de simulación EES (Engineering Equation Solver)[3], utilizando la librería específica de propiedades termodinámicas para la mezcla H₂O/LiBr[10]. Se han definido más de 40 puntos nodales distribuidos por el sistema, en los cuales se evalúan propiedades como presión, temperatura, concentración, entalpía, entropía y caudal másico. La simulación se realiza bajo un régimen estacionario y con cierre termodinámico completo en cada equipo.

La **Figura 4.1** muestra el esquema completo del ciclo simulado, incluyendo los **generadores escalonados**, los **intercambiadores de calor internos** (HHX, MHX y LHX), así como los equipos periféricos: **evaporador, condensador, absorbedor y bomba de solución**.

CICLO ABSORCIÓN TRIPLE EFECTO BOMBA EN PARALELO

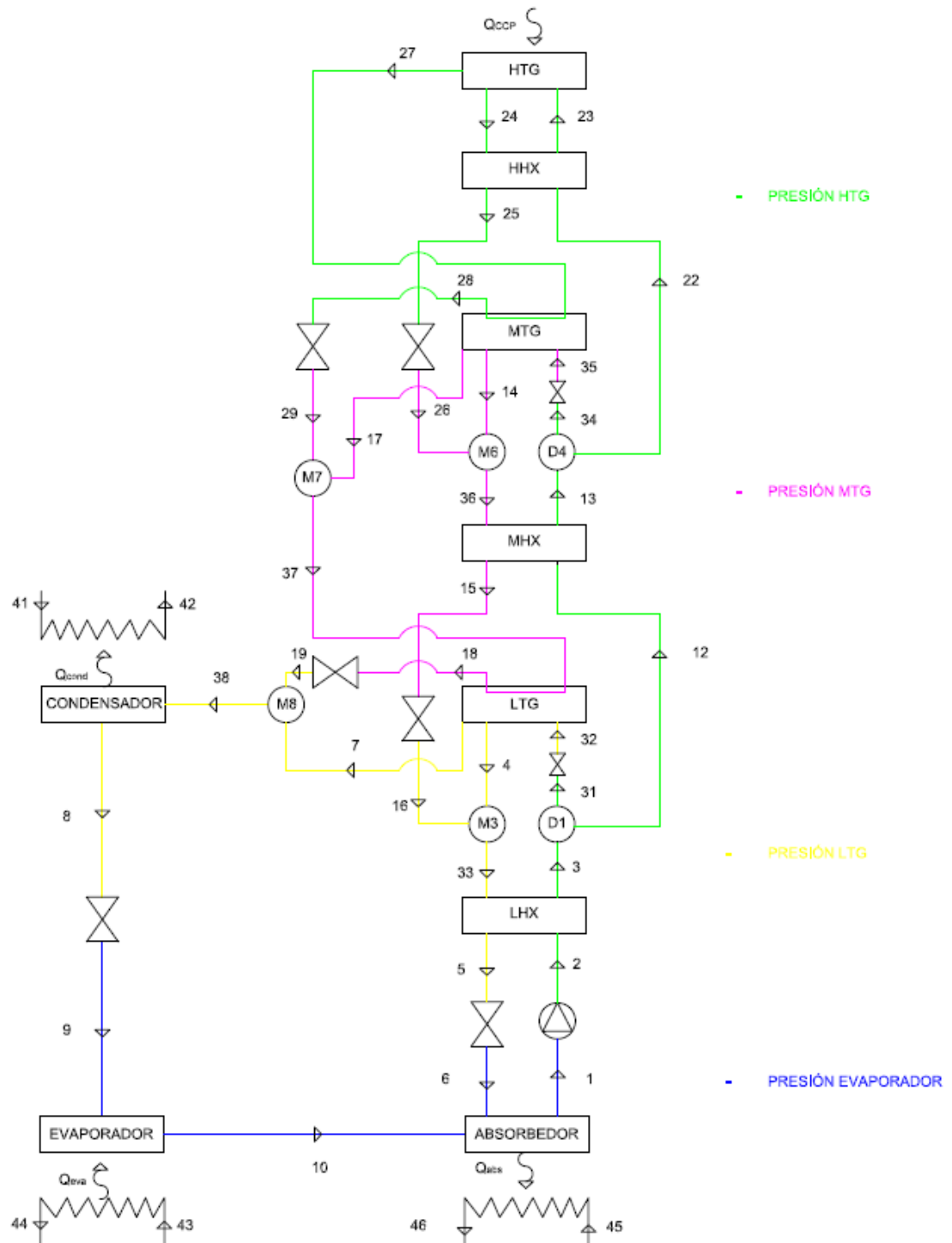


Figura 4.1: Esquema de Ciclo Absorción de Triple Efecto en Paralelo

4.2 Supuestos y condiciones de contorno

Para garantizar la consistencia física y facilitar la resolución numérica del modelo, se han adoptado los siguientes **supuestos simplificadores**:

- El sistema opera bajo condiciones estacionarias.
- No se considera caída de presión en las tuberías.
- Se supone equilibrio termodinámico en cada punto.
- La mezcla refrigerante se encuentra saturada en la salida del evaporador y generadores.
- En el condensador, el refrigerante se condensa completamente como líquido saturado.
- La absorción del refrigerante es completa en el absorbedor.
- Se consideran válvulas isentrópicas y transferencia térmica completa en intercambiadores.

Adicionalmente, se han definido las **condiciones de contorno** resumidas en la **Tabla 4.1**, necesarias para resolver el ciclo en EES:

Variable	Descripción	Valor	Unidad
T_8	Temperatura del condensador	30	°C
T_{10}	Temperatura del evaporador	10	°C
T_{24}	Temperatura de salida del CCP (HTG)	160	°C
\dot{Q}_{eva}	Calor absorbido en el evaporador	100	kW
ϵ_{LHX}	Eficiencia del intercambiador LHX	0,8	-
ϵ_{MHX}	Eficiencia del intercambiador MHX	0,8	-
ϵ_{HHX}	Eficiencia del intercambiador HHX	0,8	-
ΔT_{LTG}	Diferencia de temperatura mínima LTG	5	°C
ΔT_{MTG}	Diferencia de temperatura mínima MTG	5	°C

Tabla 4.1: Condiciones de contorno

Estas condiciones han sido establecidas para reproducir el funcionamiento del sistema bajo una demanda de refrigeración constante de 100 kW, equivalente a las necesidades térmicas de un edificio industrial de tamaño medio.

4.3 Balance de masa, energía, especies y entropía

Cada componente del ciclo se modela mediante los balances fundamentales de masa, especies, energía y entropía, que permiten describir el comportamiento en régimen estacionario. Para todos los nodos definidos en el modelo, se aplica el balance de masa (Ecuación 1), que garantiza que la suma de los flujos másicos de entrada es igual a la de salida; el balance de especies (Ecuación 2), que considera la conservación de la fracción másica de refrigerante (agua); el balance de energía (Ecuación 3), en el que se integran los flujos de entalpía, calor y trabajo; y el balance de entropía (Ecuación 4), incorporado para cada equipo con el fin de identificar la generación interna de irreversibilidades.

$$0 = \sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_o \quad \text{(1) Balance de masa}$$

$$0 = \sum X_i \dot{m}_i - \sum X_o \dot{m}_o \quad \text{(2) Balance de especies}$$

$$0 = \sum \dot{m}_i h_i - \sum \dot{m}_o h_o + \sum \dot{Q}_i - \sum \dot{Q}_o + \dot{W} \quad \text{(3) Balance de energía}$$

$$\sigma = \sum \dot{m}_o s_o - \sum \dot{m}_i s_i - \sum \frac{\dot{Q}_i}{T} + \sum \frac{\dot{Q}_o}{T} \quad \text{(4) Balance de entropía}$$

Donde:

- \dot{m}_i y \dot{m}_o representan los flujos másicos de entrada y salida del sistema, respectivamente.
- x_i y x_o son las concentraciones de las especies a la entrada y salida del sistema.
- h_i y h_o son las entalpías a la entrada y salida, respectivamente.
- s_i y s_o son las entropías a la entrada y salida, respectivamente.
- T : temperatura a la que ocurre la transferencia de calor.
- \dot{Q}_i y \dot{Q}_o son las tasas de transferencia de calor a la entrada y salida.
- \dot{W} es el trabajo realizado o absorbido por el sistema.

Una vez definidos estos principios, se han aplicado a cada componente del ciclo las ecuaciones particulares para realizar los cierres de masa, energía y entropía. El modelo completo abarca desde la Ecuación (5) hasta la (58), con el siguiente desglose:

BOMBA

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{W}_p = \dot{m}_2 h_2 \quad (5)$$

ABSORBEDOR

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_6 x_6 \quad (6)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{10} \quad (7)$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{Q}_{ABS} = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{10} h_{10} \quad (8)$$

EVAPORADOR

$$\dot{Q}_{EVA} = \dot{m}_{10} (h_{10} - h_9) \quad (9)$$

CONDENSADOR

$$\dot{Q}_{COND} = \dot{m}_{38} (h_{38} - h_8) \quad (10)$$

LHX

$$\dot{m}_2 (h_3 - h_2) = \dot{m}_{33} (h_{33} - h_5) \quad (11)$$

$$\varepsilon_{LHX} = \frac{h_{33} - h_5}{h_{33} - h_2} \quad (12)$$

$$\dot{Q}_{LHX} = \dot{m}_2 (h_3 + h_2) \quad (13)$$

M3

$$\dot{m}_{33} = \dot{m}_4 + \dot{m}_{16} \quad (14)$$

$$\dot{m}_{33} h_{33} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{16} h_{16} \quad (15)$$

M8

$$\dot{m}_{38} = \dot{m}_7 + \dot{m}_{19} \quad (16)$$

$$\dot{m}_{38} h_{38} = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_{19} h_{19} \quad (17)$$

LTG

$$\dot{m}_4 x_4 = \dot{m}_{32} x_{32} \quad (18)$$

$$\dot{m}_7 + \dot{m}_4 = \dot{m}_{32} \quad (19)$$

$$\dot{Q}_{LTG} + \dot{m}_{32} h_{32} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 \quad (20)$$

$$\dot{Q}_{LTG} = \dot{m}_{37} (h_{37} + h_{18}) \quad (21)$$

D1

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_{12} + \dot{m}_{31} \quad (22)$$

MHX

$$\dot{m}_{12} (h_{13} - h_{12}) = \dot{m}_{36} (h_{36} - h_{15}) \quad (23)$$

$$\varepsilon_{MHX} = \frac{h_{36} - h_{15}}{h_{36} - h_{12}} \quad (24)$$

$$\dot{Q}_{MHX} = \dot{m}_{12} (h_{13} + h_{12}) \quad (25)$$

MTG

$$\dot{m}_{14} x_{14} = \dot{m}_{35} x_{35} \quad (26)$$

$$\dot{m}_{17} + \dot{m}_{14} = \dot{m}_{35} \quad (27)$$

$$\dot{Q}_{MTG} + \dot{m}_{35} h_{35} = \dot{m}_{14} h_{14} + \dot{m}_{17} h_{17} \quad (28)$$

$$\dot{Q}_{MTG} = \dot{m}_{27} (h_{27} + h_{28}) \quad (29)$$

D3

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{22} + \dot{m}_{34} \quad (30)$$

M7

$$\dot{m}_{29} = \dot{m}_{17} + \dot{m}_{37} \quad (31)$$

$$\dot{m}_{29} h_{29} = \dot{m}_{17} h_{17} + \dot{m}_{37} h_{37} \quad (32)$$

M6

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{26} + \dot{m}_{36} \quad (34)$$

$$\dot{m}_{14} h_{14} = \dot{m}_{26} h_{26} + \dot{m}_{36} h_{36} \quad (35)$$

HHX

$$\dot{m}_{22} (h_{23} - h_{22}) = \dot{m}_{24} (h_{24} - h_{25}) \quad (36)$$

$$\varepsilon_{MHX} = \frac{h_{24} - h_{25}}{h_{24} - h_{22}} \quad (37)$$

$$\dot{Q}_{MHX} = \dot{m}_{22} (h_{23} + h_{22}) \quad (38)$$

HTG (CCP)

$$\dot{m}_{27} + \dot{m}_{24} = \dot{m}_{23} \quad (39)$$

$$\dot{Q}_{HTG} + \dot{m}_{23} h_{23} = \dot{m}_{24} h_{24} + \dot{m}_{27} h_{27} \quad (40)$$

BALANCES DE ENTROPIA

$$\sigma_{\dot{eva}} = \dot{m}_9 (s_{10} - s_9) - \frac{Q_{\dot{EVA}}}{T_{41k}} \quad (41)$$

$$\sigma_{\dot{cond}} = \dot{m}_{38} (s_8 - s_{38}) + \frac{Q_{\dot{COND}}}{T_{43k}} \quad (42)$$

$$\sigma_{\dot{abs}} = \dot{m}_1 s_1 - \dot{m}_6 s_6 - \dot{m}_{10} s_{10} + \frac{Q_{\dot{ABS}}}{T_{45k}} \quad (43)$$

$$\sigma_{\dot{LTG}} = \dot{m}_7 s_7 + \dot{m}_4 s_4 + \dot{m}_{18} s_{18} - \dot{m}_{32} s_{32} - \dot{m}_{37} s_{37} \quad (44)$$

$$\sigma_{\dot{MTG}} = \dot{m}_{17} s_{17} + \dot{m}_{14} s_{14} + \dot{m}_{28} s_{28} - \dot{m}_{35} s_{35} - \dot{m}_{27} s_{27} \quad (45)$$

$$\sigma_{\dot{HTG}} = \dot{m}_{27} s_{27} - \dot{m}_{24} s_{24} - \dot{m}_{23} s_{23} + \frac{Q_{\dot{HTG}}}{T_{45k}} \quad (46)$$

$$\sigma_{\dot{gen}} = \sigma_{\dot{LTG}} + \sigma_{\dot{MTG}} + \sigma_{\dot{HTG}} \quad (47)$$

$$\sigma_{\dot{p}} = \dot{m}_1 (s_2 - s_1) \quad (48)$$

$$\sigma_{\dot{LHX}} = \dot{m}_2 (s_3 - s_2) + \dot{m}_{33} (s_5 - s_{33}) \quad (49)$$

$$\sigma_{\dot{MHX}} = \dot{m}_{12} (s_{13} - s_{12}) + \dot{m}_{36} (s_{15} - s_{36}) \quad (50)$$

$$\sigma_{\dot{HHX}} = \dot{m}_{22} (s_{23} - s_{22}) + \dot{m}_{24} (s_{25} - s_{24}) \quad (51)$$

$$\sigma_{\dot{int}} = \sigma_{\dot{LHX}} + \sigma_{\dot{MHX}} + \sigma_{\dot{HHX}} \quad (52)$$

$$\sigma_{\dot{ciclo}} = \frac{Q_{\dot{COND}}}{T_{43k}} + \frac{Q_{\dot{ABS}}}{T_{45k}} - \frac{Q_{\dot{EVA}}}{T_{41k}} \quad (53)$$

$$\sigma_{\dot{TOTAL}} = \sigma_{\dot{int}} + \sigma_{\dot{gen}} + \sigma_{\dot{p}} + \sigma_{\dot{abs}} + \sigma_{\dot{eva}} + \sigma_{\dot{cond}} \quad (54)$$

$$I_{\dot{total}} = \sigma_{\dot{TOTAL}} T_{ambk} \quad (55)$$

COP

$$COP_{\dot{frio}} = \frac{Q_{\dot{EVA}}}{Q_{\dot{HTG}} + \dot{W}_p} \quad (56)$$

$$COP_{\dot{calor}} = \frac{Q_{\dot{ABS}} + Q_{\dot{COND}}}{Q_{\dot{HTG}} + \dot{W}_p} \quad (57)$$

EFICIENCIA EXERGÉTICA

$$\varepsilon_{LHX} = \frac{|Q_{EVA} \dot{m} (1 - \frac{T_{ambk}}{T_{10k}})|}{|Q_{HTG} \dot{m} (1 - \frac{T_{ambk}}{T_{24k}}) + \dot{W}_p|} \quad (58)$$

Este conjunto de ecuaciones ha sido implementado en el entorno EES, y permite simular el comportamiento detallado del sistema para distintas condiciones de operación. La información termodinámica se obtiene a partir de las funciones internas de la librería H₂O/LiBr. En particular, el análisis de entropía permite identificar los equipos con mayores irreversibilidades y, por tanto, con potencial de mejora para optimizar el rendimiento global del ciclo.

4.4 Condiciones exteriores

Para representar la interacción del sistema con el entorno, se han modelado tres intercambiadores de calor externos en los componentes principales donde se produce transferencia térmica con el ambiente: el evaporador, el condensador y el absorbedor. En todos los casos, se considera que el fluido externo es agua líquida que circula en contracorriente al flujo de la mezcla dentro del ciclo.

Para simplificar el análisis térmico del ciclo de absorción de triple efecto, se han definido condiciones de intercambio con un fluido exterior hipotético en los principales componentes: **evaporador, condensador y absorbedor**. En cada caso, se han impuesto dos condiciones:

1. Una relación entre la temperatura del fluido exterior y la del ciclo térmico
 - $T_{46} = T_1 - 5 \text{ }^\circ\text{C}$
 - $T_{42} = T_8 - 5 \text{ }^\circ\text{C}$
 - $T_{44} = T_{10} + 3 \text{ }^\circ\text{C}$
2. Un salto térmico fijo de 5 °C en el fluido exterior entre su entrada y salida:
 - $T_{46} - T_{45} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$
 - $T_{42} - T_{41} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$
 - $T_{44} - T_{43} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$

A partir de estas relaciones, se calcula el **flujo de calor intercambiado** en cada componente mediante el correspondiente **balance de energía**, considerando los caudales másicos y las entalpías del fluido externo. Las expresiones utilizadas permiten determinar los valores de \dot{Q}_{COND} , \dot{Q}_{EVA} y \dot{Q}_{ABS} según las siguientes ecuaciones 59, 60 y 61:

$$Q_{COND} = \dot{m}_{41}(h_{42} - h_{41}) \quad (59)$$

$$Q_{EVA} = \dot{m}_{43}(h_{44} - h_{43}) \quad (60)$$

$$Q_{ABS} = \dot{m}_{45}(h_{46} + h_{45}) \quad (61)$$

Estas expresiones, implementadas en el modelo EES, permiten cerrar los balances energéticos globales del sistema sin necesidad de simular un circuito secundario completo, facilitando así el análisis térmico del ciclo.

4.5 Coeficiente global de transferencia de calor (UA)

Para evaluar la capacidad de transferencia térmica de los distintos componentes del ciclo, se ha calculado el **coeficiente global de transferencia de calor por unidad de superficie**, UA, en cada uno de los intercambiadores de calor. Este parámetro permite cuantificar la eficiencia térmica del intercambio y es clave para la caracterización térmica del sistema.

El cálculo se ha aplicado a los siguientes componentes:

- **Intercambiadores internos:** LHX, MHX y HHX
- **Intercambiadores externos:** evaporador, condensador y absorbedor
- **Generadores escalonados:** LTG, MTG y HTG (CCP)

En todos los casos, el flujo de calor se ha relacionado con el coeficiente UA mediante la ecuación 62:

$$\dot{Q} = UA \cdot DTLM \quad (62)$$

donde:

- \dot{Q} : flujo de calor intercambiado
- $DTLM$: diferencia de temperatura logarítmica media

Esta diferencia de temperatura logarítmica media se ha calculado mediante la ecuación 63:

$$DTLM = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (63)$$

donde ΔT_1 y ΔT_2 corresponden a las diferencias de temperatura en los extremos de cada intercambiador.

Todos los intercambios de calor se han modelado considerando un esquema de flujo a contracorriente, tanto en los equipos interiores como en los exteriores, lo que maximiza la eficiencia térmica del proceso y justifica el uso de la expresión logarítmica.

A continuación, se detallan las ecuaciones de la 62 a 77, utilizadas para el cálculo en cada equipo.

ABSORBEDOR

$$Q_{ABS} = UA_{ABS} DTLM_{ABS} \quad (64)$$

$$DTLM_{ABS} = \frac{T_6 - T_{46} - (T_1 - T_{45})}{\ln \left(\frac{T_6 - T_{46}}{T_1 - T_{45}} \right)} \quad (65)$$

EVAPORADOR

$$Q_{EVA} = UA_{EVA} \cdot DTLM_{EVA} \quad (66)$$

$$DTLM_{EVA} = \frac{T_{43} - T_{10} - (T_{44} - T_{10})}{\ln \left(\frac{T_{43} - T_{10}}{T_{44} - T_{10}} \right)} \quad (67)$$

CONDENSADOR

$$Q_{COND} = UA_{COND} DTLM_{COND} \quad (68)$$

$$DTLM_{COND} = \frac{T_8 - T_{42} - (T_8 - T_{41})}{\ln \left(\frac{T_8 - T_{42}}{T_8 - T_{41}} \right)} \quad (69)$$

LHX

$$Q_{LHX} = UA_{LHX} DTLM_{LHX} \quad (70)$$

$$DTLM_{LHX} = \frac{T_{33} - T_3 - (T_5 - T_2)}{\ln \left(\frac{T_{33} - T_3}{T_5 - T_2} \right)} \quad (71)$$

MHX

$$Q_{MHX} = UA_{MHX} DTLM_{MHX} \quad (72)$$

$$DTLM_{MHX} = \frac{T_{36} - T_{13} - (T_{15} - T_{12})}{\ln \left(\frac{T_{46} - T_{13}}{T_{15} - T_{12}} \right)} \quad (73)$$

HHX

$$Q_{HHX} = UA_{HHX} DTLM_{HHX} \quad (74)$$

$$DTLM_{HHX} = \frac{T_{24} - T_{23} - (T_{25} - T_{22})}{\ln \left(\frac{T_{24} - T_{23}}{T_{24} - T_{22}} \right)} \quad (75)$$

LTG

$$Q_{LTG} = UA_{LTG} DTLM_{LTG} \quad (76)$$

$$DTLM_{LTG} = \frac{T_{37} - T_4 - (T_{18} - T_{32})}{\ln \left(\frac{T_{37} - T_4}{T_{18} - T_{32}} \right)} \quad (77)$$

MTG

$$Q_{MTG} = UA_{MTG} DTLM_{MTG} \quad (78)$$

$$DTLM_{MTG} = \frac{T_{27} - T_{14} - (T_{28} - T_{35})}{\ln \left(\frac{T_{27} - T_{14}}{T_{28} - T_{35}} \right)} \quad (79)$$

5 Diseño del colector cilindro parabólico

El colector cilindro parabólico (CCP) es el encargado de suministrar el calor necesario al generador de alta temperatura (HTG) del ciclo de absorción. Su correcto diseño térmico es esencial para garantizar la eficiencia global del sistema.

En este apartado se desarrolla el modelo térmico del receptor, donde se analizan los principales mecanismos de transferencia de calor: convección, conducción y radiación. El modelo ha sido implementado en EES mediante balances energéticos en estado estacionario, tomando como referencia el enfoque propuesto por Forristall (2003) [4].

La simulación considera tanto el diseño geométrico del tubo receptor como las propiedades térmicas de los materiales [11], y permite cuantificar el calor útil absorbido por el fluido y las pérdidas térmicas hacia el ambiente.

5.1 Geometría y materiales del sistema

El diseño del CCP se compone de varios elementos como: el tubo absorbedor, el vidrio envolvente y el sistema de espejos parabólicos.

5.1.1 Tubo absorbedor y vidrio

Mediante la **Figura 5.1**, se hace referencia a los puntos de cada superficie que se empleara para el estudio.

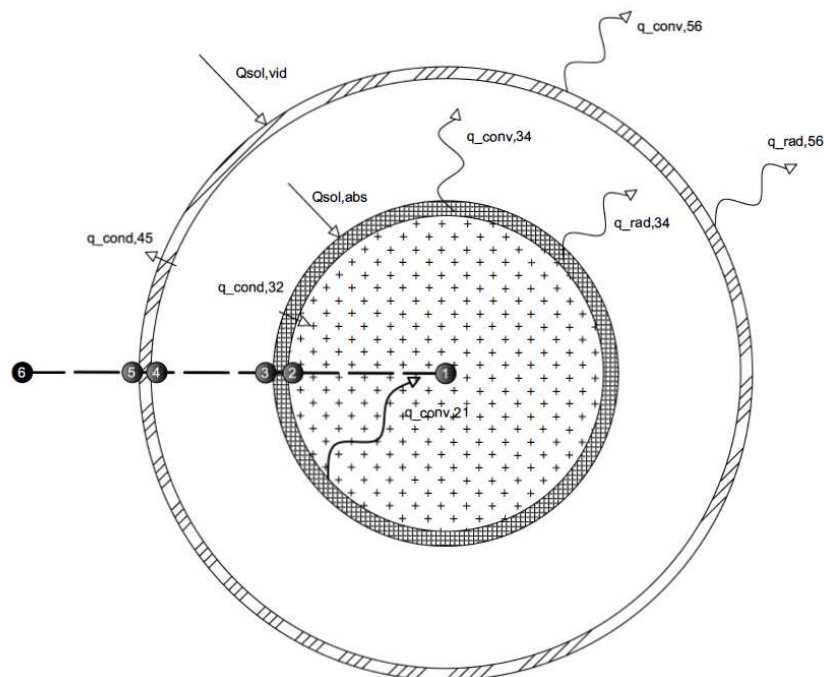


Figura 5.1: Esquema térmico del receptor CCP con identificación de superficies

Se parte de un tubo absorbedor con un diámetro exterior de la ecuación 80:

$$D_3 = D_2 + 2e_{abs}, \quad e_{abs} = 2,5 \text{ mm} \quad (80)$$

Donde:

- D_2 es el diámetro interior del absorbedor impuesto.
- e_{abs} es el espesor del tubo.
- D_3 es el diámetro exterior del absorbedor impuesto.

A continuación, se define el diámetro interior del vidrio de la ecuación 81:

$$D_4 = D_3 + 2 \cdot Dist_{vid,abs} \quad (81)$$

donde $Dist_{vid,abs} = 20 \text{ mm}$ es el espacio entre el absorbedor y el vidrio. Finalmente, el diámetro exterior del vidrio viene en la ecuación 82:

$$D_5 = D_4 + 2 \cdot e_{vid}, \quad e_{vid} = 3 \text{ mm} \quad (82)$$

Donde:

- D_4 es el diámetro interior del vidrio.
- e_{vid} es el espesor del vidrio.
- D_5 es el diámetro exterior del vidrio impuesto.

Las propiedades ópticas empleadas fueron:

- Transmitancia del vidrio: $\tau_{vid} = 0.963$.
- Absortancia del recubrimiento selectivo del tubo absorbedor: $\alpha_{abs} = 0.96$.

5.1.2 Espejos y parámetros ópticos

El colector cilindro parabólico (CCP) de la figura 5.2 concentra la radiación solar mediante espejos con perfil parabólico cuya geometría determina la capacidad de concentración. La característica principal para este cálculo es la distancia focal, f_{CCP} , y el ángulo de borde del espejo, ϕ_{CCP} . Estos parámetros definen la forma y la extensión del espejo, influyendo directamente en el ancho del espejo W_{CCP} .

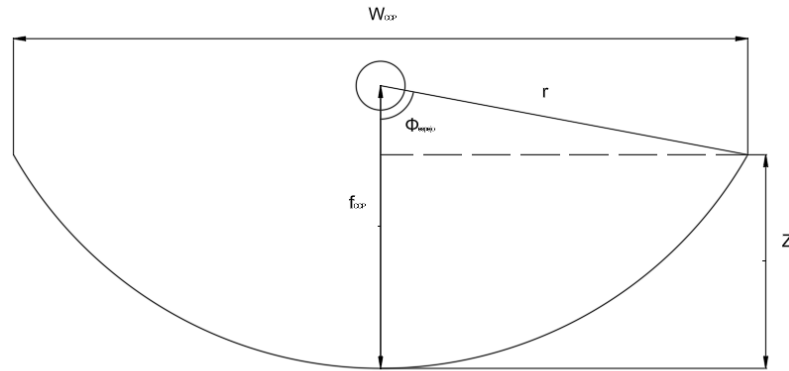


Figura 5.2: Esquema de estudio geométrico de los espejos parabólicos

El foco es la distancia entre la línea focal y el centro simétrico de la parábola, y en este caso es:

$$f_{CCP} = 0,57 \text{ m}$$

El ángulo de borde ϕ_{CCP} es el ángulo máximo que forma el rayo solar que incide sobre el borde del espejo respecto al eje central del colector, y se expresa en grados:

$$\phi_{CCP} = 65^\circ$$

Para el cálculo del **ancho de apertura** se consideran dos valores geométricos importantes: la profundidad de la parábola z y el radio del borde r :

1. La profundidad z de la figura 5.2, corresponde a la distancia vertical desde el vértice del espejo hasta la línea que une los extremos del ancho de apertura. Se expresa como la ecuación 83:

$$z = \frac{\left(\frac{W_{CCP}}{2}\right)^2}{4f_{CCP}} \quad (83)$$

2. El radio r de la figura 5.2, representa la distancia desde el eje parabólico hasta el borde del espejo, medido a lo largo de la circunferencia definida por el ángulo de borde. Se calcula mediante la ecuación 84:

$$r = \frac{\frac{W_{CCP}}{2}}{\sin \phi_{CCP}} \quad (84)$$

La distancia focal f_{CCP} se determina mediante la ecuación 85, sumando la profundidad z y el componente proyectado del radio r sobre el eje del colector, dado por $r \cos \phi_{CCP}$:

$$f_{CCP} = z + r \cos \phi_{CCP} \quad (85)$$

Estas tres ecuaciones permiten determinar el valor del ancho de apertura W_{CCP} , siendo un valor de:

$$W_{CCP} = 1,453 \text{ m}$$

Finalmente, para caracterizar el rendimiento óptico real del colector, se consideran dos factores que afectan la concentración efectiva de la radiación solar:

- Reflectividad del espejo: $\rho_{\text{espejo}} = 0,9$, que indica la fracción de radiación solar reflejada por la superficie especular.
- Factor de ensuciamiento: $F_{\text{ensuciamiento}} = 0,9$, que considera la obstrucción de los rayos solares por la suciedad de los espejos.

Estos parámetros típicos[4] son necesarios para calcular la energía útil que llega al receptor, ya que afectan la cantidad de radiación solar disponible después de pérdidas ópticas.

5.2 Cálculo de radiación solar incidente

El análisis de la radiación solar incidente sobre el tubo absorbedor es un paso en la evaluación térmica del colector cilindro parabólico (CCP). Este análisis permite estimar la fracción de energía solar captada efectivamente por el fluido caloportador y, por tanto, el potencial energético disponible para activar el ciclo de absorción.

5.2.1 Energía Solar sobre el Vidrio y el Absorbedor

El modelo térmico del CCP considera dos superficies implicadas en la absorción solar: el vidrio envolvente y el tubo absorbedor metálico. La energía radiante procedente del sol se comporta de forma diferente en cada una:

- Parte de la radiación es absorbida por el vidrio.
- Otra fracción mayoritaria atraviesa el vidrio y es absorbida por el tubo absorbedor.

La estimación del flujo solar incidente sobre el vidrio del colector se basa en la posición solar y la orientación del sistema[12]. Para determinar el ángulo de incidencia solar, se utilizan expresiones que permiten calcular la trayectoria solar diaria en función del número del día del año y la hora solar en las ecuaciones 86 a 89:

$$w = 15(t_{\text{solar}} - 12) \quad (86)$$

$$\delta = 23.45 \cdot \sin\left(\frac{360(284 + n)}{365}\right) \quad (87)$$

$$\cos(\theta_z) = \sin(\delta) \sin(\phi) + \cos(\delta) \cos(\phi) \cos(\omega) \quad (88)$$

$$\cos(\theta) = \sqrt{\cos^2(\theta_z) + \cos^2(\delta) \sin^2(\omega)} \quad (89)$$

donde:

- $\phi=36.45^\circ$ es la latitud.
- $n=110$ es el número del día del año (día de diseño).
- $t_{\text{solar}}=12^\circ$ es la hora solar (hora de diseño).
- δ es la declinación solar.
- ω es el ángulo horario.
- θ_z es el ángulo cenital.
- θ es el ángulo de incidencia local sobre el plano del colector (proyectado en la apertura del CCP).

Este ángulo θ permite conocer la orientación relativa del sol respecto al colector y, por tanto, la proyección efectiva de la irradiancia solar.

La energía solar que llega al sistema se calcula a partir de la irradiancia normal directa (DNI), considerando tanto la geometría del colector como los factores ópticos. El flujo solar que incide sobre el vidrio del tubo absorbedor, después de haber sido reflejado por los espejos, se estima con la ecuación 90:

$$q_{\text{sol,vid}} = \text{DNI} \cdot A_{\text{espejo}} \cdot \cos(\theta) \cdot \rho_{\text{espejo}} \cdot F_{\text{intercep}} \cdot F_{\text{ensuciamiento}} \quad (90)$$

donde:

- $A_{\text{espejo}} = W_{\text{CCP}} \cdot L$: área efectiva de captación.
- ρ_{espejo} : reflectividad del espejo.
- F_{intercep} es el factor de intercepción óptica, es decir, la fracción de rayos reflejados que impactan efectivamente en el tubo absorbedor (Soltrace).
- $F_{\text{ensuciamiento}}=0.9$ es un factor corrector que representa la pérdida de rendimiento por acumulación de suciedad sobre la superficie reflectante.
- θ es el ángulo de incidencia solar calculado anteriormente.
- **DNI** de diseño fijado en 750 W/m^2

Una vez determinada la radiación solar que alcanza el vidrio, se debe considerar cómo esta energía interactúa con el sistema:

Fracción transmitida y absorbida por el tubo (ecuación 91):

$$q_{\text{sol,abs}} = \tau_{\text{vid}} \cdot \alpha_{\text{abs}} \cdot q_{\text{sol,vid}} \quad (91)$$

Esta es la porción útil de energía que finalmente se convierte en calor en el tubo.

Fracción absorbida por el vidrio (ecuación 92):

Mientras que la fracción absorbida por el vidrio, no transmitida, es:

$$q_{abs,vid} = (1 - \tau_{vid}) \cdot q_{sol,vid} \tag{92}$$

Esta energía corresponde a la parte de radiación absorbida por el vidrio del tubo, que se calienta y luego intercambia calor con el resto del sistema por convección y radiación.

Estas expresiones permiten obtener el flujo neto absorbido por el tubo, considerando la transmitancia del vidrio, la absortancia del tubo, y el factor de interceptación calculado mediante simulaciones en SolTrace.

5.3 Mecanismos de transferencia de calor en el receptor CCP

El análisis térmico del receptor del colector cilindro parabólico (CCP) se ha desarrollado utilizando el modelo de resistencias térmicas en estado estacionario, implementado en EES. Dicho modelo se basa en el trabajo de Forristall (2003) [4] y permite evaluar las pérdidas de calor por **conducción, convección y radiación** desde el fluido hasta el ambiente, atravesando cada capa del receptor.

El sistema receptor considerado consta de un tubo absorbedor metálico con recubrimiento selectivo, contenido dentro de una envolvente de vidrio con vacío intermedio[13]. El conjunto está expuesto a la radiación solar reflejada por los espejos parabólicos.

La transferencia térmica se modela mediante una red de resistencias térmicas en serie y paralelo, análoga al esquema mostrado en la figura 5.3 las temperaturas de referencia para el análisis son las siguientes:

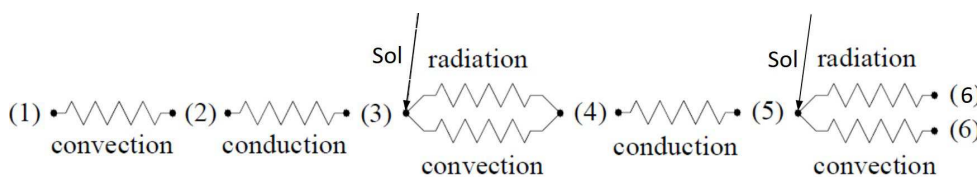


Figura 5.3: Resistencia equivalentes para receptor del CCP

- $T_{t,1}$: Temperatura del fluido (interior del tubo).
- $T_{t,2}$: Superficie interna del tubo absorbedor.
- $T_{t,3}$: Superficie externa del tubo (con recubrimiento selectivo).
- $T_{t,4}$: Superficie interna del vidrio.

- $T_{t,5}$: Superficie externa del vidrio.
- $T_{t,6}$: Temperatura ambiente a 25 °C.

A continuación, se desglosan cada uno de los flujos de calor que intervienen en el análisis.

5.3.1 Convección entre fluido de trabajo y tubo absorbedor

Se modela la convección interna en régimen turbulento entre el fluido H₂O/LiBr y la superficie interna del tubo absorbedor. La correlación empleada es la de Gnielinski de las ecuaciones 94 a 99, válida para tubos lisos con $2300 < Re < 5 \cdot 10^6$. Se calcula el número de Reynolds, el número de Prandtl en entrada y salida, y el factor de fricción f , que depende exclusivamente de Re .

$$Re_{D_2} = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi D_2 \mu_1} \quad (93)$$

$$Pr_1 = \frac{c_{p1} \cdot \mu_1}{k_1}, \quad Pr_2 = \frac{c_{p2} \cdot \mu_2}{k_2} \quad (94)$$

$$f = (1.82 \cdot \log_{10}(Re_{D_2}) - 1.64)^{-2} \quad (95)$$

$$Nu_{D_2} = \frac{\frac{f}{8} \cdot (Re_{D_2} - 1000) \cdot Pr_1}{1 + 12.7 \cdot \sqrt{\frac{f}{8}} \cdot (Pr_1^{2/3} - 1)} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_2}\right)^{0.11} \quad (96)$$

$$h_{12} = \frac{Nu_{D_2} \cdot k_1}{D_2} \quad (97)$$

$$q_{conv,21} = h_{12} \cdot \pi D_2 L \cdot (T_{t,2} - T_{t,1}) \quad (98)$$

Las propiedades termofísicas (viscosidad dinámica, capacidad calorífica y conductividad térmica) se obtienen directamente desde las funciones internas de EES [3] para la mezcla H₂O/LiBr, evaluadas a la temperatura del punto 1 y 2. El caudal másico es una entrada del sistema. No se considera rugosidad, por lo que f se calcula empíricamente.

5.3.2 Conducción en la pared del absorbedor

Se considera conducción estacionaria a través del tubo de acero inoxidable AISI 316. La temperatura de operación se obtiene como media entre las caras interna y externa del tubo mediante las ecuaciones 100 y 101. La conductividad térmica se extrae de la librería de EES a dicha temperatura.

$$T_{t,23} = \frac{T_{t,3} + T_{t,2}}{2} \quad (99)$$

$$q_{\text{cond},32} = \frac{2\pi L k_{23} (T_{t,3} - T_{t,2})}{\ln(D_3/D_2)} \quad (100)$$

donde k_{23} es la conductividad del tubo a la temperatura media, obtenida con:

- Conductivity(stainless_aisi316, $T = T_{t,23}$)

Este cálculo es directo mediante el modelo clásico de conducción cilíndrica y coincide con la ecuación (2.4) del modelo de Forristall [4].

5.3.3 Radiación entre absorbedor y vidrio (zona de vacío)

El flujo radiativo se produce entre superficies concéntricas grises, una con recubrimiento selectivo y la otra de vidrio. Se emplea la ecuación 102 y 103 de transferencia de calor por radiación para cilindros concéntricos con emisividades distintas. Las temperaturas se convierten a Kelvin.

$$T_{t,3,k} = T_{t,3} + 273.15, \quad T_{t,4,k} = T_{t,4} + 273.15 \quad (101)$$

$$q_{\text{rad},34} = \frac{\sigma \cdot \pi D_3 L (T_{t,3,k}^4 - T_{t,4,k}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_3} + \frac{1 - \varepsilon_4}{\varepsilon_4} \cdot \frac{D_3}{D_4}} \quad (102)$$

Se utiliza $\varepsilon_3 = \alpha_{\text{abs}}$ para el absorbedor, y $\varepsilon_4 = 0.86$ para el vidrio, valor tomado de la literatura y referenciado en el libro.

5.3.4 Convección en el vacío entre absorbedor y vidrio

A pesar del vacío, se considera una pérdida por convección residual debido a gases traza, utilizando una correlación empírica semianalítica mediante las ecuaciones 104 y 105. Esta incluye una constante $b = 1.571$ y una longitud libre media $\lambda = 0.8867$ m para aire.

$$h_{34} = \frac{k_{\text{std}}}{\frac{D_3}{2} \cdot \ln(D_4/D_3) + b \cdot \lambda \cdot \left(\frac{D_3}{D_4} + 1\right)} \quad (103)$$

$$q_{\text{conv},34} = \pi D_3 L \cdot h_{34} \cdot (T_{t,3} - T_{t,4}) \quad (104)$$

Los coeficientes empleados se han tomado directamente de la tabla 5.2 [4], correspondiente a aire residual en el vacío.

Annulus Gas	k_{std} [W/m-K]	b	λ [cm]	γ	δ [cm]	h_{34} [W/m ² -K]
Air	0.02551	1.571	88.67	1.39	3.53E-8	0.0001115
Hydrogen	0.1769	1.581	191.8	1.398	2.4E-8	0.0003551
Argon	0.01777	1.886	76.51	1.677	3.8E-8	0.0007499

$T_{1avg} = 300$ °C, Insolation = 940 W/m²

Tabla 5.2: Tabla de coeficientes para aire residual en vacío [4]

5.3.5 Conducción en el vidrio

El vidrio cilíndrico también transmite calor radialmente, desde su superficie interior hacia el exterior. Este mecanismo se analiza como conducción en un cilindro hueco de la ecuación 106 y 107, con propiedades del vidrio Pyrex tomadas a la temperatura media.

$$T_{t,45} = \frac{T_{t,4} + T_{t,5}}{2} \quad (105)$$

$$q_{cond,45} = \frac{2\pi L k_{45} (T_{t,4} - T_{t,5})}{\ln(D_5/D_4)} \quad (106)$$

donde k_{45} se obtiene mediante:

- Conductivity(glass_pyrex, T = T_{t_45})

5.3.6 Radiación desde el vidrio al ambiente

Una vez que el calor alcanza la superficie exterior del vidrio, parte de él se disipa hacia el ambiente por radiación. Se usa la ley de Stefan-Boltzmann de las ecuaciones 108 y 109, considerando la emisividad del vidrio ($\epsilon_4 = \epsilon_5$) y las temperaturas absolutas del vidrio y del entorno.

$$T_{t,5,k} = T_{t,5} + 273.15, \quad T_{t,6,k} = T_{amb} + 273.15 \quad (107)$$

$$q_{rad,56} = \sigma \cdot \epsilon_5 \cdot \pi D_5 L (T_{t,5,k}^4 - T_{t,6,k}^4) \quad (108)$$

5.3.7 Convección exterior con viento

Se modela la convección forzada sobre el vidrio mediante la correlación de Zhukauskas para flujo cruzado sobre cilindros horizontales de las ecuaciones 110 a 114. El número de Nusselt depende del número de Reynolds, que a su vez se calcula con la velocidad del viento impuesta de 2 m/s y propiedades del aire.

$$T_{t,56} = \frac{T_{t,5} + T_{t,6}}{2} \quad (109)$$

$$\text{Re}_{D_5} = \frac{\rho_{\text{air}} \cdot v_{\text{viento}} \cdot D_5}{\mu_5} \quad (110)$$

$$\text{Nu}_{D_5} = C \cdot \text{Re}_{D_5}^n \cdot \text{Pr}_6^m \cdot \left(\frac{\text{Pr}_6}{\text{Pr}_5}\right)^{1/4} \quad (111)$$

$$h_{56} = \frac{k_{56}}{D_5} \cdot \text{Nu}_{D_5} \quad (112)$$

$$q_{\text{conv},56} = \pi D_5 L \cdot h_{56} \cdot (T_{t,5} - T_{t,6}) \quad (113)$$

Para determinar los coeficientes C y m se utilizó la tabla 5.3 siguiente:

Re_D	C	m
1-40	0.75	0.4
40-1000	0.51	0.5
1000-200000	0.26	0.6
200000-1000000	0.076	0.7

Tabla 5.3: Tabla de coeficientes para convección exterior[4]

Esta tabla se ha extraído directamente del documento *Heat Transfer Parabolic* (Tabla 2.3) [4].

5.4 Balances de calor

Una vez caracterizados los flujos de calor individuales a través de las resistencias térmicas, se procede a formular los balances energéticos globales en el sistema. Estos balances permiten verificar la conservación de la energía en cada etapa clave del proceso térmico, identificando las proporciones de energía solar que son absorbidas, aprovechadas por el fluido o perdidas al ambiente.

Cada balance representa una igualdad entre la energía que ingresa en una superficie de control y la que es transferida hacia otras zonas por diferentes mecanismos: **conducción**, **convección** o **radiación**. A continuación, se detallan los balances térmicos aplicados a distintos componentes del colector de la ecuación 115 a 118.

$$q_{\text{cond},32} = q_{\text{conv},21} \quad (114)$$

$$q_{\text{sol,abs}} = q_{\text{conv},34} + q_{\text{rad},34} + q_{\text{cond},32} \quad (115)$$

$$q_{\text{cond},45} = q_{\text{conv},34} + q_{\text{rad},34} \quad (116)$$

$$q_{\text{abs,vid}} + q_{\text{cond,45}} = q_{\text{conv,56}} + q_{\text{rad,56}} \quad (117)$$

5.5 Análisis de resistencias térmicas

El flujo de calor desde el tubo absorbedor hacia el fluido de trabajo y hacia el ambiente puede modelarse mediante un circuito térmico equivalente [4], compuesto por una serie de resistencias térmicas asociadas a fenómenos de **convección**, **conducción** y **radiación** de la figura 5.3.

Este enfoque permite descomponer la transmisión del calor en cada una de sus etapas: desde el fluido hasta la pared interna del tubo, a través del metal, luego en la cámara de vacío entre tubo y vidrio, y finalmente desde el vidrio al ambiente.

Este conjunto de resistencias se emplea para calcular el flujo térmico útil entregado al fluido, las pérdidas térmicas totales y la eficiencia térmica del colector mediante las ecuaciones 119 a 128. Los términos clave son:

- Q_{fluido} : calor útil absorbido por el fluido de trabajo.
- $Q_{\text{pérdida}}$: pérdidas hacia el ambiente.
- η_{CCP} : eficiencia térmica del colector.

$$R_{21} = \frac{T_{t,2} - T_{t,1}}{q_{\text{conv},21}} \quad (118)$$

$$R_{32} = \frac{T_{t,3} - T_{t,2}}{q_{\text{cond},32}} \quad (119)$$

$$Q_{\text{fluido}} = \frac{T_{t,3} - T_{t,1}}{R_{21} + R_{32}} \quad (120)$$

$$R_{34,\text{conv}} = \frac{T_{t,3} - T_{t,4}}{q_{\text{conv},34}} \quad (121)$$

$$R_{34,\text{rad}} = \frac{T_{t,3} - T_{t,4}}{q_{\text{rad},34}} \quad (122)$$

$$\frac{1}{R_{34}} = \frac{1}{R_{34,\text{conv}}} + \frac{1}{R_{34,\text{rad}}} \quad (123)$$

$$R_{45} = \frac{T_{t,4} - T_{t,5}}{q_{\text{cond},45}} \quad (124)$$

$$R_{56,\text{conv}} = \frac{T_{t,5} - T_{t,6}}{\dot{q}_{\text{conv},56}} \quad (125)$$

$$\frac{1}{R_{56}} = \frac{1}{R_{56,\text{conv}}} + \frac{1}{R_{56,\text{rad}}} \quad (126)$$

$$\dot{Q}_{\text{pérdida}} = \frac{T_{t,3} - T_{t,6}}{R_{34} + R_{45} + R_{56}} \quad (127)$$

Estas expresiones permiten evaluar tanto el calor útil aprovechado por el fluido como las pérdidas térmicas globales. La última ecuación 128 define la eficiencia térmica del colector solar como la fracción de la radiación absorbida que se transfiere efectivamente al fluido de trabajo.

$$\eta_{\text{CCP}} = \frac{\dot{Q}_{\text{fluido}}}{\dot{q}_{\text{sol,abs}}} \quad (128)$$

6 Resultados

6.1 Introducción

Esta sección presenta el análisis detallado de los resultados obtenidos al aplicar los modelos desarrollados en los apartados anteriores: el modelo termodinámico del ciclo de absorción de triple efecto y el modelo térmico del colector cilindro parabólico (CCP). Ambos han sido implementados en EES, integrando balances de energía, propiedades termo-físicas de la mezcla H₂O/LiBr y mecanismos de transferencia de calor en régimen estacionario.

Primero, se evalúa el comportamiento del ciclo ante distintas condiciones de operación — combinaciones de temperatura de evaporación, condensación y temperatura de salida del CCP ($T_{(24)}$)—, con el objetivo de identificar configuraciones válidas y eficientes. Esta exploración se centra no sólo en la mejora del rendimiento, sino también en mantener la viabilidad física del ciclo, prestando especial atención a la validez de los intercambios térmicos (positividad del DTLM y generación de entropía no negativa).

Posteriormente, se analiza por separado el comportamiento del colector solar, evaluando cómo las dimensiones impuestas —especialmente el diámetro interior de la tubería (D_2)— afectan a su rendimiento térmico. Dado que el calor útil transferido al fluido en el CCP se impone a partir del modelo del ciclo ($Q_{\text{fluido}} = Q_{\text{HTG}}$), el diámetro del receptor debe ajustarse iterativamente en función de las pérdidas y del régimen de convección interna. Este enfoque permite observar cómo la geometría influye en la captación solar, el perfil térmico del tubo y la eficiencia del sistema.

Por último, se identifican los valores de entrada que maximizan el rendimiento combinado del sistema. Para estas condiciones se evalúan conjuntamente los resultados del ciclo y del CCP, y se realiza una actualización de los coeficientes UA de los intercambiadores con los valores reales del modelo simulado. De este modo se sustituyen las hipótesis iniciales (eficiencias o saltos térmicos fijos) por datos consistentes, ajustando el modelo a un diseño físico más representativo.

6.2 Resultados del ciclo absorción triple efecto

En este apartado se van a emplear gráficos para el estudio del ciclo, las combinaciones de temperatura evaluadas se indican en la tabla 6.1:

Temperatura Condensación	Símbolo
Tcond = 30 °C	—●—
Tcond = 35 °C	—■—
Tcond = 40 °C	—▲—
Temperatura Evaporación (T)	Color
T = 5 °C	Negra
T = 8 °C	Roja
T = 10 °C	Azul

Tabla 6.1: Leyenda para gráficos

6.2.1 Límites físicos del modelo y restricciones de operación

El modelo termodinámico desarrollado permite estudiar el comportamiento del ciclo de absorción de triple efecto en un amplio rango de condiciones operativas. No obstante, se han identificado ciertas configuraciones en las que las soluciones obtenidas no son físicamente viables. Estas limitaciones se manifiestan principalmente en el intercambiador de baja temperatura (LHX), donde puede producirse un salto logarítmico medio de temperaturas (DTLM) negativo.

Esta situación se debe a que, en el modelo, se ha fijado la temperatura del flujo frío a la entrada del intercambiador (T_1). Al incrementar excesivamente la temperatura de salida del CCP (T_{24}), la diferencia de temperaturas entre ambos fluidos disminuye de forma asimétrica. Se ha representado este fenómeno mediante la Figura 6.1, que muestra el esquema de un flujo contracorriente donde:

- $\Delta T_1 = \Delta T_{LHX_C}$ (diferencia en el lado caliente)
- $\Delta T_2 = \Delta T_{LHX_F}$ (diferencia en el lado frío)

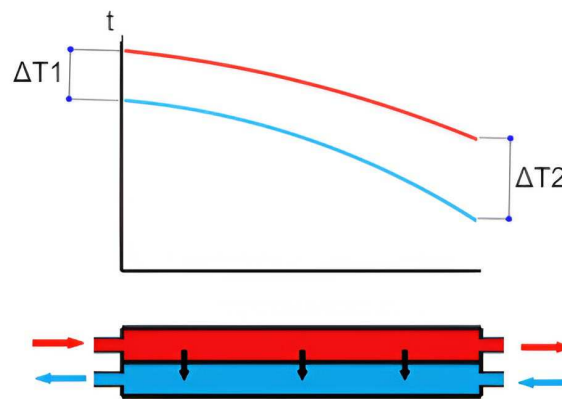
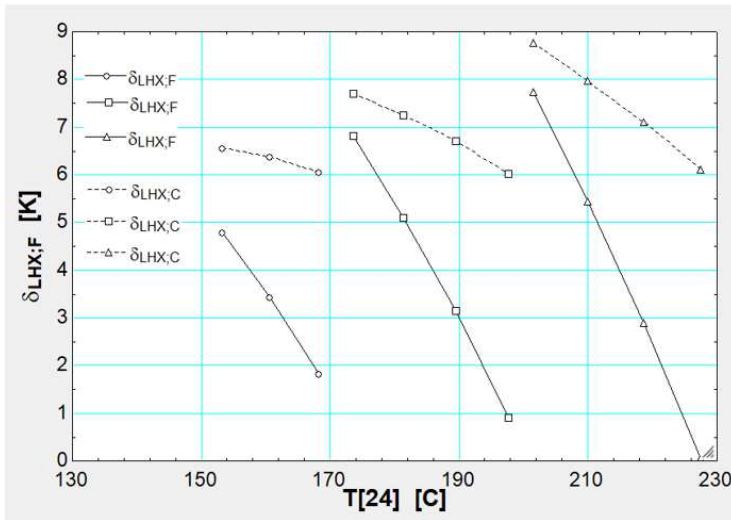


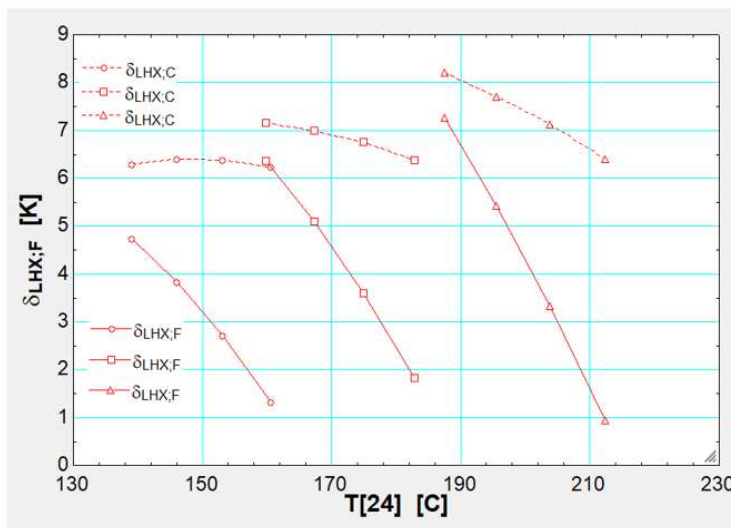
Figura 6.1: Esquema de un intercambiador de calor en contracorriente

A continuación, se han representado seis gráficos para evidenciar este comportamiento en distintas condiciones de evaporación. Los gráficos 6.2, 6.3 y 6.4 muestran, para $T_e=5, 8$ y 10 °C respectivamente, la evolución de $\delta_{LHX,C}$ y $\delta_{LHX,F}$ en función de la temperatura del CCP con diferentes temperaturas de condensador según la tabla 6.1. En todos los casos se observa que $\delta_{LHX,C}$ apenas varía, mientras que $\delta_{LHX,F}$ sufre una caída significativa al mantenerse fija la temperatura de entrada del fluido frío hasta llegar a 0. Este fenómeno refleja una pérdida progresiva del gradiente térmico, que culmina en un DTLM negativo cuando ambos extremos se igualan o se invierten.



Leyenda	
Tcond = 30 °C	●
Tcond = 35 °C	■
Tcond = 40 °C	▲
Te = 5 °C	Negra

Gráfico 6.1: Evolución de las diferencias temperatura del LHX según la tempera de salida del HTG para $T_e=5^\circ\text{C}$



Leyenda	
Tcond = 30 °C	●
Tcond = 35 °C	■
Tcond = 40 °C	▲
Te = 8 °C	Roja

Gráfico 6.2: Evolución de las diferencias temperatura del LHX según la tempera de salida del HTG para $T_e=8^\circ\text{C}$

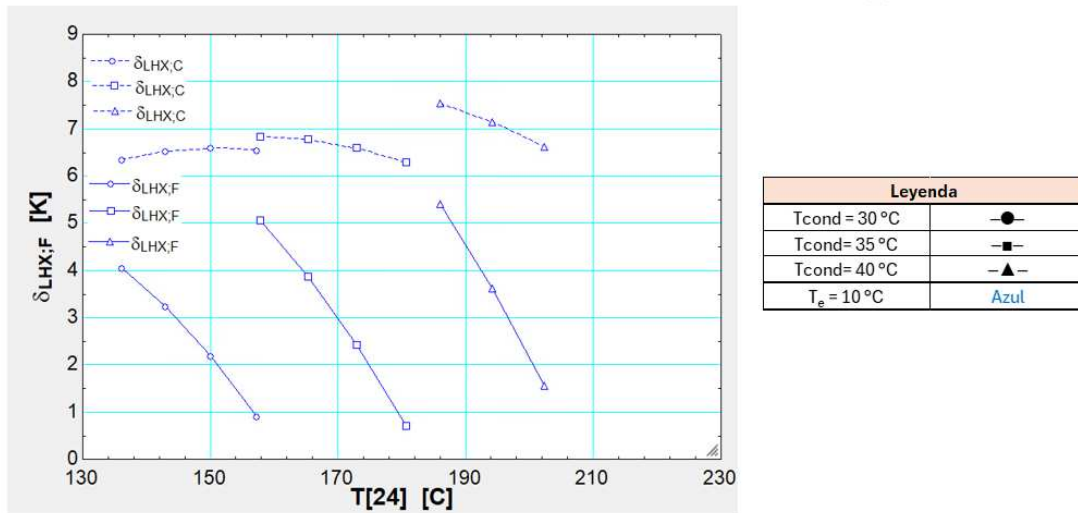


Gráfico 6.3: Evolución de las diferencias temperatura del LHX según la tempera de salida del HTG para $T_e=10^\circ\text{C}$

Complementariamente, los gráficos 6.5, 6.6 y 6.7 muestran la **generación de entropía** del intercambiador LHX para las mismas condiciones de evaporación. Esta representación permite identificar de forma más clara y precisa el punto crítico en el que el intercambiador deja de cumplir el segundo principio de la termodinámica. En particular, se observa cómo la generación de entropía (σ_{LHX}) se vuelve negativa justo cuando el **DTLM se haría negativo**, lo que confirma que el proceso de transferencia de calor deja de ser físicamente viable. Esta métrica resulta especialmente útil, ya que en el momento en que DTLM se hace negativo, el modelo no puede converger en EES, impidiendo generar los gráficos de $\delta_{LHX,C}$ y $\delta_{LHX,F}$ más allá de ese punto. Por tanto, el análisis de la entropía ofrece una herramienta complementaria para detectar con exactitud las condiciones límite del sistema.

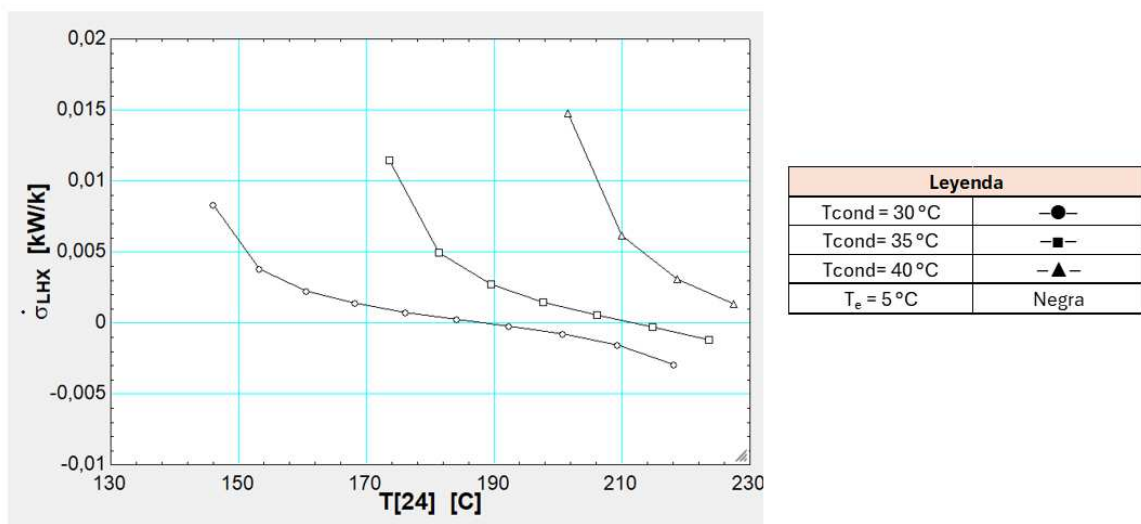
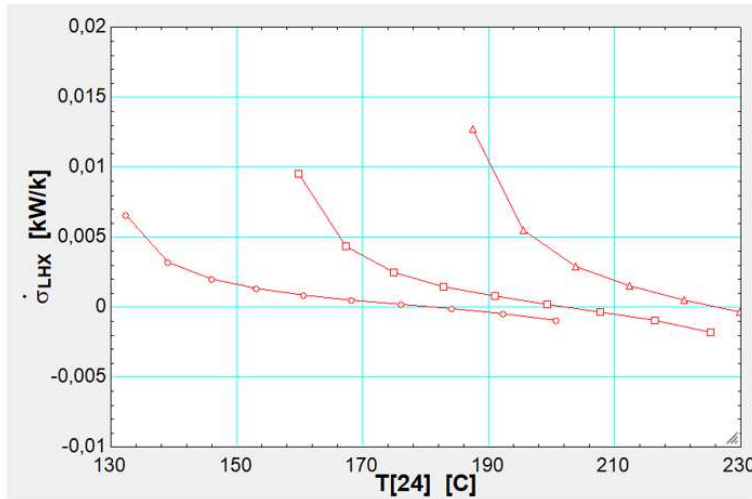
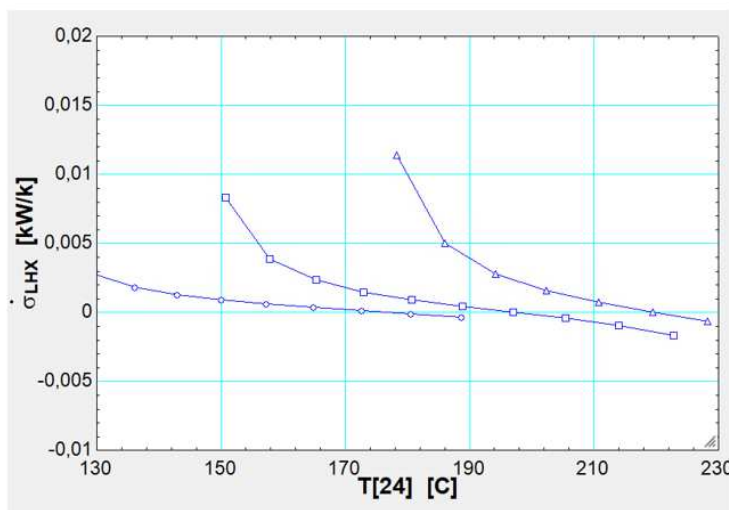


Gráfico 6.4: Evolución de la generación de entropía LHX según la tempera de salida del HTG para $T_e=5^\circ\text{C}$



Leyenda	
Tcond = 30 °C	●
Tcond = 35 °C	■
Tcond = 40 °C	▲
T _e = 8 °C	Roja

Gráfico 6.5: Evolución de la generación de entropía LHX según la temperatura de salida del HTG para $T_e=8^\circ\text{C}$



Leyenda	
Tcond = 30 °C	●
Tcond = 35 °C	■
Tcond = 40 °C	▲
T _e = 10 °C	Azul

Gráfico 6.6: Evolución de la generación de entropía LHX según la temperatura de salida del HTG para $T_e=10^\circ\text{C}$

Estos gráficos complementan la información anterior, ya que el DTLM no puede evaluarse cuando se vuelve negativo, impidiendo la ejecución del modelo. En cambio, la entropía permite visualizar de forma continua la aproximación al fallo.

Conclusión del análisis de viabilidad

A partir de este estudio se concluye que el valor de la eficiencia del intercambiador ϵ_{LHX} debe ajustarse a la baja cuando se trabaja en condiciones cercanas al límite de funcionamiento del ciclo. Un valor excesivo de eficiencia conduce a una inversión del gradiente térmico real, lo cual resulta incompatible con una transferencia de calor efectiva.

6.2.2 Análisis del sistema para diferentes condiciones

Una vez identificadas las condiciones límite del ciclo de absorción de triple efecto (apartado 6.2.1), se procede a un análisis más amplio del comportamiento del sistema bajo distintas combinaciones de temperaturas de evaporación (T_e) y condensación (T_{cond}). Este estudio permite entender mejor la sensibilidad del ciclo ante variaciones operativas sin suponer previamente una configuración óptima.

Para facilitar la comparación entre escenarios, se presentan los resultados de varias variables clave del ciclo, agrupadas en tres bloques de gráficos que describen:

- La evolución de los **caudales máxicos hacia los generadores** (gráficos 6.7 a 6.9),
- El comportamiento de los **intercambiadores de calor** (gráficos 6.10 a 6.12),
- Y la respuesta de los **generadores de calor** (gráficos 6.13 a 6.15).

La combinación de estos parámetros se recoge en la **Tabla 6.1**, que asigna un código de color a cada temperatura de evaporación y un símbolo a cada temperatura de condensación, facilitando la interpretación de los gráficos de resultados. Por otra parte, la **Tabla 6.2** define los símbolos de línea usados para representar los diferentes flujos térmicos y caudales asociados a cada generador e intercambiador:

Símbolo	Caudal máxico entrada generador	Calores intercambiadores	Calor generadores
—	m ₂₃	Q _{HHX}	Q _{HTG}
- - -	m ₃₅	Q _{MHX}	Q _{MTG}
- • -	m ₃₂	Q _{LHX}	Q _{LTG}

Tabla 6.2: Leyenda de los gráficos para diferentes condiciones

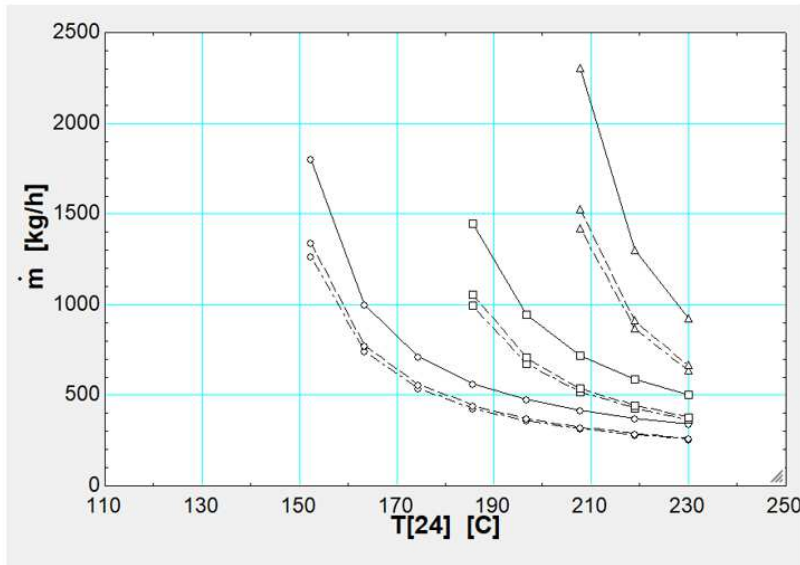


Gráfico 6.7: Evolución de los caudales entrada generadores según la temperatura de salida del HTG para $T_e=5\text{ °C}$

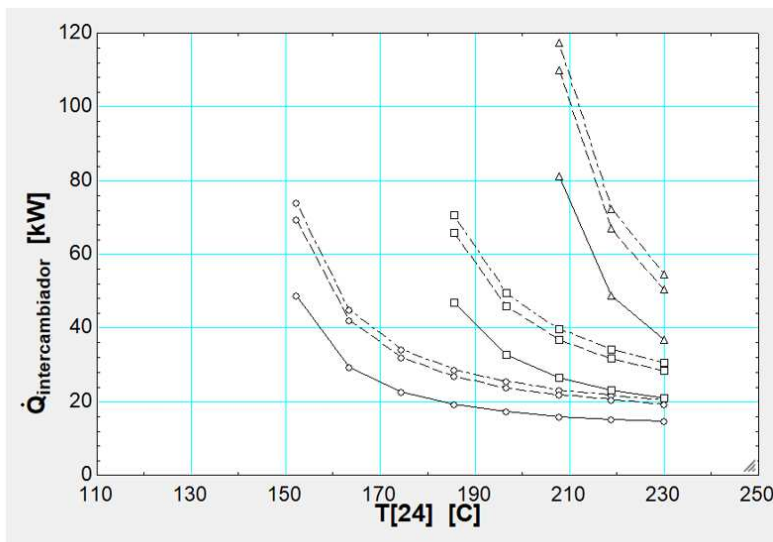


Gráfico 6.8: Evolución de los calores de intercambiadores según la temperatura de salida del HTG para $T_e=5\text{ °C}$

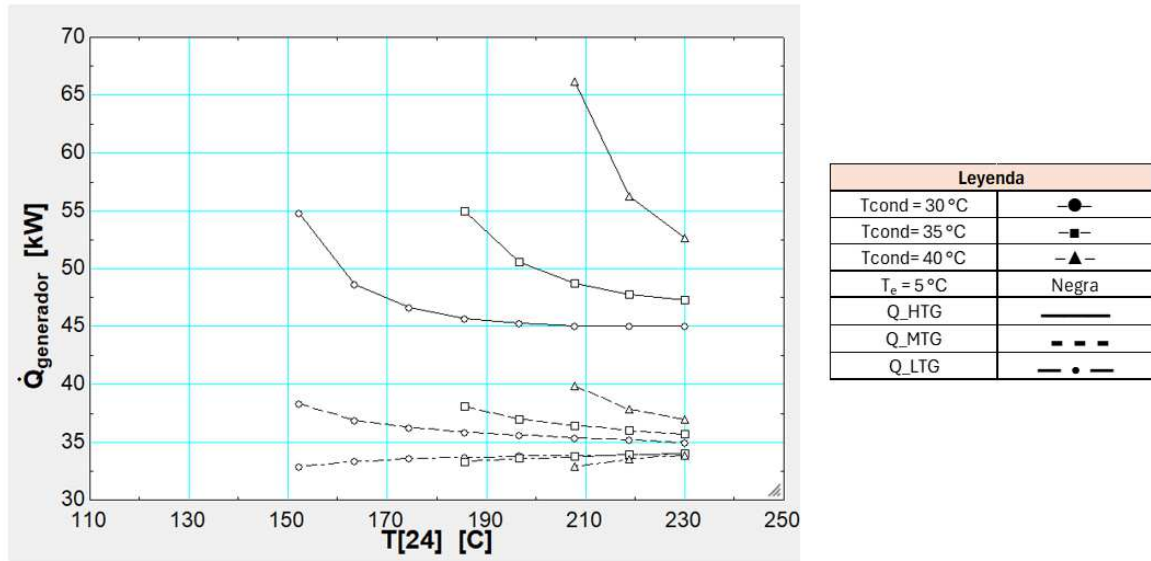
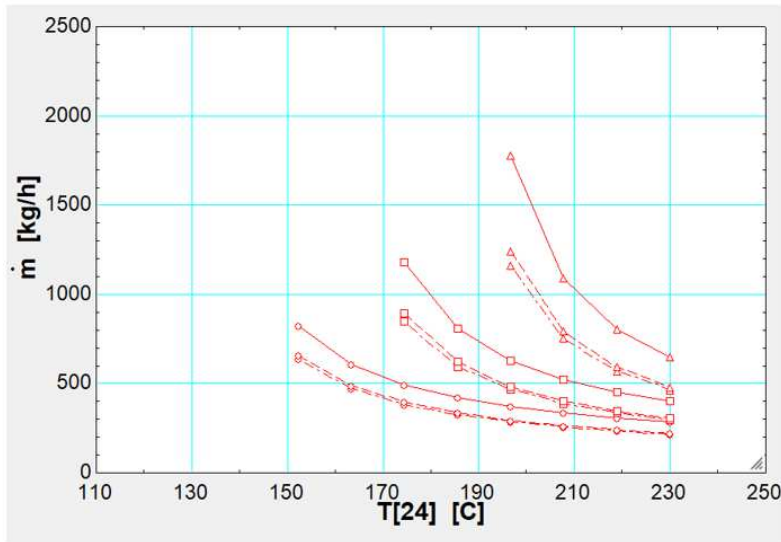


Gráfico 6.9: Evolución de los calores de generadores según la temperatura de salida del HTG para $T_e=5^\circ\text{C}$

Análisis para $T_e = 5^\circ\text{C}$

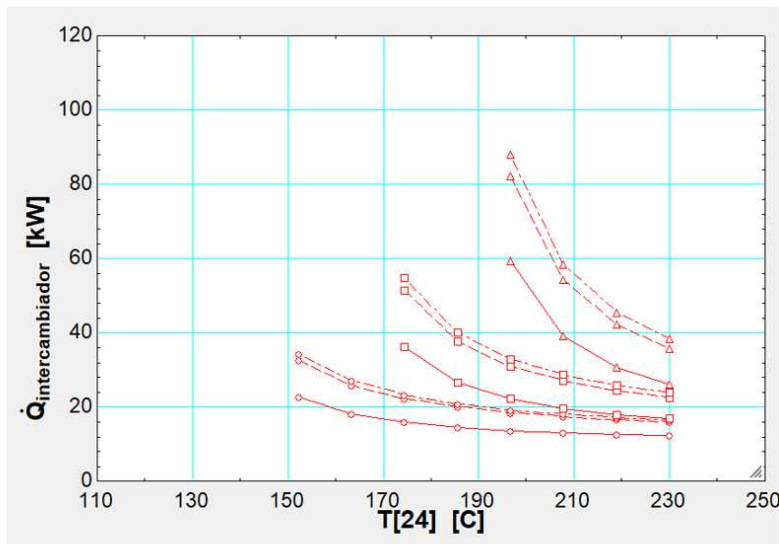
El primer conjunto de gráficos analiza el comportamiento del sistema para una temperatura de evaporación constante de 5°C , comparando diferentes temperaturas de condensación. Las curvas representadas en los Gráficos 6.7, 6.8 y 6.9 se interpretan utilizando la codificación de la Tabla 6.2, que asocia cada trazo de línea con un tipo específico de caudal másico o flujo de calor.

- **Gráfico 6.7:** Los caudales de entrada de generadores disminuyen con el aumento de la temperatura de salida del CCP (T_{24}). Las curvas presentan un patrón paralelo y decreciente, indicando una respuesta uniforme del sistema. Un mayor T_{cond} implica caudales más elevados, lo que acorta el rango operativo útil del ciclo, ya que incrementa las exigencias de transferencia de calor.
- **Gráfico 6.8:** Los flujos de calor en HHX, MHX y LHX siguen una tendencia descendente con T_{24} . El aumento de T_{cond} eleva la magnitud del calor transferido, pero sin alterar el patrón general de comportamiento. Esto muestra que el sistema mantiene una distribución térmica coherente, aunque la demanda energética crece con T_{cond} .
- **Gráfico 6.9:** El calor aportado a los generadores se distribuye en orden descendente según el nivel térmico ($\text{HTG} > \text{MTG} > \text{LTG}$). A medida que T_{24} aumenta, el calor en HTG decrece, mientras que en LTG se incrementa levemente y en MTG se observa un ligero descenso. Este comportamiento refleja el efecto en cascada del ciclo, donde las etapas inferiores ajustan su aporte térmico según la reducción de carga en HTG.



Leyenda	
Tcond = 30 °C	—●—
Tcond= 35 °C	—■—
Tcond= 40 °C	—▲—
$T_e = 8\text{ °C}$	Roja
m_23	—
m_35	- - -
m_32	—●—

Gráfico 6.10: Evolución de los caudales entrada generadores según la tempera de salida del HTG para $T_e=8\text{ °C}$



Leyenda	
Tcond = 30 °C	—●—
Tcond= 35 °C	—■—
Tcond= 40 °C	—▲—
$T_e = 8\text{ °C}$	Roja
Q_HHX	—
Q_MHX	- - -
Q_LHX	—●—

Gráfico 6.11: Evolución de los calores de intercambiadores según la tempera de salida del HTG para $T_e=8\text{ °C}$

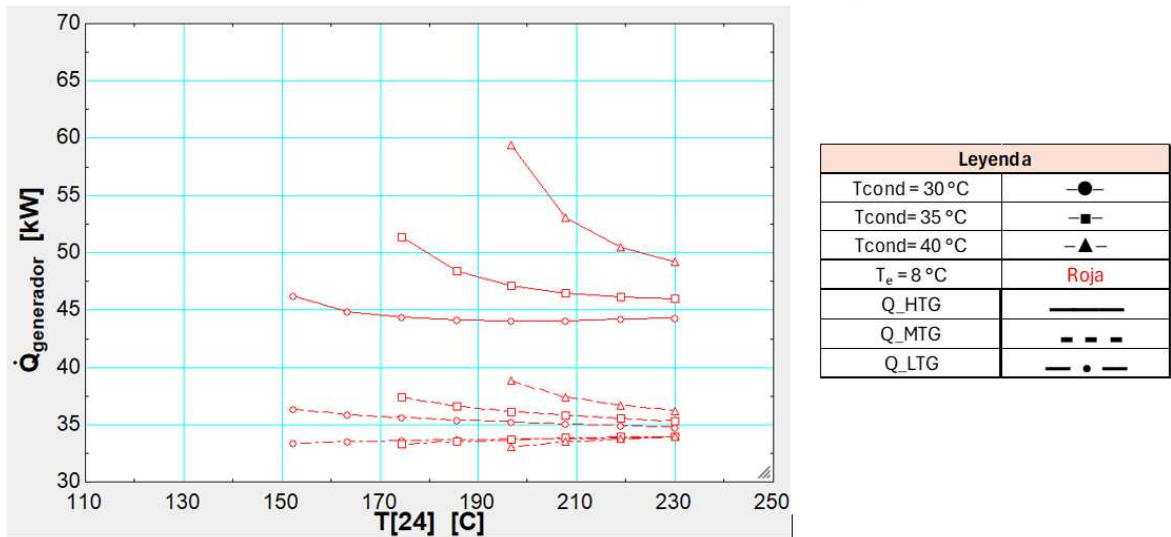
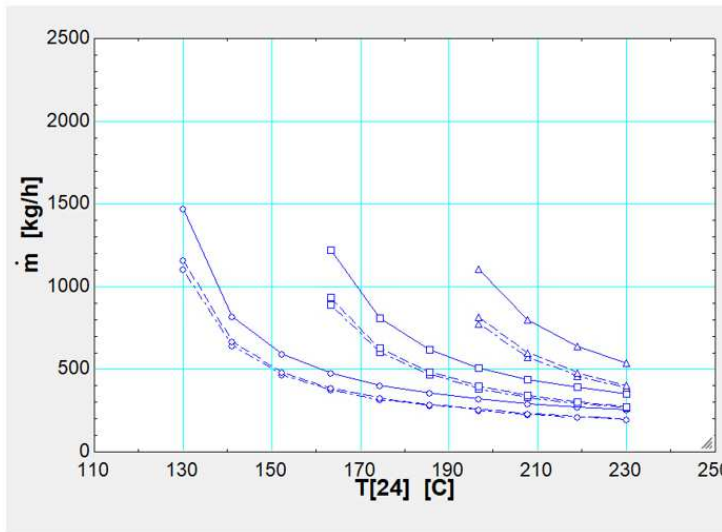


Gráfico 6.12: Evolución de los calores de generadores según la temperatura de salida del HTG para $T_e=8^\circ\text{C}$

Análisis para $T_e = 8^\circ\text{C}$

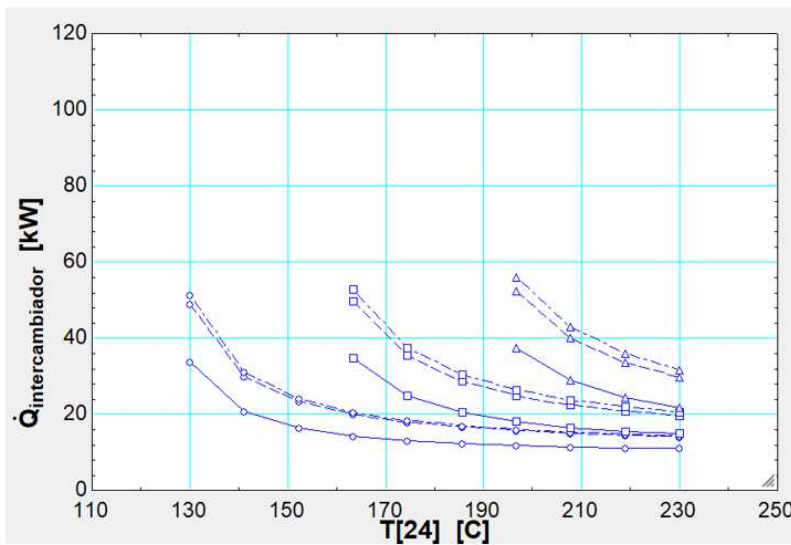
El segundo conjunto de gráficos analiza el comportamiento del sistema para una temperatura de evaporación constante de 8°C , considerando distintas temperaturas de condensación. Las curvas representadas en los Gráficos 6.10, 6.11 y 6.12 se interpretan mediante la codificación definida en la Tabla 6.2, la cual permite identificar cada línea con su correspondiente flujo de calor o caudal másico dentro del ciclo. Esta representación facilita comparar la evolución de los diferentes componentes del sistema en función de la temperatura de salida al CCP (T_{24}).

- **Gráfico 6.10:** Los caudales de entrada de generadores muestran nuevamente un patrón decreciente con el aumento de T_{24} . En este caso, las curvas se aproximan más entre sí, volviéndose más concéntricas en su evolución. A pesar de esta convergencia, se mantiene la diferencia según T_{cond} : a mayor temperatura de condensación, mayor es el caudal en cada punto, lo que reduce el margen operativo útil del ciclo.
- **Gráfico 6.11:** Se repite el comportamiento descendente con T_{24} para los flujos de calor. Las diferencias entre curvas de distintos T_{cond} se reducen, pero siguen siendo evidentes: un mayor T_{cond} implica mayor carga térmica que debe ser intercambiada, aunque las pendientes se suavizan ligeramente en comparación con el caso $T_e = 5^\circ\text{C}$.
- **Gráfico 6.12:** El reparto de calor en los generadores mantiene la jerarquía esperada: $\text{HTG} > \text{MTG} > \text{LTG}$. Al aumentar T_{24} , el calor en HTG decrece de forma más marcada, mientras que en MTG se observa una ligera caída y en LTG un leve aumento, siguiendo el patrón de redistribución térmica en cascada. En general, los valores absolutos son menores que en el caso anterior, reflejando una reducción del gradiente térmico global del sistema debido al aumento de T_e .



Leyenda	
Tcond = 30 °C	●
Tcond = 35 °C	■
Tcond = 40 °C	▲
Te = 10 °C	Azul
m_23	—
m_35	- - -
m_32	- · -

Gráfico 6.13: Evolución de los caudales entrada generadores según la temperatura de salida del HTG para $T_e=10^\circ\text{C}$



Leyenda	
Tcond = 30 °C	●
Tcond = 35 °C	■
Tcond = 40 °C	▲
Te = 10 °C	Azul
Q_HHX	—
Q_MHX	- - -
Q_LHX	- · -

Gráfico 6.14: Evolución de los calores de intercambiadores según la temperatura de salida del HTG para $T_e=10^\circ\text{C}$

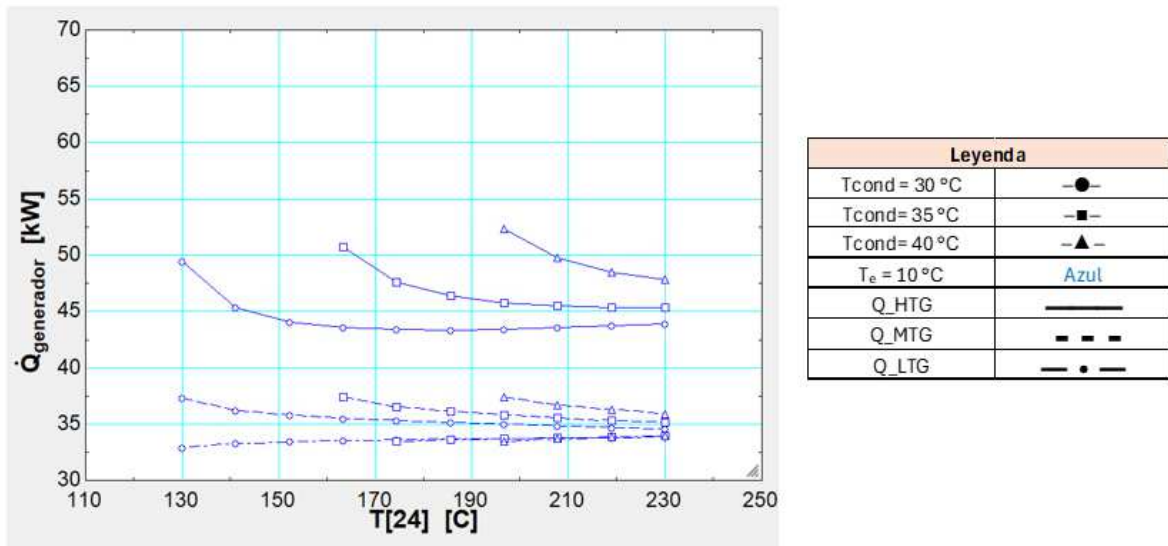


Gráfico 6.15: Evolución de los calores de generadores según la temperatura de salida del HTG para $T_e=10^\circ\text{C}$

Análisis para $T_e = 10^\circ\text{C}$

El tercer conjunto de gráficos representa el comportamiento del sistema bajo una temperatura de evaporación constante de 10°C , con variación de la temperatura de condensación. Los Gráficos 6.13, 6.14 y 6.15 recogen la evolución de los caudales máxicos y flujos de calor clave, identificados según la codificación de la Tabla 6.2. Este análisis permite observar cómo las condiciones más exigentes del ciclo afectan al rendimiento de cada componente, reduciendo progresivamente el rango operativo válido conforme aumentan las temperaturas en el sistema.

- **Gráfico 6.13:** Los caudales de entrada a los generadores disminuyen al aumentar T_{24} . Las curvas se acercan entre sí, mostrando una evolución más concéntrica. Para menor T_{cond} , el caudal del sistema es mayor debido a un rango ampliado de T_{24} .
- **Gráfico 6.14:** Se repite el comportamiento descendente con T_{24} para los flujos de calor. Las diferencias entre curvas de distintos T_{cond} se reducen, pero en este caso los tres intercambiadores llegan a un mismo calor intercambiado máximo para las diferentes T_{cond} , aunque las pendientes se suavizan ligeramente en comparación con el caso $T_e = 8^\circ\text{C}$.
- **Gráfico 6.15:** El reparto de calor en los generadores conserva la relación $\text{HTG} > \text{MTG} > \text{LTG}$. Al aumentar T_{24} , el calor en HTG disminuye de forma más pronunciada, mientras que en MTG cae ligeramente y en LTG aumenta levemente, siguiendo el patrón de redistribución térmica en cascada. En general, los valores absolutos son menores que en el caso previo, indicando una reducción del gradiente térmico global debido al aumento de T_e .

Conclusión del análisis

El análisis realizado sobre el ciclo de absorción de triple efecto, considerando distintas combinaciones de temperaturas de evaporación (T_e) y condensación (T_{cond}), permite identificar cómo varían los caudales máscos y los flujos térmicos en generadores e intercambiadores. A medida que T_{24} aumenta, se observa una reducción generalizada en caudales y transferencias térmicas, con una menor diferencia entre curvas de distintas T_{cond} conforme crece T_e . El reparto térmico entre generadores sigue consistentemente el patrón HTG > MTG > LTG, ajustándose en cascada ante cambios en T_{24} . Además, el margen operativo útil del ciclo se reduce con el incremento de T_{cond} , debido a mayores exigencias térmicas. En conjunto, el estudio evidencia la sensibilidad del ciclo a las condiciones operativas sin asumir configuraciones óptimas, facilitando la comprensión del comportamiento térmico y la identificación de límites operativos relevantes para el diseño y control del sistema.

6.2.3 Análisis del punto de mayor rendimiento

Tras el análisis de las diferentes condiciones operativas en los subapartados anteriores, se procede a determinar el punto de operación que ofrece el mayor rendimiento conjunto del sistema. Esta selección se basa en la evolución simultánea del coeficiente de rendimiento (COP) y de la eficiencia exergética (η_{ex}).

Los **Gráficos 6.8 y 6.9** muestran la evolución del COP y la eficiencia exergética (η_{ex}) en función de la temperatura de salida del CCP (T_{24}), evaluando el comportamiento del sistema para diferentes combinaciones de T_e y T_{cond} . Las curvas se interpretan con ayuda de la leyenda proporcionada en la Tabla 6.2. Este análisis permite identificar el impacto directo de T_{24} sobre los indicadores de eficiencia, sin asumir previamente una configuración óptima.

Además, se evalúa la variación de concentración de sales (ΔX) entre los puntos de mayor y menor concentración del ciclo, con un rango de 0.01 a 0.1. Este intervalo se establece para asegurar condiciones seguras de operación del ciclo, evitando la cristalización del bromuro de litio, que podría comprometer la integridad del sistema y su rendimiento. La inclusión de este parámetro permite valorar cómo influyen distintas combinaciones de temperaturas en el equilibrio de masa del ciclo, garantizando la viabilidad física del proceso.

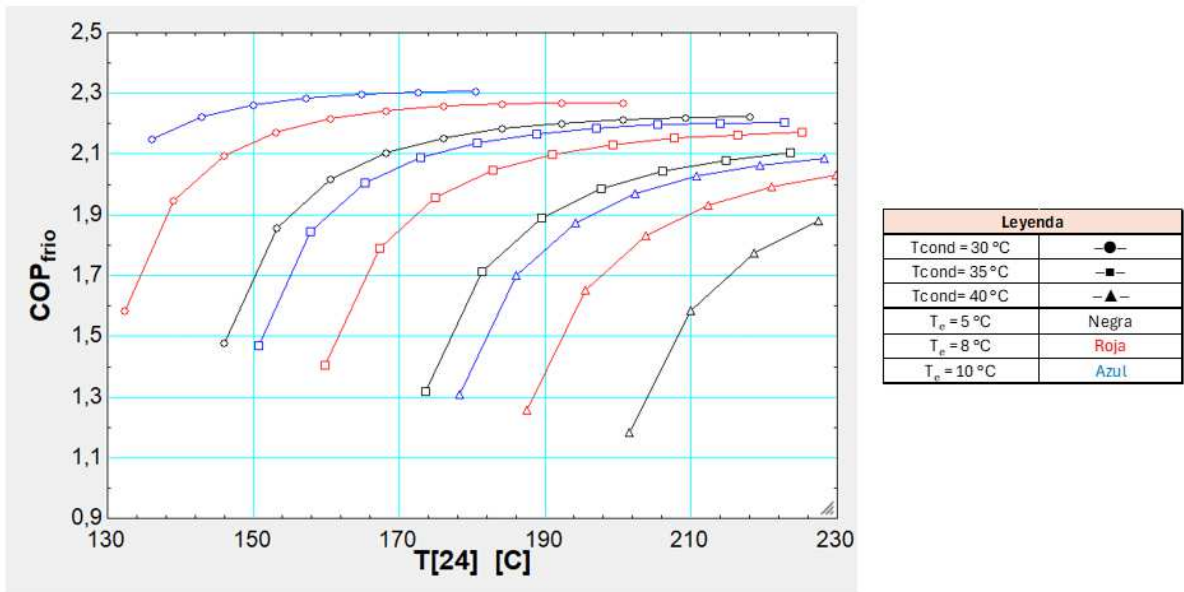


Gráfico 6.16: Evolución del COP según la tempera del HTG

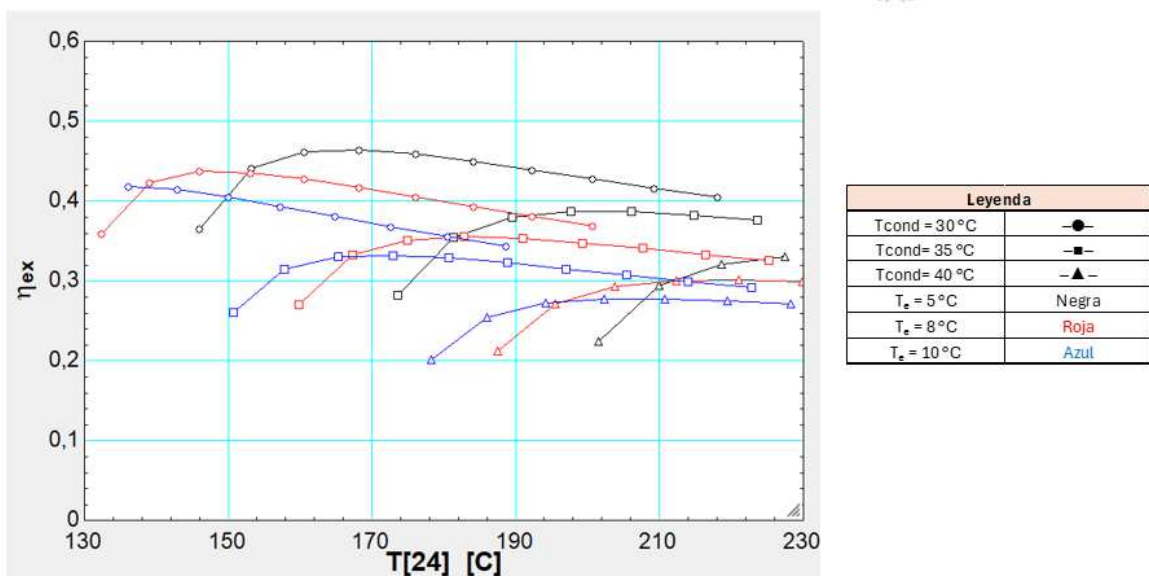


Gráfico 6.17: Evolución del rendimiento exergético según la tempera del HTG

El análisis de los gráficos permite observar lo siguiente:

- A medida que T_{24} aumenta, el COP del sistema tiende a incrementarse progresivamente. Esto se debe a que una mayor temperatura de salida al generador principal proporciona más energía térmica útil al ciclo, mejorando así su rendimiento global.
- En cuanto a la eficiencia exergética (η_{ex}), también muestra una tendencia creciente con T_{24} , ya que el aporte energético es mejor aprovechado por el sistema. No obstante, esta

mejora no es indefinida: se alcanza un punto de saturación a partir del cual η_{ex} comienza a estabilizarse o incluso disminuir levemente. Este comportamiento se debe al aumento de las pérdidas irreversibles en los componentes del ciclo cuando se trabaja con temperaturas altas, especialmente en presencia de gradientes térmicos mayores.

- Por otro lado, se aprecia que la eficiencia exergética disminuye notablemente al aumentar tanto T_e como T_{cond} , ya que se incrementan las irreversibilidades del sistema. Esto sugiere que, aunque un aumento de T_e puede ser beneficioso para el COP, no lo es necesariamente desde el punto de vista exergético.
- De forma similar, el COP mejora ligeramente con T_e pero decrece significativamente al aumentar T_{cond} , lo que indica que el ciclo es especialmente sensible a esta última condición de operación.

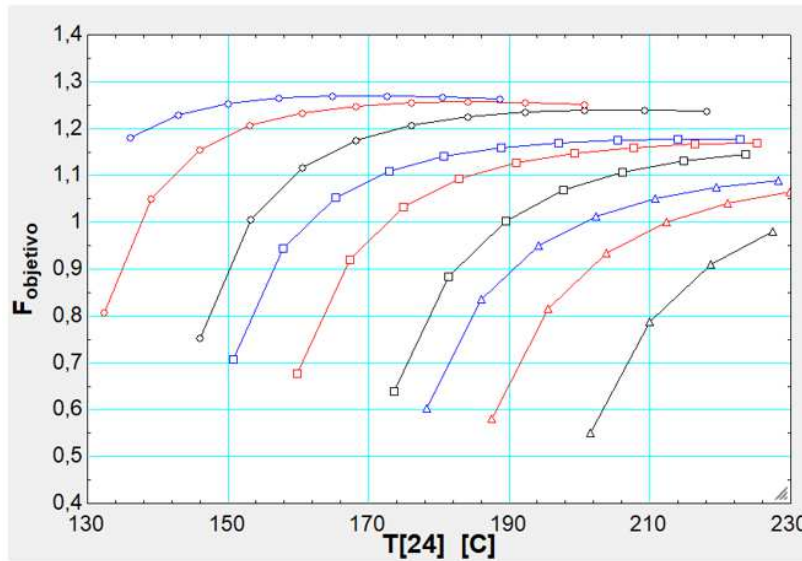
Estos resultados refuerzan la necesidad de realizar un análisis combinado de ambas métricas (COP y η_{ex}), ya que optimizar una no implica necesariamente mejorar la otra. Por ello, se considerará posteriormente una condición representativa (óptima dentro de lo evaluado) para mostrar los resultados detallados del ciclo y cómo varían las propiedades termodinámicas, si bien el objetivo global es comprender el comportamiento del sistema en un amplio abanico de condiciones operativas.

Posteriormente, para sintetizar los resultados obtenidos y comparar de forma conjunta el efecto de T_{24} en ambas variables de desempeño, se introduce una función objetivo, definido como:

$$F_{objetivo} = 0.5 * COP + 0.5 * \varepsilon_{ex} \quad (129)$$

Esta variable ponderada otorga el mismo peso al rendimiento térmico y a la calidad del uso de la energía, permitiendo establecer un criterio único para la optimización global del ciclo.

En el **Gráfico 6.18**, se representa la función objetivo en función de la T_{24} para cada combinación de T_e y T_{cond} previamente analizada. El objetivo es identificar el valor de T_{24} que maximiza simultáneamente el COP_{frio} y η_{ex} bajo distintos escenarios, facilitando una selección robusta para condiciones reales de operación.



Leyenda	
Tcond = 30 °C	●
Tcond = 35 °C	■
Tcond = 40 °C	▲
Te = 5 °C	Negra
Te = 8 °C	Roja
Te = 10 °C	Azul

Gráfico 6.18: Evolución del IDT según la tempera del HTG

Conclusión general

A partir del análisis gráfico, se observa que la configuración que maximiza simultáneamente el COP y la eficiencia exergética corresponde a una temperatura de T_{24} cercana a 160 °C , con una temperatura de evaporador de 10 °C y una de condensador de 30 °C . Esta combinación proporciona un compromiso favorable entre aprovechamiento de la fuente térmica y rendimiento termodinámico global, siendo adecuada como punto de operación de referencia para el ciclo de absorción de triple efecto.

De acuerdo con los resultados mostrados en el gráfico 6.6, se ha identificado un punto óptimo que cumple con todos los criterios de validez termodinámica, en el que la temperatura de salida del CCP es aproximadamente 160 °C la temperatura del evaporador es de 10 °C y la del condensador es de 30 °C . En estas condiciones, el DTLM se mantiene positivo y la generación de entropía dentro del intercambiador LHX es coherente con una operación físicamente válida.

6.3 Resultado del diseño del CCP para diferentes condiciones

6.3.1 Factor de interceptación

En SolTrace [5] se definieron primero las propiedades ópticas los espejos parabólicos donde, se introdujo una desviación angular de 3,5 mrad y dispersión especular de 0,1 mrad. Las propiedades de los materiales del tubo y espejo ya se tienen en cuenta en los cálculos de EES.

A continuación, se modeló la envoltura de vidrio con dos capas concéntricas. La cara frontal (exterior) y la cara trasera (interior) del vidrio y ambas recibieron un índice de refracción 1,46. Esto garantiza que los rayos se refracten correctamente al entrar y salir del vidrio, tal como ocurre en un receptor real de la figura 6.2.

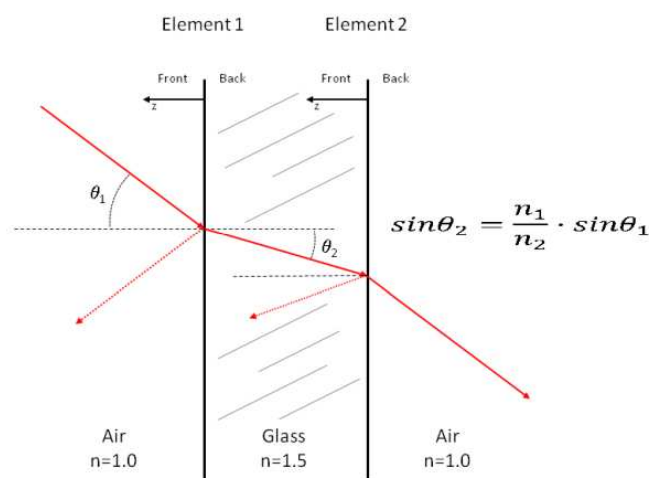


Figura 6.2: Modelo de dos capas para el vidrio [5]

Con la geometría del tubo absorbedor y del vidrio perfectamente definida, se ejecutó la simulación completa en SolTrace de la figura 6.3. El resultado muestra la trayectoria de los rayos tras ser reflejados por el espejo parabólico y su concentración sobre el tubo, validando que el diseño óptico es coherente con los parámetros geométricos establecidos.

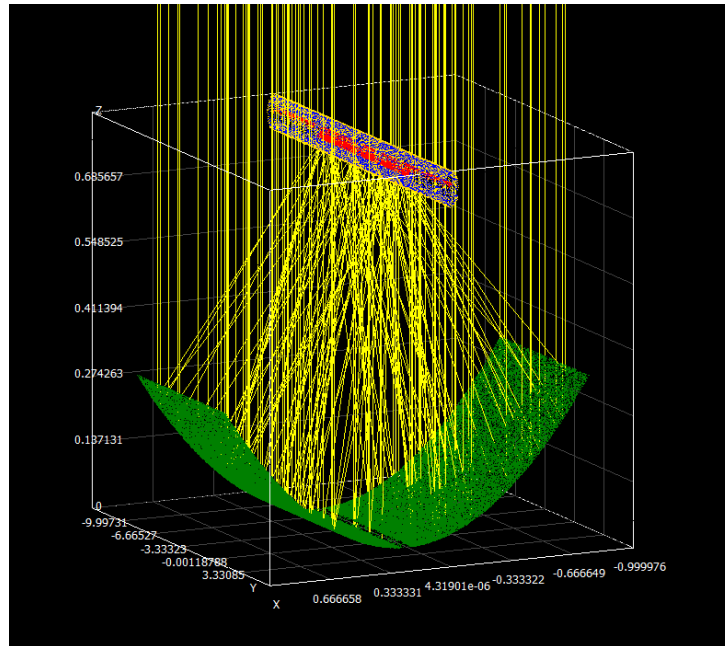


Figura 6.3: Simulación en SolTrace de intercepción solar

Para un análisis más detallado de la interacción rayos–vidrio–absorbedor en la figura 6.4, se generó una ampliación sobre la cavidad. En esta vista cercana se aprecia cómo los rayos refractan al atravesar la envoltura de vidrio, la distribución angular resultante y el impacto final sobre el tubo absorbedor.

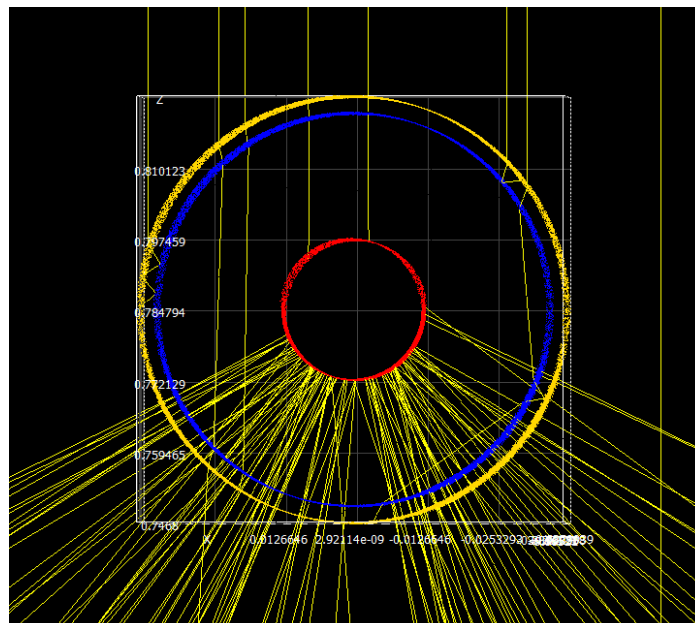


Figura 6.4: Simulación en SolTrace de intercepción solar sobre el tubo absorbedor

Con la geometría y materiales validados, se llevó a cabo un barrido de diámetros exteriores de vidrio (D_2) para estudiar su influencia en el factor de interceptación. Cada simulación proporcionó un valor de $F_{intercep}$, definido como la fracción de energía solar reflejada que impacta sobre el tubo en la tabla 6.3.

D_2 [m]	$F_{intercep}$ [-]
0,010	0,7781
0,015	0,8335
0,020	0,8736
0,025	0,8851
0,030	0,8862
0,035	0,8887
0,040	0,8943

Tabla 6.3: Factor de interceptación para diferentes diámetros

Finalmente, los datos de interceptación se ajustaron mediante un polinomio, de manera que el factor de interceptación pueda expresarse fácilmente como función de D_2 y luego incorporarse en la ecuación 93 de la memoria para el análisis térmico completo.

$$F_{intercep} = 10755.5556 * D_2^3 - 1024.6667 * D_2^2 + 32.553 * D_2 + 0.54312 \quad (130)$$

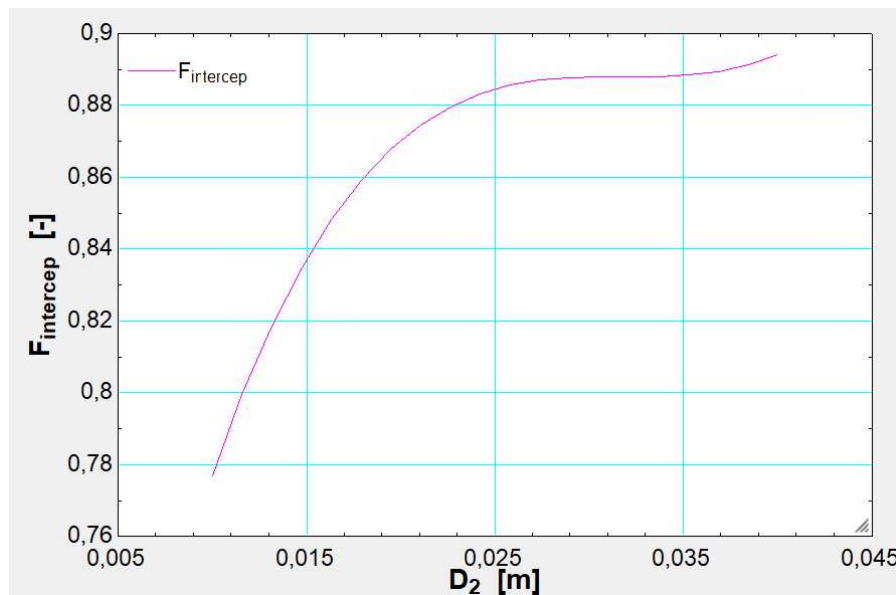


Gráfico 6.19: Representación gráfica del polinomio ajustado al factor de interceptación

Tal como se aprecia en la **Gráfico 6.19**, el factor de interceptación $F_{intercep}$ aumenta rápidamente para pequeños valores de D_2 , mostrando una pendiente inicial pronunciada. A partir de aproximadamente $D_2=0.03m$, la curva comienza a estabilizarse y tiende a una asíntota próxima a 0,9, sin superar el valor físico máximo de 1 en el intervalo simulado.

Esta tendencia indica que el diseño del CCP se comporta de forma estable y eficiente dentro del rango estudiado, especialmente en el entorno de 0.03 a 0.04 m. Por ello, se ha delimitado el análisis al intervalo $0.01 \text{ m} \leq D_2 \leq 0.04 \text{ m}$, considerando que fuera de este rango los incrementos en F_{intercep} son mínimos y no compensan el aumento de área receptora. Esta restricción no afecta negativamente al estudio, ya que la zona de operación óptima se encuentra precisamente en este rango.

6.3.2 Análisis del sistema para diferentes condiciones

Tras definir el factor de interceptación, sus ajustes y sus límites en el apartado anterior, se procede a analizar cómo varía el comportamiento del colector cilindro parabólico en función del diámetro interior del tubo absorbedor (D_2). Este estudio permite evaluar cómo afectan diferentes configuraciones geométricas a parámetros como el régimen de flujo, las pérdidas térmicas y la longitud necesaria del colector. Los resultados obtenidos permitirán identificar un rango de diseño adecuado que será utilizado posteriormente para seleccionar el punto de mayor rendimiento del sistema.

El rendimiento térmico del colector cilindro parabólico (CCP) depende directamente de las características geométricas y de operación del sistema, siendo una de las variables clave el diámetro del tubo absorbedor, designado como D_2 . En esta sección se estudia cómo la variación de dicho parámetro afecta distintos indicadores fundamentales del diseño y comportamiento térmico del CCP, tales como el régimen de flujo, las pérdidas térmicas, la eficiencia del intercambio térmico y la longitud necesaria del colector. Los resultados se muestran para un rango de diámetros comprendido entre 0,01 m y 0,04 m, evaluando así configuraciones posibles desde tubos estrechos hasta geometrías más amplias.

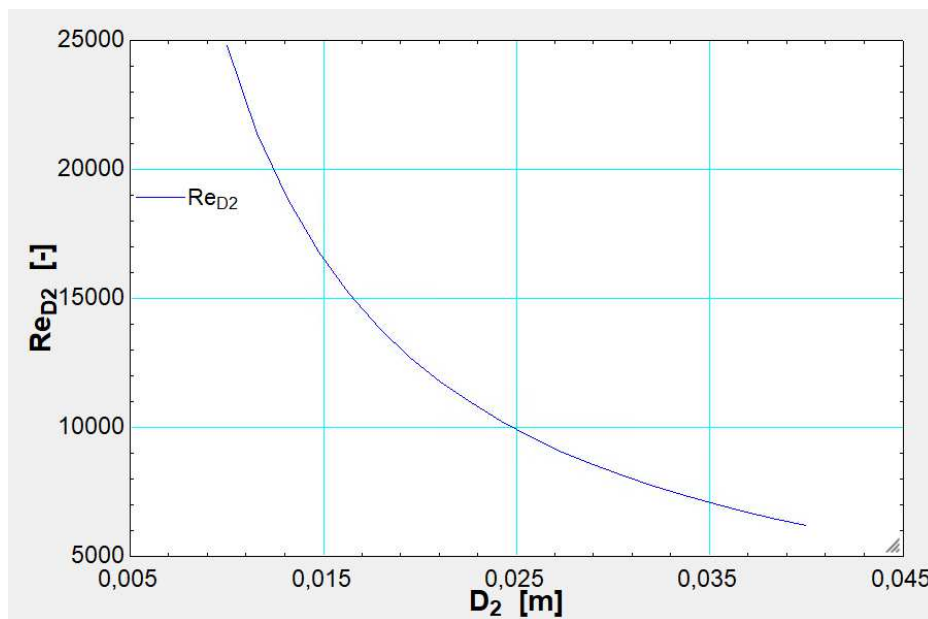


Gráfico 6.20: Número de Reynolds en función de D_2

Según el **Gráfico 6.20**, al mantener constante el **flujo másico**, el número de Reynolds disminuye sensiblemente a medida que aumenta el diámetro interior D_2 . Este comportamiento se debe a que, con mayor área de sección transversal, **la velocidad del fluido disminuye**, lo que reduce el nivel de turbulencia en el flujo interior ($Re \propto 1/D$ depende del diámetro si el flujo másico es constante).

La curva muestra una caída rápida desde valores iniciales de alrededor de 25 000, estabilizándose hacia los 5 000 en los diámetros más grandes. Esto indica una transición desde un régimen turbulento hacia un flujo casi transicional muy cercano al laminar.

Conclusión: A mayor D_2 , el régimen de flujo se vuelve menos turbulento, lo que puede reducir la eficiencia de la convección interna. Es un efecto relevante que debe tenerse en cuenta en el diseño, ya que puede requerir medidas correctoras si se desea mantener una buena transferencia de calor. Además, un bajo nivel de turbulencia puede poner en riesgo la integridad del tubo absorbedor por el stress térmico que puede sufrir, ya que la zona inferior del absorbedor es la que recibe la radiación concentrada.

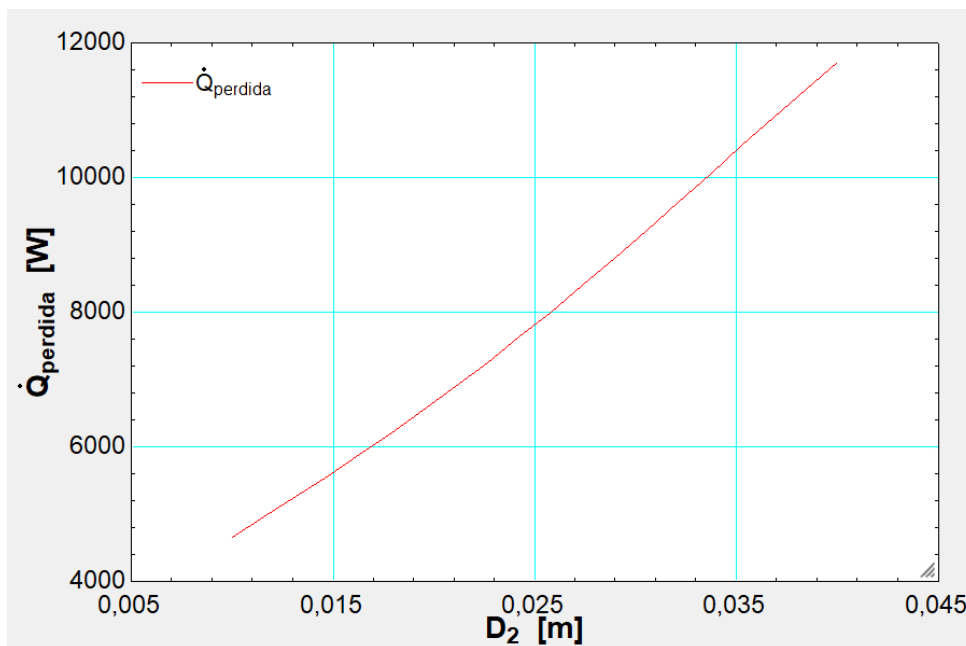


Gráfico 6.21: Pérdidas térmicas del CCP en función de D_2

El **Gráfico 6.21** muestra que las **pérdidas térmicas totales del CCP completo** aumentan casi linealmente con el diámetro interior del tubo absorbedor D_2 , partiendo de unos 5000 W para los tubos más estrechos y alcanzando aproximadamente 12 000 W en los de mayor diámetro.

Este comportamiento se explica por el incremento de la **superficie externa expuesta a pérdidas**: al aumentar D_2 , crece el área cilíndrica del absorbedor, lo que intensifica las pérdidas por

convección natural y radiación hacia el entorno. Además, aunque el factor de interceptación también crece con D_2 (como se vio en el Gráfico 6.19), su efecto positivo no compensa el aumento continuo de área emisiva. En este caso, la penalización térmica por mayor exposición supera los beneficios ópticos.

Conclusión: A medida que D_2 aumenta, las pérdidas térmicas crecen de forma casi lineal, afectando negativamente la eficiencia global del sistema. Este efecto limita el beneficio de aumentar el diámetro y debe ser considerado al definir un diseño óptimo.

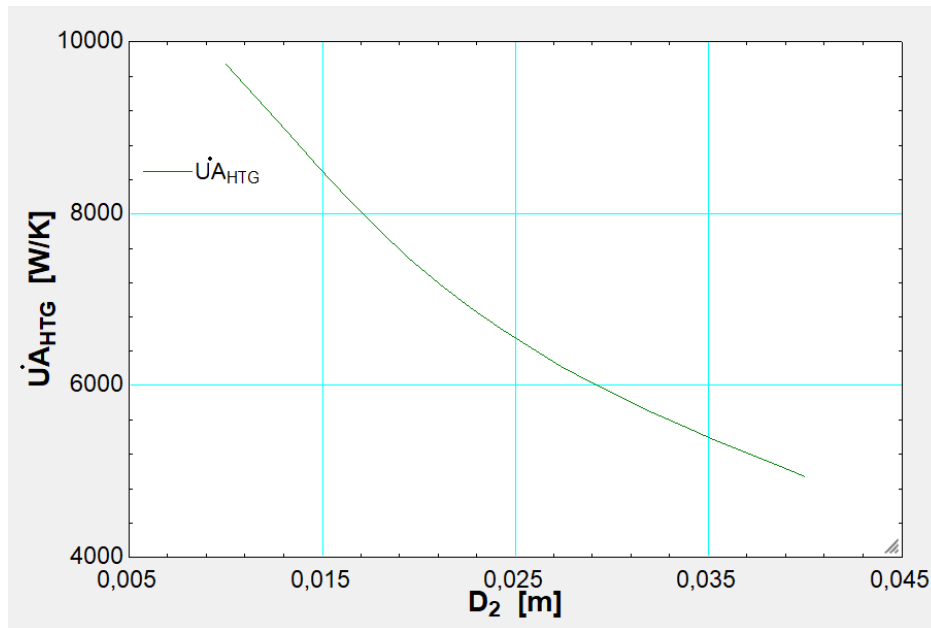


Gráfico 6.22: Coeficiente UA_{HTG} en función de D_2

El Gráfico 6.22, muestra que el coeficiente global de transferencia de calor UA_{HTG} **disminuye casi linealmente** al aumentar el diámetro interior D_2 , desde aproximadamente 10000 W/K hasta 5000 W/K.

Dado que UA se define como la inversa de la suma de las resistencias térmicas hasta el fluido, esta caída se debe principalmente a un **empeoramiento de la convección interna**. Al aumentar D_2 con flujo másico constante, disminuye el número de Reynolds (Gráfico 6.20), lo que reduce el coeficiente convectivo en el interior del tubo.

En este caso, como **el espesor del tubo es constante**, la resistencia por conducción en la pared no varía de forma significativa. Por tanto, el factor dominante en la caída de UA es la menor eficiencia de la convección interna hacia el fluido térmico.

Conclusión: La disminución de UA con D_2 se debe casi exclusivamente a la **pérdida de rendimiento en la transferencia convectiva**, lo que limita la capacidad del colector para entregar calor útil al sistema.

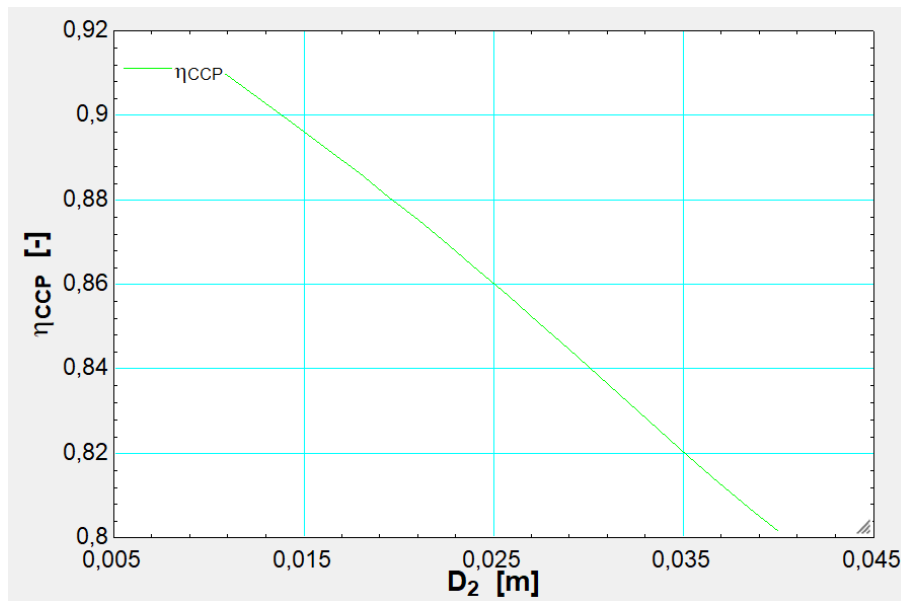


Gráfico 6.23: Evolución del rendimiento del CCP según el diámetro interior de la tubería

Según el **Gráfico 6.23**, el rendimiento térmico disminuye de forma continua desde 0,91 hasta 0,8 conforme aumenta el diámetro D_2 . Esta caída se explica principalmente por el aumento de las pérdidas térmicas con el diámetro y la reducción del coeficiente de transferencia de calor UA_{HTG} que reflejan una menor eficiencia en el intercambio térmico interno. En conjunto, estos efectos provocan una reducción progresiva de la eficiencia global del colector a medida que D_2 crece.

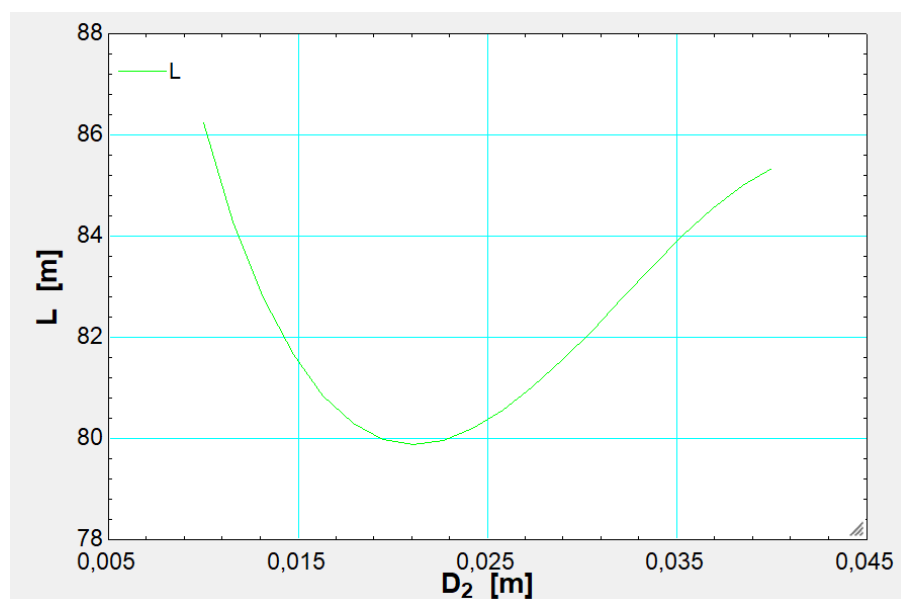


Gráfico 6.24: Longitud necesaria del CCP en función de D_2

Este **gráfico 6.24**, muestra cómo varía la longitud del colector necesaria para entregar una cantidad fija de energía térmica al sistema, en función del diámetro interior del tubo D_2 . El comportamiento no es monótono: la longitud disminuye inicialmente desde 86 m hasta unos 80 m alrededor de $D_2 = 0.02$ m, luego aumenta ligeramente hasta unos 85 m y se mantiene casi constante hacia los 0.04 m.

Este patrón se explica por la interacción entre dos efectos:

1. **El factor de interceptación**, definido por el polinomio (Gráfico 6.19), aumenta rápidamente al inicio con D_2 , lo que mejora la captación solar efectiva por unidad de longitud y reduce drásticamente la necesidad de superficie colectora.
2. Sin embargo, tras $D_2 \approx 0.02$ m, el factor de interceptación se estabiliza, mientras que las **pérdidas térmicas siguen aumentando** (como se vio en el Gráfico 6.21). Esto genera un punto de inflexión donde las pérdidas comienzan a superar el beneficio óptico, forzando un leve aumento en la longitud requerida.

Conclusión: La longitud del CCP está determinada por la eficiencia global del sistema, que resulta del equilibrio entre rendimiento térmico y rendimiento óptico. Aunque el rendimiento térmico del CCP es más alto para diámetros pequeños, la mejor configuración desde el punto de vista del **diseño del sistema completo** se alcanza cuando la **longitud necesaria del colector es mínima**, es decir, para $D_2 = 0.02$ m. Este punto representa el compromiso óptimo entre ambos efectos.

Conclusión general del análisis de D_2

El análisis revela que, al aumentar el diámetro interior D_2 del tubo absorbedor, la eficiencia térmica del colector disminuye debido al aumento de las pérdidas térmicas y la caída del coeficiente de transferencia de calor (UA_{HTG}). Esto conlleva una menor capacidad de transferencia hacia el fluido de trabajo. Sin embargo, al estudiar la **longitud necesaria del CCP**, se observa que el diseño óptimo no depende exclusivamente del rendimiento térmico, sino del equilibrio global entre el rendimiento óptico y las pérdidas.

Aunque el rendimiento térmico más alto se obtiene para los diámetros más pequeños, el sistema requiere una longitud excesiva que penaliza el diseño. En cambio, $D_2 = 0.02$ m permite reducir la longitud del colector al mínimo, lo cual implica un mejor rendimiento global. Por tanto, esta configuración se selecciona como la opción más favorable dentro del rango analizado.

6.3.3 Estudio del CCP en paralelo

Para explorar el impacto del caudal sobre el comportamiento del colector cilindro parabólico (CCP), se representa primero la evolución del **rendimiento térmico** en función del **flujo másico total**, manteniendo fijo el resto de las condiciones operativas.

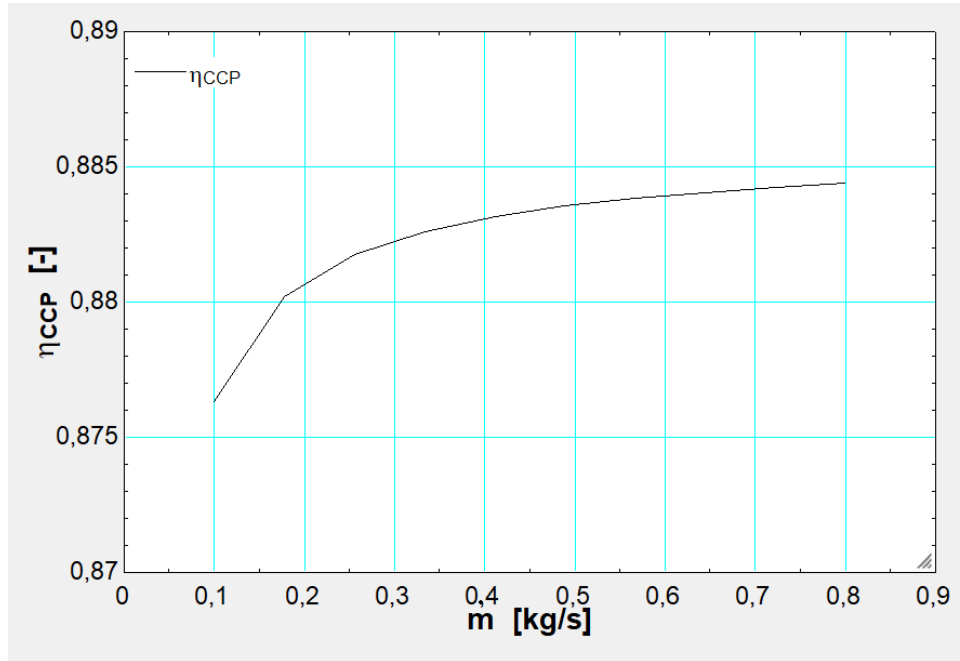


Gráfico 6.25: Evolución del caudal del CCP según el diámetro interior de la tubería

Se observa que, al aumentar el caudal desde 0.1 kg/s hasta 0.3 kg/s, el rendimiento térmico del sistema mejora significativamente, alcanzando una eficiencia de hasta 0.89. A partir de este punto, el incremento es leve y la curva tiende a estabilizarse. Esta mejora inicial se debe a que un mayor caudal reduce la temperatura media del fluido, disminuyendo así las **pérdidas térmicas** al entorno.

Este comportamiento indica que el rendimiento térmico está muy influenciado por el flujo másico, lo cual justifica el análisis posterior: se estudia cómo varía el rendimiento y la longitud del CCP **cuando se divide el sistema en varias líneas en paralelo**, afectando directamente al caudal por rama.

Configuraciones en paralelo: rendimiento y longitud por rama

A continuación, se simulan tres escenarios: CCP en **serie (1 línea)**, en **2 líneas** y en **3 líneas en paralelo**, dividiendo el caudal y la potencia térmica a suministrar proporcionalmente en cada caso. El análisis se centra en una sola línea de colectores.

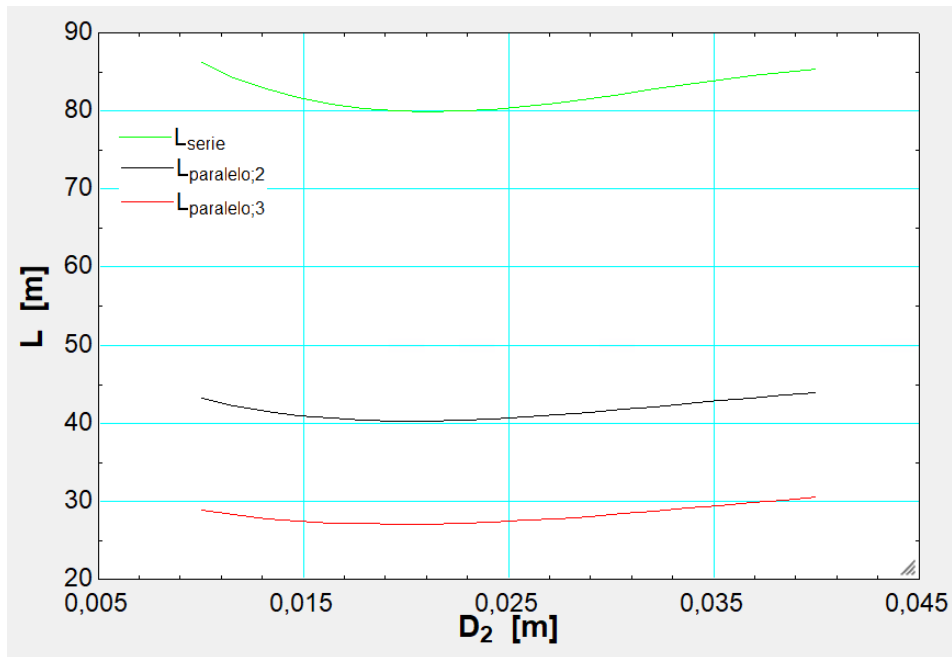


Gráfico 6.26: Evolución de la longitud del CCP según el diámetro interior de la tubería para paralelo

Tal como se aprecia en el **Gráfico 6.25**, la línea verde (configuración en serie o fila única) muestra una longitud comprendida entre 90 m y 80 m, como en los análisis previos. Para la configuración en paralelo de 2 líneas (línea negra), la longitud por rama desciende a entre 45 m y 40 m, mientras que en el caso de 3 líneas (línea roja), baja hasta valores de 30 m a 25 m.

Esto refleja que, al dividir el sistema en varias ramas en paralelo, la carga térmica y el caudal por línea se reducen, por lo que la longitud necesaria en cada rama es menor. Sin embargo, dado que el estudio se realiza por línea, la **longitud total del campo solar no disminuye**, ya que se requiere replicar esa longitud en cada una de las ramas. La evolución con respecto al diámetro mantiene una tendencia coherente en todas las configuraciones.

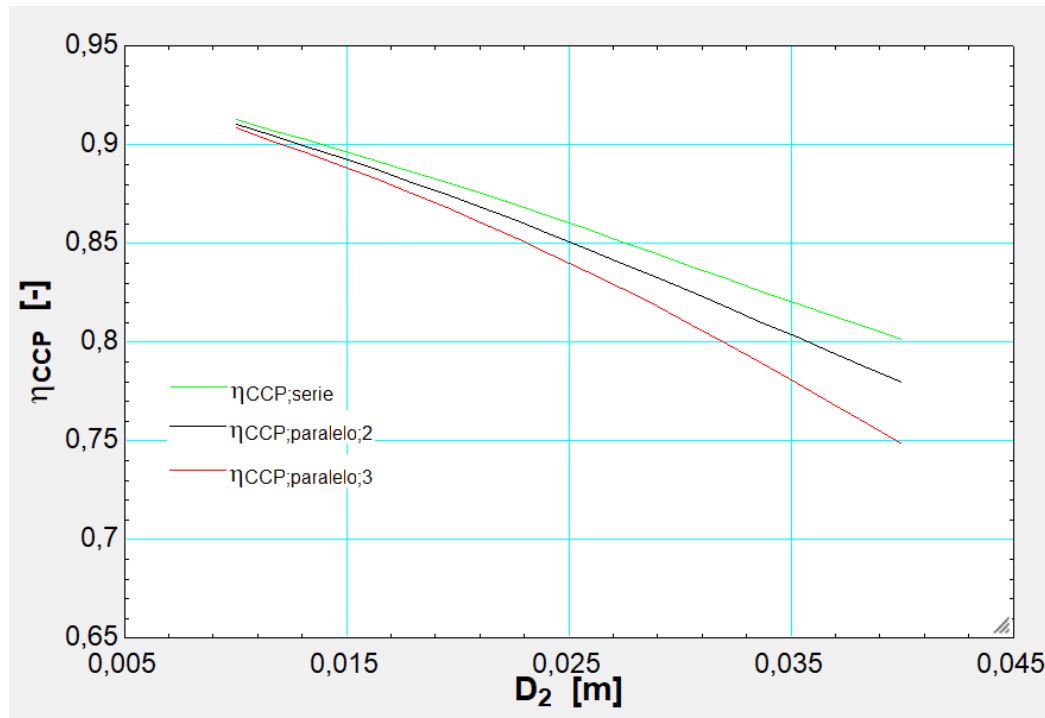


Gráfico 6.27: Evolución del rendimiento del CCP según el diámetro interior de la tubería para paralelo

En contraste, el rendimiento térmico de la **Gráfica 6.27**, disminuye en todos los casos conforme aumenta D_2 , y la caída es más pronunciada cuanto mayor es el número de líneas en paralelo. Las tres curvas parten de un valor cercano a **0.87**, pero descienden progresivamente:

- En serie (línea verde): cae hasta **0.8**
- 2 líneas en paralelo (línea negra): hasta **0.78**
- 3 líneas en paralelo (línea roja): hasta **0.75**

Esto se debe a que, al dividir el caudal total, el **flujo másico por línea es menor**, y como se vio en el primer gráfico, esto reduce la eficiencia del CCP debido a mayores pérdidas relativas.

Conclusión General sobre configuración óptima

Del análisis se concluye que la **configuración en serie (una sola línea)** es la más adecuada para alcanzar el mayor rendimiento térmico del CCP en base a las premisas seguidas para el diseño del colector. Aunque al dividir el sistema en paralelo la longitud por rama se reduce, la longitud total necesaria del campo solar no cambia sustancialmente, lo cual implica una línea adicional por cada rama paralela. Además, la división del caudal total entre las ramas provoca una disminución del caudal por línea, lo que reduce la eficiencia térmica. Por tanto, si se busca optimizar el rendimiento, conviene mantener el sistema en serie. En caso de seguir un diseño de líneas paralelas, sería necesario adoptar un diseño más pequeño de captador, que fuera operativo con menores caudales por fila, pero esto puede afectar negativamente al coste del sistema.

6.4 Resultado en conjunto para punto de mayor rendimiento

Tras el análisis detallado de las distintas condiciones operativas del ciclo de absorción de triple efecto y del colector cilindro parabólico (CCP), se ha identificado un punto de operación que maximiza simultáneamente el rendimiento térmico y exergético del sistema. Esta configuración óptima corresponde a una temperatura de salida del CCP ($T_{(24)}$) cercana a 160 °C, con una temperatura de evaporación de 10 °C y una temperatura de condensación de 30 °C.

Para esta condición, el modelo integrado desarrollado en EES demuestra su eficacia y precisión, ya que permite obtener de manera consistente todos los parámetros termodinámicos y térmicos del ciclo y del colector, garantizando así la validez física y termodinámica de la simulación. Esto valida el uso del programa como una herramienta sólida para estudios de diseño, análisis paramétricos y optimización de sistemas de absorción activados por energía solar térmica.

Adicionalmente, para el colector cilindro parabólico, se confirma que el diámetro interior del tubo absorbedor (D_2) que maximiza el rendimiento global es 0.02 m cuando el flujo es en serie. Esta configuración tiene menor longitud y mejora la transferencia de calor, favoreciendo un mayor aporte energético al ciclo, lo que se alinea con la selección del punto óptimo de operación mencionado.

A continuación, se presentan las tablas resumen de los resultados obtenidos para el punto de mayor rendimiento:

- **Tabla 6.4:** Contiene los puntos de estudio seleccionados y diseñados para el análisis en AutoCAD. Estos puntos representan las combinaciones más relevantes de parámetros que se han evaluado y sirven como base para el análisis gráfico y optimización del sistema.
- **Tablas 6.5 y 6.6:** Presentan los resultados detallados de los parámetros termodinámicos y térmicos obtenidos en el cálculo. Estas tablas incluyen variables clave necesarias para el análisis y evaluación del sistema, pero que no pueden obtenerse directamente en el entorno de diseño gráfico.

	T[i] [C]	T_k[i] [K]	X[i] [-]	p[i] [kPa]	m_dot[i] [kg/s]	h[i] [kJ/kg]	s[i] [kJ/kg-K]	T_tf[i] [C]	T_t_k[i] [K]
1	30		0,4914	1 228	0,3647	60,41	0,2198	149,1	
2	30,05		0,4914	162,5	0,3647	60,52	0,2202	153,8	
3	56,49		0,4914	162,5	0,3647	118,9	0,4046	155	428,2
4	64,05		0,5549	4 247	0,09817	145,1	0,3935	76,6	349,8
5	30,43		0,5549	4 247	0,3229	77	0,1803	75,74	348,9
6	30,43		0,5549	1 228	0,3229	77	0,1803	25	298,2
7	30			4 247	0,0127	2556	8 452		
8	30			4 247	0,04178	125,7	0,4368		
9	10			1 228	0,04178	125,7	0,4467		
10	10	283,2		1 228	0,04178	2519	8,9		
11									
12	56,49		0,4914	162,5	0,2539	118,9	0,4046		
13	92,57		0,4914	162,5	0,2539	200,6	0,6384		
14	108,8		0,5549	29,94	0,101	239,1	0,6537		
15	62,51		0,5549	29,94	0,2248	142	0,3841		
16	62,51		0,5549	4 247	0,2248	142	0,3841		
17	69,05			29,94	0,01306	2624	7 768		
18	69,05			29,94	0,02908	289,1	0,9435		
19	30			4 247	0,02908	289,1	0,9756		
20									
21									
22	92,57		0,4914	162,5	0,1398	200,6	0,6384		
23	138,2		0,4914	162,5	0,1398	305,9	0,908		
24	160	433,2	0,5549	162,5	0,1238	349,3	0,9228		
25	104,7		0,5549	162,5	0,1238	230,3	0,6309		
26	104,7		0,5549	29,94	0,1238	230,3	0,6309		
27	113,8			162,5	0,01602	2697	7 196		
28	113,8			162,5	0,01602	477,4	1,46		
29	69,05			29,94	0,01602	477,4	1 494		
30									
31	56,49		0,4914	162,5	0,1109	118,9	0,4046		
32	56,49		0,4914	4 247	0,1109	118,9	0,4046		
33	62,97		0,5549	4 247	0,3229	142,9	0,387		
34	92,57		0,4914	162,5	0,114	200,6	0,6384		
35	92,57		0,4914	29,94	0,114	200,6	0,6384		
36	106,5		0,5549	29,94	0,2248	234,3	0,6412		
37	69,05			29,94	0,02908	1442	4 312		
38	30			4 247	0,04178	978,1	3 248		
39									
40									
41	20	293,2			1 703	84,01			
42	25				1 703	104,9			
43	18	291,2			4 776	75,64			
44	13				4 776	54,7			
45	20	293,2			5 168	84,01			
46	25				5 168	104,9			

Tabla 6.4: Resultados para los puntos de estudio para punto de mayor rendimiento

Símbolo	Valor	Unidad	Símbolo	Valor	Unidad
α_{abs}	0,96	-	ϵ_4	0,86	-
A_{espejo}	116,1	m ²	ϵ_5	0,86	-
b	1,571	-	ϵ_{LHX}	0,8	-
C	0,26	-	ϵ_{MHX}	0,8	-
COP_{calor}	3,288	-	ϵ_{HHX}	0,8	-
$COP_{frío}$	2,288	-	η_{CCP}	0,8788	-
$\cos(\theta)$	0,8753	-	η_{ex}	0,3882	-
$\cos(\theta_2)$	0,8753	-	f	0,02963	-
Cp_1	2,309	kJ/kg-K	f_{CCP}	0,57	m
Cp_2	2,316	kJ/kg-K	$F_{ensuciamiento}$	0,9	-
Cp_5	1,009	kJ/kg-K	$F_{intercep}$	0,8704	-
Cp_6	1,006	kJ/kg-K	$F_{objetivo}$	1,338	-
$Cp_{1,J}$	2309	J/kg-K	h_{12}	1860	kJ/kg
$Cp_{2,J}$	2316	J/kg-K	h_{56}	2,206	kJ/kg
$Cp_{5,J}$	1009	J/kg-K	h_{34}	0,01314	kJ/kg
$Cp_{6,J}$	1006	J/kg-K	l_{total}	14,07	kW
δ	7,534	°	k_1	0,5273	W/m·K
D_2	0,02	m	k_2	0,5282	W/m·K
D_3	0,025	m	k_5	0,02993	W/m·K
D_4	0,065	m	k_6	0,02625	W/m·K
D_5	0,071	m	k_{23}	15,6	W/m·K
DNI	750	W/m ²	k_{45}	1,226	W/m·K
ΔT_{LTG}	5	C	k_{56}	0,02811	W/m·K
ΔT_{MTG}	5	C	k_{std}	0,02551	W/m·K
$\Delta T_{LHX,C}$	6,48	K	L	79,93	m
$\Delta T_{LHX,F}$	0,3822	K	λ	0,8867	m
ΔX	0,06357	-	m	0,6	-
$DTLM_{abs}$	7,485	K	μ	0,0007079	Kg/m-s
$DTLM_{eva}$	5,098	K	μ_1	0,0007183	Kg/m-s
$DTLM_{cond}$	7,213	K	μ_2	0,0006978	Kg/m-s
$DTLM_{LHX}$	2,154	K	μ_5	0,00002082	Kg/m-s
$DTLM_{MHX}$	16,46	K	μ_6	0,00001845	Kg/m-s
$DTLM_{HHX}$	-	K	\dot{m}	0,1398	kg/s
$DTLM_{LTG}$	8,205	K	n	100	-
$DTLM_{MTG}$	11,21	K	n_2	0,37	-
$Dist_{vid,abs}$	0,02	m	NU_{D2}	70,57	-
e_{abs}	0,0025	m	NU_{D5}	5,571	-
e_{vid}	0,003	m	ϕ	36,45	°
ϵ_3	0,96	-	ϕ_{CCP}	65	°

Tabla 6.5: Resultados para las variables definidas para punto de mayor rendimiento

Símbolo	Valor	Unidad	Símbolo	Valor	Unidad
Pr_1	3,146	-	$R_{conv,34}$	12,12	K/W
Pr_2	3,06	-	R_{conv56}	0,02543	K/W
Pr_5	0,702	-	σ_{LHX}	0,003157	kW/K
Pr_6	0,7073	-	σ_{MHX}	0,001574	kW/K
Q_{eva}	100	kW	σ_{HHX}	0,001547	kW/K
Q_{cond}	35,61	kW	σ_{abs}	0,003641	kW/K
Q_{abs}	108,1	kW	σ_{cond}	0,001541	kW/K
Q_{HTG}	43,66	kW	$\sigma_{evá}$	0,001762	kW/K
$Q_{HTG,W}$	43659	kW	σ_p	0,0001281	kW/K
Q_{LTG}	33,52	kW	σ_{LTG}	0,003157	kW/K
Q_{MTG}	35,55	kW	σ_{HTG}	0,001762	kW/K
Q_{MHX}	20,74	kW	σ_{MTG}	0,002816	kW/K
Q_{HHX}	14,72	kW	σ_{tot}	0,04721	kW/K
Q_{LHX}	21,29	kW	σ_{ciclo}	0,0491	kW/K
Q_{fluido}	43659	W	σ_{gen}	0,007735	kW/K
$Q_{perdida}$	6665	W	σ_{int}	0,003641	kW/K
$q_{abs,vid}$	1988	W	τ_{vid}	0,963	-
$q_{sol,vid}$	53736	W	T_{amb}	25	°C
$q_{sol,abs}$	49678	W	$T_{amb,yk}$	298,2	K
$q_{cond,32}$	43659	W	$T_{t,12}$	151,5	C
$q_{cond,45}$	6019	W	$T_{t,23}$	154,4	C
$q_{conv,21}$	43659	W	$T_{t,45}$	76,17	C
$q_{conv,34}$	6,473	W	$T_{t,56}$	50,37	C
$q_{conv,56}$	1996	W	t_{solar}	12	°
$q_{rad,34}$	6013	W	$U\dot{A}_{abs}$	14,44	kW/K
$q_{rad,56}$	6012	W	$U\dot{A}_{eva}$	19,62	kW/K
ρ_{aire}	1,012	kg/m ³	$U\dot{A}_{cond}$	4,937	kW/K
ρ_{sales}	1516	kg/m ³	$U\dot{A}_{LHX}$	9,884	kW/K
ρ_{esp}	0,8867	-	$U\dot{A}_{MHX}$	2,22	kW/K
r	0,8013	m	$U\dot{A}_{HHX}$	2,2	kW/K
R_{D2}	12392	-	$U\dot{A}_{LTG}$	4,086	kW/K
R_{D5}	6901	-	$U\dot{A}_{MTG}$	3,17	kW/K
R_{34}	0,01303	K/W	$U\dot{A}_{HTG}$	7,525	kW/K
R_{21}	0,000107	K/W	V	0,0020405	m ³ /s
R_{56}	0,006336	K/W	v_{viento}	2	m/s
R_{32}	0,00002848	K/W	ω	0	°
R_{45}	0,0001434	K/W	\dot{W}_p	13,13	kW
$R_{rad,34}$	0,01305	K/W	W_{CCP}	1,453	m
$R_{rad,56}$	0,00844	K/W	z	0,2313	m

Tabla 6.6: Resultados para las variables definidas para punto de mayor rendimiento

Estos resultados conjuntos permiten validar la metodología seguida, así como asegurar la coherencia física y termodinámica del sistema, proporcionando una base sólida para el diseño y optimización de sistemas de absorción accionados por colectores solares cilindros parabólicos.

7 Conclusiones

Este trabajo ha demostrado la complejidad y el potencial de integrar un colector cilindro parabólico (CCP) con un ciclo de absorción de triple efecto basado en agua y bromuro de litio. La combinación de un modelo térmico detallado del CCP junto con un análisis termodinámico riguroso del ciclo ha permitido identificar los principales parámetros que condicionan el rendimiento global del sistema. Se ha evidenciado que la geometría del tubo absorbedor y las condiciones de operación del CCP influyen decisivamente en la transferencia de calor y, por ende, en la temperatura máxima disponible para el ciclo, afectando directamente su eficiencia y exergía. Paralelamente, el estudio del ciclo ha mostrado que existen límites termodinámicos críticos, especialmente en el intercambiador de baja temperatura, que restringen las condiciones viables de operación y requieren un balance cuidadoso entre eficiencia térmica y calidad energética. El análisis conjunto de las variables ha permitido determinar un punto óptimo de operación que maximiza tanto el coeficiente de rendimiento como la eficiencia exergética, proporcionando una base sólida para el diseño y la optimización de sistemas solares de refrigeración basados en ciclos de absorción avanzados.

7.1 Limitaciones del modelo

A pesar de los avances logrados en la modelización del sistema, es fundamental reconocer las limitaciones inherentes al enfoque empleado. Estas restricciones condicionan la aplicabilidad práctica y la precisión de los resultados obtenidos, además de señalar áreas clave donde futuros trabajos pueden aportar mejoras significativas. A continuación, se resumen las principales limitaciones identificadas durante el desarrollo del modelo:

- **Simplificaciones en el modelado del CCP:** Se asumieron condiciones de flujo y pérdidas térmicas simplificadas, sin considerar efectos dinámicos ni variaciones transitorias, lo que puede limitar la precisión en escenarios reales con condiciones cambiantes.
- **Restricciones en el modelo termodinámico del ciclo:** El modelo mantiene fija la temperatura del flujo frío en el intercambiador de baja temperatura (LHX), lo que puede generar soluciones no físicamente viables (DTLM negativo) en ciertos rangos operativos.
- **Constancia del flujo másico:** Se ha mantenido constante el flujo másico en el análisis, sin explorar completamente el impacto de su variación, que podría influir en la transferencia térmica y el rendimiento del sistema.
- **Ausencia de modelado dinámico:** No se consideraron las transiciones temporales ni el comportamiento ante variaciones rápidas de radiación o demanda, limitando la capacidad para evaluar la estabilidad y respuesta en condiciones reales.
- **Consideraciones de materiales y degradación:** No se incluyó el efecto de posibles pérdidas por envejecimiento, corrosión o suciedad en los componentes, lo que podría afectar la eficiencia a largo plazo.

Estas limitaciones definen el marco de validez del estudio y orientan las futuras líneas de investigación para robustecer y ampliar el modelo desarrollado.

7.2 Propuesta de mejora

Partiendo de las limitaciones identificadas, se plantean diversas propuestas de mejora para optimizar tanto la precisión del modelo como su aplicabilidad práctica. Estas recomendaciones buscan ampliar el alcance del análisis y facilitar la implementación de sistemas más eficientes y adaptados a condiciones reales de operación:

- **Incorporar modelado dinámico y transitorio:** Integrar análisis temporales para evaluar la respuesta del CCP y del ciclo de absorción ante variaciones en la radiación solar, carga térmica y condiciones ambientales, permitiendo simular escenarios más realistas y mejorar la gestión del sistema.
- **Modelar variabilidad en el flujo másico:** Considerar la influencia de cambios en el flujo másico del fluido caloportador, para analizar su efecto sobre la transferencia térmica, las pérdidas y el rendimiento global, posibilitando estrategias de control más flexibles y eficientes.
- **Refinar el modelado del intercambiador LHX:** Ajustar la modelación para evitar resultados no físicos, incluyendo la implementación de un enfoque más robusto que permita manejar condiciones límite sin que el salto logarítmico medio de temperatura se vuelva negativo, mejorando la estabilidad numérica.
- **Incluir aspectos materiales y degradación:** Incorporar parámetros relacionados con la degradación por envejecimiento, suciedad y corrosión, lo que permitirá prever la evolución del rendimiento en el tiempo y planificar mantenimientos predictivos.
- **Optimización multidimensional del sistema:** Ampliar el análisis paramétrico integrando variables adicionales y emplear algoritmos de optimización para encontrar configuraciones que maximicen simultáneamente eficiencia térmica, exergética y económica.

Estas mejoras contribuirán a desarrollar un modelo más robusto y representativo, favoreciendo su aplicación práctica y la viabilidad técnica y económica de sistemas de absorción activados por colectores cilindro parabólicos.

8 Bibliografía

- [1] R. Lizarte y J. D. Marcos, «COP optimisation of a triple-effect H₂O/LiBr absorption cycle under off-design conditions», *Appl Therm Eng*, vol. 99, pp. 195-205, abr. 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.12.121.
- [2] F. J. Cabrera, A. Fernández-García, R. M. P. Silva, y M. Pérez-García, «Use of parabolic trough solar collectors for solar refrigeration and air-conditioning applications», *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 20, pp. 103-118, abr. 2013, doi: 10.1016/J.RSER.2012.11.081.
- [3] F-Chart Software, “EES manual (Spanish) [PDF],” F-Chart Software, Middleton, WI, USA, 14-Apr-2018. [Online]. Available: https://fchartsoftware.com/assets/downloads/ees_man_spa.pdf
- [4] R. Forristall, «Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver», 2003. [En línea]. Disponible en: <http://www.osti.gov/bridge>
- [5] «Asignatura: Centrales Solares (2024–25, Todos los grupos)». Universidad de Málaga, plataforma EII Moodle. [En línea]. Disponible en: <https://eii.cv.uma.es/course/view.php?id=4892>
- [6] . IEEE Staff, *2008 Second International Conference on Thermal Issues in Emerging Technologies - Theory and Application*. I E E E, 2008.
- [7] K. E. Herold, R. Radermacher, and S. A. Klein, *Absorption Chillers and Heat Pumps*. Boca Raton, FL: CRC Press, 2016.
- [8] J. A. . Duffie y W. A. . Beckman, *Solar engineering of thermal processes*. Wiley, 2013.
- [9] **Mikroulis, C. (2011)**. *Análisis comparativo entre el empleo de aceite y la generación directa de vapor en una planta termosolar de canales parabólicos* [Trabajo de Fin de Máster, Universidad de Sevilla]. Capítulo 2: "Introducción". Disponible en: <https://biblus.us.es/bibing/proyectos/abreproy/70237/fichero/4.+CAPITULO+2.+INTRODUCCION.pdf>
- [10] Patek, J. and Klomfar, J., «Enthalpy–Concentration Diagram for Lithium Bromide–Water», *International Journal of Refrigeration*, vol. 29, pp. 566–578, 2006. Disponible en: https://fchartsoftware.com/ees/libr_help/hs10.htm
- [11] F. Burkholder y C. Kutscher, «Heat Loss Testing of Schott’s 2008 PTR70 Parabolic Trough Receiver», 2008. [En línea]. Disponible en: <http://www.osti.gov/bridge>
- [12] «Concentrating Solar Power Projects | NREL». Accedido: 20 de junio de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://solarpaces.nrel.gov/>

- [13] A. Fernández-García, E. Zarza, L. Valenzuela, y M. Pérez, «Parabolic-trough solar collectors and their applications», *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, n.º 7, pp. 1695-1721, sep. 2010, doi: 10.1016/J.RSER.2010.03.012.

9 Anexos

9.1 Código EES

"Condiciones de contorno"

T[1]=T[8]

Q_dot_eva=100 [kW]

T[24]=160 [C]

"Temperatura CCP"

T[10]=10 [C]

"Temperatura Evaporador"

T[8]=30 [C]

"Temperatura Condensador"

epsilon_LHX =0,8 [-]

epsilon_MHX =0,8 [-]

epsilon_HHX =0,8 [-]

DeltaT_LTG=5 [C]

DeltaT_MTG=5 [C]

T[46] = T[1]-5 [C]

T[42] = T[8]- 5[C]

T[44] = T[10]+3[C]

"Presiones"

p[10]=P_sat(Water;T=T[10])

p[1]=p[10]

p[8]=P_sat(Water;T=T[1])

p[4]=p[8]

p[18]=P_sat(Water;T=T[18])

p[14]=p[18]

p[28]=P_sat(Water;T=T[28])

p[24]=p[28]

p[6]=p[1]

p[5]=p[8]

p[2]=p[24]

p[3]=p[2]

p[32]=p[4]

p[12]=p[3]

p[13]=p[12]

p[34]=p[13]

p[22]=p[13]

p[23]=p[13]

p[25]=p[24]

p[26]=p[14]

p[36]=p[14]

p[15]=p[14]

p[16]=p[4]

p[33]=p[4]

p[35]=p[14]

p[31]=p[3]

"Concentraciones"

$X[1]=x_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T[1];P[1])$
 $X[2]=X[1]$
 $X[3]=X[1]$
 $X[31]=X[1]$
 $X[32]=X[1]$
 $X[12]=X[1]$
 $X[13]=X[1]$
 $X[34]=X[1]$
 $X[35]=X[1]$
 $X[22]=X[1]$
 $X[23]=X[1]$
 $X[4]=X[1]+\Delta X$
 $X[14]=X[4]$
 $X[24]=X[4]$
 $X[6]=X[4]$
 $X[6]=X[5]$
 $X[6]=X[33]$
 $X[25]=X[24]$
 $X[26]=X[24]$
 $X[36]=X[14]$
 $X[15]=X[36]$
 $X[16]=X[15]$
 $p[9]=p[10]$
 $p[7]=p[8]$
 $p[19]=p[8]$
 $p[37]=p[18]$
 $p[27]=p[28]$
 $p[29]=p[18]$
 $p[38]=p[8]$
 $p[17]=p[18]$

"Temperaturas"

$T[4]=T_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(P[4];x[4])$
 $T[18]=T[4]+\Delta T_{\text{LTG}}$
 $T[14]=T_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(P[14];x[14])$
 $T[28]=T[14]+\Delta T_{\text{MTG}}$
 $T[24]=T_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(P[24];x[24])$

"Caudales"

$m_{\text{dot}}[2]=m_{\text{dot}}[1]$
 $m_{\text{dot}}[3]=m_{\text{dot}}[1]$
 $m_{\text{dot}}[6]=m_{\text{dot}}[5]$
 $m_{\text{dot}}[6]=m_{\text{dot}}[33]$
 $m_{\text{dot}}[10]=m_{\text{dot}}[9]$
 $m_{\text{dot}}[8]=m_{\text{dot}}[10]$
 $m_{\text{dot}}[38]=m_{\text{dot}}[10]$
 $m_{\text{dot}}[37]=m_{\text{dot}}[18]$
 $m_{\text{dot}}[18]=m_{\text{dot}}[19]$
 $m_{\text{dot}}[32]=m_{\text{dot}}[31]$
 $m_{\text{dot}}[13]=m_{\text{dot}}[12]$
 $m_{\text{dot}}[15]=m_{\text{dot}}[16]$
 $m_{\text{dot}}[15]=m_{\text{dot}}[36]$
 $m_{\text{dot}}[34]=m_{\text{dot}}[35]$
 $m_{\text{dot}}[27]=m_{\text{dot}}[28]$
 $m_{\text{dot}}[26]=m_{\text{dot}}[25]$

$$m_dot[23]=m_dot[22]$$

$$m_dot[24]=m_dot[25]$$

"Entalpías"

$$h[1]=h_LiBrH2O(T[1];X[1])$$

$$h[2]=h_LiBrH2O(T[2];X[2])$$

$$h[4]=h_LiBrH2O(T[4];X[4])$$

$$h[14]=h_LiBrH2O(T[14];X[14])$$

$$h[24]=h_LiBrH2O(T[24];X[24])$$

$$h[5]=h[6]$$

$$h[31]=h[3]$$

$$h[32]=h[3]$$

$$h[12]=h[3]$$

$$h[15]=h[16]$$

$$h[22]=h[13]$$

$$h[25]=h[26]$$

$$h[7]=\text{Enthalpy}(\text{Water};P=p[7];x=1)$$

$$h[8]=\text{Enthalpy}(\text{Water};T=T[8];x=0)$$

$$h[9]=h[8]$$

$$h[10]=\text{Enthalpy}(\text{Water};T=T[10];x=1)$$

$$h[17]=\text{Enthalpy}(\text{Water};P=p[17];x=1)$$

$$h[18]=\text{Enthalpy}(\text{Water};T=T[18];x=0)$$

$$h[19]=h[18]$$

$$h[27]=\text{Enthalpy}(\text{Water};P=p[27];x=1)$$

$$h[28]=\text{Enthalpy}(\text{Water};T=T[28];x=0)$$

$$h[29]=h[28]$$

$$h[34]=h[13]$$

$$h[35]=h[13]$$

"BOMBA"

$$\rho_{sales}=\rho_LiBrH2O(T[1];X[1])$$

$$V_dot=m_dot[1]/\rho_{sales}$$

$$W_dot_p = V_dot * (p[2]-p[1])$$

$$m_dot[1]*h[1]+W_dot_p - m_dot[2]*h[2] = 0$$

"ABSORBEDOR"

$$m_dot[1]*X[1]=m_dot[6]*X[6]$$

$$m_dot[1]=m_dot[6]+m_dot[10]$$

$$m_dot[1]*h[1]+Q_dot_abs=m_dot[6]*h[6]+m_dot[10]*h[10]$$

"Evaporador"

$$Q_dot_eva=m_dot[10]*(h[10]-h[9])$$

"Condensador"

$$Q_dot_cond=m_dot[38]*(h[38]-h[8])$$

"LHX"

$$m_dot[2]*(h[3]-h[2])=m_dot[33]*(h[33]-h[5])$$

$$\epsilon_{LHX}=(h[33]-h[5])/(h[33]-h[2])$$

$$Q_dot_LHX=m_dot[2]*(h[3]-h[2])$$

"Mezclador 3"

$$m_dot[33]=m_dot[4]+m_dot[16]$$

$$m_dot[33]*h[33]=m_dot[4]*h[4]+m_dot[16]*h[16]$$

"Mezclador 8"

$$m_dot[19]+m_dot[7]=m_dot[38]$$

$$m_dot[19]*h[19]+m_dot[7]*h[7]=m_dot[38]*h[38]$$

"LTG"

$$\begin{aligned} m_{\text{dot}}[4]*x[4] &= m_{\text{dot}}[32]*X[32] \\ m_{\text{dot}}[7] &= m_{\text{dot}}[32] - m_{\text{dot}}[4] \\ Q_{\text{dot_LTG}} + m_{\text{dot}}[32]*h[32] &= m_{\text{dot}}[4]*h[4] + m_{\text{dot}}[7]*h[7] \\ Q_{\text{dot_LTG}} &= m_{\text{dot}}[37]*(h[37] - h[18]) \end{aligned}$$

"Diversor 1"

$$m_{\text{dot}}[3] = m_{\text{dot}}[12] + m_{\text{dot}}[31]$$

"MHX"

$$\begin{aligned} m_{\text{dot}}[12]*(h[13] - h[12]) &= m_{\text{dot}}[36]*(h[36] - h[15]) \\ \epsilon_{\text{MHX}} &= (h[36] - h[15]) / (h[36] - h[12]) \\ Q_{\text{dot_MHX}} &= m_{\text{dot}}[12]*(h[13] - h[12]) \end{aligned}$$

"MTG"

$$\begin{aligned} m_{\text{dot}}[14]*x[14] &= m_{\text{dot}}[35]*X[35] \\ m_{\text{dot}}[17] &= m_{\text{dot}}[35] - m_{\text{dot}}[14] \\ Q_{\text{dot_MTG}} + m_{\text{dot}}[35]*h[35] &= m_{\text{dot}}[14]*h[14] + m_{\text{dot}}[17]*h[17] \\ Q_{\text{dot_MTG}} &= m_{\text{dot}}[27]*(h[27] - h[28]) \end{aligned}$$

"Diversor 4"

$$m_{\text{dot}}[13] = m_{\text{dot}}[22] + m_{\text{dot}}[34]$$

"Mezclador 7"

$$\begin{aligned} m_{\text{dot}}[29] + m_{\text{dot}}[17] &= m_{\text{dot}}[37] \\ m_{\text{dot}}[29]*h[29] + m_{\text{dot}}[17]*h[17] &= m_{\text{dot}}[37]*h[37] \end{aligned}$$

"Mezclador 4"

$$\begin{aligned} m_{\text{dot}}[14] + m_{\text{dot}}[26] &= m_{\text{dot}}[36] \\ m_{\text{dot}}[14]*h[14] + m_{\text{dot}}[26]*h[26] &= m_{\text{dot}}[36]*h[36] \end{aligned}$$

"HHX"

$$\begin{aligned} m_{\text{dot}}[22]*(h[23] - h[22]) &= m_{\text{dot}}[24]*(h[24] - h[25]) \\ \epsilon_{\text{HHX}} &= (h[24] - h[25]) / (h[24] - h[22]) \\ Q_{\text{dot_HHX}} &= m_{\text{dot}}[22]*(h[23] - h[22]) \end{aligned}$$

"HTG (CCP)"

$$\begin{aligned} Q_{\text{dot_HTG}} + m_{\text{dot}}[23]*h[23] &= m_{\text{dot}}[24]*h[24] + m_{\text{dot}}[27]*h[27] \\ m_{\text{dot}}[27] &= m_{\text{dot}}[23] - m_{\text{dot}}[24] \end{aligned}$$

"!PUNTOS TERMODINÁMICOS RESTANTES"

$$\begin{aligned} h[3] &= h_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T[3]; X[3]) \\ h[5] &= h_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T[5]; X[5]) \\ h[6] &= h_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T[6]; X[6]) \\ T[7] &= \text{Temperature}(\text{Water}; P=P[7]; x=1) \\ T[9] &= \text{Temperature}(\text{Water}; P=P[9]; h=h[9]) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h[12] &= h_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T[12]; X[12]) \\ h[13] &= h_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T[13]; X[13]) \\ h[15] &= h_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T[15]; X[15]) \\ h[16] &= h_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T[16]; X[16]) \\ T[17] &= \text{Temperature}(\text{Water}; P=P[17]; x=1) \\ T[19] &= \text{Temperature}(\text{Water}; P=P[19]; h=h[19]) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h[22] &= h_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T[22]; X[22]) \\ h[23] &= h_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T[23]; X[23]) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}h[25] &= h_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T[25]; X[25]) \\h[26] &= h_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T[26]; X[26]) \\T[27] &= \text{Temperature}(\text{Water}; P=P[27]; x=1) \\T[29] &= \text{Temperature}(\text{Water}; P=P[29]; h=h[29])\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}h[31] &= h_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T[31]; X[31]) \\h[32] &= h_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T[32]; X[32]) \\h[33] &= h_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T[33]; X[33]) \\h[34] &= h_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T[34]; X[34]) \\h[35] &= h_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T[35]; X[35]) \\h[36] &= h_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T[36]; X[36]) \\T[37] &= \text{Temperature}(\text{Water}; P=P[37]; h=h[37]) \\T[38] &= \text{Temperature}(\text{Water}; P=P[38]; h=h[38])\end{aligned}$$

"CONDICIONES EXTERIORES"

"CONDENSADOR"

$$\begin{aligned}Q_{\text{dot_cond}} &= m_{\text{dot}}[41] * (h[42] - h[41]) \\m_{\text{dot}}[42] &= m_{\text{dot}}[41]\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}T[41] &= T[42] - 5[\text{C}] \\h[41] &= \text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T[41]; P=P_o\#) \\h[42] &= \text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T[42]; P=P_o\#)\end{aligned}$$

"EVAPORADOR"

$$\begin{aligned}Q_{\text{dot_eva}} &= m_{\text{dot}}[43] * (h[43] - h[44]) \\m_{\text{dot}}[44] &= m_{\text{dot}}[43]\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}T[43] &= T[44] + 5[\text{C}] \\h[43] &= \text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T[43]; P=P_o\#) \\h[44] &= \text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T[44]; P=P_o\#)\end{aligned}$$

"ABSORBEDOR"

$$\begin{aligned}Q_{\text{dot_abs}} &= m_{\text{dot}}[45] * (h[46] - h[45]) \\m_{\text{dot}}[46] &= m_{\text{dot}}[45]\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}T[45] &= T[46] - 5[\text{C}] \\h[45] &= \text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T[45]; P=P_o\#) \\h[46] &= \text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T[46]; P=P_o\#)\end{aligned}$$

"BALANCE DE ENTROPÍA"

$$\begin{aligned}s[1] &= s_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T[1]; x[1]) \\s[2] &= s_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T[2]; x[2]) \\s[3] &= s_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T[3]; x[3]) \\s[4] &= s_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T[4]; x[4]) \\s[5] &= s_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T[5]; x[5]) \\s[6] &= s_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T[6]; x[6]) \\s[7] &= \text{Entropy}(\text{Water}; P=P[7]; x=1) \\s[8] &= \text{Entropy}(\text{Water}; P=P[8]; x=0) \\s[9] &= \text{Entropy}(\text{Water}; P=P[9]; h=h[9]) \\s[10] &= \text{Entropy}(\text{Water}; P=P[10]; x=1)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}s[12] &= s_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T[12]; x[12]) \\s[13] &= s_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T[13]; x[13]) \\s[14] &= s_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T[14]; x[14])\end{aligned}$$

s[15]=s_LiBrH2O(T[15];x[15])
s[16]=s_LiBrH2O(T[16];x[16])
s[17]=Entropy(Water;P=P[17];x=1)
s[18]=Entropy(Water;P=P[18];x=0)
s[19]=Entropy(Water;P=P[19];h=h[19])

s[22]=s_LiBrH2O(T[22];x[22])
s[23]=s_LiBrH2O(T[23];x[23])
s[24]=s_LiBrH2O(T[24];x[24])
s[25]=s_LiBrH2O(T[25];x[25])
s[26]=s_LiBrH2O(T[26];x[26])
s[27]=Entropy(Water;P=P[27];x=1)
s[28]=Entropy(Water;P=P[28];x=0)
s[29]=Entropy(Water;P=P[29];h=h[29])
s[31]=s_LiBrH2O(T[31];x[31])
s[32]=s_LiBrH2O(T[32];x[32])
s[33]=s_LiBrH2O(T[33];x[33])
s[34]=s_LiBrH2O(T[34];x[34])
s[35]=s_LiBrH2O(T[35];x[35])
s[36]=s_LiBrH2O(T[36];x[36])
s[37]=Entropy(Water;P=P[37];h=h[37])
s[38]=Entropy(Water;P=P[38];h=h[38])

T_k[10]=ConvertTemp(C;K;T[10])
T_k[41]=ConvertTemp(C;K;T[41])
T_k[43]=ConvertTemp(C;K;T[43])
T_k[45]=ConvertTemp(C;K;T[45])
T_k[24]=ConvertTemp(C;K;T[24])

Sigma_dot_eva = m_dot[9]*(s[10]-s[9]) - (Q_dot_eva)/(T_k[41])
Sigma_dot_cond=m_dot[38]*(s[8]-s[38]) + (Q_dot_cond)/(T_k[43])
Sigma_dot_abs=m_dot[1]*s[1] - m_dot[6]*s[6] -m_dot[10]*s[10] + (Q_dot_abs)/(T_k[45])

Sigma_dot_LTG=m_dot[7]*s[7] + m_dot[4]*s[4] - m_dot[32]*s[32] - m_dot[37]*s[37] +
m_dot[18]*s[18]
Sigma_dot_MTG=m_dot[17]*s[17] + m_dot[14]*s[14] - m_dot[35]*s[35] - m_dot[27]*s[27] +
m_dot[28]*s[28]
Sigma_dot_HTG=m_dot[27]*s[27] + m_dot[24]*s[24] - m_dot[23]*s[23] - (Q_dot_HTG)/(T_k[24])
Sigma_dot_gen = Sigma_dot_LTG + Sigma_dot_MTG + Sigma_dot_HTG

Sigma_dot_p=m_dot[1]*(s[2]-s[1])

Sigma_dot_LHX=m_dot[2]*(s[3]-s[2])+m_dot[33]*(s[5]-s[33])
Sigma_dot_MHX=m_dot[12]*(s[13]-s[12])+m_dot[36]*(s[15]-s[36])
Sigma_dot_HHX=m_dot[22]*(s[23]-s[22])+m_dot[24]*(s[25]-s[24])
Sigma_dot_int=Sigma_dot_LHX + Sigma_dot_MHX + Sigma_dot_HHX

Sigma_dot_TOTAL=
Sigma_dot_eva+Sigma_dot_cond+Sigma_dot_abs+Sigma_dot_gen+Sigma_dot_p+Sigma_dot
_int
Sigma_dot_ciclo = (Q_dot_cond)/(T_k[43]) + (Q_dot_abs)/(T_k[45]) - (Q_dot_eva)/(T_k[41]) -
(Q_dot_HTG)/(T_k[24])

"Irreversibilidad total"

T_amb=25 [C]
T_amb_k=ConvertTemp(C;K;T_amb)
I_dot_total=(Sigma_dot_TOTAL)*(T_amb_k)

"RENDIMIENTOS"

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{\text{Abs}(Q_{\text{dot_eva}} \cdot (1 - T_{\text{amb_k}}/T_{\text{k}[10]}))}{\text{Abs}(Q_{\text{dot_HTG}} \cdot (1 - T_{\text{amb_k}}/T_{\text{k}[24]}) + W_{\text{dot_p}})}$$

"Rendimiento exergético"

$$\text{COP}_{\text{frio}} = Q_{\text{dot_eva}} / (Q_{\text{dot_HTG}} + W_{\text{dot_p}})$$

"COP para refrigeración"

$$\text{COP}_{\text{calor}} = (Q_{\text{dot_cond}} + Q_{\text{dot_abs}}) / (Q_{\text{dot_HTG}} + W_{\text{dot_p}})$$

"COP para calefacción"

$$F_{\text{objetivo}} = 0,5 \cdot \text{COP}_{\text{frio}} + 0,5 \cdot \eta_{\text{ex}}$$

"Funcion objetivp"

"!COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA POR AREA"

"ABSORBEDOR"

$$Q_{\text{dot_abs}} = UA_{\text{dot_abs}} \cdot \text{DTLM}_{\text{abs}}$$

$$\text{DTLM}_{\text{abs}} = ((t[6] - t[46]) - (t[1] - t[45])) / \ln((t[6] - t[46]) / (t[1] - t[45]))$$

"EVAPORADOR"

$$Q_{\text{dot_eva}} = UA_{\text{dot_eva}} \cdot \text{DTLM}_{\text{eva}}$$

$$\text{DTLM}_{\text{eva}} = ((t[43] - t[10]) - (t[44] - t[10])) / \ln((t[43] - t[10]) / (t[44] - t[10]))$$

"CONDENSADOR"

$$Q_{\text{dot_cond}} = UA_{\text{dot_cond}} \cdot \text{DTLM}_{\text{cond}}$$

$$\text{DTLM}_{\text{cond}} = ((t[8] - t[42]) - (t[8] - t[41])) / \ln((t[8] - t[42]) / (t[8] - t[41]))$$

"LHX"

$$\text{DTLM}_{\text{LHX}} = ((\Delta_{\text{LHX_C}}) - (\Delta_{\text{LHX_F}})) / \ln((\Delta_{\text{LHX_C}}) / (\Delta_{\text{LHX_F}}))$$

$$Q_{\text{dot_LHX}} = UA_{\text{dot_LHX}} \cdot \text{DTLM}_{\text{LHX}}$$

$$\Delta_{\text{LHX_C}} = t[33] - t[3]$$

$$\Delta_{\text{LHX_F}} = t[5] - t[2]$$

"MHX"

$$\text{DTLM}_{\text{MHX}} = ((t[36] - t[13]) - (t[15] - t[12])) / \ln((t[36] - t[13]) / (t[15] - t[12]))$$

$$Q_{\text{dot_MHX}} = UA_{\text{dot_MHX}} \cdot \text{DTLM}_{\text{MHX}}$$

"HHX"

$$\text{DTLM}_{\text{HHX}} = ((t[24] - t[23]) - (t[25] - t[22])) / \ln((t[24] - t[23]) / (t[25] - t[22]))$$

$$Q_{\text{dot_HHX}} = UA_{\text{dot_HHX}} \cdot \text{DTLM}_{\text{HHX}}$$

"LTG"

$$\text{DTLM}_{\text{LTG}} = ((t[37] - t[4]) - (t[18] - t[32])) / \ln((t[37] - t[4]) / (t[18] - t[32]))$$

$$Q_{\text{dot_LTG}} = UA_{\text{dot_LTG}} \cdot \text{DTLM}_{\text{LTG}}$$

"MTG"

$$\text{DTLM}_{\text{MTG}} = ((t[27] - t[14]) - (t[28] - t[35])) / \ln((t[27] - t[14]) / (t[28] - t[35]))$$

$$Q_{\text{dot_MTG}} = UA_{\text{dot_MTG}} \cdot \text{DTLM}_{\text{MTG}}$$

"!DISEÑO DEL CCP"

"!RESOLUCION"

"Diseño CCP"

$$m_{\text{dot}} = m_{\text{dot}[23]}$$

$$e_{\text{abs}} = 0,0025 \text{ [m]}$$

absorbedor"

$$e_{\text{vid}} = 0,003 \text{ [m]}$$

$$\text{Dist}_{\text{vid_abs}} = 0,02 \text{ [m]}$$

vidreo y tubo absorbedor"

"Espesor del tubo

"Espesor del vidreo"

"Distancia entre

$$D_2 = 0,02 \text{ [m]}$$

tubería"

$$D_3 = D_2 + 2 * e_{abs}$$

tubería"

$$D_4 = D_3 + 2 * Dist_{vid_abs}$$

vidreo"

$$D_5 = D_4 + 2 * e_{vid}$$

vidreo"

$$\tau_{vid} = 0,963 \text{ [-]}$$

vidrio"

$$\alpha_{abs} = 0,96 \text{ [-]}$$

tubo"

"Diametro Interior

"Diametro Exterior

"Diametro Interior

"Diametro Exterior

"Transmisividad del

"Absortancia del

"Diseño Espejos"

$$f_{CCP} = 0,57 \text{ [m]}$$

$$\phi_{CCP} = 65 \text{ [deg]}$$

$$\rho_{espejo} = 0,9 \text{ [-]}$$

espejos"

$$F_{ensuciamiento} = 0,9 \text{ [-]}$$

ensuciamiento"

$$F_{intercep} = 10755,5556 * (D_2/1 \text{ [m]})^3 - 1024,6667 * (D_2/1 \text{ [m]})^2 + 32,553 * (D_2/1 \text{ [m]}) + 0,54312$$

"Sacado de Soltrace"

"Angulo de borde"

"Reflectividad de

"Factor de

"Calculo de distancia focal"

$$z = (W_{CCP}/2)^2 / (4 * f_{CCP})$$

$$r = (W_{CCP}/2) / \sin(\phi_{CCP})$$

$$f_{CCP} = z + r * \cos(\phi_{CCP})$$

CCP"

"Distancia focal del

"DATOS para ángulo solar"

$$DNI = 750 \text{ [W/m}^2\text{]}$$

$$t_{solar} = 12 \text{ [deg]}$$

$$\phi = 36,45 \text{ [deg]}$$

$$n = 100 \text{ [day]}$$

"Angulos solares"

$$w = 15 * (t_{solar} - 12 \text{ [deg]})$$

$$\delta = 23,45 \text{ [deg]} * \sin(360 \text{ [deg]} * (284 \text{ [day]} + n) / 365 \text{ [day]})$$

$$\cos_{theta_z} = \sin(\delta) * \sin(\phi) + \cos(\delta) * \cos(\phi) * \cos(w)$$

$$\cos_{theta} = ((\cos_{theta_z})^2 + (\cos(\delta))^2 * (\sin(w))^2)^{0,5}$$

"Calor Solar incidente en el vidreo"

$$A_{espejo} = W_{CCP} * L$$

$$q_{sol_vid} = DNI * A_{espejo} * \cos_{theta} * \rho_{espejo} * F_{intercep} * F_{ensuciamiento}$$

"Calor Solar incidente en el absorbedor"

$$q_{sol_abs} = \tau_{vid} * \alpha_{abs} * q_{sol_vid}$$

$$q_{abs_vid} = (1 - \tau_{vid}) * q_{sol_vid}$$

"Conveccion entre fluido y absorbedor como Regimen Turbulento"

$$T_{t[1]} = (T[23] + T[24]) / 2$$

$$T_{t[12]} = (T_{t[1]} + T_{t[2]}) / 2$$

$$\mu = \text{Visc_LiBRH2O}(T_{t[12]}; X[23])$$

$$q_{conv_21} = h_{12} * D_2 * L * \pi * (T_{t[2]} - T_{t[1]})$$

$$h_{12} = \text{Nusselt_D2} * k_1 / D_2$$

$$\text{Nusselt_D2} = (f/8 * (\text{Re_D2} - 1000) * \text{Pr_1}) / (1 + 12,7 * \sqrt{f/8} * (\text{Pr_1}^{(2/3)} - 1)) * (\text{Pr_1} / \text{Pr_2})^{0,11}$$

$$f = (1,82 * \text{Log}_{10}(\text{Re_D2} - 1,64))^{-2}$$

$$\text{Re_D2} = (4 * m_dot) / (\pi * D_2 * \mu_1)$$

$$\text{Pr_1} = (\text{Cp_1_J} * \mu_1) / k_1$$

$$\text{Pr_2} = (\text{Cp_2_J} * \mu_2) / k_2$$

$$k_1 = \text{Cond_LiBRH2O}(T_t[1]; X[23])$$

$$\mu_1 = \text{Visc_LiBRH2O}(T_t[1]; X[23])$$

$$\text{Cp_1} = \text{Cp_LiBrH2O}(T_t[1]; X[23])$$

$$\text{Cp_1_J} = \text{Cp_1} * \text{Convert}(\text{KJ/kg-k}; \text{J/kg-k})$$

$$k_2 = \text{Cond_LiBRH2O}(T_t[2]; X[23])$$

$$\mu_2 = \text{Visc_LiBRH2O}(T_t[2]; X[23])$$

$$\text{Cp_2} = \text{Cp_LiBrH2O}(T_t[2]; X[23])$$

$$\text{Cp_2_J} = \text{Cp_2} * \text{Convert}(\text{KJ/kg-k}; \text{J/kg-k})$$

"Conducción en pared absorbedor"

$$T_t_23 = (T_t[2] + T_t[3]) / 2$$

$$k_23 = \text{Conductivity}(\text{stainless_aisi316}; T = T_t_23)$$

$$q_cond_32 = 2 * \pi * L * k_23 * (T_t[3] - T_t[2]) / \text{Ln}(D_3/D_2)$$

$$q_conv_21 = q_cond_32$$

el fluido"

"Balance energía en

"Radiación saliendo del absorbedor"

$$T_t_k[3] = \text{ConvertTemp}(C; K; T_t[3])$$

$$T_t_k[4] = \text{ConvertTemp}(C; K; T_t[4])$$

$$q_rad_34 = (\sigma * \pi * D_3^2 * L * (T_t_k[3]^4 - T_t_k[4]^4)) / (1/\epsilon_3 + (1 - \epsilon_4) * D_3 / (\epsilon_4 * D_4))$$

$$\epsilon_3 = \alpha_abs$$

$$\epsilon_4 = 0,86$$

"Convección saliendo del absorbedor en vacío"

$$q_conv_34 = \pi * D_3^2 * L * h_34 * (T_t[3] - T_t[4])$$

$$h_34 = k_std / (D_3/2 * \text{Ln}(D_4/D_3) + b * \lambda * (D_3/D_4 + 1))$$

$$b = 1,571 \text{ [-]}$$

$$\lambda = 0,8867 \text{ [m]}$$

$$k_std = 0,02551 \text{ [W/m-k]}$$

"Datos de tabla para

aire"

$$q_sol_abs = q_conv_34 + q_rad_34 + q_cond_32$$

absorbedor"

"Balance energía en

"Conductividad vidrio"

$$T_t_45 = (T_t[4] + T_t[5]) / 2$$

$$k_45 = \text{Conductivity}(\text{glass_pyrex}; T = T_t_45)$$

$$q_cond_45 = 2 * \pi * L * k_45 * (T_t[4] - T_t[5]) / \text{Ln}(D_5/D_4)$$

$$q_conv_34 + q_rad_34 = q_cond_45$$

en el vacío"

"Balance energía

"Radiación exterior vidrio"

$$T_t[6] = T_amb$$

$$\epsilon_5 = \epsilon_4$$

$$T_t_k[5] = \text{ConvertTemp}(C; K; T_t[5])$$

$$T_t_k[6] = \text{ConvertTemp}(C; K; T_t[6])$$

$$q_{\text{rad}_56} = \sigma_{\text{pi}} \cdot D_5 \cdot L \cdot \epsilon_{\text{pi}} \cdot (T_{\text{t}_k[5]}^4 - T_{\text{t}_k[6]}^4)$$

"Convección exterior con viento"

$$T_{\text{t}_56} = (T_{\text{t}[5]} + T_{\text{t}[6]})/2$$

$$q_{\text{conv}_56} = h_{56} \cdot \pi \cdot D_5 \cdot L \cdot (T_{\text{t}[5]} - T_{\text{t}[6]})$$

$$k_{56} = \text{Conductivity}(\text{Air_ha}; T=T_{\text{t}_56}; P=P_o)$$

$$h_{56} = k_{56}/D_5 \cdot \text{Nusselt}_{D5}$$

$$\text{Nusselt}_{D5} = C \cdot \text{Re}_{D5}^{n_2} \cdot \text{Pr}_6^m \cdot (\text{Pr}_6/\text{Pr}_5)^{1/4}$$

$$n_2 = 0,37 \text{ [-]}$$

$$C = 0,26 \text{ [-]}$$

$$m = 0,6 \text{ [-]}$$

$$v_{\text{viento}} = 2 \text{ [m/s]}$$

$$\text{Re}_{D5} = \rho_{\text{air}} \cdot v_{\text{viento}} \cdot D_5 / \mu_5$$

$$\text{Pr}_5 = (\text{Cp}_5 \cdot J \cdot \mu_5) / k_5$$

$$\text{Pr}_6 = (\text{Cp}_6 \cdot j \cdot \mu_6) / k_6$$

$$\rho_{\text{air}} = \text{Density}(\text{Air_ha}; T=T_{\text{t}[5]}; P=P_o)$$

$$k_5 = \text{Conductivity}(\text{Air_ha}; T=T_{\text{t}[5]}; P=P_o)$$

$$\mu_5 = \text{Viscosity}(\text{Air_ha}; T=T_{\text{t}[5]}; P=P_o)$$

$$\text{Cp}_5 = \text{Cp}(\text{Air_ha}; T=T_{\text{t}[5]}; P=P_o)$$

$$\text{Cp}_5 \cdot J = \text{Cp}_5 \cdot \text{Convert}(\text{KJ/kg-k}; \text{J/kg-k})$$

$$k_6 = \text{Conductivity}(\text{Air_ha}; T=T_{\text{t}[6]}; P=P_o)$$

$$\mu_6 = \text{Viscosity}(\text{Air_ha}; T=T_{\text{t}[6]}; P=P_o)$$

$$\text{Cp}_6 = \text{Cp}(\text{Air_ha}; T=T_{\text{t}[6]}; P=P_o)$$

$$\text{Cp}_6 \cdot J = \text{Cp}_6 \cdot \text{Convert}(\text{KJ/kg-k}; \text{J/kg-k})$$

$$q_{\text{cond}_45} + Q_{\text{abs_vid}} = q_{\text{conv}_56} + q_{\text{rad}_56}$$

el vidrio"

"Balance energía en

"!Balance global de resistencias"

$$R_{21} = (T_{\text{t}[2]} - T_{\text{t}[1]}) / q_{\text{conv}_21}$$

$$R_{32} = (T_{\text{t}[3]} - T_{\text{t}[2]}) / q_{\text{cond}_32}$$

$$Q_{\text{dot_fluido}} = (T_{\text{t}[3]} - T_{\text{t}[1]}) / (R_{21} + R_{32})$$

$$UA_{\text{dot_HTG}} = 1 / (R_{21} + R_{32})$$

$$R_{34_conv} = (T_{\text{t}[3]} - T_{\text{t}[4]}) / q_{\text{conv}_34}$$

$$R_{34_rad} = (T_{\text{t}[3]} - T_{\text{t}[4]}) / q_{\text{rad}_34}$$

$$1/R_{34} = 1/R_{34_conv} + 1/R_{34_rad}$$

$$R_{45} = (T_{\text{t}[4]} - T_{\text{t}[5]}) / q_{\text{cond}_45}$$

$$R_{56_conv} = (T_{\text{t}[5]} - T_{\text{t}[6]}) / q_{\text{conv}_56}$$

$$R_{56_rad} = (T_{\text{t}[5]} - T_{\text{t}[6]}) / q_{\text{rad}_56}$$

$$1/R_{56} = 1/R_{56_conv} + 1/R_{56_rad}$$

$$Q_{\text{dot_perdida}} = (T_{\text{t}[3]} - T_{\text{t}[6]}) / (R_{34} + R_{45} + R_{56})$$

"Perdidas del CCP"

$$Q_{\text{dot_HTG_W}} = Q_{\text{dot_HTG}} \cdot \text{Convert}(\text{kW}; \text{W})$$

$$Q_{\text{dot_fluido}} = Q_{\text{dot_HTG_W}}$$

Calor HTG"

"Calor del CCP =

$$\text{Eta}_{\text{CCP}} = Q_{\text{dot_fluido}} / q_{\text{sol_abs}}$$

CCP"

"Rendimiento del