

**ANÁLISIS ENERGÉTICO Y EXERGÉTICO DE UN CICLO DE POTENCIA BRAYTON
DE MULTIGENERACIÓN UTILIZANDO ENERGÍA TERMOSOLAR CONCENTRADA
CSP COMO FUENTE DE CALOR EN COLOMBIA**

JUAN CAMILO ACOSTA CASTIBLANCO

Proyecto integral de grado para optar por el título de:
INGENIERO MECÁNICO

Director:
Libardo Enrique Mendoza Geney
Dr.– Ing. Mecánico

**FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ, COLOMBIA
2021**

Nota de aceptación:

Dr.-Ing. Libardo Enrique Mendoza Geney
Firma del director

Ing. Claudio Alberto Moreno Arias
Firma del Jurado

Ing. Leonel Alveyro Teran Llorente
Firma del Jurado

Bogotá, D.C. Septiembre 3 de 2021

DIRECTIVOS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de Universidad y Rector del Claustro

Dr. Mario posada García-Peña

Consejero Institucional

Dr. Luis Jaime Posada García-Peña

Vicerrectora Académica y de Investigaciones

Dra. Alexandra Mejía Guzmán

Vicerrector Administrativo y Financiero

Dr. Ricardo Alfonso Peñaranda Castro

Secretario General

Dr. José Luis Macías Rodríguez

Decano Facultad de Ingeniería

Dr. Julio César Fuentes Arismendi

Director Programa de Ingeniería Mecánica

Dra. María Angélica Acosta Pérez

Los directivos de la Universidad de América, los jurados calificadores y el cuerpo docente no son responsables por los criterios e ideas expuestos en el presente documento. Estos corresponden únicamente al autor.

DEDICATORIA

*A mis padres y a mi novia,
quienes fueron personas fundamentales
en mi formación como ingeniero
y nunca me permitieron renunciar
a este sueño que tanto anhele.*

AGRADECIMIENTOS

A los docentes del departamento de Ingeniería mecánica, personas de gran sabiduría que se esfuerzan todos los días por compartir sus conocimientos de la mejor manera y formar ingenieros de calidad.

A mi director, el Dr.-Ing. Libardo Enrique Mendoza Geney, por permitirme recurrir a sus conocimientos que fueron de gran contribución en este trabajo; Agradezco su disposición y paciencia para guiarme y motivarme durante el desarrollo de este proyecto.

A mis padres, por depositar su voto de confianza en mí sin dudar de mis capacidades, por su apoyo incondicional y el gran esfuerzo que hicieron por darme la oportunidad de estudiar esta hermosa carrera.

A mis compañeros y amigos que tuve el gusto de conocer en estos años, por su lealtad, por cada momento de alegría, satisfacción, tristeza, ira y de confusión compartido con cada uno de ustedes, que hicieron más ameno este largo camino.

A cada una de las personas que directa o indirectamente hicieron parte de mi proceso formativo, Mil Gracias.

TABLA DE CONTENIDO

	pág.
RESUMEN	18
INTRODUCCIÓN	19
OBJETIVOS	22
1. ENERGÍA, EXERGÍA, ENERGÍA SOLAR Y TECNOLOGÍA CSP	23
1.1. Análisis energético y exergético	23
1.1.1. <i>Balance de masa</i>	23
1.1.2. <i>Balance de energía</i>	24
1.1.3. <i>Balance de entropía</i>	25
1.1.4. <i>Balance de exergía</i>	25
1.2. Ciclo de potencia Brayton	27
1.2.1. <i>Ciclo de potencia Brayton cerrado</i>	27
1.3. Ciclo de potencia Rankine	28
1.3.1. <i>Ciclo Rankine Orgánico</i>	28
1.4. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor	30
1.5. Multigeneración	30
1.6. Energía solar	32
1.7. Componentes y unidades de la radiación solar	32
1.7.1. <i>Ángulos solares</i>	34
1.8. Posición y trayectoria del sol	36
1.8.1. <i>Ángulo de declinación</i>	39
1.8.2. <i>Ángulo horario</i>	39
1.8.3. <i>Ángulo de incidencia sobre una superficie</i>	40
1.9. Energía Solar Concentrada CSP	41
1.9.1. <i>Colector Cilindro Parabólico</i>	43
1.9.2. <i>Receptor de Torre Central</i>	44
1.9.3. <i>Colector Lineal Fresnel</i>	45
1.9.4. <i>Disco Parabólico</i>	46
2. PLANTAS TERMOELÉCTRICAS Y TERMOSOLARES CSP, SITUACIÓN ACTUAL	47
2.1. Plantas Termoeléctricas	47
2.2. Plantas Termosolares CSP	51

3. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE CONCENTRACIÓN CSP	56
4. ANÁLISIS TERMODINÁMICO DEL CAMPO DE COLECTORES CILINDRO PARABÓLICO Y SISTEMA DE MULTIGENERACIÓN	60
4.1. Análisis energético del Campo de Colectores Cilindro Parabólico	60
4.1.1. <i>Recurso solar disponible en Colombia</i>	60
4.1.2. <i>Pérdidas de energía en el Colector Cilindro Parabólico</i>	63
4.1.3. <i>Pérdidas ópticas</i>	63
4.1.4. <i>Eficiencia óptica</i>	64
4.1.5. <i>Pérdidas térmicas</i>	64
4.1.6. <i>Potencia térmica útil.</i>	75
4.1.7. <i>Flujo másico de fluido caloportador requerido</i>	77
4.1.8. <i>Eficiencia térmica</i>	77
4.1.9. <i>Desempeño global del Colector Cilindro Parabólico</i>	78
4.1.10. <i>Parámetros operacionales del Campo de Colectores Cilindro Parabólico</i>	79
4.2. Análisis termodinámico del sistema de multigeneración	85
4.2.1. <i>Ciclo Brayton de Dióxido de Carbono Supercrítico S-CO₂</i>	85
4.2.2. <i>Descripción del sistema</i>	86
4.2.3. <i>Parámetros de operación del sistema</i>	90
4.2.4. <i>Análisis Energético del sistema por Primera Ley de la Termodinámica</i>	94
4.2.5. <i>Análisis Exergético del sistema por Segunda Ley de la Termodinámica</i>	96
5. DISCUSIÓN Y RESULTADOS	100
5.1. Resultados de la Potencia térmica útil promedio mensual	100
5.1.1. <i>Recurso solar disponible Uribia, La Guajira</i>	100
5.1.2. <i>Validación del modelo analítico simplificado de pérdidas térmicas</i>	100
5.1.3. <i>Optimización de la eficiencia óptica del colector</i>	102
5.1.4. <i>Resultados de potencia térmica útil, flujo másico y desempeño</i>	105
5.2. Resultados del análisis termodinámico del sistema de multigeneración	112
5.2.1. <i>Resultados análisis Energético por Primera Ley de la Termodinámica</i>	116
5.2.2. <i>Resultados análisis Exergético por Segunda Ley de la Termodinámica</i>	118
5.3. Influencia de la Variación de parámetros sobre el desempeño del sistema	121
5.3.1. <i>Influencia de la Relación de compresión sobre el Desempeño del sistema</i>	121
5.3.2. <i>Influencia del Ángulo de incidencia y DNI sobre el desempeño del sistema</i>	126
5.4. Dimensionamiento del Campo de Colectores Solares Cilindro Parabólico	128
5.5. Energía eléctrica y capacidad de refrigeración promedio mensual generada	129

6. ENERGÍA SOLAR CONCENTRADA Y SU IMPACTO AL MEDIO AMBIENTE	132
6.1. Marco Normativo Ambiental en Colombia	135
7. CONCLUSIONES	140
BIBLIOGRAFÍA	141
ANEXOS	149

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Capacidad Efectiva de Generación en Colombia – 2020	19
Figura 2. Ciclo Brayton abierto y cerrado	27
Figura 3. Ciclo Rankine	28
Figura 4. Fluidos orgánicos húmedos, isoentrópicos y secos	29
Figura 5. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor	30
Figura 6. Cogeneración y trigeneración	31
Figura 7. Componentes de la radiación solar	34
Figura 8. Ángulos solares	36
Figura 9. Oblicuidad de la eclíptica de la tierra	37
Figura 10. Movimiento relativo del sol, Solsticios y Equinoccios	38
Figura 11. Ángulo de declinación de la tierra	39
Figura 12. Ángulo horario	40
Figura 13. Ángulo de incidencia	41
Figura 14. Aplicación de la tecnología CSP para la generación de E. Eléctrica	43
Figura 15. Colector Solar Cilindro Parabólico	44
Figura 16. Receptor de Torre Central	44
Figura 17. Colector Solar Lineal Fresnel	45
Figura 18. Disco parabólico	46
Figura 19. Producción global de energía eléctrica por tipo de fuente – 2020	47
Figura 20. Países con mayor capacidad en termoeléctricas de carbón – 2021	48
Figura 21. Plantas Termoeléctricas de Colombia	50
Figura 22. Termoeléctricas de Colombia según el rango de capacidad	51
Figura 23. Crecimiento de la capacidad global CSP – 2019	52
Figura 24. Cinturón Solar Global	52
Figura 25. Capacidad global tecnología CSP – 2021	53
Figura 26. Plantas Termosolares CSP según el rango de capacidades	54
Figura 27. Plantas termosolares CSP según su almacenamiento térmico	55
Figura 28. Plantas termosolares CSP según el sistema CSP utilizado	55
Figura 29. Atlas de Irradiación Normal Directa de Colombia	61
Figura 30. Atlas de Irradiación Normal Directa de La Guajira	62
Figura 31. Partes de un tubo receptor solar	65
Figura 32. Resultados de las pérdidas térmicas del SCHOTT PTR®70	66
Figura 33. Emisividad del tubo absorbedor SCHOTT PTR®70	67
Figura 34. Modelo analítico de transferencia de calor en el receptor	69
Figura 35. Perfil de radiación solar sobre el perímetro del receptor	70
Figura 36. Modelo analítico de transferencia de calor en el receptor simplificado	71
Figura 37. Trayectoria del sol de N-S durante al año en la Guajira	79

Figura 38.	Sistema de seguimiento solar N-S	80
Figura 39.	Arreglo del campo de colectores cilindro parabólico CCSCP	81
Figura 40.	Diagramas del sistema que incluye CCSCP, CBC, CRO, CRCV.	87
Figura 41.	Turbina de expansión radial para Ciclo Rankine Orgánico	91
Figura 42.	Mapa operacional para una turbina radial en un Ciclo Rankine Orgánico	92
Figura 43.	Pérdidas térmicas Modelo analítico vs. Resultados experimentales	101
Figura 44.	IAM para un Colector (CP) con y sin sistema de seguimiento	103
Figura 45.	Curvas de desempeño para un bucle del CCSCP	105
Figura 46.	Potencia térmica útil promedio mensual Enero – 17	106
Figura 47.	Potencia térmica útil promedio mensual Febrero – 16	106
Figura 48.	Potencia térmica útil promedio mensual Marzo – 16	107
Figura 49.	Potencia térmica útil promedio mensual Abril – 15	108
Figura 50.	Potencia térmica útil promedio mensual Mayo – 15	108
Figura 51.	Potencia térmica útil promedio mensual Junio – 11	109
Figura 52.	Potencia térmica útil promedio mensual Julio – 17	109
Figura 53.	Potencia térmica útil promedio mensual Agosto – 16	110
Figura 54.	Potencia térmica útil promedio mensual Septiembre – 15	110
Figura 55.	Potencia térmica útil promedio mensual Octubre – 15	111
Figura 56.	Potencia térmica útil promedio mensual Noviembre – 14	111
Figura 57.	Potencia térmica útil promedio mensual Diciembre – 10	112
Figura 58.	Diagrama Temperatura – Entropía Ciclo Brayton	114
Figura 59.	Diagrama Temperatura – Entropía Ciclo Rankine Orgánico	115
Figura 60.	Diagrama Temperatura – Entropía Ciclo de Refrigeración	116
Figura 61.	Tasa de destrucción de Exergía en los dispositivos y Sistema	119
Figura 62.	Comparación de los resultados de Radio de Destrucción de Exergía	120
Figura 63.	Influencia de la Relación de compresión sobre el Ciclo Combinado	122
Figura 64.	Influencia de la Relación de compresión sobre la Planta principal	122
Figura 65.	Influencia de la Relación de compresión en el Ciclo de Refrigeración	123
Figura 66.	Influencia de la Relación de compresión en el Evaporador 1	125
Figura 67.	Influencia de la relación de compresión sobre el Desempeño Global	126
Figura 68.	Influencia del Ángulo de incidencia sobre el CCSCP	127
Figura 69.	Influencia del Ángulo de incidencia y DNI sobre el Desempeño Global	128
Figura 70.	Energía Eléctrica promedio mensual generada	131
Figura 71.	Ouarzazate Solar Power Station, Marruecos	133
Figura 72.	Mapa indicativo de Factores de compensación	139
Figura 73.	Optimización del IAM para Enero – 17	157
Figura 74.	Optimización del IAM para Febrero – 16	157
Figura 75.	Optimización del IAM para Marzo – 16	158
Figura 76.	Optimización del IAM para Abril – 15	158
Figura 77.	Optimización del IAM para Mayo – 15	159

Figura 78. Optimización del IAM para Junio – 11	159
Figura 79. Optimización del IAM para Julio – 17	160
Figura 80. Optimización del IAM para Agosto – 16	160
Figura 81. Optimización del IAM para Septiembre – 15	161
Figura 82. Optimización del IAM para Octubre – 15	161
Figura 83. Optimización del IAM para Noviembre – 14	162
Figura 84. Optimización del IAM para Diciembre – 10	162

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Plantas termoeléctricas en Colombia	49
Tabla 2. Comparación entre las tecnologías de concentración solar CSP	57
Tabla 3. Puntuación ponderada para las tecnologías de concentración solar CSP	58
Tabla 4. Parámetros de operación de un bucle (1) del CCSCP	82
Tabla 5. Propiedades termo físicas del Therminol® VP-1	83
Tabla 6. Especificaciones técnicas colector parabólico EURO TROUGH ET150	84
Tabla 7. Especificaciones técnicas receptor solar SCHOTT PTR®70	84
Tabla 8. Sustancias consideradas en Ciclos Brayton Supercríticos	85
Tabla 9. Propiedades y clasificación de los fluidos de trabajo	89
Tabla 10. Parámetros iniciales de operación del sistema	93
Tabla 11. Ecuaciones de balance de Energía	94
Tabla 12. Ecuaciones de balance de Entropía	96
Tabla 13. Eficiencia isoentrópica de los dispositivos	97
Tabla 14. Ecuaciones de balance de Exergía	99
Tabla 15. Radiación Normal Directa promedio mensual en Uribia, La Guajira	100
Tabla 16. Validación del modelo analítico simplificado	102
Tabla 17. Valores de eficiencia óptica promedio mensual del colector (optimizados)	104
Tabla 18. Propiedades Termodinámicas y flujos másicos calculados para el sistema	113
Tabla 19. Energía consumida y/o producida en los dispositivos del sistema	117
Tabla 20. Desempeño del ciclo de refrigeración según la PLT	117
Tabla 21. Desempeño de los subsistemas según la PLT	118
Tabla 22. Parámetros de exergía detallados para los dispositivos del sistema	119
Tabla 23. Desempeño global del sistema y de los subsistemas según la SLT	121
Tabla 24. Energía eléctrica generada. promedio Diario, Mensual y Anual	130
Tabla 25. Capacidad de refrigeración promedio mensual durante el día	131
Tabla 26. Área de suelo total ocupada por la planta	134
Tabla 27. Tasa de emisión promedio de GEI de las plantas termoeléctricas - 2019	134
Tabla 28. Ahorro de emisiones anuales de GEI por tipo de combustible	135
Tabla 29. Incentivos tributarios de la Ley 1715 de 2014	136
Tabla 30. Plantas termosolares CSP en el mundo	150
Tabla 31. Días Recomendados	154
Tabla 32. Valores de IAM promedio mensual con $\beta = 0^\circ$	155
Tabla 33. Valores de IAM promedio mensual optimizado	156

LISTA DE SÍMBOLOS Y ABREVIATURAS

Se utilizó punto (.) como separador de miles y coma (,) como separador decimal.

LETRAS LATINAS

Símbolo	Término	Unidad
A_{aper}	Área de apertura	m^2
A	Área	m^2
A_{afect}	Área afectada	m^2
A_{comp}	Área a compensar por pérdida de biodiversidad	m^2
COP_R	Coefficiente de desempeño del refrigerador	–
C_p	Calor específico	$J/kg \cdot ^\circ C$
DNI	Radiación Normal Directa	W/m^2 o Wh/m^2
D	Diámetro	m
ec	Energía cinética específica	J/kg
ep	Energía potencial específica	J/kg
\dot{E}_{masa}	Tasa de transferencia de energía por masa	m^2/s
F_C	Factor de compensación	–
F_R	Factor de eliminación de calor	–
F'	Factor de eficiencia del colector	–
g	Aceleración gravitacional	m/s
h	Entalpía específica	J/kg
IAM	Modificador de ángulo de incidencia	–
K	Conductividad térmica	$W/m \cdot K$
$K(\theta)$	Modificador de ángulo de incidencia	–
L_a	Longitud de apertura	m
L	Longitud geográfica	$^\circ$
\dot{m}	Tasa de flujo de masa	kg/s
n_B	Número de bucles	–
Nu	Número de Nusselt	–
Pr	Número de Prandtl	–
P	Presión	Pa
$\dot{Q}_{Sol, Abs}$	Potencia térmica solar absorbida	W
$\dot{Q}_{Sol, Disp}$	Potencia térmica solar disponible	W
\dot{Q}_U	Potencia térmica útil	W
\dot{Q}	Tasa de transferencia de calor	W
\dot{Q}_{Loss}	Pérdidas de potencia térmica	W
Ra	Número de Rayleigh	–

Rc	Relación de compresión	—
Re	Número de Reynolds	—
\dot{S}	Tasa de transferencia de entropía	W/K
\dot{S}_{gen}	Tasa de generación de entropía	W/K
s	Entropía específica	$J/kg \cdot K$
T	Temperatura	$^{\circ}C$ o $^{\circ}K$
U_L	Coefficiente de pérdidas térmicas	$W/m^2 \cdot ^{\circ}C$
U	Coefficiente Global de transferencia de calor	$W/m^2 \cdot ^{\circ}C$
\vec{V}	Velocidad	m/s
V	Volumen	m^3
\dot{W}	Potencia o trabajo	W
\dot{X}_{Des}	Exergía Destruída	W
\dot{X}_{recup}	Exergía recuperada o producida	W
\dot{X}_{Sum}	Exergía Suministrada	W
\dot{X}_{calor}	Tasa de transferencia de exergía por calor	W
\dot{X}_{masa}	Tasa de transferencia de exergía por masa	W
$\dot{X}_{trabajo}$	Tasa de transferencia de exergía por trabajo	W
\dot{X}	Tasa de transferencia de exergía	W
Z_s	Ángulo azimut de la superficie	$^{\circ}$
Z	Ángulo azimut	$^{\circ}$
z	Altura o elevación	m

LETRAS GRIEGAS

Símbolo	Término	Unidad
α	Absorbancia	—
α_s	Ángulo de altitud solar	$^{\circ}$
β	Ángulo de inclinación de la superficie	$^{\circ}$
θ	Ángulo de Incidencia	$^{\circ}$
φ	Ángulo horario	$^{\circ}$
ϕ	Ángulo Zenith	$^{\circ}$
δ	Ángulo de declinación	$^{\circ}$
β_e	Coefficiente de expansión volumétrica	K^{-1}
σ	Constante de Stefan Boltzmann	$W/m^2 \cdot K$
ρ	Densidad	Kg/m^3
η_{en}	Desempeño Energético (PLT)	—
η_{ex}	Desempeño Exergético (SLT)	—

$\eta_{opt,0^\circ}$	Eficiencia óptica pico del colector	—
η_{opt}	Eficiencia óptica del colector	—
ε_{HE}	Efectividad del intercambiador de calor	—
η_{Glo}	Eficiencia global del colector	—
η	Eficiencia	—
ε	Emisividad	—
ψ	Exergía de flujo o corriente	J/kg
γ	Factor de interceptación	—
γ_{Des}	Radio de agotamiento de Exergía suministrada	—
γ_{Des}^*	Radio de destrucción de Exergía	—
ρ_{ref}	Reflectividad de los espejos	—
τ	Transmitancia	—
μ	Viscosidad Dinámica	$N \cdot s/m^2$
ν	Viscosidad Cinemática	m^2/s

SUBÍNDICES

Subíndice	Término
0	Estado de referencia o muerto (ambiente)
<i>a</i>	Aire
<i>Bomb</i>	Bomba
<i>Bucle</i>	Bucle del campo de colectores solares
<i>CBC</i>	Ciclo Brayton Cerrado
<i>CCSCP</i>	Campo de Colectores Solares Cilindro parabólico
<i>Comp</i>	Compresor
<i>Cond</i>	Condensador
<i>cond</i>	Transferencia de calor por conducción
<i>conv</i>	Transferencia de calor por convección
<i>CRCV</i>	Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor
<i>CRO</i>	Ciclo Rankine Orgánico
<i>c</i>	Cubierta de vidrio del receptor
<i>Evap</i>	Evaporador
<i>gen</i>	Generación
<i>HE</i>	Intercambiador de calor
<i>HTF</i>	Fluido caloportador
<i>H</i>	Depósito de alta temperatura
<i>IC</i>	Inter – Cooler
<i>in</i>	Condiciones de entrada

<i>i</i>	Parte interna
<i>L</i>	Depósito de baja temperatura
<i>Net</i>	Neto
<i>out</i>	Condiciones de salida
<i>o</i>	Parte externa
<i>PC</i>	Pre – Cooler
<i>prom</i>	Promedio
<i>rad</i>	Transferencia de calor por radiación
<i>R</i>	Real
<i>max</i>	Máximo
<i>r</i>	Tubo receptor
<i>Sol</i>	Referente al sol
<i>S</i>	Isoentrópico
<i>Turb Gas</i>	Turbina de gas
<i>Turb Vap</i>	Turbina de vapor
<i>VC</i>	Volumen de control
<i>VE</i>	Válvula de expansión

ABREVIATURAS

Abreviatura	Término
CBC	Ciclo Brayton Cerrado
CCSCP	Campo de Colectores Solares Cilindro Parabólico
CP	Cilindro Parabólico
CRCV	Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor
CRO	Ciclo Rankine Orgánico
CSP	Energía solar concentrada
GEI	Gases de efecto invernadero
PLT	Primera Ley de la Termodinámica
SIEL	Sistema de Información Eléctrico Colombiano
SLT	Segunda Ley de la Termodinámica
S-CO ₂	Dióxido de Carbono Supercrítico

RESUMEN

La energía termosolar concentrada (CSP) ha demostrado ser una novedosa alternativa para la generación de energía útil dentro del grupo de las energías renovables. En el presente trabajo se realiza un análisis Energético y Exergético detallado de un sistema de multigeneración que utiliza energía termosolar para la producción de electricidad y refrigeración. El sistema es integrado por un Campo de Colectores Solares Cilindro Parabólico (CCSCP) utilizado para proveer potencia térmica útil a un Ciclo Brayton Cerrado (CBC), un Ciclo Rankine Orgánico (CRO) empleado para recuperar el calor residual del ciclo Brayton y suministrar parte de la potencia generada a un ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor (CRCV). A partir de una revisión literaria se eligieron los fluidos de trabajo: Therminol® VP-1 como fluido caloportador en el CCSCP, dióxido de carbono supercrítico S-CO₂ para el CBC, refrigerante R123 para el CRO y refrigerante R134a para (CRCV). Adicionalmente, se analiza cómo la variación de parámetros operacionales como la relación de compresión, ángulo de incidencia y Radiación Normal Directa afectan el desempeño energético y exergético del sistema.

El sistema fue simulado bajo las condiciones climáticas de Uribia, La Guajira, Colombia. Los resultados revelaron que: el sistema puede producir 32.078 KW de energía eléctrica y una capacidad de refrigeración de 868 kW a partir del recurso solar disponible. Los dispositivos donde ocurre la mayor destrucción de exergía son el CCSCP y el intercambiador de calor principal, que representan el 71,16% y 21,74% de la exergía total destruida, con un radio de agotamiento de la exergía suministrada de 45,37% y 13,87% respectivamente. La variación de parámetros demostró que el sistema logra el máximo desempeño exergético de 18,17% a una relación de compresión de 4. Finalmente simulando una planta termosolar, esta podría producir anualmente un promedio de 230,22 GWh de electricidad, con un factor de planta anual de 26,65% y un ahorro anual de aproximadamente 226.460 y 164.413 Toneladas de CO₂, en comparación a las emisiones generadas por las termoeléctrica que operan con carbón y gas natural respectivamente.

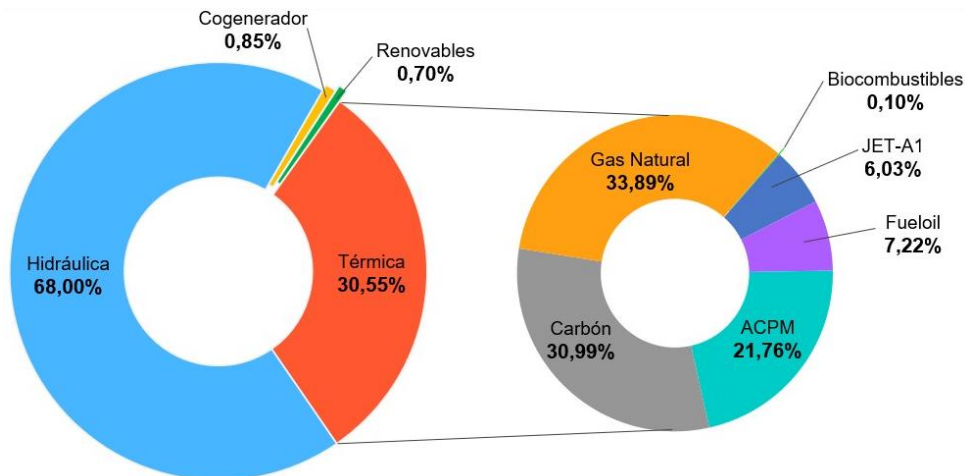
Palabras clave: Análisis Exergético, Energía solar concentrada CSP, Colector Solar Cilindro Parabólico, Ciclo Brayton de CO₂ Supercrítico, Ciclo Rankine Orgánico, Multigeneración.

INTRODUCCIÓN

La energía es parte fundamental en el desarrollo socio económico de un país, puesto que se encuentra presente en toda la cadena de producción, distribución y uso final [1]. El crecimiento acelerado poblacional y del sector industrial ha provocado un gran aumento en la demanda mundial de este recurso, el cual se ha obtenido en su mayoría de fuentes no renovables como los combustibles fósiles que son los principales responsables de la problemática medio ambiental que se vive actualmente. En Colombia, según XM administrador del mercado eléctrico colombiano se tiene una Capacidad Efectiva Neta de Generación de 17.531 MW, de la cual los diferentes tipos de generación tienen una participación de: energía hidráulica (68,14%), térmica (30,49%), cogenerador (0,81%), solar (0,46%) y eólica (0,11%) [2] (**Figura 1**). Es evidente que la principal fuente de energía utilizada para la producción de energía eléctrica proviene de recursos hídricos, sin embargo, también se observa una gran participación de las centrales termoeléctricas (energía térmica), de las cuales el 99,9% de estas utiliza combustibles fósiles y el 0,1% biocombustibles como fuente primaria de energía.

Figura 1.

Capacidad Efectiva de Generación en Colombia – 2020



Nota. La figura muestra la participación de las diferentes fuentes de energía en la Capacidad Efectiva de Generación, año 2020, también se muestra el porcentaje de participación los diferentes combustibles en la producción de energía térmica. Tomado de: XM S.A. ESP, "Capacidad Efectiva de Generación (SIN)", Sistema de Información Eléctrico Colombiano, Colombia, 2020. [En línea]. Disponible: <https://tinyurl.com/y5q5w4gw>.

El uso de combustibles fósiles es una gran fuente de contaminación, teniendo en cuenta desde un inicio, durante las operaciones de minería, extracción y producción de estos, se contaminan fuentes hídricas y el suelo, se deteriora fauna y flora produciendo cambios drásticos en el ecosistema [3], por otro lado, durante su combustión, se emiten contaminantes atmosféricos, principalmente material particulado, hidrocarburos no quemados, monóxido de carbono (CO) y gases de efecto invernadero GEI como el dióxido de carbono (CO₂), óxidos de nitrógeno (NO_x) y metano (CH₄) [4], [5]. El uso de estos combustibles también tiene efectos sobre la economía del país, aun cuando Colombia cuenta con la capacidad instalada para satisfacer la demanda de energía eléctrica, es más rentable importarla desde países vecinos como Ecuador, puesto que allí las termoeléctricas operan con gas natural local, que es más económico que el importado [6]; Según los indicadores de importación de energía del SIEL en el año 2019 se importó un total de 325 GWh y en el 2020 un total de 1.300 GWh [7], siendo casi 4 veces más energía de lo que se importó en el año 2019.

El incremento acelerado en la concentración de gases de efecto invernadero (GEI) ha traído consigo el calentamiento global, que actualmente es la mayor amenaza contra los seres vivos, aun así, estamos a tiempo de tomar medidas para combatirlo a pesar de que gran parte de sus efectos persistirán durante siglos, inclusive, si se detuviera por completo la emisión de este tipo de gases [8]. Dichas medidas se han contemplado en eventos históricos como el acuerdo de París, donde naciones del mundo acordaron intensificar las acciones e inversiones necesarias para combatir el cambio climático [9]. Actualmente el Gobierno Nacional de Colombia se fijó la meta de reducir en un 51% las emisiones de GEI del país para el año 2030, para ello se proponen intensificar la transición energética [10] en la cual se trabaja en una estrategia de descarbonización a largo plazo de la matriz energética [11], a pesar de que esto impactará fuertemente la economía nacional, puesto que, Colombia es el cuarto mayor exportador de carbón del mundo, con una participación de 10,01% del mercado internacional, equivalente a 73,21Mt de carbón exportadas anualmente [12], aportando así la industria carbonífera entre el 1,5 y 2% del PIB nacional [13]; Dicho impacto se empieza a ver reflejado en la principal mina de carbón de Colombia, El Cerrejón, donde sus principales inversionistas

están optado por renunciar al carbón y desinvertir en esta industria, dejando al consorcio en una difícil situación [14].

Colombia es un país rico en fuentes de energía renovable que pueden ser aprovechadas en su totalidad para aumentar su participación en la matriz de producción energética, reemplazando las fuentes de energías convencionales y apostar por un futuro sostenible libre de GEI. El presente trabajo tiene por objetivo evaluar desde el punto de vista de la termodinámica el desempeño de un ciclo de potencia Brayton de multigeneración que utiliza como recurso primario la energía termosolar concentrada, bajo las condiciones ambientales de Colombia.

Para llevar a cabo este objetivo en primera instancia se realiza una investigación sobre la situación actual, tanto nacional como internacional de las plantas termoeléctricas y termosolares, posteriormente se realiza un análisis comparativo entre las características técnicas, ventajas y desventajas de las principales tecnologías de concentración solar CSP, con el fin de seleccionar el sistema adecuado a utilizar en el presente proyecto. Con el objetivo de estimar el calor útil, se realiza un estudio energético del sistema de concentración solar CSP seleccionado, en el cual se estiman las pérdidas energéticas durante el proceso de concentración para determinar la potencia térmica útil que puede obtenerse a partir de la radiación solar disponible en Colombia. Posteriormente, se realiza un análisis Energético y Exergético con variación de parámetros del ciclo Brayton de multigeneración estudiado en el presente proyecto basado en la literatura disponible. Finalmente se realiza un análisis de impacto ambiental donde se tendrán en cuenta los aspectos positivos y negativos durante la operación de una planta Termosolar bajo la Normativa Ambiental en Colombia.

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

Realizar el análisis energético y exergético de un ciclo de potencia Brayton de multigeneración utilizando energía termosolar concentrada CSP como fuente de calor en Colombia.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Definir los parámetros de operación del ciclo de potencia Brayton basado en las condiciones operacionales de centrales termoeléctricas convencionales en Colombia.

Evaluar las diferentes alternativas en tecnología CSP, para la estimación del calor disponible según el dimensionamiento del sistema CSP seleccionado.

Analizar el desempeño del ciclo Brayton de multigeneración implementando el sistema CSP por medio de análisis energéticos y exergéticos.

Realizar un análisis del impacto ambiental causado por la operación de Centrales Termosolares.

1. ENERGÍA, EXERGÍA, ENERGÍA SOLAR Y TECNOLOGÍA CSP

En este capítulo se exponen conceptos teóricos sobre energía, exergía, Termofluidos, ciclos termodinámicos, energía solar concentrada CSP, trayectoria y movimiento del sol, con el propósito de facilitar al lector la comprensión de los diferentes términos, procesos y cálculos que tendrán lugar durante el desarrollo del presente proyecto.

1.1. Análisis energético y exergético

La primera ley de la termodinámica hace referencia a la conservación de la masa y energía durante los procesos de transformación de la misma, sin embargo, esto no es suficiente para concluir que, si un proceso cumple la primera ley... este será posible, por lo tanto, es necesario involucrar la segunda ley de la termodinámica, la cual tiene en cuenta la calidad de la energía y va más allá de los límites impuestos por la primera ley restringiendo los procesos de transformación, haciendo referencia a la dirección en que estos ocurren y el máximo rendimiento que pueden lograr; Es decir, que un proceso no puede ocurrir a menos de que este satisfaga la primera y segunda ley de la termodinámica.

El análisis energético y exergético es una metodología que combina la primera y segunda ley de la termodinámica en el estudio, diseño y mejora de los sistemas energéticos, siendo una herramienta bastante útil en la ingeniería que permite identificar el grado de degradación de la energía (pérdidas energéticas) durante un proceso, creando oportunidades de mejora, bien sea de los parámetros de proceso o de los mismos dispositivos o equipos que los conforman, con la finalidad de hacer uso más eficiente de los recursos energéticos. Para este tipo de análisis es fundamental realizar el balance de masa, energía, entropía y exergía del sistema a estudiar.

1.1.1. Balance de masa

Un sistema abierto o volumen de control, cuenta un flujo de masa a través de sus fronteras presente en una o más corrientes en su interior, el balance de masa para un volumen de control expresado en forma de tasa es igual a

$$\frac{dm_{VC}}{dt} = \sum_{in} \dot{m}_{in} - \sum_{out} \dot{m}_{out} \quad (1.1)$$

Donde

$\sum_{in} \dot{m}_{in}$ = sumatoria de los flujos másicos en las corrientes de entrada

$\sum_{out} \dot{m}_{out}$ = sumatoria de los flujos másicos en las corrientes de salida

Para sistemas que operan bajo condiciones estacionarias $\frac{dm_{VC}}{dt} = 0$ la **Ecuación (1.1)** se reescribe

$$0 = \sum_{in} \dot{m}_{in} - \sum_{out} \dot{m}_{out} \Rightarrow \sum_{in} \dot{m}_{in} = \sum_{out} \dot{m}_{out} \quad (1.2)$$

1.1.2. Balance de energía

El aumento o disminución de energía en un volumen de control se da por la transferencia de energía a través de sus fronteras, únicamente por transferencia de: calor \dot{Q} , trabajo \dot{W} y/o masa \dot{E}_{masa} , el primer principio de la termodinámica establece que “la energía no puede ser creada ni destruida, solo se transforma de una forma a otra por lo tanto esta se conserva” [15], de manera que, el balance general de energía para un volumen de control es igual a: la transferencia neta de energía $\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out}$, bien sea por calor, trabajo y/o flujo de masa.

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = [\dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out}] + [\dot{W}_{in} - \dot{W}_{out}] + \sum_{in} \dot{E}_{masa, in} - \sum_{out} \dot{E}_{masa, out} \quad (1.3)$$

Para sistemas que operan bajo con condiciones estacionarias $\frac{dE_{VC}}{dt} = 0$ la **Ecuación (1.3)** se reescribe

$$0 = [\dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out}] + [\dot{W}_{in} - \dot{W}_{out}] + \sum_{in} \dot{E}_{masa, in} - \sum_{out} \dot{E}_{masa, out} \quad (1.4)$$

donde la energía transportada por la masa consta de tres formas de energía: entalpía, energía cinética y energía potencial

$$\dot{E}_{masa} = \dot{m} \cdot [h + ec + ep] = \dot{m} \cdot \left[h + \frac{\vec{V}^2}{2} + gz \right] \quad (1.5)$$

sin embargo, si el cambio en la energía cinética y potencial de las corrientes se consideran despreciable $ec \cong ep \cong 0$, la energía transportada por la masa es igual a

$$\dot{E}_{masa} = \dot{m} \cdot h \quad (1.6)$$

1.1.3. Balance de entropía

A diferencia de la energía, la entropía se puede crear, pero no destruir (principio de generación de entropía) y esta se puede transferir hacia/desde un sistema únicamente por transferencia de calor y/o masa, de manera que, el balance general de entropía para un volumen de control es igual a: la tasa neta de transferencia entropía $\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out}$ bien sea por calor y/o masa, más la tasa de generación de entropía por la presencia de irreversibilidades \dot{S}_{gen}

$$\frac{dS_{VC}}{dt} = \sum \frac{\dot{Q}_f}{T_f} + \sum_{in} \dot{m}_{in} s_{in} - \sum_{out} \dot{m}_{out} s_{out} + \dot{S}_{gen} \quad (1.7)$$

Donde

\dot{Q}_f = Tasa de transferencia de calor a través de la frontera f , cuya temperatura instantánea es T_f .

Para sistemas que operan bajo condiciones estacionarias $\frac{dS_{VC}}{dt} = 0$ la **Ecuación (1.7)** se reescribe

$$\dot{S}_{gen} = \sum_{out} \dot{m}_{out} s_{out} - \sum_{in} \dot{m}_{in} s_{in} - \sum \frac{\dot{Q}_f}{T_f} \quad (1.8)$$

Para sistemas adiabáticos, que operan bajo condiciones estacionarias, la **Ecuación (1.7)** se reescribe

$$\dot{S}_{gen} = \sum_{out} \dot{m}_{out} s_{out} - \sum_{in} \dot{m}_{in} s_{in} \quad (1.9)$$

1.1.4. Balance de exergía

Aunque un sistema contenga una cantidad de energía, no toda esta puede ser transformada en trabajo, aquella fracción de dicha cantidad que se encuentra disponible y de la cual se puede obtener trabajo útil se denomina exergía o disponibilidad [16] denotada por la letra X y aquella que no se encuentra disponible, se conoce con anergía; De manera que, la energía está compuesta por exergía y anergía [17]. La exergía se puede definir formalmente como “el máximo potencial de trabajo útil que puede obtenerse de un sistema, cuando este experimenta un proceso reversible, donde su estado inicial pasa a estar en equilibrio termodinámico con el ambiente (estado muerto)” [16], [18], [19].

A diferencia de la entropía, la exergía no puede crearse, pero si destruirse, debido a la entropía generada por la presencia de irreversibilidades (principio de destrucción de exergía), y esta puede ser transferida hacia/desde un sistema únicamente por: transferencia de calor \dot{X}_{calor} , trabajo $\dot{X}_{trabajo}$ y/o masa \dot{X}_{masa} . El balance general de exergía para un volumen de control es igual a: la tasa neta de transferencia de exergía $\dot{X}_{in} - \dot{X}_{out}$, bien sea por calor, trabajo y/o masa, menos la tasa de destrucción de exergía por la presencia de irreversibilidades \dot{X}_{dest}

$$\begin{aligned} \frac{dX_{VC}}{dt} &= \dot{X}_{calor} \pm \dot{X}_{trabajo} + \dot{X}_{masa, in} - \dot{X}_{masa, out} - \dot{X}_{dest} \\ &= \sum \dot{Q}_f \left[1 - \frac{T_0}{T_f} \right] \pm \left[\dot{W} + P_0 \frac{dV_{VC}}{dt} \right] + \sum_{in} \dot{X}_{masa, in} - \sum_{out} \dot{X}_{masa, out} - \dot{X}_{dest} \end{aligned} \quad (1.10)$$

Donde

\dot{Q}_f = Tasa de transferencia de calor a través de la frontera f , cuya temperatura instantánea es T_f .

T_0 = Temperatura ambiente

P_0 = Presión ambiente

Para sistemas que operan bajo condiciones estacionarias $\frac{dX_{VC}}{dt} = 0$ y $\frac{dV_{VC}}{dt} = 0$ la **Ecuación (1.10)** se reescribe

$$\dot{X}_{dest} = \sum \dot{Q}_f \left[1 - \frac{T_0}{T_f} \right] \pm \dot{W} + \sum_{in} \dot{X}_{masa, in} - \sum_{out} \dot{X}_{masa, out} \quad (1.11)$$

la exergía transportada por la masa es igual al flujo de masa por la exergía de flujo ψ , donde h_0, T_0, s_0 son las propiedades del sistema evaluadas en el estado muerto.

$$\dot{X}_{masa} = \dot{m} \cdot \psi = \dot{m} \cdot \left[(h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0) + gz + \frac{\vec{v}^2}{2} \right] \quad (1.12)$$

sin embargo, si el cambio en la energía cinética y potencial de las corrientes se consideran despreciable $ec \cong ep \cong 0$, la exergía transportada por la masa es igual a

$$\dot{X}_{masa} = \dot{m} \cdot [(h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0)] \quad (1.13)$$

1.2. Ciclo de potencia Brayton

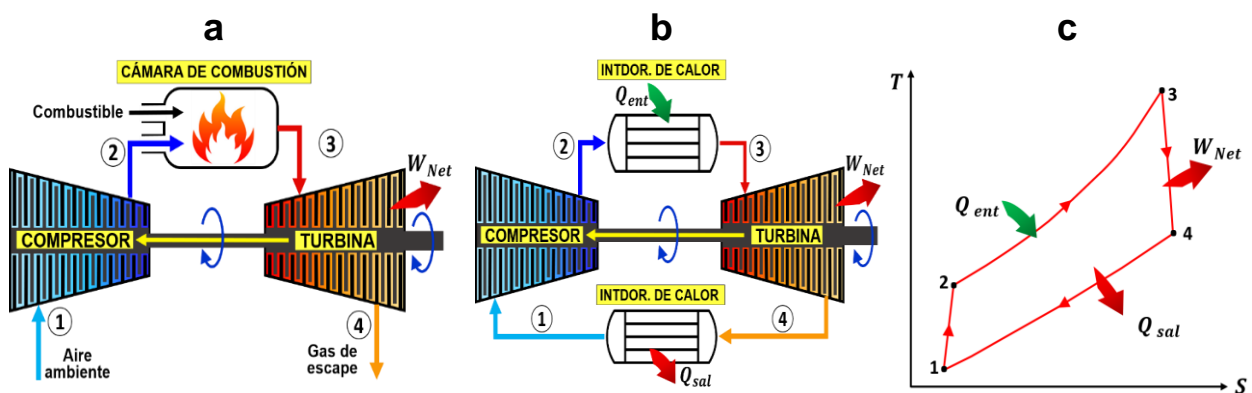
Es un ciclo termodinámico que utiliza sustancias gaseosas como fluido de trabajo comúnmente aire ambiente, actualmente, este ciclo es la base de funcionamiento de las turbinas de gas utilizadas en centrales termoeléctricas para la generación de potencia. Siguiendo la **Figura 2.a**, un ciclo Brayton abierto inicia en el compresor que toma aire ambiente incrementando su presión y por ende también incrementara su temperatura (estado 1 a 2). El aire de alta presión continua hacia la cámara de combustión donde se mezcla con combustible llevando a cabo un proceso de combustión, como resultado, gases de combustión con alta temperatura (estado 2 a 3). Estos gases se expanden a través de una turbina produciendo la salida de trabajo o potencia mecánica y finalmente estos son liberados a la atmósfera, por esta razón se dice que es un ciclo abierto. [19]

1.2.1. Ciclo de potencia Brayton cerrado

El ciclo Brayton también puede operar en una configuración de ciclo cerrado (**Figura 2.b**), el principio de funcionamiento es similar al abierto, sin embargo, en esta configuración la cámara de combustión es reemplazada por un intercambiador de calor, donde se lleva a cabo adición de energía en forma de calor al ciclo proveniente de una fuente externa; En este caso el gas o fluido de trabajo no es liberado después de salir de la turbina, para ello se incorpora otro intercambiador entre el estado 4 y 1 para cerrar el ciclo, el cual retira el calor residual del gas llevándolo de nuevo a su estado inicial [20].

Figura 2.

Ciclo Brayton abierto y cerrado



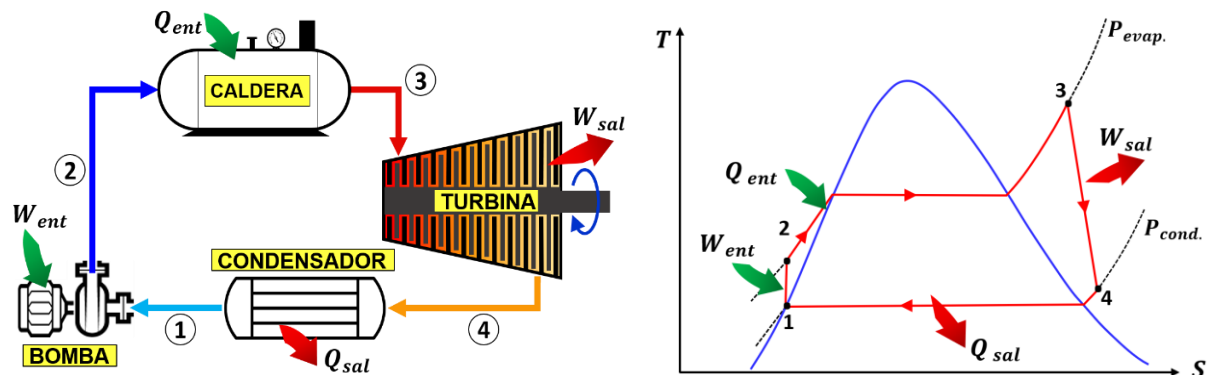
Nota. La figura muestra el diagrama de proceso de un (a) ciclo Brayton abierto. (b) ciclo Brayton cerrado y (c) diagrama Temperatura – Entropía (T -S).

1.3. Ciclo de potencia Rankine

Por otro lado, el ciclo Rankine se caracteriza por utilizar sustancias líquidas como fluido de trabajo comúnmente agua, la cual es evaporada y condensada alternadamente. Este ciclo también tiene lugar en centrales termoeléctricas que operan con turbinas de vapor. Siguiendo la **Figura 3**, un ciclo Rankine inicia en la bomba la cual toma agua saturada para incrementar su presión (estado 1 a 2). El agua comprimida entra a la caldera donde se lleva a cabo el proceso de adición de calor y sale como vapor sobrecalentado (estado 2 a 3), que posteriormente pasa a través una turbina donde el vapor se expande, produciendo la salida de trabajo o potencia mecánica (estado 3 a 4). Finalmente, el vapor húmedo pasa a través de un condensador donde pierde calor y al salir de este pasará a estado de líquido saturado que entra a la bomba para iniciar nuevamente el ciclo (estado 4 a 1) [19], [20].

Figura 3.

Ciclo Rankine



Nota. La figura muestra el diagrama de proceso de un ciclo Rankine y su respectivo diagrama Temperatura – Entropía (T-S).

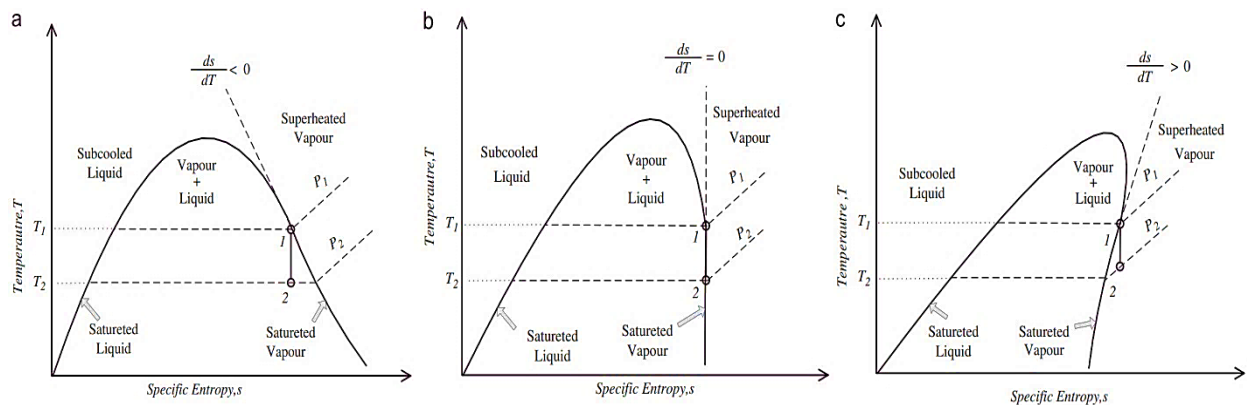
1.3.1. Ciclo Rankine Orgánico

El fluido de trabajo utilizado en un ciclo Rankine tradicional es agua la cual requiere de las altas temperaturas de aproximadamente 600 °C para entrar como vapor sobrecalentado en la turbina [19], el ciclo Rankine orgánico funciona de forma análoga a un ciclo Rankine convencional con la diferencia de que este sustituye el agua por fluidos orgánicos que presenta características relevantes en comparación con el agua como temperaturas y presiones críticas más bajas, lo cual le permiten al ciclo operar a

temperaturas más bajas “entre 70 y 300 °C, siendo el rango ideal de temperaturas para aprovechar el calor residual de un proceso o fluido caliente” [21]. Según la pendiente de la curva de saturación de vapor en el diagrama Temperatura - Entropía (T - s) estos fluidos se clasifican en tres grupos (**Figura 4**): **Fluidos húmedos** con pendiente negativa, **Fluidos isoentrópicos** con pendiente que tiende a infinito y **Fluidos Secos** con pendiente positiva.

Figura 4.

Fluidos orgánicos húmedos, isoentrópicos y secos



Nota. En la figura se muestra el diagrama T -s y la comparación entre las pendientes de la curva de saturación de vapor para sustancias **(a)** húmedas, **(b)** isoentrópicas y **(c)** secas. Tomado de J. Bao y L. Zhao, "A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle", Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 24, pp.325-342, 2013, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.03.040>

Debido a la pendiente negativa de los fluidos húmedos como el agua o el R134a, después de la etapa de expansión en la turbina se puede presentar condensación del fluido en su interior, esto representa un problema, ya que las gotas de condensado impactan a gran velocidad los álabes de la turbina, degradándolos con el tiempo, reduciendo así su vida útil y su eficiencia isoentrópica; Para evitar esto el fluido debe ser sobrecalentado a la entrada de la turbina.

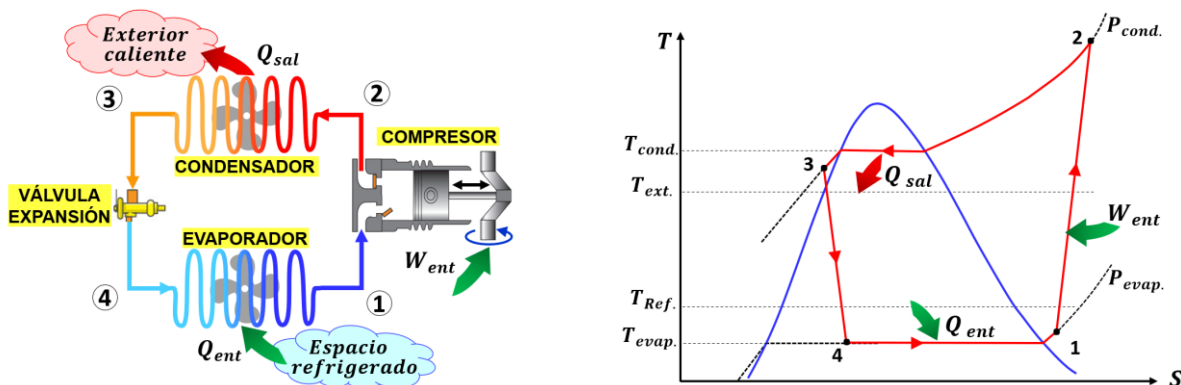
A diferencia de los *fluidos húmedos*, los *fluidos Isoentrópicos* y *secos* debido a la pendiente en su curva de saturación de vapor no requieren ser sobrecalentados, ya que pueden expandirse en la turbina sin el riesgo de que se condense, en el caso de los fluidos secos, estos pueden salir de la turbina en estado de vapor sobrecalentado lo cual los hace los fluidos más adecuados para los ciclos Rankine orgánicos [22].

1.4. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor

En un ciclo de refrigeración por compresión de vapor (**Figura 5**) utilizado comúnmente en los sistemas de refrigeración y aire acondicionado, el compresor toma refrigerante en estado de vapor sobrecalentado y eleva su presión hasta la presión del condensador, causando que la temperatura también se incremente por encima de la temperatura del medio exterior (estado 1 a 2). El refrigerante a alta presión aún en estado de vapor sobrecalentado entra al condensador, rechaza calor hacia el exterior debido a la diferencia de temperaturas y sale como líquido ligeramente subenfriado (estado 2 a 3); esto garantiza que el refrigerante entra en estado líquido a la válvula de expansión. El refrigerante se expande isoentálpicamente a través de una válvula de expansión hasta la presión del evaporador, de igual manera la temperatura también desciende por debajo de la temperatura del espacio a refrigerar (estado 3 a 4). Finalmente, el refrigerante entra al evaporador como mezcla líquido vapor de baja calidad, absorbe calor del espacio refrigerado debido a la diferencia de temperaturas y sale como vapor ligeramente sobrecalentado, esto garantiza que el refrigerante se encuentra totalmente evaporado a la entrada del compresor para iniciar nuevamente el ciclo (estado 4 a 1)

Figura 5.

Ciclo de refrigeración por compresión de vapor



Nota. La figura muestra el diagrama de proceso de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor y su respectivo diagrama Temperatura – Entropía (T -S).

1.5. Multigeneración

Comúnmente las centrales termoeléctricas no aprovechan al máximo la energía, ya que, en promedio durante el proceso de generación convencional, del 100% de la energía

tomada de una fuente primaria, se transforma entre el 30% y 40% en energía eléctrica, el sobrante es energía en forma de calor que es desechada al ambiente siendo una gran pérdida energética. Gracias al desarrollo que ha tenido el sector energético, para hacer un uso más eficiente de los recursos primarios, se han implementado métodos como la multigeneración también llamada poligeneración, que es la producción de más de una forma de energía útil a partir de la misma fuente o fuentes de energía primaria, reduciendo así el desperdicio de energía [23]; Dentro de los sistemas más implementados en las plantas generadoras se encuentran: los sistemas de cogeneración y trigeneración.

- **Cogeneración.** También conocida como calor y energía combinados (CHP por sus siglas en inglés) [24] es la producción simultánea de energía eléctrica y calor a partir de la misma fuente de energía Figura 6, siendo esto más eficiente y rentable que generar calor y electricidad por separado en dos unidades diferentes [25]. Este tipo de sistema recupera el calor residual de un dispositivo o proceso y lo aprovecha para suministrarlo a procesos industriales o como fuente de energía térmica en otros sistemas [26], logrando eficiencias mayores a las de un sistema de generación convencional.
- **Trigeneración.** Tiene el mismo principio de la cogeneración, pero en este caso aparte de generar energía eléctrica y calor, también se puede obtener refrigeración a partir del calor residual recuperado en la cogeneración (**Figura 6**).

Figura 6.

Cogeneración y trigeneración



Nota. Se muestra el diagrama de un proceso de Cogeneración y trigeneración. Tomado de: D. Sonar, "Renewable energy based trigeneration systems—technologies, challenges and opportunities" en: *Renewable-Energy-Driven Future*, Estados Unidos y Reino Unido, Academic Press, 2021, pp. 125-168. [En línea]. Disponible: <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-820539-6.00004-2>.

1.6. Energía solar

El sol es la única estrella que conforma nuestro sistema solar, ubicada justo en el centro y alrededor de la cual orbitan todos los planetas que los conforman. Este es el encargado de generar la mayoría de fuentes de energía de la tierra, bien sea de forma directa o indirecta, sin embargo, su importancia se debe a que es un elemento indispensable para la vida de los seres humanos y demás formas de vida en el planeta, gracias a este se pueden llevar a cabo procesos naturales tal como como la fotosíntesis; Debido a la energía emitida desde el sol en forma de radiación, la tierra es calentada permitiendo así mantener una temperatura adecuada para que puedan subsistir todos los seres vivos que la habitan

El sol produce su energía por las reacciones de fusión entre hidrógeno y helio generadas en su núcleo, emitiendo desde la superficie solar gran cantidad de energía que se propaga en todas las direcciones a través del espacio mediante ondas electromagnéticas. En la práctica, el sol puede definirse como un cuerpo negro que irradia energía hacia la tierra con una temperatura superficial aproximada de 10.000 °F (55.810 °K) [27]. Actualmente según los monitores de Solar Radiation and Climate Experiment de la NASA, la Irradiancia solar que logra alcanzar la atmósfera tiene un valor de $1360.8 \pm 0.5 \text{ W/m}^2$ [28].

1.7. Componentes y unidades de la radiación solar

Una vez la radiación atraviesa atmósfera terrestre, sufre un proceso de debilitamiento por la difusión, reflexión en las nubes y de absorción por las moléculas de gases atmosféricos [29], efecto conocido como *scattering*, finalmente llega a la superficie terrestre donde es reflejada y absorbida en forma de calor. Después de la interacción con la atmósfera, la radiación solar llega a la superficie en diferentes componentes definidas a continuación:

- **Radiación directa.** Es la radiación solar que llega a la superficie terrestre directamente del sol sin haber sido debilitada, modificada o dispersada por la atmósfera [30]. Esta solo se da cuando el sol es visible en el cielo

- **Radiación solar difusa.** Es la radiación solar que llega a la superficie terrestre después de que su dirección original ha sido dispersada por las moléculas de la atmósfera [30] (Gases atmosféricos y nubes).
- **Radiación solar total.** Es la suma de la radiación solar directa y difusa sobre una superficie.
- **Radiación solar reflejada.** Es la radiación que es reflejada por la superficie terrestre y depende del coeficiente de su reflexión llamado albedo. Solo las superficies inclinadas o verticales pueden recibir esta radiación

La radiación es medida en la superficie por medio de instrumentos como los piranómetros y los pirheliómetros, los datos obtenidos pueden ser expresados en términos de irradiación o irradiancia:

- **Irradiancia.** Es la potencia de radiación solar que incide sobre una superficie [31], se da en unidades de potencia por unidad de superficie W/m^2 o KW/m^2 . Puede ser directa o difusa según la medición.
- **Irradiación.** Es la energía de radiación solar que incide sobre una superficie, en términos de irradiancia se puede definir como: la irradiancia durante un determinado periodo de tiempo, comúnmente en una hora [31]. Esta se da en unidades de energía por unidad de superficie KWh/ m^2 o J/ m^2 . Puede ser directa o difusa según la medición.

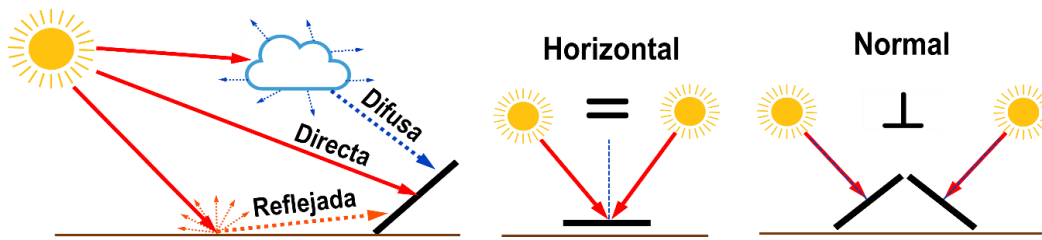
Vale la pena aclarar que las anteriores mediciones se pueden clasificar según la orientación de la superficie donde fueron tomadas (**Figura 7**) de la siguiente manera:

- **Horizontal.** Hace referencia a la radiación medida sobre una superficie paralela a la superficie terrestre.
- **Normal.** Hace referencia a la radiación medida sobre una superficie normal al rayo solar incidente (perpendicular).

Comúnmente la radiación solar total medida en la superficie terrestre, en las bases de datos se le denomina como **Irradiación global horizontal**, que es la radiación solar total medida sobre una superficie horizontal [30] o **Radiación Normal Directa DNI**.

Figura 7.

Componentes de la radiación solar



Nota. Se muestra las componentes de la radiación solar: directa, difusa y reflejada incidentes sobre una superficie inclinada, también se expone el concepto de radiación horizontal y normal.

1.7.1. Ángulos solares

Las descripciones la trayectoria o movimiento relativo del sol no es la misma en todos los puntos de la superficie terrestre, por lo tanto, es importante definir en el principio la localización del sitio donde se desea conocer la trayectoria del sol, dicha localización se define por medio de coordenadas geográficas: longitud y latitud, donde ambas juegan un rol diferente sobre la descripción de la trayectoria:

- **Longitud (L).** El ángulo formado entre el vector \overline{OP} que va del centro de la tierra (O) al punto de localización (P) y el plano Ecuatorial, esta puede ser longitud Norte (+) o Sur (-). Como se había mencionado anteriormente la trayectoria o movimiento relativo del sol no es el mismo en todos los puntos de la superficie terrestre y esto se debe a que la trayectoria del sol varía según la longitud.
- **Latitud.** El ángulo formado entre el meridiano que pasa sobre el punto de localización (P) y el meridiano Greenwich (0°), esta puede ser Este (+) u Oeste (-). A diferencia de la longitud, la trayectoria del sol no varía según la latitud, sin embargo, como la trayectoria del sol se calcula y define según la hora solar aparente (**AST**), la latitud permite expresar dicha hora en hora solar estándar, que es la que se mide con el reloj.

Definida la localización, la trayectoria del sol será descrita por ángulos solares (Altitud y Azimut) dentro de un sistema coordenado, cuyo origen se encuentra en la localización

(punto de interés P) tomando como referencia un plano horizontal (plano tangente a la superficie terrestre ubicado en el punto de interés) (**Figura 8**).

- **Ángulo de altitud solar (α_s).** Es el ángulo formado por los rayos solares (Vector \overrightarrow{CP}) y el plano horizontal, calculado por la expresión matemática [31]:

$$\alpha_s = \sin^{-1} [\sin(L) \cdot \sin(\delta) + \cos(L) \cdot \cos(\delta) \cos(\varphi)] \quad (1.14)$$

- **Ángulo Zenith (ϕ).** Es el ángulo formado por los rayos solares (Vector \overrightarrow{CP}) y la vertical, que es el vector normal al plano horizontal, el ángulo zenit y el ángulo de altitud solar son complementarios $\alpha_s + \phi = 90^\circ$ entonces:

$$\sin(\alpha_s) = \cos(\phi) = \sin(L) \cdot \sin(\delta) + \cos(L) \cdot \cos(\delta) \cos(\varphi) \quad (1.15)$$

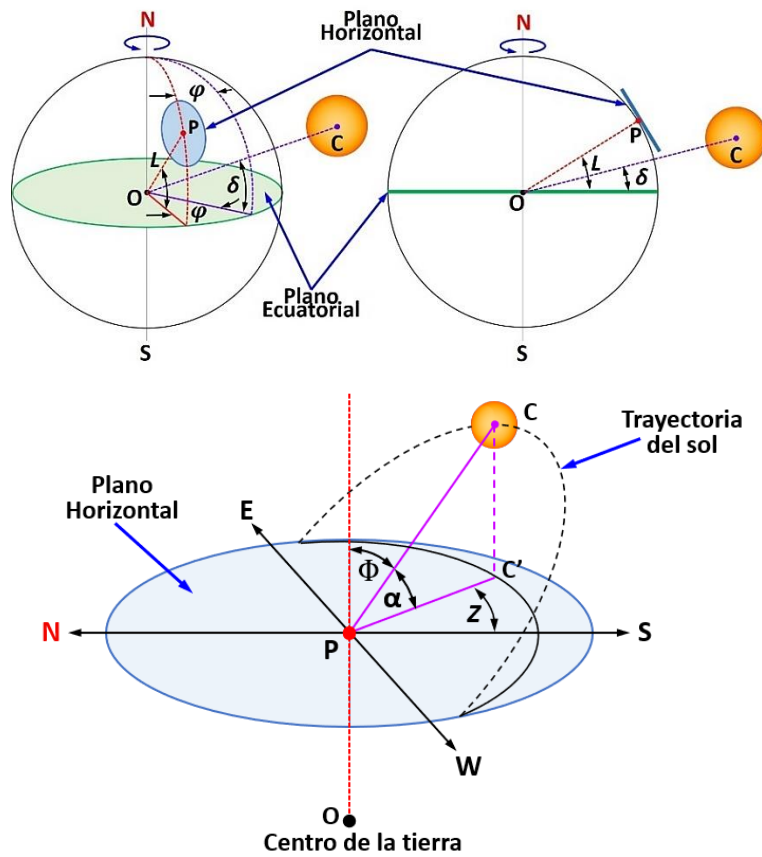
- **Ángulo Azimut (Z).** Es el ángulo de la proyección de los rayos solares sobre el plano horizontal (Vector $\overrightarrow{C'P}$) medido desde el sur Geográfico, calculado por la expresión matemática [31]:

$$Z = \sin(\varphi) \cdot \left| \cos^{-1} \left(\frac{\cos(\phi) \cdot \sin(L) - \sin(\delta)}{\sin(\phi) \cdot \cos(L)} \right) \right| \quad (1.16)$$

Este será negativo cuando el ángulo horario es negativo (horas de la mañana) y positivo cuando el ángulo horario sea positivo (horas de la tarde), tomando valores en el rango de 180° hasta -180° en países tropicales como Colombia. En ciertas localizaciones cuando esta toma valores mayores a 90° y menores a -90° significa que el sol se encuentra al Norte de la línea Este-Oeste, de lo contrario se encuentra al Sur [30]. En otros términos, cuando: $(\delta - L > 0)$ el sol se encuentra por el **Norte**, $(\delta - L < 0)$ el sol se encuentra por el **Sur** y $(\delta - L = 0)$ el sol se encuentra justo encima de la línea Este-Oeste.

Figura 8.

Ángulos solares



Nota. Se muestra de manera gráfica el concepto de plano horizontal y los ángulos solares que describen la trayectoria del sol.

1.8. Posición y trayectoria del sol

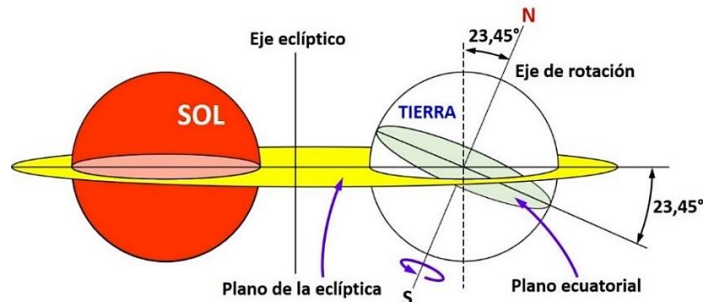
Debido a los movimientos de traslación y de rotación que tiene la tierra, la posición del sol en el cielo cambia a través del tiempo, más específicamente su posición depende del día y hora, comúnmente esto se ve reflejado en que al amanecer el sol sale por el Este y al atardecer se oculta por el Oeste, dando la impresión de que el sol se mueve en el cielo, sin embargo, observando el sistema solar este no tiene movimiento. Por lo tanto, para aplicaciones donde se requiera utilizar el sol bien sea como fuente de energía o luz, es de gran importancia conocer el movimiento y la posición relativa del sol respecto a un punto o localización sobre la tierra, que, a pesar de no ser simple, este se puede predecir.

La naturaleza de su complejidad se debe principalmente a los movimientos y geometría de la tierra, es conocido que la tierra tarda un año en moverse alrededor del sol sobre su órbita elíptica, conocido como movimiento de traslación y al mismo tiempo esta da un giro sobre su propio eje cada 24 horas, conocido como movimiento de rotación, dicho eje se encuentra inclinado $23,45^\circ$ respecto al eje eclíptico, que es normal al plano de la eclíptica (plano formado por la órbita elíptica ubicado justo en el centro del sol), esto se conoce como como oblicuidad de la eclíptica de la tierra (**Figura 9**).

Así como el sol se mueve de Este a Oeste durante el día (movimiento relativo) debido al movimiento de rotación, este también cambiará su posición de Norte a Sur y viceversa durante el año, esto debido al movimiento de traslación y la oblicuidad de la eclíptica de la tierra (inclinación). Tomando como referencia el hemisferio norte de la tierra, para describir el movimiento del sol visto desde la tierra (**Figura 10**) se establecen ciertas épocas del año donde la posición del sol varía de la siguiente manera:

Figura 9.

Oblicuidad de la eclíptica de la tierra



Nota. Se muestra la oblicuidad de la eclíptica de la tierra, formado entre el plano de la eclíptica y el plano ecuatorial debido a la inclinación del eje de rotación.

- **Junio 21.** El sol está ubicado más hacia el norte, entonces la duración del día es mayor a la noche. Llamado *solsticio de verano*.
- **Septiembre 21.** El sol está ubicado en el punto medio entre el norte y el sur, el día tendrá la misma duración que la noche. Llamado *Equinoccio de otoño*.
- **Diciembre 21.** El sol está ubicado más hacia el sur, entonces la duración del día es menor a la noche. Llamado *solsticio de invierno*.

- **Marzo 21.** El sol está ubicado en el punto medio entre el norte y el sur, el día tendrá la misma duración que la noche. Llamado *Equinoccio de primavera*.

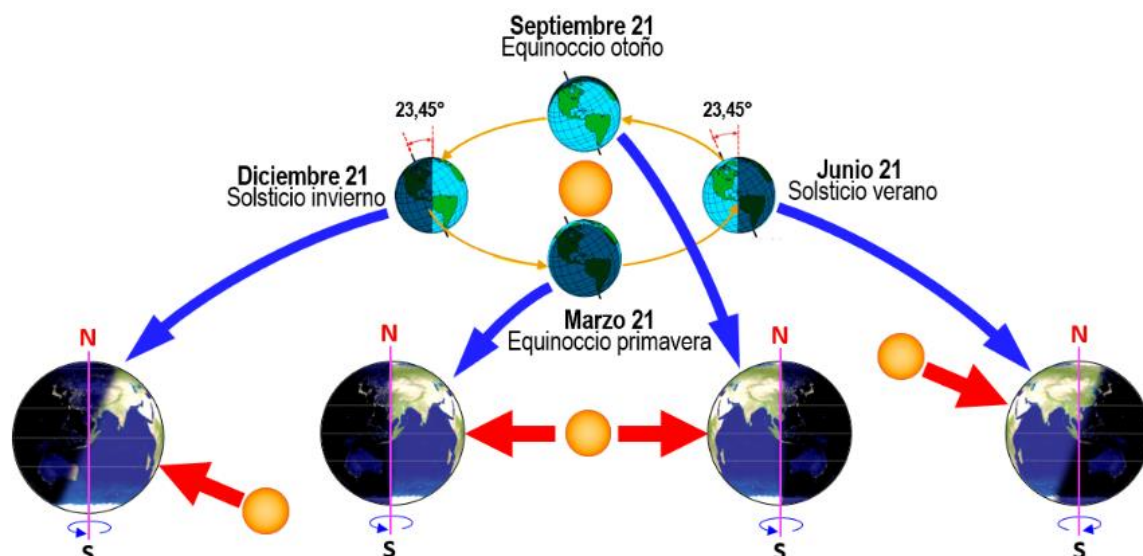
Tomando como referencia el hemisferio sur, las fechas del *solsticio de verano* y *solsticio de invierno* se intercambian entre sí.

Durante las horas de sol (día) la superficie terrestre se expone a la radiación solar, por lo tanto, la duración del día afecta de manera directa la cantidad de radiación solar recibida y esto es lo que provoca el cambio climático durante las estaciones en países que se encuentran alejados de la línea del Ecuador. En el caso de las localizaciones que se encuentran sobre la línea del Ecuador como Colombia el clima no varía de forma drástica, esto se debe a que la duración del día es prácticamente la misma en el año, por ende, recibe casi la misma cantidad de radiación solar durante todo el año; Sin embargo, a pesar de esto, la posición del sol si varía entre Norte y Sur.

Para simplificar la predicción del movimiento relativo del sol respecto a la tierra se hacen ciertas consideraciones: la tierra permanece fija y el movimiento relativo del sol será descrito por un sistema coordenado fijo a la tierra, cuyo origen se encuentra en la localización o sitio de interés [31]. Antes de describir su movimiento es fundamental definir ciertos conceptos que serán utilizados en la formulación.

Figura 10.

Movimiento relativo del sol, Solsticios y Equinoccios



Nota. Se muestra la posición relativa del sol respecto a la tierra durante los solsticios y equinoccios.

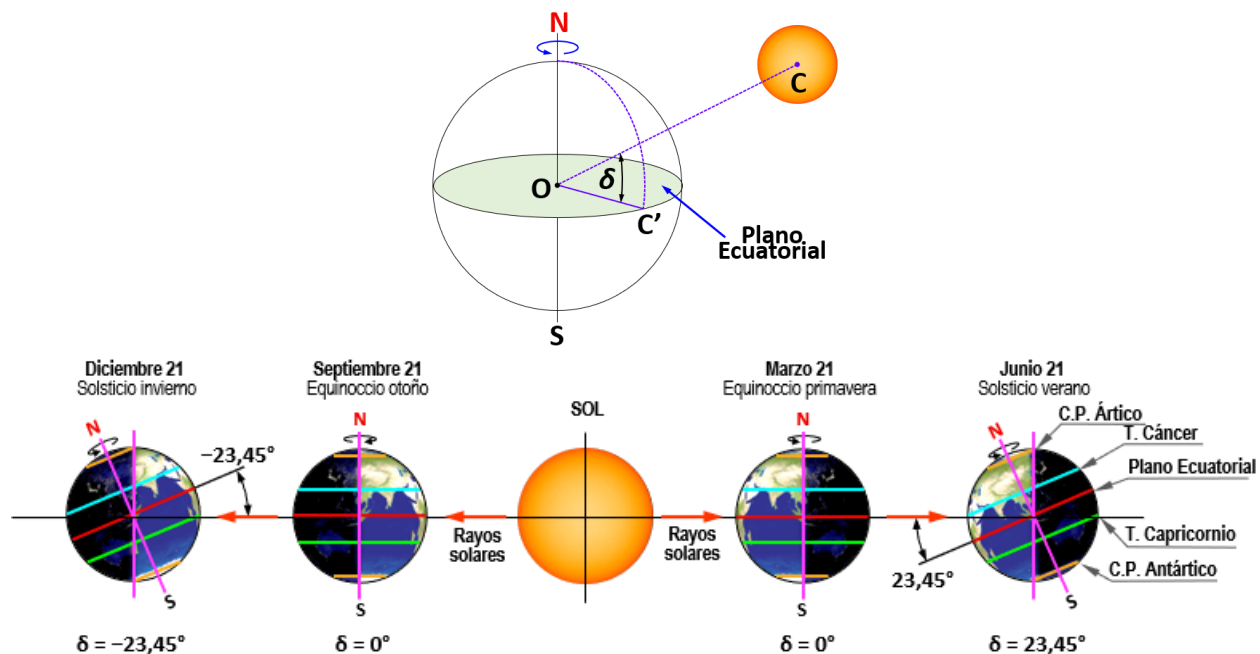
1.8.1. Ángulo de declinación

El ángulo de declinación denotada por la letra griega Delta δ , se puede definir como el ángulo formado entre vector que va del centro de la tierra al centro del sol OC y su proyección sobre el plano ecuatorial OC' [31], en términos más prácticos, el ángulo entre los rayos del sol y el plano ecuatorial, debido a la inclinación de la tierra este tomará valores que oscilan entre $23,45^\circ$ y $-23,45^\circ$ durante el año (Figura 11) y puede ser calculada de manera aproximada, para cualquier día del año (N) por la expresión:

$$\delta = 23,45 \cdot \sin\left(\frac{360}{365} \cdot (284 + N)\right) \quad (1.17)$$

Figura 11.

Ángulo de declinación de la tierra



Nota. Se muestra de manera gráfica el concepto de ángulo de declinación y su valor para los solsticios y equinoccios.

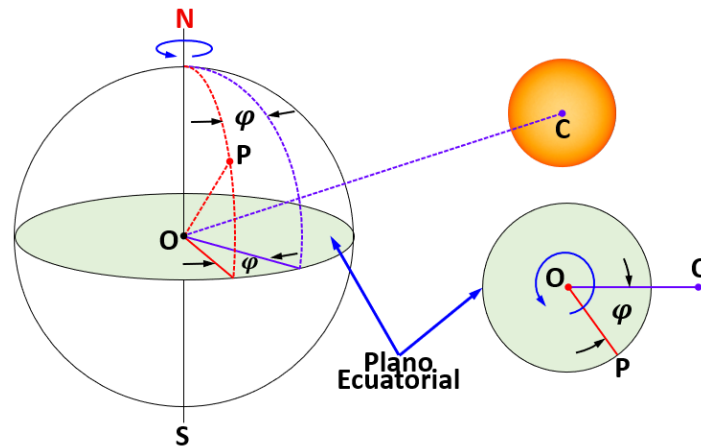
1.8.2. Ángulo horario

Es claro que un día tiene 24:00 horas y comúnmente se dice que el medio día se da a las 12:00, esto es válido siempre y cuando se hable de hora solar aparente (**AST**), sin embargo, esto no se cumple para la hora estándar que es la que se mide con el reloj, ya que esta varía según la zona horaria (**GMT**).

El ángulo Horario denotada por la letra φ , se define como el ángulo formado entre el vector que va del centro de la tierra al punto sobre la superficie terrestre OP y el vector que va del centro de la tierra al centro del sol OC , juntos proyectados sobre el plano Ecuatorial (**Figura 12**). Debido al sentido de rotación de la tierra y por convención el ángulo horario será negativo (-) en las horas de la mañana y positivo (+) en las horas de la tarde. Si la tierra da una revolución (360°) cada 24 horas, el ángulo horario se puede calcular a partir de la hora solar aparente para cualquier hora del día por la expresión:

$$\varphi = 15 \cdot (\text{AST} - 12) \quad (1.18)$$

Figura 12.
Ángulo horario



Nota. Se muestra de manera gráfica el concepto de ángulo horario.

1.8.3. Ángulo de incidencia sobre una superficie

El ángulo de declinación denotada por la letra griega Theta θ , se define como el ángulo entre los rayos solares y el vector normal de una superficie, en el caso de una superficie horizontal el ángulo de incidencia θ es igual al ángulo Zenith ϕ . El ángulo de incidencia **Figura 13** se relaciona con los ángulos mencionado previamente y puede ser calculado por la siguiente expresión [30]:

$$\begin{aligned} \cos(\theta) = & \sin(L) \cdot \sin(\delta) \cdot \cos(\beta) - \cos(L) \cdot \sin(\beta) \cdot \cos(Z_S) \\ & + \cos(L) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\varphi) \cdot \cos(\beta) \\ & + \sin(L) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\varphi) \cdot \sin(\beta) \cdot \cos(Z_S) \\ & + \cos(\delta) \cdot \sin(\varphi) \cdot \sin(\beta) \cdot \sin(Z_S) \end{aligned} \quad (1.19)$$

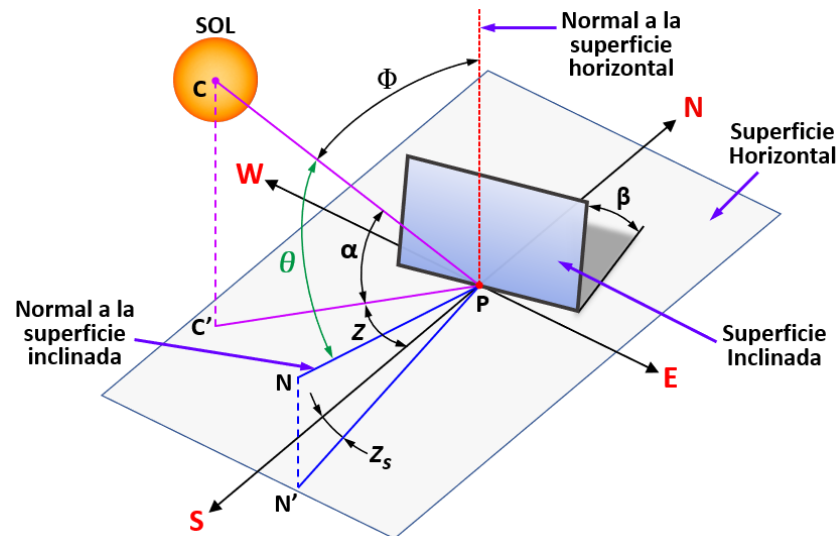
Donde

β = ángulo de inclinación de la superficie o plano respecto al plano horizontal.

Z_s = ángulo azimut de la superficie, es decir el ángulo de la proyección sobre la superficie horizontal del vector normal de la superficie medido desde el sur verdadero.

Figura 13.

Ángulo de incidencia



Nota. Se muestra de manera gráfica el ángulo de incidencia y demás ángulos requeridos para su cálculo.

Este será un parámetro fundamental para definir el desempeño del sistema como se verá posteriormente en la **sección 4.1.4.**

1.9. Energía Solar Concentrada CSP

Se dice que la radiación solar que llega a la tierra durante 84 minutos es equivalente a la energía total demandada en el mundo durante 1 año [31], sin embargo, esta no es aprovechada en su totalidad. La tecnología de Energía Solar Concentrada CSP por sus siglas en inglés (Concentrating solar Power), hace parte del grupo de energías renovables ya que puede aprovechar dicha radiación de manera directa para la generación de diferentes tipos de energía. En principio un sistema CSP se compone básicamente de 4 componentes: colector, receptor, sistema de seguimiento y fluido de trabajo.

- **Colector solar.** También llamado Reflector o sistema óptico, es un arreglo de espejos (o superficies reflectivas también llamadas facetas), permite capturar la radiación solar, la refleja y la redirecciona, concentrándola sobre un foco que bien puede ser lineal o puntual en el cual se encuentra ubicado un receptor. Según el tipo de colector Este varia en tu geometría y arreglo.
- **Receptor solar.** Es el componente del sistema que absorbe la radiación solar concentrada y la transforma en calor útil, transferido al fluido caloportador que fluye en su interior.
- **Fluido caloportador.** Es el encargado de transportar la energía térmica (calor) hasta el sistema de conversión de energía o bloque de potencia.
- **Sistema de seguimiento.** Permite el movimiento del colector o del receptor o de ambos según la tecnología utilizada siguiendo la trayectoria del sol durante el día, de tal manera que se aproveche en su mayoría la radiación solar disponible.

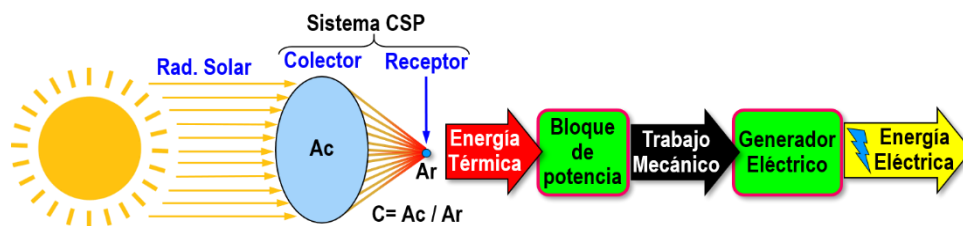
Indiferentemente de la tecnología usada, todas funcionan bajo el mismo principio: reflejar la radiación solar desde una superficie de gran área (Colector) sobre una superficie de menor área (receptor) [32], entonces la concentración solar será más intensa cuando la diferencia entre dichas áreas es mayor y uno de los términos más importantes que caracteriza estos sistemas es el **Factor de Concentración (C)**, definido como relación entre el área de apertura (área del colector a través de la cual se permite la entrada de radiación solar) y el área del receptor [30] (**Figura 14**) Para las diferentes tecnologías CSP se puede encontrar factores de concentración que van desde 10 hasta 1.000, Según J.A. Duffie y W.A. Beckman los sistemas de concentración solar pueden aprovechar la radiación solar directa, excepto los sistemas de baja concentración $C < 10$ que pueden aprovechar parte de la difusa [30], a diferencia de la tecnología solar fotovoltaica (PV) que aprovecha la radiación directa, difusa y reflejada [33].

Esta tecnología es ideal para aplicaciones industriales que requieren de altas temperaturas, como desalinización de agua de mar, descontaminación de agua, refrigeración, calentamiento y una de las aplicaciones más populares es en la generación de energía eléctrica en centrales termosolares CSP. En este tipo de centrales por medio de sistemas CSP es calentado un fluido de trabajo que logra alcanzar temperaturas que

oscilan entre 400 y 1000 °C, este transporta la energía térmica hasta un bloque de potencia donde es transformada en trabajo mecánico [21], [34], posteriormente este trabajo suministrará potencia a un generador eléctrico que finalmente será el encargado de la producción de energía eléctrica disponible a los consumidores. Las plantas termosolares pueden ser equipadas con un sistema de almacenamiento térmico para continuar su operación durante las horas de ausencia o escasez de radiación solar [33] o incluso operar de manera híbrida con respaldo de un combustible [35].

Figura 14.

Aplicación de la tecnología CSP para la generación de E. Eléctrica



Nota. Se muestra el proceso de transformación de la energía solar en energía eléctrica, por medio de sistemas de concentración solar CSP.

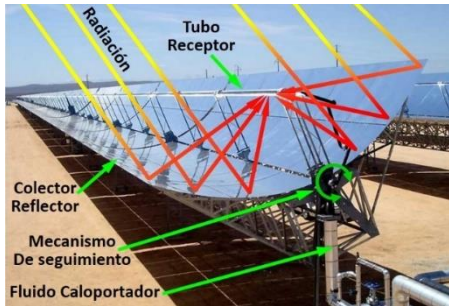
Diversas tecnología de concentración son utilizadas para convertir la radiación solar en calor a alta temperatura, entre las principales tecnologías utilizadas a nivel industrial son: colector cilindro parabólico (CP), receptor de torre central (TC), colector lineal Fresnel (LF) y el sistema de discos parabólicos (DP) [36], mientras que los sistemas CP y LF concentran la radiación solar sobre una línea focal, los sistemas TC y DP lo hacen sobre un punto focal alcanzando mayores temperaturas [33].

1.9.1. Colector Cilindro Parabólico

Es la tecnología más simple y más madura entre los sistemas CSP [37], [38], [39], consiste en un colector en forma de cilindro parabólico compuesto por espejos o facetas los cuales reflejan y concentran la radiación solar directa incidente en el tubo receptor, ubicado justo sobre la línea focal de la parábola a través del cual circula fluido caloportador, usualmente aceites sintéticos logrando temperaturas de hasta 400 °C. Comúnmente son ubicados en filas paralelas dentro de un arreglo cuadrado, equipados con un sistema de seguimiento que permite el movimiento del colector y del receptor (juntos se encuentran fijos entre sí), en un solo eje de rotación que bien puede ser el eje Norte - Sur o Este – Oeste (Figura 15).

Figura 15.

Colector Solar Cilindro Parabólico



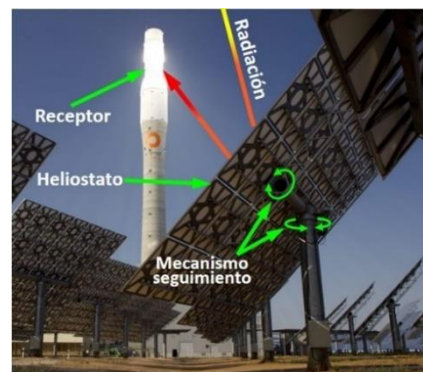
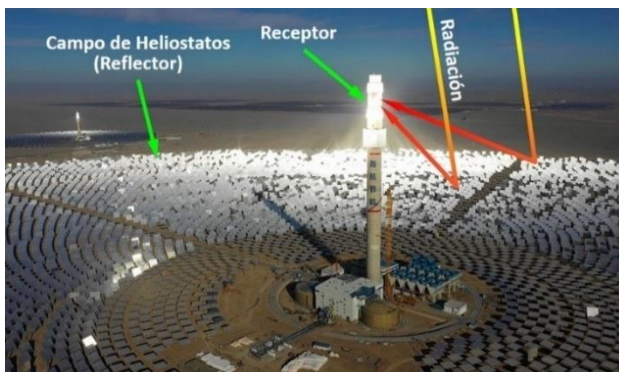
Nota. En la figura se muestra el principio de funcionamiento y componentes principales de la tecnología CSP Colector Cilindro Parabólico, por otro lado, se muestra el campo de colectores Cilindro Parabólico de la planta termosolar Ouarzazate Solar Power. Tomado de. C. Bergamasco, (Dic. 10, 2015)"A mega solar plant in Morocco will bring energy to 1 million people", Lifegate. [En línea]. Disponible: <https://tinyurl.com/y74tmrdf> y [imgur](https://imgur.com/gallery/s4XjH3j). "The Noor Complex Solar Power Plant (Ouarzazate Solar Power Station) in Morocco is expected to provide electricity for over 1 million people, once completed in 2020.", [En línea]. Disponible: <https://imgur.com/gallery/s4XjH3j>.

1.9.2. Receptor de Torre Central

Esta tecnología se caracteriza por un campo colector, compuesto por un arreglo circular de miles de grandes espejos planos llamados heliostatos. Cada uno de los heliostatos es equipado con un sistema de seguimiento con dos grados de libertad permitiendo seguir el sol durante el día según su ángulo de elevación y azimut, este es controlado individualmente por computadora [40] de tal manera que cada heliostato refleje los rayos solares sobre un mismo punto focal fijo en el cual se encuentra el receptor (**Figura 16**).

Figura 16.

Receptor de Torre Central



Nota. En la figura se muestra el principio de funcionamiento y componentes principales de la tecnología CSP Receptor de Torre Central. Tomado de. P. Fairley, "China Stumbles on Path to Solar Thermal Supremacy", *IEE Spectrum*, 2019. [En línea]. Disponible: <https://tinyurl.com/338x7fmr> y SENER. "Planta solar térmica Gemasolar", [En línea]. Disponible: <https://tinyurl.com/4kumrf5f>.

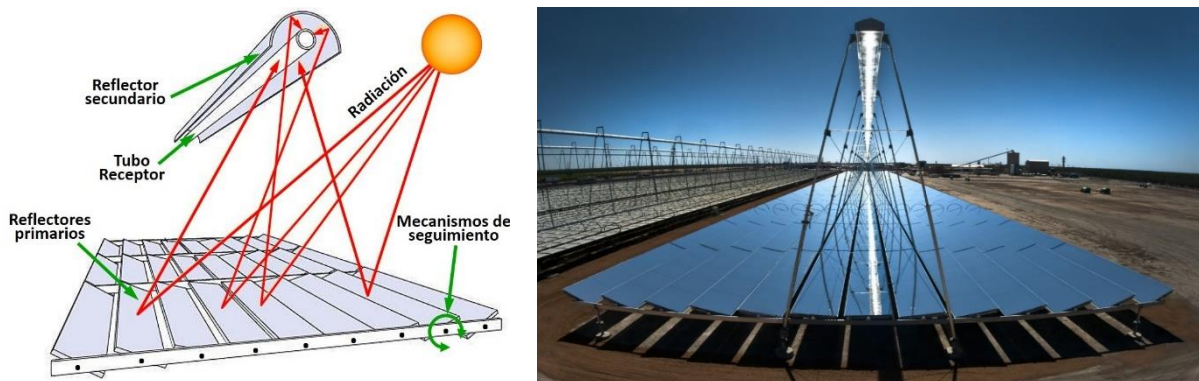
Este se encuentra ubicado en la parte superior de una torre central a una altura entre 50 y 100 m, a través del cual circula fluido caloportador, usualmente aceites sintéticos o sales fundidas logrando alcanzar temperaturas más altas que las demás tecnologías CSP, entre 500 a 1.500 °C [37].

1.9.3. *Colector Lineal Fresnel*

Esta tecnología se basa en el principio de funcionamiento entre colector cilindro parabólico y receptor de torre central [37], mientras que en los colectores cilindro parabólico el receptor se encontraba fijo al reflector, en este caso el receptor se encuentra fijo a la estructura y los reflectores tiene sistemas de seguimiento independientes que actúan como los heliostatos en la tecnología receptor de torre central con la diferencia que solo poseen un solo grado de libertad. Esta tecnología consiste en filas paralelas de reflectores planos o levemente curvados (reflectores primarios) los cuales se encuentran inclinados de manera independiente con un ángulo tal que permite reflejar y concentrar la radiación solar incidente sobre cada uno de ellos, en una misma línea focal sobre la cual se encuentra ubicado el tubo receptor a través del cual circula fluido caloportador (**Figura 17**).

Figura 17.

Colector Solar Lineal Fresnel



Nota. En la figura se muestra el principio de funcionamiento y componentes principales de la tecnología CSP Colector Lineal Fresnel, por otro lado, se muestra uno Colector Lineal Fresnel compacto de la planta termosolar Kiberlina fabricado por AREVA Solar. Tomado de. S. Qazi, "Solar thermal electricity and solar insolation" en: *Standalone Photovoltaic (PV) Systems for Disaster Relief and Remote Areas*, Netherlands, Reino Unido y Estados Unidos, Elsevier, 2017, pp. 203-237. [En línea]. Disponible: <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-803022-6.00007-1> y A. Neville, (Dic. 1, 2011) "Top Plant: Â Kimberlina Solar Thermal Energy Plant, Bakersfield, California", Power. [En línea]. Disponible: <https://tinyurl.com/tvnsjfpe>.

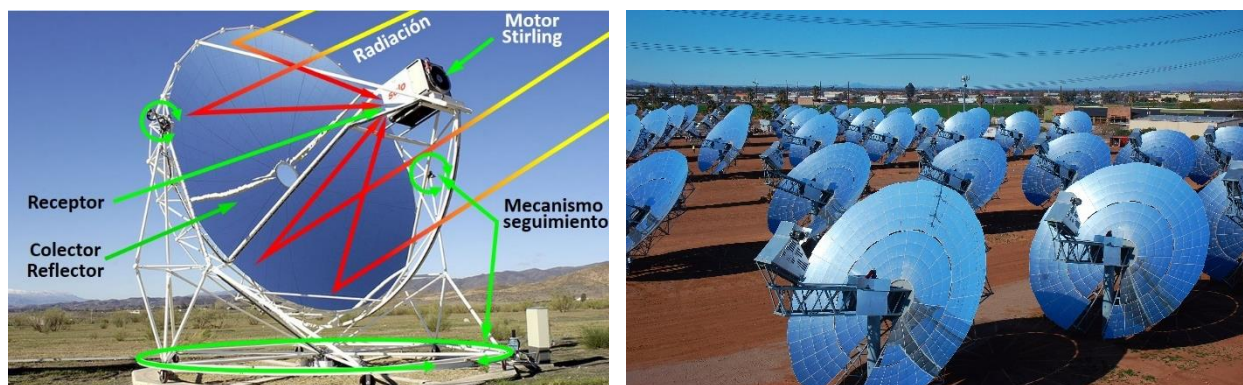
En algunos sistemas se suele incorporar un reflector secundario encima del tubo receptor, con el fin de concentrar de manera uniforme la radiación reflejada por los reflectores primarios alrededor del tubo receptor.

1.9.4. Disco Parabólico

La tecnología de discos parabólicos consiste en un colector en forma de disco parabólico compuesto por espejos los cuales reflejan y concentran la radiación solar directa incidente sobre un receptor, ubicado en el punto focal del disco, calentando un gas (aire) a temperaturas cercanas a los 750 °C, similar a los heliostatos los discos parabólicos posee un mecanismo de seguimiento con dos grados de libertad que le permite seguir el sol durante el día según su ángulo de elevación y azimut para una captura óptima de radiación solar [40]. A diferencia de las demás tecnologías CSP, en esta tecnología el bloque de potencia se encuentra incorporado al sistema y se compone por un motor Stirling fijo al receptor el cual utiliza el gas caliente para mover los pistones y producir electricidad por medio de un generador (**Figura 18**); A pesar de que es una la tecnología más pequeña con relación a su tamaño, tiene la eficiencia óptica, el factor de concentración y eficiencia de conversión (energía solar a eléctrica) más altas entre las demás tecnología CSP mencionadas [41].

Figura 18.

Disco parabólico



Nota. En la figura se muestra el principio de funcionamiento y componentes principales de la tecnología CSP Disco Parabólico, por otro lado, se muestra el campo de colectores Disco Parabólico del proyecto Maricopa Solar Plant. Tomado de. Schlaich Bergemann und Partner. "Solarenergie", [En línea]. Disponible: <https://www.sbp.de/solarenergie/> y POWER, (Abr. 10, 2010)"Dish Stirling Solar Plant Debuts", Power. [En línea]. Disponible: <https://www.powermag.com/dish-stirling-solar-plant-debuts/>.

2. PLANTAS TERMOELÉCTRICAS Y TERMOSOLARES CSP, SITUACIÓN ACTUAL

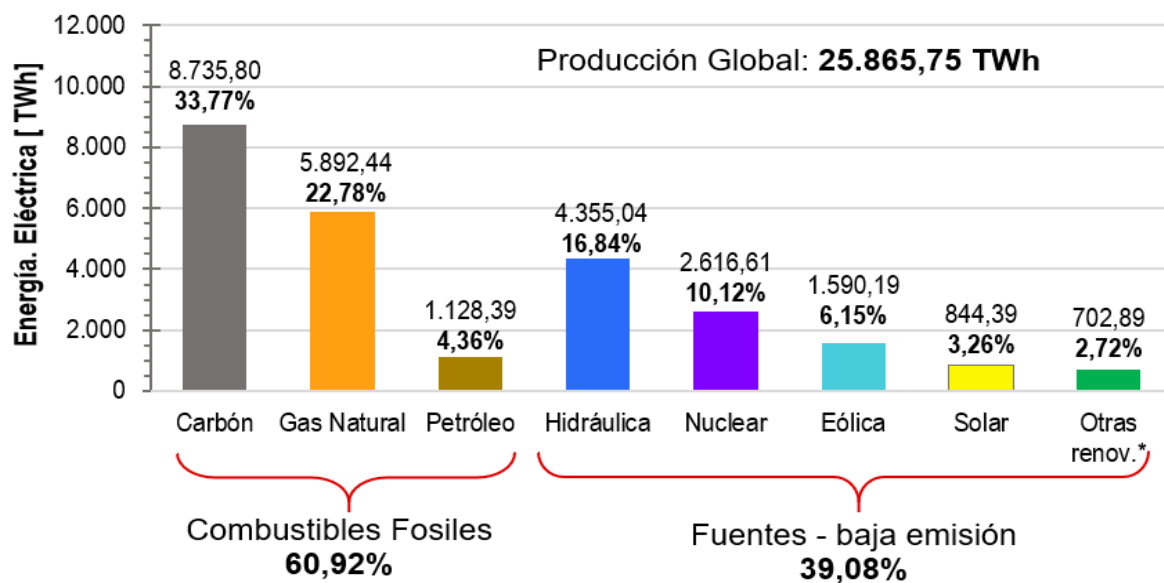
En este capítulo se presentan datos de la situación actual de las plantas termoeléctricas convencionales y las plantas termosolares CSP, tanto en el contexto nacional como internacional, a partir de una revisión bibliográfica. El principal propósito es dar a conocer el panorama de cada uno de los tipos de plantas, especialmente la capacidad instalada y otras características relevantes propias de cada una ellas, siendo una referencia que ayudará a definir parámetros operacionales como la capacidad y el sistema CSP a utilizar en el ciclo de potencia analizado en el presente proyecto.

2.1. Plantas Termoeléctricas

La producción de energía eléctrica en el mundo proviene de diferentes fuentes primarias renovables y no renovables, para el año 2020 según los datos de Our World in Data se tuvo una producción total global de 25.865,75 TWh, de la cual las fuentes de baja emisión tuvieron una participación del 39,08% y los combustibles fósiles que representan la participación de las plantas termoeléctricas, del 60,92% [42] (**Figura 19**).

Figura 19.

Producción global de energía eléctrica por tipo de fuente – 2020

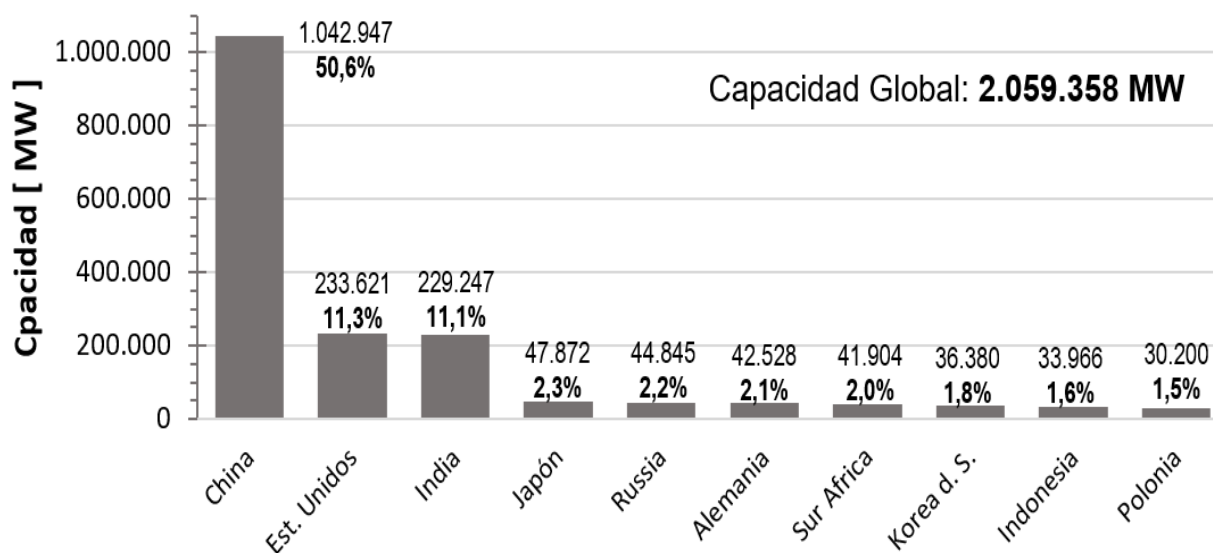


Nota. El gráfico muestra la participación de los diferentes tipos de fuentes en la producción de energía eléctrica global. *Otras fuentes renovables incluyen geotérmica, biomasa y mareomotriz. Tomado de. Our World in Data. "Electricity production by source", [En línea]. Disponible: <https://tinyurl.com/9j8a7xvr>

A pesar de que el carbón tuvo una caída del -5% (-519 TWh) y las energías renovables un crecimiento del 7% (420 TWh) [43] con respecto a la participación en la producción del año 2019, no deja de existir una gran dependencia del recurso fósil, puesto que, en el 2020 tuvo una participación del 33,77% siendo el recurso primario más utilizado por las plantas termoeléctricas en el mundo, representando poco más de un tercio de la producción global. Actualmente en el mundo se encuentran instaladas y operando 2.449 plantas termoeléctricas con 6.603 unidades de generación a carbón, con una capacidad total global de 2.059.358 MW [44] (**Figura 20**), siendo China el país con mayor capacidad instalada, aportando más de la mitad en un porcentaje del 50,6% y con un consumo de aproximadamente el 53% del carbón global [45], [46].

Figura 20.

Países con mayor capacidad en termoeléctricas de carbón – 2021



Nota. El gráfico muestra la capacidad global y los países con mayor capacidad en termoeléctricas de carbón. Tomado de: Shearer, L. Myllyvirta, A. Yu, G. Aitken, N. Mathew-Shah y G. Dallos, "Boom and Bust 2020", Global Energy Monitor, Greenpeace, Sierra Club, CREA, San Francisco, California, 2020. [En línea]. Disponible: <https://globalenergymonitor.org/report/boom-and-bust-2020/>

Observando el panorama de las centrales termoeléctricas en Colombia, a partir de la información tomada de: *Asociación Nacional de Empresas Generadoras – ANDEG* [47], *XM operador del Sistema de Interconexión Nacional (SIN)* y *Administrador del mercado de Energía Mayorista* [48], los estudios realizados por *J. Ramirez Castro* [49], *A.M. Macías Parra* y *J. Andrade* [50] y *Consortio Sergeing - Sisocoal - RMR* [51], se construyó

la **Tabla 1** en la cual se relaciona la información más relevante sobre todas las plantas termoeléctricas públicas nacionales.

Tabla 1.

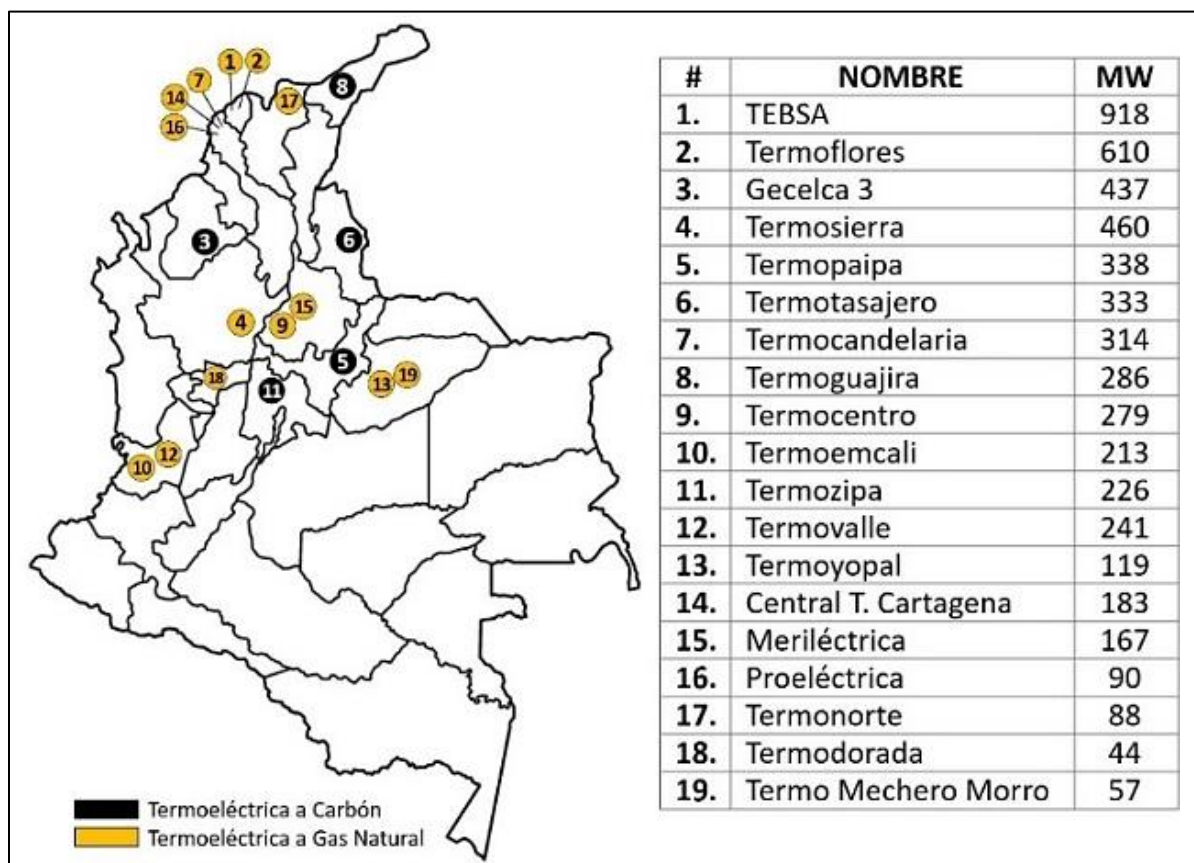
Plantas termoeléctricas en Colombia

N.º	Nombre Termoeléctrica	Departamento	Cap. Neta [MW]	Unidad de Generación		Ciclo	Combustible
				Nombre	Cap. Net [MW]		
1	TEBSA	Atlántico (Soledad)	918	Und. 1 y 2	791	Combinado Rankine	Gas natural
				Und. Barranquilla 3	64		
				Und. Barranquilla 4	63		
2	Termoflores	Atlántico (Barranquilla)	610	Und. Flores 1	160	Combinado	Gas natural ACPM
				Und. Flores 4	450		
3	Gecelca 3	Córdoba (Puerto Libertador)	437	Und. Gecelca 3	164	Rankine	Carbón
				Und. Gecelca 3.2	273		
4	Termosierra	Antioquia (Puerto Nare)	460	Termosierra	460	Combinado	Gas natural ACPM
5	Termopaipa	Boyacá (Paipa)	338	Und. Paipa 1	36	Rankine	Carbón
				Und. Paipa 2	72		
				Und. Paipa 3	70		
				Und. Paipa 4	160		
6	Termotasajero	Norte de Santander (San Cayetano)	333	Und. Tasajero 1	163	Rankine	Carbón
				Und. Tasajero 2	170		
7	Termocandelaria	Bolívar (Cartagena)	314	Und. Candelaria 1	157	Brayton	Gas natural ACPM
				Und. Candelaria 2	157		
8	Termoguajira	Guajira (Dibulla)	286	Und. Guajira 1	143	Rankine	Carbón Gas natural
				Und. Guajira 2	143		
9	Termocentro	Santander (Cimitarra)	279	Termocentro	279	Combinado	Gas natural ACPM
10	Termoemcali	Valle del Cauca (Palmira)	213	Termoemcali	213	Combinado	Gas natural
11	Termozipa	Cundinamarca (Tocancipá)	226	Und. Zipa 2	36	Rankine	Carbón
				Und. Zipa 3	63		
				Und. Zipa 4	64		
				Und. Zipa 5	63		
12	Termovalle	Valle del Cauca (Palmira)	241	Termovalle	241	Combinado	Gas natural
13	Termoyopal	Casanare (Yopal)	199	Und. Termoyopal 1	19	Brayton	Gas natural
				Und. Termoyopal 2	30		
				Und. Termoyopal 3	50		
				Und. Termoyopal 4	50		
				Und. Termoyopal 5	50		
14	Central térmica de Cartagena	Bolívar (Cartagena)	183	Und. Cartagena 1	55	Rankine	Gas natural
				Und. Cartagena 2	62		
				Und. Cartagena 3	66		
15	Merilétrica	Santander	167	Merilétrica	167	Brayton	Gas natural
16	Proeléctrica	Bolívar (Cartagena)	90	Und. Proeléctrica 1	45	STIG	Gas natural
				Und. Proeléctrica 2	45		
17	Termonorte	Magdalena (Santa Marta)	88	Termonorte	88	MCI	Gas natural
18	Termodorada	Caldas (La Dorada)	44	Termodorada	44	Brayton	Gas natural
19	Termo Mechero Morro	Casanare (Yopal)	57,9	Und. Mechero 4	19,3	MCI	Gas natural ACPM
				Und. Mechero 5	19,3		
				Und. Mechero 6	19,3		

Nota. La capacidad de las plantas y las unidades de generación, se da en unidad de potencia Mega Wattios. Abreviaturas de la tabla: MCI= *Motor de combustión interna*.

Figura 21.

Plantas Termoeléctricas de Colombia



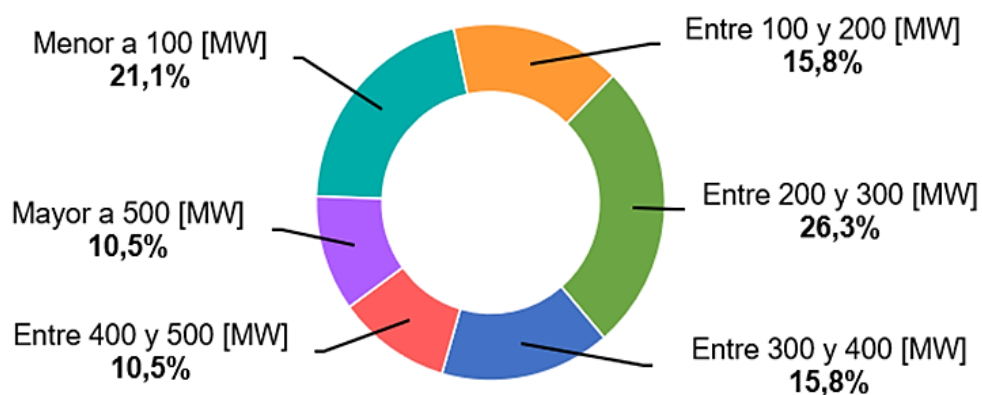
Nota. Se muestra la ubicación de las Plantas Termoeléctricas de Colombia, la clasificación según el tipo de combustible y la capacidad neta de generación.

A partir la información de las plantas termoeléctricas **Tabla 1**, según la capacidad neta de generación de las plantas (**Figura 22**), se puede determinar que:

- El 21.1% de estas tiene una capacidad menor a 100 MW
- El 15.8% tiene una capacidad en el rango de 100 a 200 MW
- El 26.3% tiene una capacidad en el rango de 200 a 300 MW
- El 25.8% tiene una capacidad en el rango de 300 a 400 MW
- El 10.5% tiene una capacidad en el rango de 400 a 500 MW
- El 10.5% de estas tiene una capacidad mayor a 500 MW

Figura 22.

Termoeléctricas de Colombia según el rango de capacidad



Nota. En el gráfico se muestra el porcentaje de las plantas termoeléctricas de Colombia, discretizadas según el rango de su capacidad neta de generación.

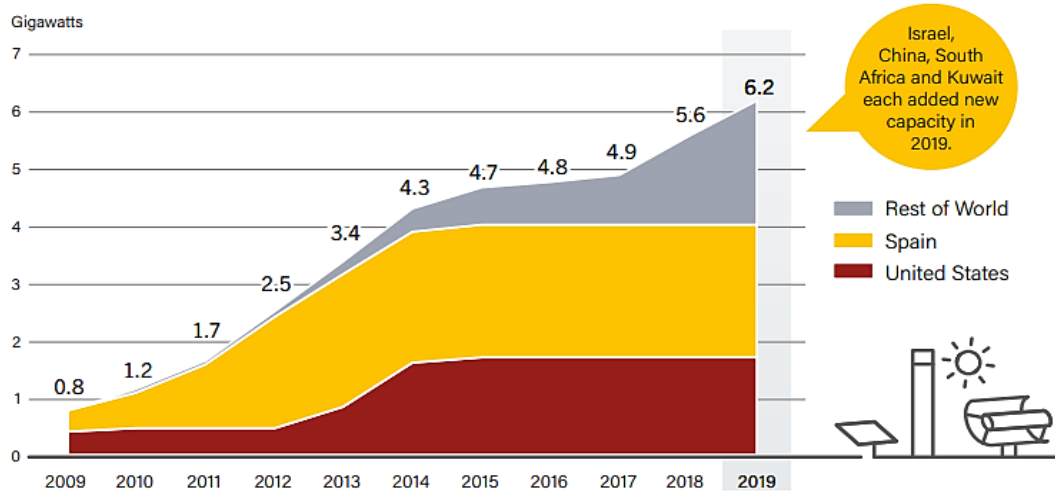
2.2. Plantas Termosolares CSP

Por otro lado, la energía solar térmica ha sido una alternativa muy prometedora para la generación de energía eléctrica, las plantas termosolares las cuales utilizan sistemas CSP como fuente primaria de energía, en los últimos años han tenido un crecimiento significativo en su capacidad de producción, en la **Figura 23** se muestra el crecimiento que ha tenido esta tecnología a partir del año 2009, donde para el año 2019 esta tuvo un crecimiento del 11% respecto al año 2018 logrando una capacidad global instalada de 6.2 GW [52].

Las plantas CSP o también llamadas plantas termosolares, como se había mencionado previamente requieren de radiación solar directa para su operación, siendo los lugares más adecuados para su instalación aquellos que se encuentran ubicados dentro de la región llamada “cinturón solar global”, región ubicada cerca o entre la latitud 35° norte y sur respecto a la línea Ecuatorial (**Figura 24**), en la cual se encuentran los países con mayor potencial de radiación solar [53]. Muchos de estos países cuentan con una capacidad de generación de energía eléctrica a partir de la tecnología CSP superior a la demanda, lo que resulta en una gran oportunidad para la venta y exportación de energía eléctrica a países vecinos a través de líneas de alta tensión [33].

Figura 23.

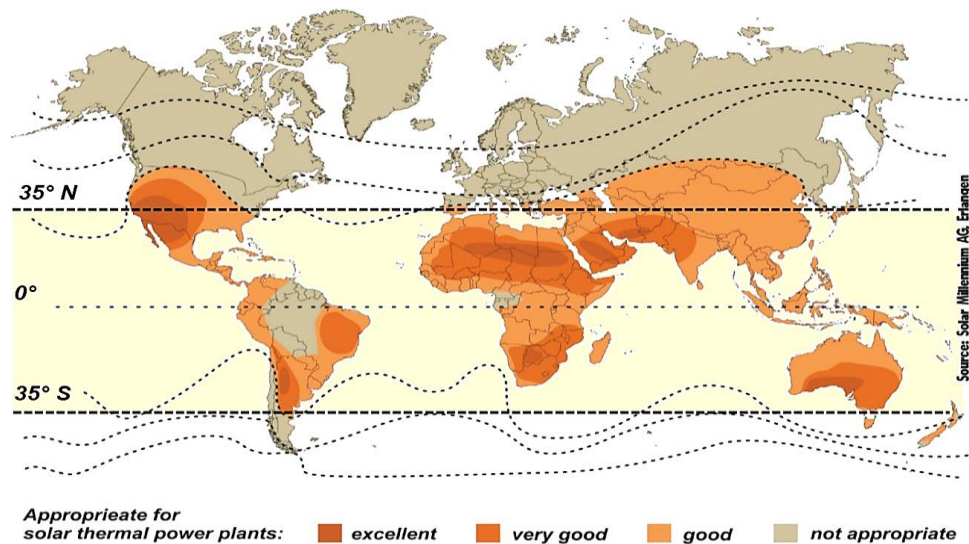
Crecimiento de la capacidad global CSP – 2019



Nota. El gráfico muestra el crecimiento de la capacidad global que ha tenido la tecnología CSP desde el 2009 a 2019, también muestra el crecimiento de los países líderes en esta tecnología España y Estados Unidos. *Tomado de.* REN21, "Renewables 2020 Global Status Report", REN21 Secretariat, Paris, 2020. [En línea]. Disponible: <https://www.ren21.net/reports/global-status-report/>

Figura 24.

Cinturón Solar Global

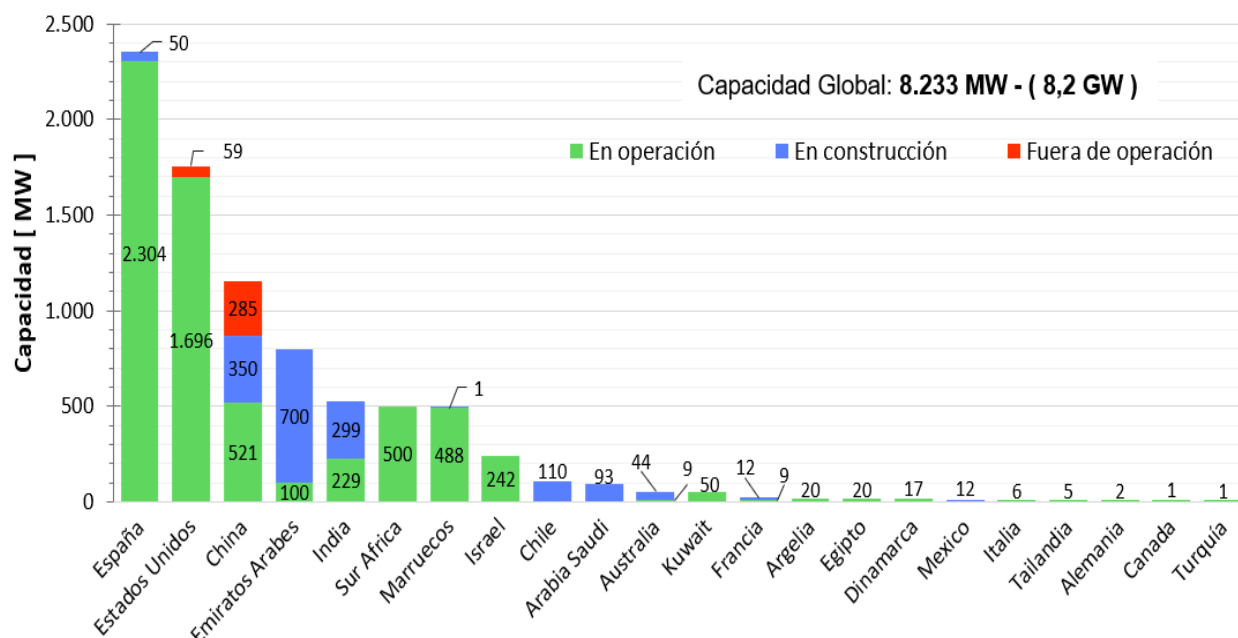


Nota. Se muestra el cinturón solar global y las zonas más adecuadas para la instalación de plantas termosolares CSP. *Tomado de.* H. Ulloa-Godinez, M. García-Guadalupe, H. Ramírez-Sánchez, J. Regla-Carrillo y A. Fajardo-Montiel, "Solar Radiation Data for the State of Jalisco and Guadalajara Metropolitan Zone, Mexico", Computational Water, Energy, and Environmental Engineering, vol. 6, no. 3, pp.205-228, 2017, [En línea]. Disponible: <https://doi.org/10.4236/cweee.2017.63015>

Las centrales termosolares en operación tienen capacidades que oscilan entre algunos cuantos MW hasta cerca de 400 MW, que incluso podría llegar a ser mayor [54], actualmente la planta termosolar en operación más grande del mundo se encuentra en Marruecos, Ouarzazate Solar Power Station fue inaugurada en el año 2016 con una capacidad instalada cerca de los 500 MW [55], de los cuales 360 MW son generados por medio de Colectores Cilindro Parabólico (CP) y el resto por sistema de receptor de torre central (TC). Actualmente, según la información de las plantas termosolares obtenida de SolarPACES y NREL, se tiene una capacidad Global de 8.2 GW, si se observa la **Figura 23** y **Figura 25**, los países líderes con mayor desarrollo y capacidad instalada en esta tecnología siempre han sido España y Estados Unidos.

Figura 25.

Capacidad global tecnología CSP – 2021



Nota. El gráfico muestra la capacidad global y la capacidad por países líderes en la tecnología CSP año 2021, también se indica el estado de la tecnología. *Tomado de.* SolarPACES y NREL, "Concentrating Solar Power Projects", National Renewable Energy Laboratory, Estados Unidos, 2021. [En línea]. Disponible: <https://solarpaces.nrel.gov/>.

Observando el panorama Nacional, en Colombia aún no se ha desarrollado ningún proyecto para la incorporación de la tecnología CSP en la Matriz Energética Nacional, sin embargo, el panorama internacional es diferente, en el **ANEXO 1**, se relacionan las plantas termosolares CSP en el mundo y sus características más relevantes como: la

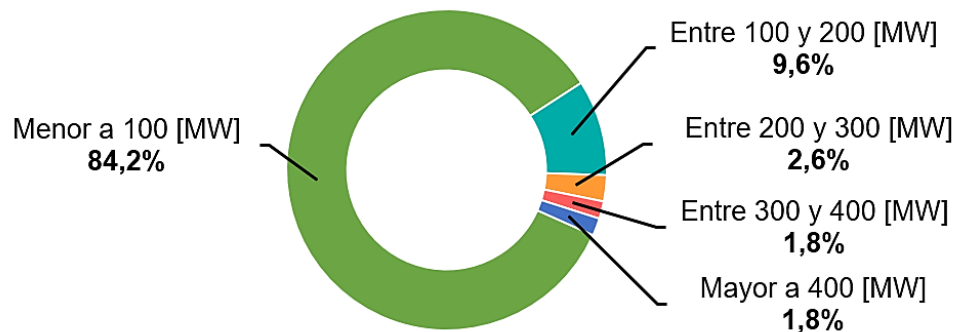
capacidad neta de la planta termosolar, capacidad neta de las unidades, estado actual de las unidades, el tipo de sistema CSP utilizado y si cuenta o no con almacenamiento térmico. No se tuvieron en cuenta los proyectos CSP que se encuentran actualmente en fase de desarrollo.

A partir la información de las Plantas termosolares en el mundo (**ANEXO 1.**), según la capacidad neta de generación de las plantas (**Figura 26**), se puede determinar que:

- El 84,2% de estas tiene una capacidad menor a 100 MW
- El 9,6% tiene una capacidad en el rango de 100 a 200 MW
- El 2,6% tiene una capacidad en el rango de 200 a 300 MW
- El 1,8% tiene una capacidad en el rango de 300 a 400 MW
- El 1,8% tiene una capacidad mayor a 400 MW

Figura 26.

Plantas Termosolares CSP según el rango de capacidades



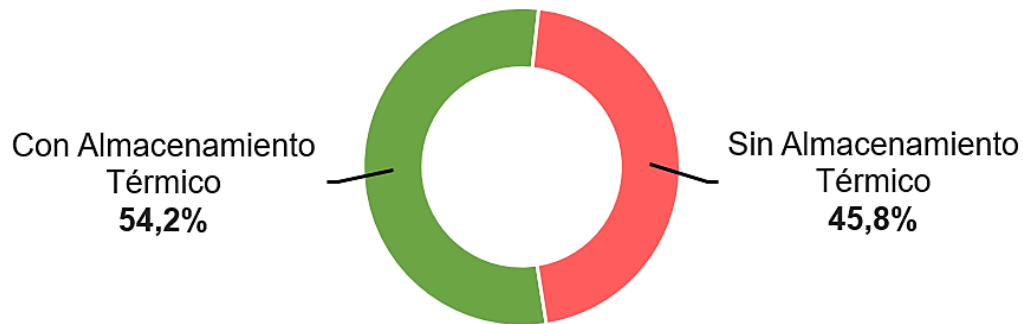
Nota. En el gráfico se muestra el porcentaje de las plantas termosolares CSP del mundo, discretizadas según el rango de su capacidad neta de generación.

Por otro lado, según el sistema de almacenamiento térmico con el que cuentan las plantas termosolares se determina que:

- El 54,2% de estas, cuenta con sistema de almacenamiento térmico
- El 45,8% de estas, NO cuenta con sistema de almacenamiento térmico

Figura 27.

Plantas termosolares CSP según su almacenamiento térmico



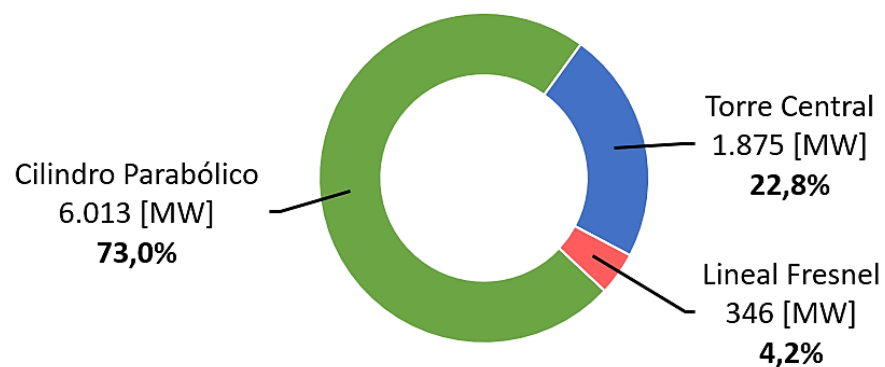
Nota. En el gráfico se muestra el porcentaje de las plantas termosolares CSP del mundo, discretizadas según el sistema de almacenamiento térmico.

Finalmente, y de los aspectos más interesantes del estudio de las Termosolares CSP del mundo, según el sistema CSP utilizado por estas se determina que:

- El 73,0% de estas, utiliza sistema de Colector Cilindro Parabólico (CP)
- El 22,8% de estas, utiliza sistema de Receptor de Torre Central (TC)
- El 4,2% de estas, utiliza sistema de Reflector Lineal Fresnel (LF)

Figura 28.

Plantas termosolares CSP según el sistema CSP utilizado



Nota. En el gráfico se muestra el porcentaje de las plantas termosolares CSP del mundo, discretizadas según el sistema CSP utilizado para la concentración de la radiación solar.





3. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE CONCENTRACIÓN CSP

En la **sección 1.9** se describió de manera general el principio de funcionamiento de cada una de las tecnologías CSP disponibles en el mercado actual, a partir de una revisión bibliográfica de literatura disponible y basado en información tomada de: *Concentrating Solar Power Technologies* [57], *Concentrating Solar Power - Clean Power on Demand 24/7* [58], *The Potential of Concentrated Solar Power for Remote Mine Sites in the Northern Territory, Australia* [59], *Solar Thermal Electricity Global Outlook 2016* [54] y *Parabolic trough solar collectors: A general overview of technology, industrial applications, energy market, modeling, and standards* [32], se construyó la **Tabla 2**, en la cual de manera comparativa se muestran las especificaciones técnicas, propiedades, ventajas y desventajas de los principales sistemas CSP utilizados a nivel industrial, esto con el fin de tener criterios suficientes que ayuden a determinar cuál es el sistema CSP más adecuado para utilizar en el presente proyecto. Si se observa la **Tabla 2** hay diferentes características que para algunos lectores pueden ser relevantes y para otros no, lo cual puede llegar generar controversias al momento de seleccionar el sistema CSP.

En el presente proyecto, la selección del sistema CSP se realizó por medio de una puntuación ponderada (**Tabla 3**) donde se establecieron criterios de selección a partir de la información expuesta en la **Tabla 2** y también se determinó un factor de ponderación para cada criterio según su relevancia, dentro de los cuales, se consideró que la madurez comercial de cada una de las tecnologías CSP, su aporte a la capacidad global instalada, su eficiencia de conversión, la simplicidad en su mecanismo de seguimiento, su capacidad de planta y beneficio en el costo relativo, son los aspectos de mayor peso al momento de realizar la selección del sistema. Finalmente, para cada tecnología CSP se asignó una puntuación entre 1 y 5 a partir de la información expuesta en la **Tabla 2**.

Tabla 2.

Comparación entre las tecnologías de concentración solar CSP

	Cilindro Parabólico	Torre Central	Lineal Fresnel	Disco Parabólico
				
Tipo de foco	Lineal	Puntual	Lineal	Puntual
Factor de concentración	50 - 90	600 – 1.000	35 - 170	< 3.000
Capacidad global (MW)	6.013	1.875	346	Fase de desarrollo
Capacidad de planta (MW)	10 - 300	10 - 200	10 - 200	0,01 – 0,025
Temp. de operación (°C)	150 - 400	300- 1.200	150 - 400	300 – 1.500
Eficiencia de conversión (%) ^a	11 - 16	7 - 20	8 - 12	12 - 30
Factor de planta anual (%) ^b	25 – 28 (sin AT) 29 – 43 (con AT)	55 (con AT)	22 - 24	25 - 28
Consumo de agua (m ³ /MWh)	3 (Refrigerante)	2 – 3 (Refrigerante)	3 (Refrigerante)	0.05 – 0.1 (Limpieza)
Mecanismo de seguimiento	1 eje	2 ejes (complejo)	1 eje	2 ejes
Conexión a la red eléctrica	On-grid	On-grid	On-grid	On-grid / Off-grid
Costo relativo	Bajo	Alto	Bajo	Muy alto
Madurez comercial	Alta	Media	Media	Baja
Riesgo en el desarrollo	Bajo	Medio	Medio	Medio
Perspectiva de mejora	Limitada	Muy significativa	Significativa	Depende de la producción en masa
Ventajas	<ul style="list-style-type: none"> · Gran experiencia comercial · Alta fiabilidad y durabilidad demostrada a largo plazo · Modularidad · Poca demanda de materiales 	<ul style="list-style-type: none"> · Alta eficiencia · Modularidad · Ideal para terrenos no llanos · Almacenamiento térmico a temperaturas altas 	<ul style="list-style-type: none"> · Estructura simple de fácil construcción · Bajos costos de fabricación · Modularidad 	<ul style="list-style-type: none"> · Muy alta eficiencia de conversión · Modularidad · No requiere de agua para refrigeración · Beneficios en los costos con producción en masa
Desventajas	<ul style="list-style-type: none"> · Eficiencia relativamente baja · Temperatura de operación limitada por el fluido caloportador · Requiere de agua para refrigeración y limpieza 	<ul style="list-style-type: none"> · Altos costos de los investigación, equipos y mantenimiento · Requiere de agua para refrigeración y limpieza · Sistema de seguimiento complejo 	<ul style="list-style-type: none"> · Eficiencia relativamente baja · Poca experiencia comercial, recién entrada al mercado · Pequeños proyectos operativos 	<ul style="list-style-type: none"> · Muy poca experiencia comercial · Pocos proyectos operativos aún en fase de desarrollo · Sin almacenamiento térmico

Nota. En la tabla se relacionan a modo de comparación los principales parámetros de operación y características técnicas de las principales tecnologías de concentración CSP. ^a Conversión de energía solar en energía eléctrica. ^b Cociente entre la energía eléctrica generada durante un año y la energía generada si la planta hubiese operado a plena carga durante el año. Abreviaturas de la tabla: AT = *Almacenamiento térmico*.

Tabla 3.*Puntuación ponderada para las tecnologías de concentración solar CSP*

Criterio de selección	Factor de ponderación	Puntuación Tecnología CSP			
		Cilindro Parabólico	Torre Central	Lineal Fresnel	Disco Parabólico
Madurez comercial	25%	5	3	2	2
Aporte en la capacidad global	15%	4	3	2	1
Eficiencia de conversión	14%	3	4	2	4
Simplicidad mecanismo de seguimiento	10%	4	1	3	1
Capacidad de planta	9%	4	3	3	2
Beneficio en el costo relativo	8%	4	2	2	1
Factor de concentración	6%	2	4	3	5
Perspectiva de mejora	5%	2	4	4	3
Temperatura de operación	5%	3	4	3	5
Beneficio en el consumo de agua	3%	2	2	2	4
TOTAL	100%	3,78	2,99	2,40	2,39

Nota. En la tabla se relacionan los criterios de selección del sistema de concentración CSP, el factor de ponderación asignado para cada criterio y la puntuación total ponderada obtenida por cada una de las tecnologías CSP según la puntuación asignada en cada criterio.

La puntuación se da en una escala de 1 a 5 en la cual, 5: Muy alto, 4: Alto, 3: Medio, 2: Bajo y 1: Muy Bajo.

Los resultados de la puntuación ponderada son expuestos en la **Tabla 3**, en los cuales se aprecia que la tecnología de concentración CSP Colector Cilindro Parabólico logró la mayor puntuación de **3,78**, lo cual indica que es la tecnología más adecuada para ser utilizada en el presente proyecto, siendo un resultado coherente con la situación actual de la tecnología CSP, ya que a pesar de que el Colector Cilindro Parabólico es la tecnología con menor factor de concentración, eficiencia de conversión, temperaturas de operación respecto a tecnologías como la Torre Central y Disco Parabólico, es la tecnología CSP más implementada como se evidencio en la **sección 2.2**, con plantas termosolares que oscilan entre 10 a 300 MW, con una capacidad instalada que aporta el 73% de la capacidad global (8.233 MW), representando la mayor parte del mercado actual de la tecnología CSP. Lo anterior concuerda con reportes técnicos como “*Solar Thermal Electricity Global Outlook 2016*” [54], “*Concentrating Solar Power Technology Brief*” [33] o estudios de autores como R. Abbas *et al.* [38] o H.L. Zhang, J. Baeyens, J. Degreève y G. Cacères [56] donde enfatizan que: de las cuatro tecnologías CSP

existentes, los Colectores Cilindro Parabólicos son la tecnología de concentración solar CSP más madura probada comercialmente, con mayor aporte en la capacidad global CSP. Por otro lado, esta tecnología requiere de un mecanismo de seguimiento solar sencillo que consta de un (1) solo eje de rotación, esta simplicidad disminuye su costo, haciendo de esta tecnología la más rentable entre las demás [37]; Por lo anterior y para ser coherente con la situación actual de la tecnología CSP, se decide utilizar para el presente proyecto Colectores Solares Cilindro Parabólico.

4. ANÁLISIS TERMODINÁMICO DEL CAMPO DE COLECTORES CILINDRO PARABÓLICO Y SISTEMA DE MULTIGENERACIÓN

El presente capítulo tiene por objetivo realizar un análisis energético en el colector cilindro parabólico para estimar las pérdidas energéticas y la potencia térmica útil a partir del recurso solar disponible. En primera instancia se realiza un breve estudio de la radiación solar en Colombia y se selecciona una localización de interés con el fin de conocer el recurso solar disponible en tal ubicación, posterior a ello, se realiza un análisis energético del colector cilindro parabólico por medio de un modelo analítico de transferencia de calor adaptado de la literatura disponible, el cual permite calcular las pérdidas ópticas y térmicas que ocurren durante la concentración de la radiación solar y estimar la potencia térmica útil, adicional a esto se definen los parámetros operacionales del Campo de Colectores Solares Cilindro Parabólicos. Finalmente se realiza un estado del arte sobre los ciclos Brayton cerrados que utilizan Dióxido de Carbono Supercrítico, se describe el ciclo Brayton de Multigeneración, se definen parámetros operacionales basados en la literatura disponible y se realiza un el análisis termodinámico del sistema desde el enfoque Energético y Exergético.

4.1. Análisis energético del Campo de Colectores Cilindro Parabólico

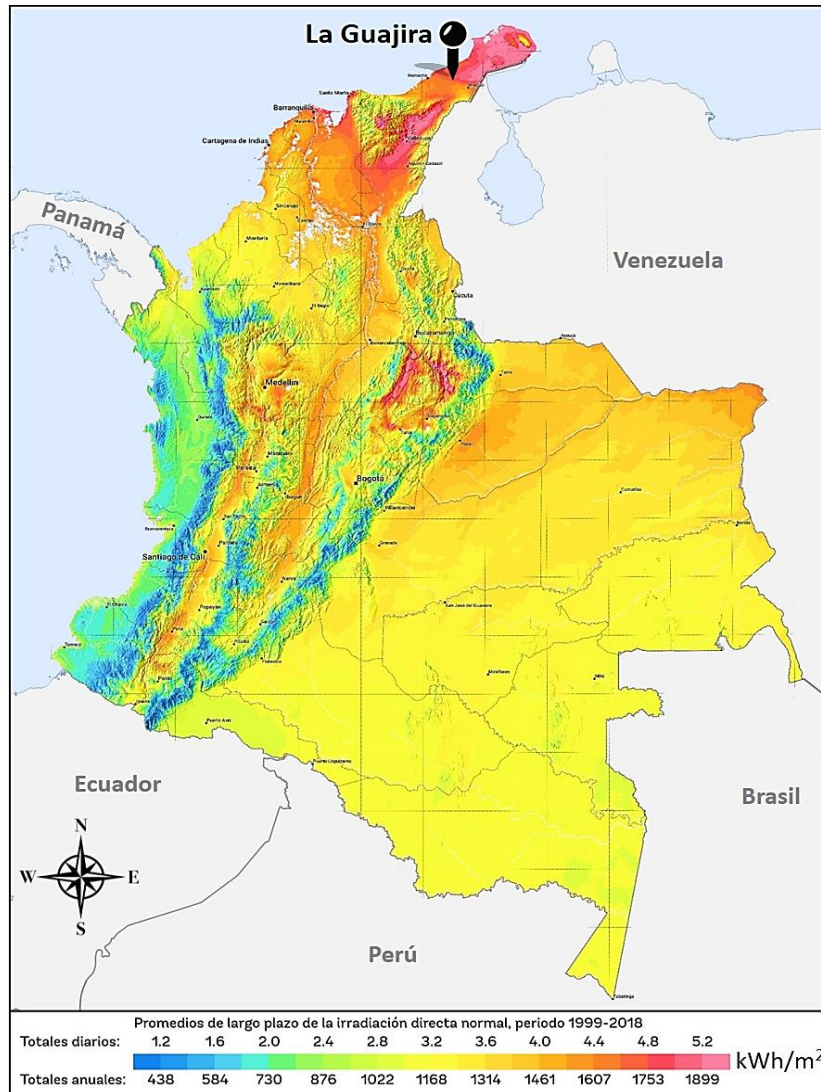
4.1.1. Recurso solar disponible en Colombia

Colombia es un país que goza de buena radiación solar ya que se encuentra dentro del cinturón solar global que se muestra en la **Figura 24**, en la cual también se puede observar que Colombia se considera como una buena localización para la operación de la tecnología CSP. Debido a que en el presente proyecto la fuente de energía primaria es la energía solar, es fundamental conocer la disponibilidad de dicho recurso sobre el territorio colombiano ya que este se ve afectado y varía por factores como: la posición y trayectoria del sol durante el año (esta depende de la localización geográfica, la época del año y hora del día), la nubosidad, gases y partículas que causan la dispersión de la radiación solar en la atmósfera. Como se había mencionado previamente, los sistemas CSP solo pueden aprovechar la radiación solar directa, en la **Figura 29** se muestra el Atlas de Irradiación Solar Directa de Colombia construido a partir de datos históricos

entre 1999 a 2018, en el cual es evidente que la Zona norte del país, específicamente el departamento de la Guajira goza de mayor disponibilidad de este recurso.

Figura 29.

Atlas de Irradiación Normal Directa de Colombia



Nota. La figura muestra el Atlas de Irradiación Normal Directa de Colombia y se señala La Guajira como la localización con mayor disponibilidad de este recurso. Tomado de. Global Solar Atlas. "Global Solar Atlas", [En línea]. Disponible: <https://globalsolaratlas.info/map>.

Ahora bien, si se observa el atlas de Irradiación Normal Directa **DNI** del departamento de la Guajira (**Figura 30**), se observa que el municipio de Uribia (norte de la Guajira) cuenta con gran disponibilidad de radiación directa, siendo una localización idónea para la operación de la tecnología CSP. Identificada esta zona, es necesario seleccionar una

localización específica para la cual se realizarán los cálculos de la trayectoria del sol y se obtendrán los datos de la radiación directa durante el año, para el presente proyecto se seleccionó la ubicación señalada en el Atlas, con coordenadas **11°57'47" N, 71°16'27" W**. Dicha localización cuenta con un territorio desértico, con relieve llano ideal para la instalación de colectores cilindro parabólico, cercano al mar caribe ya que se requiere de recursos hídricos para la refrigeración de los equipos. El recurso solar o la energía solar disponible que puede ser aprovechada por un colector solar cilindro parabólico es igual a la Radiación Normal Directa incidente sobre el área de apertura.

$$\dot{Q}_{Sol,disp} = DNI \cdot A_{aper} \quad (4.1)$$

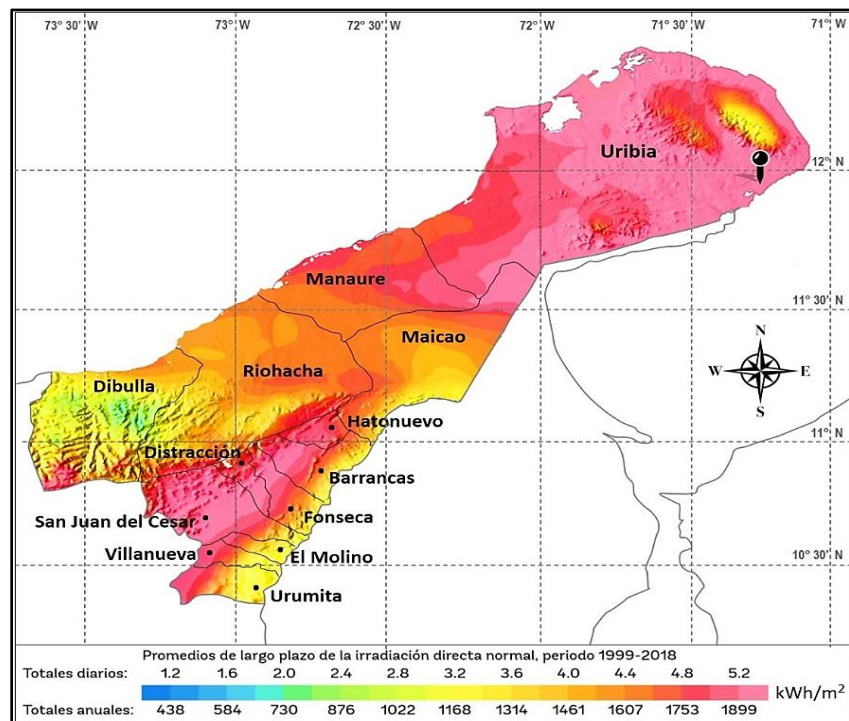
Donde

DNI = Radiación normal directa disponible [W/m^2].

A_{aper} = Área de apertura del colector [m^2].

Figura 30.

Atlas de Irradiación Normal Directa de La Guajira



Nota. La figura muestra el Atlas de Irradiación Normal Directa de La Guajira y se señala la ubicación 11°57'47", 71°16'27". Tomado de. Global Solar Atlas. "Global Solar Atlas", [En línea]. Disponible: <https://globalsolaratlas.info/map>

4.1.2. Pérdidas de energía en el Colector Cilindro Parabólico

Una vez la radiación solar logra llegar al sistema colector, parte de esta no puede ser aprovechada ya que como en todo proceso de la naturaleza durante este ocurren pérdidas de energía por diferentes propiedades del sistema y parámetros de operación. Estas pérdidas se pueden clasificar en:

- Pérdidas ópticas
- Pérdidas térmicas

4.1.3. Pérdidas ópticas

Las pérdidas ópticas son inherentes principalmente a las propiedades y defectos de los materiales con que están fabricados los componentes de sistema y se encuentran asociadas a los siguientes parámetros:

- **Reflectividad (ρ_{ref}).** La superficie del colector o reflector cilindro parabólico no es totalmente reflectiva, por lo tanto, esta propiedad permite determinar qué porcentaje de la radiación incidente sobre dicha superficie puede ser reflejada hacia el receptor.
- **Factor de interceptación (γ).** Permite determinar la fracción de radiación reflejada que no logra llegar al receptor, es uno de los factores más complejos dentro de la determinación de las pérdidas ópticas ya que según Moya E. Z. [60] este se encuentra asociado a un conjunto de parámetros como defectos microscópicos de la superficie del reflector, errores e imprecisiones de fabricación en la geometría de la parábola, la deformación mecánica de la parábola (debido a su propio peso y cargas de viento) y la sombra generada por el mismo receptor y sus soportes sobre la superficie reflectiva, para colectores cilindro parabólicos de alta calidad este puede estar en el rango de 0.91 a 0.93 [60].
- **Transmitancia (τ).** Con el fin de reducir las pérdidas térmicas el tubo receptor es introducido concéntricamente dentro de un tubo de vidrio llamado cubierta, parte de la radiación reflejada es absorbida por el material traslúcido y el resto puede atravesarlo. Esta propiedad permite establecer qué porcentaje de la radiación reflejada puede atravesar la cubierta, comúnmente esta toma valores de 0.93 y en

caso de que la cubierta se le apliquen recubrimientos anti reflectivos, puede aumentar hasta 0.96 [60].

- **Absorbancia (α)**. Esta propiedad permite establecer qué porcentaje de la radiación que atraviesa la cubierta, puede ser absorbida por la superficie del tubo receptor.

4.1.4. Eficiencia óptica

Los parámetros mencionados son números adimensionales que toman valores entre 0 y 1, aunque también se pueden encontrar en términos porcentuales (%). La eficiencia óptica del colector se puede determinar a partir de la multiplicación entre estos cuatro (4) parámetros, sin embargo, vale la pena aclarar que estos valores son dados por los fabricantes para un ángulo de incidencia nulo ($\theta = 0^\circ$), entonces se puede decir que para un ángulo de incidencia de 0° se tiene una **eficiencia óptica pico** (máxima) [60].

$$\eta_{opt,0^\circ} = \rho_{ref} \cdot \gamma \cdot \tau \cdot \alpha \Big|_{\theta=0^\circ} \quad (4.2)$$

El ángulo de incidencia afecta de manera directa la eficiencia óptica y el área de apertura efectiva del colector, para cuantificar la influencia que tiene el ángulo de incidencia diferente de 0° , se introduce un nuevo parámetro llamado **Modificador de Ángulo de Incidencia** o **IAM** por sus siglas en inglés, el cual, es un polinomio en función del ángulo de incidencia $K(\theta)$ determinado de manera experimental. Entonces la eficiencia óptica del colector cilindro parabólico se puede definir como: la fracción de la Radiación Normal Directa, con un ángulo de incidencia θ que finalmente logra ser absorbida por el tubo receptor [60]. Esta se obtiene a partir de la multiplicación entre la eficiencia óptica pico y el **IAM**.

$$\eta_{opt,\theta \neq 0^\circ} = [\rho_{ref} \cdot \gamma \cdot \tau \cdot \alpha] \cdot K(\theta) \Big|_{\theta \neq 0^\circ} \quad (4.3)$$

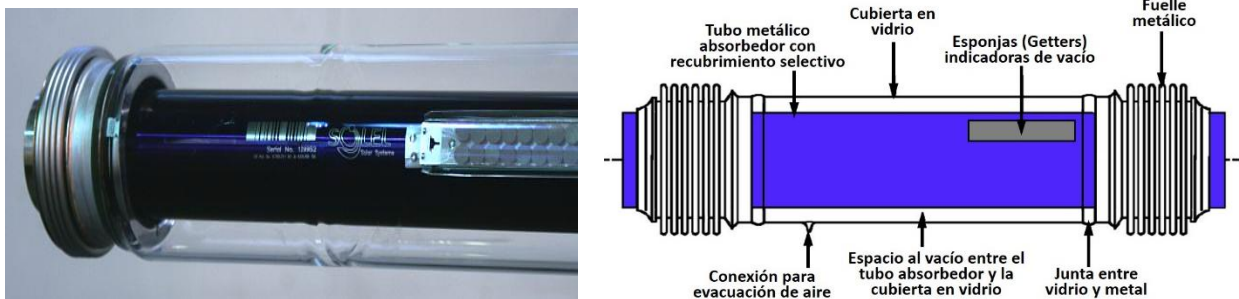
4.1.5. Pérdidas térmicas

Comúnmente los tubos receptores están compuestos principalmente por un tubo metálico absorbedor con un recubrimiento selectivo con una elevada absorptividad y baja emisividad que le permite transformar la radiación solar absorbida en energía térmica, a este se le adiciona un tubo concéntrico en vidrio (cubierta en vidrio) con el fin de reducir

las pérdidas térmicas por convección, ya que el aire que se encuentra entre el tubo receptor y la cubierta en vidrio es extraído con una bomba de vacío, generando así una zona anular al vacío. Las pérdidas térmicas se encuentran asociadas a la transferencia de calor que se genera desde el tubo receptor hacia el medio ambiente, debido a la diferencia de temperaturas entre la temperatura del fluido caloportador que fluye en su interior y la del ambiente.

Figura 31.

Partes de un tubo receptor solar



Nota. En la figura se muestra un colector solar para cilindro parabólico y los diferentes elementos que lo conforman. *Tomado de.* SUN&WIND ENERGY. "Solar receiver for parabolic trough power plants: the UVAC 2010", [En línea]. Disponible: <https://tinyurl.com/4kdbfw2d>. F. Burkholder y C. Kutscher, "Heat Loss Testing of Schott's 2008 PTR70 Parabolic Trough Receiver", National Renewable Energy Laboratory, United States of America, 2009. [En línea]. Disponible: <https://doi.org/10.2172/1369635>.

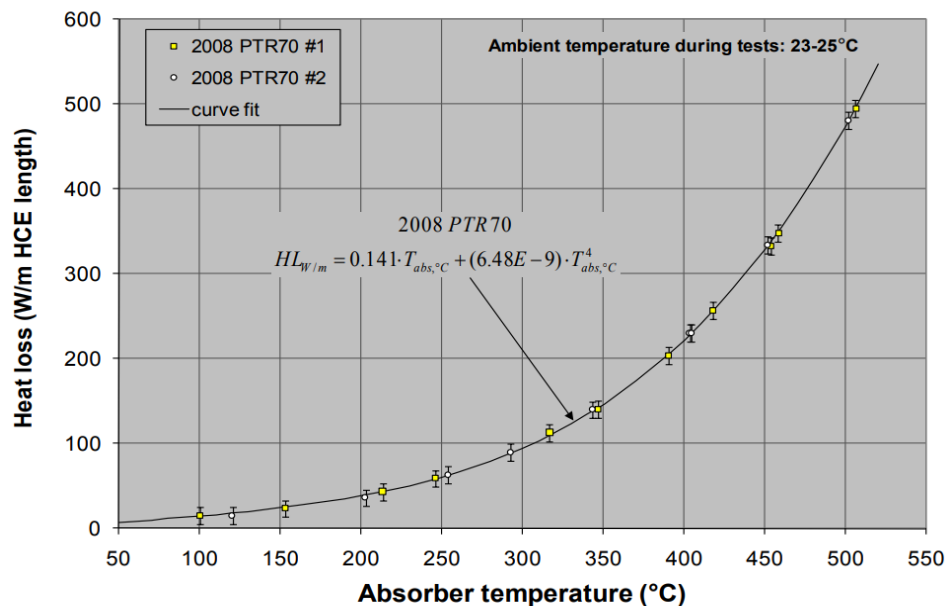
Dichas pérdidas pueden ser determinadas por medio de una función obtenida de manera experimental o de manera analítica, a través de modelos de transferencia de calor que agrupen los mecanismos por medio de los cuales ocurren las pérdidas desde el tubo absorbedor hacia el medio ambiente. En el presente proyecto, la metodología para estimar las pérdidas térmicas consistirá en el cálculo de estas de manera analítica basado en modelos encontrados en la literatura disponible, finalmente el modelo adoptado, será validado con resultados obtenidos de manera experimental reportados por laboratorios de pruebas.

4.1.5.a. Estimación de las pérdidas térmicas de manera experimental. El Laboratorio Nacional de Energías Renovables o NREL por sus siglas en inglés (National Renewable Energy Laboratory), en el año 2009 publican el reporte técnico “Heat Loss Testing of Schott's 2008 PTR70 Parabolic Trough Receiver” realizado por F. Burkholder y C. Kutscher, en el cual determinan las pérdidas térmicas de un receptor solar SCHOTT PTR®70 modelo 2008 por medio de ensayos de laboratorio.

El ensayo consistió en, dos tubos receptores Schott PTR70 para colector cilindro parabólico probados en un rango de temperaturas de 100 °C - 500°C en incrementos de 50°C bajo condiciones controladas, con una temperatura ambiente entre 23 °C - 25 °C sin viento, los resultados de la prueba son descritos por una función polinómica (**Figura 32**), con la cual pueden ser calculadas las pérdidas térmicas en el tubo receptor por unidad de longitud (W/m) en función de la temperatura del tubo absorbedor (°C), con una incertidumbre de ± 10 W/m en los resultados [61].

Figura 32.

Resultados de las pérdidas térmicas del SCHOTT PTR®70

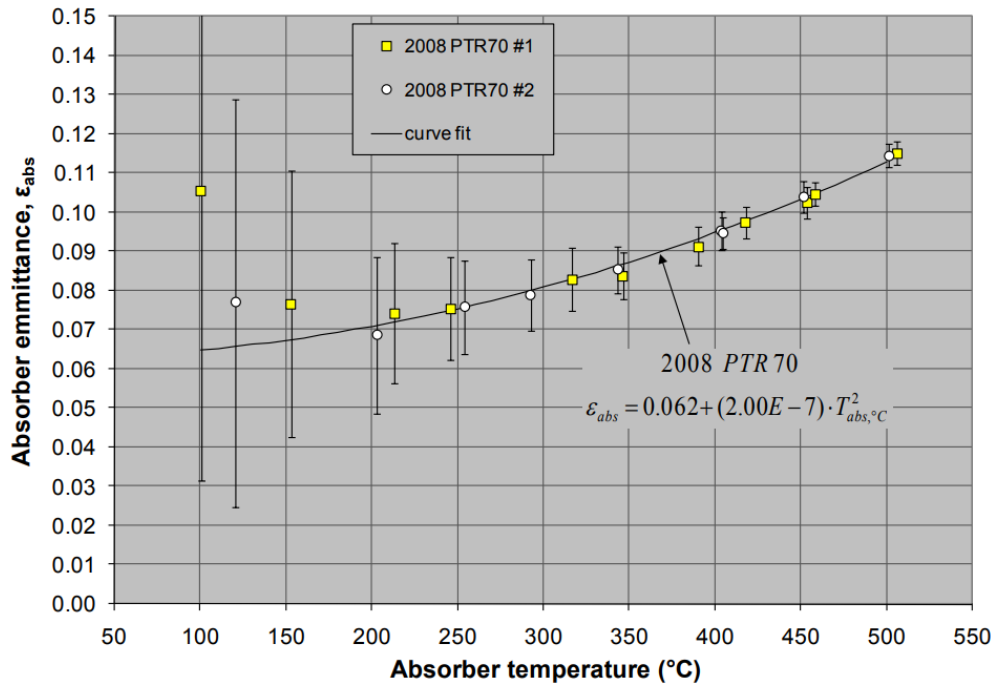


Nota. En el gráfico se muestran los resultados obtenidos de la prueba realizada por NREL a dos tubos receptores SCHOTT PTR®70 modelo 2008 y el polinomio de ajuste para calcular las pérdidas térmicas en función de la temperatura del tubo absorbedor °C. Tomado de F. Burkholder y C. Kutscher, "Heat Loss Testing of Schott's 2008 PTR70 Parabolic Trough Receiver", National Renewable Energy Laboratory, United States of America, 2009. [En línea]. Disponible: <https://doi.org/10.2172/1369635>.

A partir de los resultados obtenidos para las pérdidas térmicas, también fue calculada la emisividad del tubo absorbedor, que, al no ser una constante, puede ser calculada por un polinomio de ajuste obtenido, el cual se encuentra en función de la temperatura del absorbedor (°C), con una incertidumbre de ± 0.005 a una temperatura en el absorbedor de 400 °C [61].

Figura 33.

Emisividad del tubo absorbedor SCHOTT PTR®70



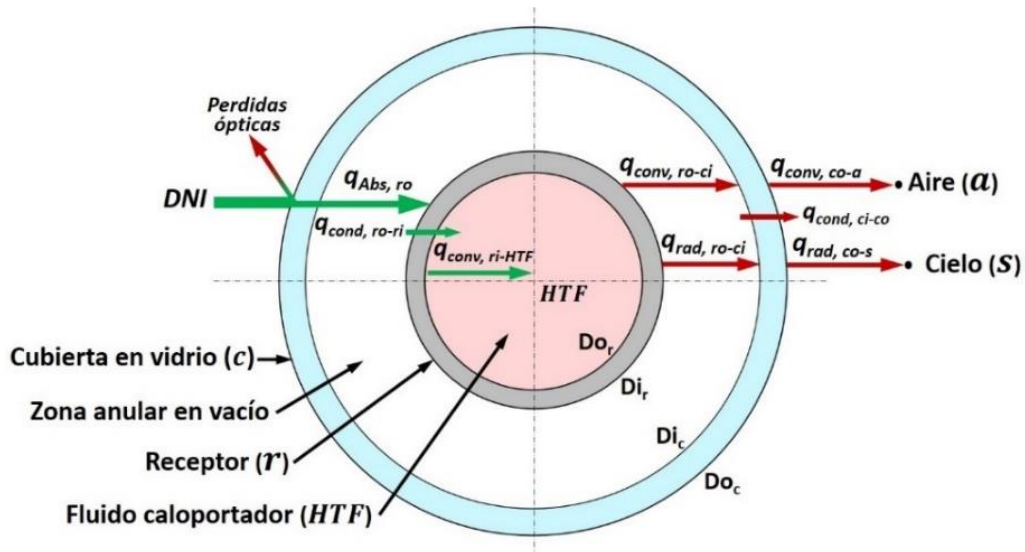
Nota. En el gráfico se muestran los resultados obtenidos de la prueba realizada por NREL a dos tubos receptores SCHOTT PTR®70 modelo 2008 y el polinomio de ajuste para calcular la emisividad del tubo absorbedor en función de su temperatura °C. Tomado de F. Burkholder y C. Kutscher, "Heat Loss Testing of Schott's 2008 PTR70 Parabolic Trough Receiver", National Renewable Energy Laboratory, United States of America, 2009. [En línea]. Disponible: <https://doi.org/10.2172/1369635>

4.1.5.b. Estimación de las pérdidas térmicas de manera analítica. El polinomio para estimar las pérdidas térmicas obtenido de manera experimental es muy restrictivo, ya que aplica únicamente para la referencia de tubo receptor probado y bajo las condiciones bajo las cuales fue realizado el ensayo, sin embargo, el método analítico ofrece la ventaja de poder determinar estas pérdidas para cualquier referencia de receptor bajo diferentes parámetros de operación, siempre y cuando todos los datos requeridos por el método sean conocidos. En el presente proyecto, las pérdidas serán estimadas de manera analítica, con base en el modelo termodinámico propuesto por S.A. Kalogirou, en su producción "A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver" [62], en el cual realiza un balance energético, entre el fluido caloportador que fluye a través de tubo receptor y el ambiente circundante, donde se considera todos los mecanismos de transferencia de calor y condiciones de operación.

Según el modelo, la transferencia de calor desde la radiación solar incidente hacia el fluido caloportador se da de la siguiente manera: siguiendo la **Figura 34**. la energía solar incidente en el colector, es decir, la energía solar disponible **DNI** menos las pérdidas ópticas, es absorbida por el recubrimiento selectivo del tubo receptor ($q_{Abs, ro}$). Una parte de la energía absorbida es transferida por conducción a través de sus paredes ($q_{cond, ro-ri}$) y finalmente transferida al fluido caloportador por convección. La energía remanente (pérdidas) es transmitida de vuelta hacia la cubierta de vidrio por radiación ($q_{rad, ro-ci}$) y convección ($q_{conv, ro-ci}$) presentes en la zona anular, esta energía pasa a través de las paredes de la cubierta por conducción ($q_{cond, ci-co}$) y finalmente es desechada hacia el medio circundante por radiación hacia el cielo ($q_{rad, co-s}$) y convección hacia el aire ambiente ($q_{conv, co-a}$) [62].

Figura 34.

Modelo analítico de transferencia de calor en el receptor



Nota. En la figura se muestra la sección transversal del receptor, la nomenclatura de sus partes que lo conforman y los mecanismos de transferencia de calor, desde la radiación solar incidente hacia el fluido caloportador y desde el tubo receptor hacia el medio circundante (pérdidas térmicas, color rojo).

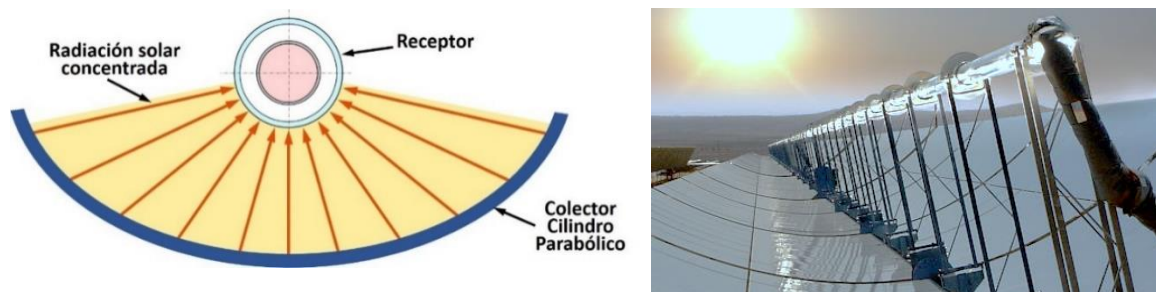
Al ser un modelo complejo, se realizan suposiciones y consideraciones que ayudan a simplificarlo y se relaciona a continuación:

- El sistema se encuentra en estado estacionario.
- La radiación solar concentrada incidente sobre el receptor no es uniforme sobre su perímetro, ya que la mayoría de esta incide en la parte inferior del receptor debido a la dirección en que es reflejada por el colector cilindro parabólico (**Figura 35**), sin embargo, según S.A. Kalogirou esta puede asumirse uniforme alrededor del perímetro, al igual que las temperaturas y flujos de calor, ya que como el lo menciona: a pesar de que se reduce el nivel de precisión, aun así se obtienen resultados admisibles [62].
- La transferencia de calor por convección desde el receptor hacia el aire ambiente ($q_{conv, co-a}$), se da de manera libre.
- Debido a que la zona anular se encuentra al vacío (<0.013 Pa), el coeficiente de transferencia de calor por convección suele ser muy pequeño, del orden de $1 \cdot 10^{-4} W/m^2$, por esta razón comúnmente la transferencia de calor por convección en la zona anular $q_{conv, ro-ci}$ se considera despreciable [31].

- La temperatura superficial del receptor se asume igual a la temperatura promedio del fluido caloportador $T_r = (T_{HTF,in} + T_{HTF,out})/2$.
- La cubierta de vidrio usualmente tiene un espesor de pared muy delgado, por este motivo se puede despreciar la resistencia que opone la pared al flujo de calor por conducción, así pues, la temperatura de la pared externa e interna de la cubierta se consideran iguales la temperatura de la cubierta $T_c = T_{ci} = T_{co}$.
- La temperatura del cielo se considera igual a la temperatura ambiente $T_s = T_0$.

Figura 35.

Perfil de radiación solar sobre el perímetro del receptor

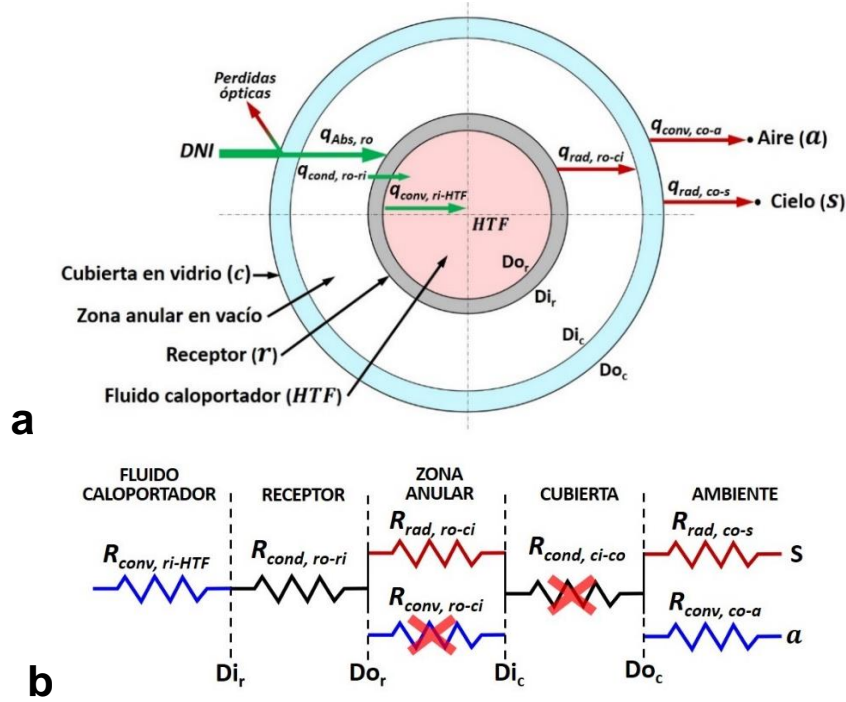


Nota. En la figura se muestra la sección transversal del receptor, y el perfil de radiación concentrada incidente sobre su perímetro reflejada por el colector cilindro parabólico de manera No uniforme. También se muestra un ejemplo real. Tomado de J. Puddicombe, "Solar thermal electric power", *The University of British Columbia*, 2008. [En línea]. Disponible: <https://tinyurl.com/cndxxfe7>

El modelo de transferencia de calor inicial **Figura 34** se replantea aplicando las consideraciones y su simplificación se presenta en la **Figura 36**, donde también se muestra la red de resistencias térmicas simplificada.

Figura 36.

Modelo analítico de transferencia de calor en el receptor simplificado



Nota. En la figura se muestra el modelo de transferencia de calor simplificado (a) sección transversal del receptor y mecanismo de transferencia de calor, (b) red de resistencias térmicas aplicando las simplificaciones mencionadas.

A partir de la red de resistencias se determina un coeficiente de pérdidas térmicas U_L referido al área lateral externa del tubo receptor A_{or} , el cual depende únicamente de la resistencia que se opone a la transferencia de calor por: radiación en la zona anular y radiación y convección desde la cubierta hacia el cielo y aire ambiente respectivamente.

$$U_L \cdot A_{or} = \frac{1}{\sum R} = \frac{1}{R_{rad,ro-ci} + \left[\frac{1}{R_{rad,co-s}} + \frac{1}{R_{conv,co-s}} \right]^{-1}} \quad (4.4)$$

Sin embargo, como la temperatura del cielo se consideró igual a la temperatura ambiente $T_s = T_0$, los efectos de la radiación y convección juntos se pueden tener en cuenta por medio de un coeficiente combinado de transferencia de calor $h_{combinado} = h_{conv} + h_{rad}$ utilizado en la relación de la resistencia a la convección [19], se obtiene:

$$U_L \cdot A_{or} = \frac{1}{\frac{1}{h_{rad,ro-ci} \cdot A_{or}} + \frac{1}{(h_{rad,co-s} + h_{conv,co-a}) \cdot A_{oc}}} \quad (4.5)$$

Finalmente, se obtiene la expresión que permite calcular el **coeficiente de pérdidas térmicas referido al área externa del tubo receptor A_{or}**

$$U_L = \left[\frac{1}{h_{rad,ro-ci}} + \frac{A_{or}}{(h_{rad,co-s} + h_{conv,co-a}) \cdot A_{oc}} \right]^{-1} \quad (4.6)$$

Donde

A_{or} = Área lateral externa del receptor [m^2].

A_{oc} = Área lateral externa de la cubierta en vidrio [m^2].

El **coeficiente de transferencia de calor por radiación desde el receptor a la cubierta ($h_{rad,ro-ci}$)**, se obtiene a partir de la expresión que permite calcular la transferencia de calor por radiación para cilindros infinitamente largos, asumiendo que las superficies son grises, difusas y la cubierta de vidrio es opaca a la radiación infrarroja [62].

$$h_{rad, ro-ci} = \frac{\sigma \cdot (T_r^2 + T_c^2)(T_r + T_c)}{\frac{1}{\varepsilon_r} + \left(\frac{D_{or}}{D_{oc}}\right) \left(\frac{1}{\varepsilon_c} - 1\right)} \quad (4.7)$$

Donde

σ = Constante de Stefan Boltzmann [$5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}$].

T_r = Temperatura del receptor (temperatura media del fluido caloportador) [K].

T_c = Temperatura de la cubierta de vidrio [K].

D_{or} = Diámetro externo del tubo receptor [m].

D_{oc} = Diámetro externo de la cubierta de vidrio [m].

ε_r = Emisividad del tubo receptor, a la temperatura T_r .

ε_c = Emisividad de la cubierta de vidrio.

El **coeficiente de transferencia de calor por radiación desde la cubierta al cielo ($h_{rad,co-s}$)**, se calcula mediante la expresión:

$$h_{rad, co-s} = \sigma \cdot \varepsilon_c \cdot (T_c^2 + T_s^2) \cdot (T_c + T_s) \quad (4.8)$$

Donde

σ = Constante de Stefan Boltzmann [$5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}$].

ε_c = Emisividad de la cubierta de vidrio.

T_c = Temperatura de la cubierta de vidrio [K].

T_s = Temperatura del cielo (igual a la temperatura ambiente T_0) [K].

El **coeficiente de transferencia de calor por convección desde la cubierta al ambiente** ($h_{conv, c-a}$), se obtiene a partir de la expresión general:

$$h_{conv, c-a} = Nu \cdot \frac{K_a}{D_{oc}} \quad (4.9)$$

Donde

Nu = Número de Nusselt.

K_a = Conductividad térmica del aire [W/mK].

D_{oc} = Diámetro externo de la cubierta de vidrio [m].

La conductividad térmica del aire K_a se obtiene de las propiedades termofísicas del aire evaluadas a una temperatura promedio entre la temperatura de la cubierta y la del ambiente $T_{prom, c-a} = (T_c + T_0)/2$. El número de *Nusselt* para la convección libre sobre un cilindro horizontal puede ser estimado mediante la correlación empírica de Churchill y Chu.

$$Nu = \left[0,6 + \frac{0,387 \cdot Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right]^2 \quad (4.10)$$

Donde

Ra = Número de Rayleigh ($Ra \leq 10^{12}$) **Ecuación (4.11)**.

Pr = Número de Prandtl del aire.

$$Ra = \frac{g \cdot \beta_e \cdot (T_c - T_0) \cdot D_{oc}^3}{\nu^2} \cdot Pr \quad (4.11)$$

Donde

g = Aceleración gravitacional [m/s].

β_e = Coeficiente de expansión volumétrica **Ecuación (4.12)** [$1/K$].

T_c = Temperatura de la cubierta de vidrio [K].

T_0 = Temperatura ambiente [K].

D_{oc} = Diámetro externo de la cubierta de vidrio [m].

ν = viscosidad cinemática del aire [m^2/s].

Pr = Número de Prandtl del aire.

$$\beta_e = \frac{1}{T_{prom, c-a}} \quad (4.12)$$

El coeficiente de expansión volumétrica β , la viscosidad cinemática del aire ν y el Número de Prandtl Pr , se obtienen de las propiedades termofísicas del aire, evaluadas a una temperatura promedio entre la temperatura de la cubierta y la del ambiente. $T_{prom, c-a} = (T_c + T_0)/2$. Nótese que para poder calcular los coeficientes de transferencia de calor se hace necesario conocer la temperatura de la cubierta T_c , para ello se realiza un balance de energía en la pared de la cubierta de vidrio y se obtiene:

$$q_{rad,ro-ci} = q_{rad,co-s} + q_{conv,co-a} \quad (4.13)$$

$$A_{ro} \cdot h_{rad,ro-ci} \cdot (T_r - T_c) = A_{co} \cdot (h_{rad,co-s} + h_{conv,co-a}) \cdot (T_c - T_0) \quad (4.14)$$

Despejando T_c de la **Ecuación (4.14)**, se obtiene:

$$T_c = \frac{h_{rad,ro-ci} \cdot A_{ro} \cdot T_r + (h_{conv,co-a} + h_{rad,co-s}) \cdot A_{co} \cdot T_0}{h_{rad,ro-ci} \cdot A_{ro} + (h_{conv,co-a} + h_{rad,co-s}) \cdot A_{co}} \quad (4.15)$$

La temperatura de la cubierta T_c se determina a través de un **proceso iterativo** en el cual inicialmente T_c toma un valor cercano o igual a la temperatura ambiente, con el cual se calculan los coeficientes de transferencia de calor. Si el valor de T_c obtenido de la **Ecuación (4.15)** difiere del valor inicial, se debe iterar, recalculando los coeficientes de transferencia de calor con el valor obtenido, **hasta que converja el valor de T_c** que comúnmente toma valores mayores y cercanos a la temperatura ambiente. Una vez determinada la temperatura de la cubierta, el **coeficiente de pérdidas térmicas** se calcula con la **Ecuación (4.6)**.

El calor perdido $[W]$ se estima mediante la **Ecuación (4.16)** o expresado por unidad de longitud $[W/m]$ mediante la **Ecuación (4.17)**, vale la pena aclarar que las pérdidas térmicas se encuentran en función de la temperatura del receptor T_r , ya que el coeficiente de pérdidas térmicas no es constante y depende de T_r , por lo tanto, debe recalcularse para cada uno de los valores que tome T_r .

$$\dot{Q}_{Loss}(T_r) = A_{ro} \cdot U_L(T_r) \cdot (T_r - T_0) \quad (4.16)$$

$$q_{Loss}(T_r) = \frac{A_{ro}}{L_r} \cdot U_L(T_r) \cdot (T_r - T_0) \quad (4.17)$$

Donde

A_{or} = Área lateral externa del receptor [m^2].

L_r = Longitud del receptor [m].

T_r = Temperatura del receptor (temperatura media del fluido caloportador) [K].

T_0 = Temperatura ambiente [K].

U_L = Coeficiente de pérdidas térmicas según T_r [$W/m^2 \text{ } ^\circ C$].

4.1.6. **Potencia térmica útil.**

A partir de un balance de energía en el receptor, la potencia térmica útil es igual a: la energía solar absorbida (la radiación normal directa concentrada incidente sobre el área de apertura después de ser debilitada por factores ópticos) menos las pérdidas térmicas. Sin embargo, según S.A. Kalogirou, usualmente es deseable expresar la energía total útil y función de la temperatura de entrada del fluido caloportador y para ello se debe incorporar un **factor de eliminación de calor** [31] como se muestra a continuación:

$$\dot{Q}_U = F_R \cdot [Q_{Sol,Abs} - Q_{Loss}] \quad (4.18)$$

$$\dot{Q}_U = F_R \cdot [DNI \cdot A_{aper} \cdot \eta_{opt} - A_{ro} \cdot U_L \cdot (T_{HTF,in} - T_0)] \quad (4.19)$$

Donde

DNI = Radiación normal directa disponible [W/m^2].

A_{aper} = Área de apertura del colector [m^2].

η_{opt} = Eficiencia óptica.

A_{or} = Área lateral externa del receptor [m^2].

U_L = Coeficiente de pérdidas térmicas [$W/m^2 \text{ } ^\circ C$].

$T_{HTF,in}$ = Temperatura de entrada del fluido caloportador [K].

T_0 = Temperatura ambiente [K].

F_R = Factor de eliminación de calor.

El factor de eliminación de calor F_R representa la relación entre la energía útil real ganada y la energía útil que obtendría, si la temperatura superficial del tubo receptor hubiese estado a la temperatura local del fluido caloportador (máxima transferencia de calor posible a través del tubo receptor). Se calcula por la siguiente expresión [31]:

$$F_R = \frac{\dot{m} \cdot C_p}{A_{ro} \cdot U_L} \cdot \left[1 - EXP \left(\frac{U_L \cdot F' \cdot A_{ro}}{\dot{m} \cdot C_p} \right) \right] \quad (4.20)$$

Donde

\dot{m} = flujo de masa de fluido caloportador, al interior del tubo receptor [kg/s].
 C_p = Calor específico del fluido caloportador [$J/kg \text{ } ^\circ C$].
 A_{or} = Área lateral externa del receptor [m^2].
 U_L = Coeficiente de pérdidas térmicas [$W/m^2 \text{ } ^\circ C$].
 F' = Factor de eficiencia del colector [31].

$$F' = \frac{U_{ro}}{U_L} \quad (4.21)$$

El coeficiente global de transferencia de calor U_{ro} referido al área lateral externa del tubo receptor A_{or} , en el cual se incorpora la resistencia que se opone a la transferencia de calor que se da a través de las paredes del tubo receptor hasta el fluido caloportador, se obtiene por:

$$U_{ro} = \left[\frac{1}{U_L} + \frac{D_{or}}{h_{conv,ri-HTF} \cdot D_{ir}} + \frac{D_{or} \cdot \ln(D_{or}/D_{ir})}{2 \cdot K_r} \right]^{-1} \quad (4.22)$$

Donde

D_{or} = Diámetro externo del tubo receptor [m].
 D_{ir} = Diámetro interno del tubo receptor [m].
 K_r = Conductividad térmica del material del tubo receptor [W/mK].

El **coeficiente de transferencia de calor por convección desde el tubo receptor hacia el fluido caloportador** ($h_{conv,ri-HTF}$), se obtiene a partir de la expresión general:

$$h_{conv, ri-HTF} = Nu \cdot \frac{K_{HTF}}{D_{ir}} \quad (4.23)$$

Donde

Nu = Número de Nusselt.
 K_{HTF} = Conductividad térmica del fluido caloportador [W/mK].
 D_{ir} = Diámetro interno del tubo receptor [m].

El número de *Nusselt* para la convección forzada al interior de un tubo liso, puede ser estimado mediante la correlación empírica de *Dittus-Boelter*, para flujo turbulento totalmente desarrollado [31].

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n \quad (4.24)$$

Donde

Re = Número de Reynolds ($Re > 10.000$) **Ecuación (4.25)**.
 Pr = Número de Prandtl del fluido caloportador ($0,6 < Pr < 160$).

$n = 0,4$ o $0,3$ para un fluido que es calentado o enfriado respectivamente.

$$Re = \frac{\rho \cdot \vec{V} \cdot D_{ir}}{\mu} \quad (4.25)$$

Donde

ρ = Densidad del fluido caloportador [Kg/m^3].

\vec{V} = Velocidad del fluido caloportador al interior de tubo receptor [m/s].

D_{ir} = Diámetro interno del tubo receptor [m].

μ = Viscosidad dinámica del fluido caloportador [Ns/m^2].

La conductividad del fluido caloportador K_{HTF} , el número de Prandtl Pr , la densidad ρ , la viscosidad dinámica μ y el calor específico C_p se obtienen de las propiedades termofísicas del fluido caloportador, evaluadas a la temperatura media del mismo

$$T_{prom,HTF} = (T_{HTF,in} + T_{HTF,out})/2.$$

4.1.7. Flujo másico de fluido caloportador requerido

Usualmente las temperaturas de entrada y salida del fluido caloportador son parámetros de operación definidos para el proceso, por lo tanto, el flujo másico del fluido caloportador en el interior del receptor será una variable que deberá calcularse, por medio de la ecuación

$$\dot{Q}_U = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{HTF,out} - T_{HTF,in}) \Rightarrow \dot{m} = \frac{\dot{Q}_U}{C_p \cdot (T_{HTF,out} - T_{HTF,in})} \quad (4.26)$$

Nótese que para poder calcular la potencia térmica útil Q_U se hace necesario conocer el flujo másico del fluido caloportador \dot{m} , por lo tanto, este se determina a través de un **proceso iterativo** en el cual inicialmente \dot{m} toma un valor inicial hipotético, con el cual es calculada la potencia térmica útil Q_U . Si el valor de \dot{m} obtenido de la **Ecuación (4.26)** difiere del valor inicial hipotético, se debe iterar, recalculando la potencia térmica útil Q_U con el valor obtenido, **hasta que el valor de \dot{m} converja**.

4.1.8. Eficiencia térmica

La eficiencia térmica del colector cilindro parabólico, es igual a la relación entre la potencia térmica útil y la energía solar absorbida por el receptor en forma de calor (la radiación normal directa incidente sobre el área de apertura, después de ser debilitada

por factores ópticos), la cual permite conocer la fracción de energía solar absorbida que logra ser aprovechada para calentar el fluido caloportador.

$$\eta_{ter} = \frac{\dot{Q}_U}{\dot{Q}_{Sol,Abs}} = \frac{\dot{Q}_U}{DNI \cdot A_{aper} \cdot \eta_{opt}} \quad (4.27)$$

Donde

\dot{Q}_U = Potencia térmica útil [W].

$\dot{Q}_{Sol,Abs}$ = Energía solar absorbida por el receptor en forma de calor [W].

DNI = Radiación normal directa disponible [W/m^2].

A_{aper} = Área de apertura del colector [m^2].

η_{opt} = Eficiencia óptica.

4.1.9. Desempeño global del Colector Cilindro Parabólico

El desempeño global del colector cilindro parabólico agrupa todas las pérdidas ópticas y térmicas que ocurren durante el proceso de concentración de radiación solar. Esta permite conocer la fracción de energía solar disponible que logra ser aprovechada para calentar el fluido caloportador y es igual a la relación entre la potencia térmica útil y la energía solar disponible (radiación normal directa incidente sobre el área de apertura) o el producto entre la eficiencia térmica y óptica.

$$\eta_{glo} = \frac{\dot{Q}_U}{\dot{Q}_{Sol,disp}} = \frac{\dot{Q}_U}{DNI \cdot A_{aper}} = \eta_{ter} \cdot \eta_{opt} \quad (4.28)$$

Donde

\dot{Q}_U = Potencia térmica útil [W].

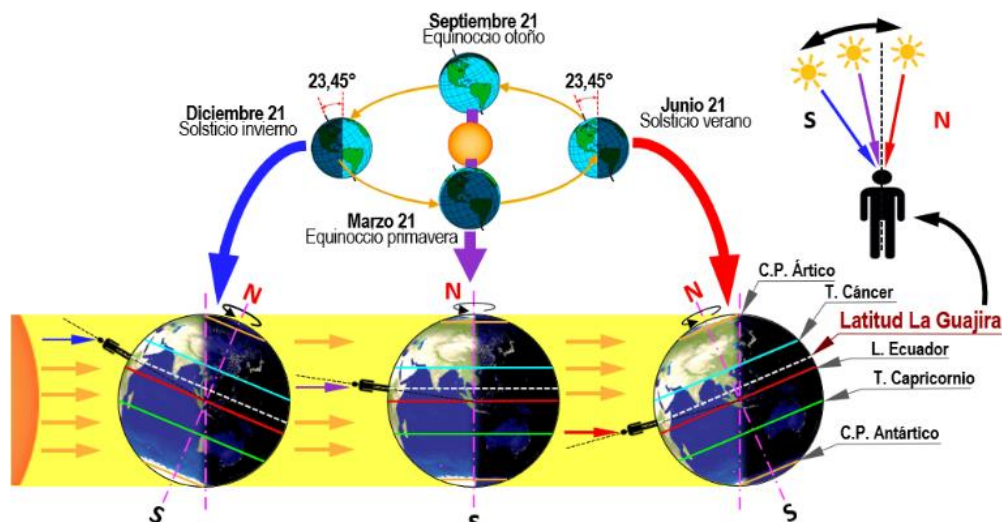
$\dot{Q}_{Sol,disp}$ = Energía solar incidente sobre el área de apertura [W].

4.1.10. Parámetros operacionales del Campo de Colectores Cilindro Parabólico

4.1.10.a. Sistema de seguimiento solar de los Colectores. Es claro que el sol sale por el Este y se oculta por el Oeste, pero también su posición varía de Norte a Sur en países que se encuentran dentro de la zona tropical (entre el trópico de Cáncer y Capricornio), como Colombia, si se analiza la posición del sol respecto a un observador ubicado en la localización seleccionada la cual se encuentra próxima a la latitud de la Guajira (**Figura 37**), se observa que durante el solsticio de verano el sol incidirá sobre el observador por el Norte geográfico, durante el solsticio de invierno el sol incidirá sobre el observador por el Sur y durante los Equinoccios incidirá sobre el observador por el Sur.

Figura 37.

Trayectoria del sol de N-S durante al año en la Guajira



Nota. En la figura se muestra la posición del sol durante las diferentes épocas del año, respecto a un observador que se encuentra sobre la latitud de la Guajira, Colombia.

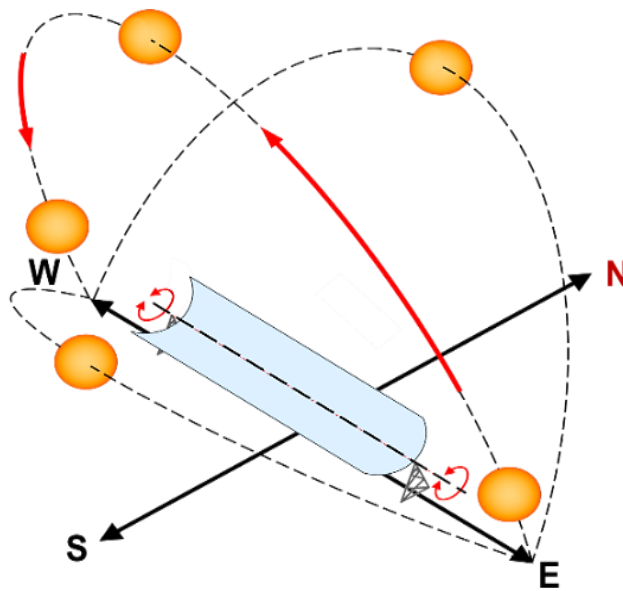
Por lo anterior y debido a que el Colector Cilindro Parabólico por su configuración cuenta con un sistema de seguimiento que consta de un (1) solo eje de rotación, en el presente proyecto dicho eje estará orientado sobre el eje horizontal E-W haciendo el seguimiento del sol en el sentido Norte - Sur (**Figura 38**), con un sistema de seguimiento que ajusta el ángulo de inclinación mensualmente, es decir, para cada mes se especificará un ángulo de inclinación. Para esta configuración específica el ángulo Azimut de la superficie será

igual a cero $Z_s = 0^\circ$, si se reescribe la **Ecuación (1.19)**, el ángulo de incidencia para este caso vendrá dado por la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} \cos(\theta) = & \sin(L) \cdot \sin(\delta) \cdot \cos(\beta) - \cos(L) \cdot \sin(\delta) \cdot \sin(\beta) \\ & + \cos(L) \cos(\delta) \cdot \cos(\varphi) \cdot \cos(\beta) \\ & + \sin(L) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\varphi) \cdot \sin(\beta) \end{aligned} \quad (4.29)$$

Figura 38.

Sistema de seguimiento solar N-S



Nota. En la figura se muestra un colector cilindro parabólico, con su eje de rotación orientado sobre el eje E-W, que permite hacer el seguimiento del sol de Norte a Sur.

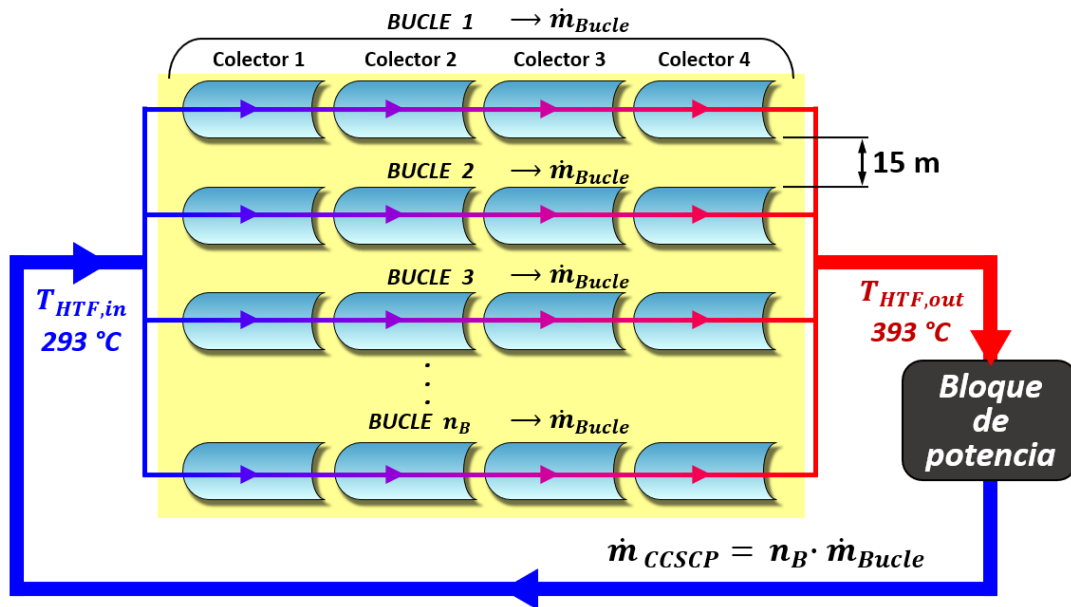
4.1.10.b. Parámetros del Campo de Colectores Solares Cilindro Parabólico. El arreglo en que está configurado el Campo de Colectores Cilindro Parabólico CCSCP y los parámetros de operación para el presente proyecto, se establecieron a partir de la planta termosolar **Hassi R'Mel Integrated Solar Combined Cycle Power Station**, la cual consta de un campo de que abarca una superficie de 183.000 m².

El campo de colectores se compone de bucles instalados en paralelo, con una separación entre estos de 15 m, cada uno (1) compuesto por cuatro (4) colectores cilindro

parabólico EURO TROUGH ET150 con treinta y seis (36) tubos receptores SCHOTT PTR®70 que utiliza como fluido caloportador Therminol® VP-1 el cual circula a través de cada bucle a una temperatura constante de entrada y salida de 293 °C y 393 °C respectivamente [63], [64]. En la **Figura 39** se muestra un esquema del arreglo de colectores CP para el presente proyecto.

Figura 39.

Arreglo del campo de colectores cilindro parabólico CCSCP



Nota. Se presenta el arreglo del campo de colectores cilindro parabólico, compuesto por bucles instalados en paralelo, cada uno compuesto por 4 colectores cilindro parabólico.

La energía solar total disponible sobre el CCSCP es igual a:

$$\dot{Q}_{Sol, disp, CCSCP} = \dot{Q}_{Sol, disp, Bucle} \cdot n_B \quad (4.30)$$

Donde

n_B = Cantidad de bucles que componen el campo de colectores.

$\dot{Q}_{Sol, disp, Bucle}$ = Energía solar disponible sobre un bucle ($DNI \cdot A_{aper, Bucle}$) [W].

Teniendo en cuenta que el campo de colectores se compone por bucles configurados de forma paralela y que todos tienen el mismo flujo másico de Therminol® VP-1, el flujo másico total en el CCSCP es igual a:

$$\dot{m}_{CCSCP} = n_B \cdot \dot{m}_{Bucle} \quad (4.31)$$

Donde

\dot{m}_{Bucle} = Flujo másico de Therminol® VP-1 por bucle (1) [Kg/s].

De igual manera, considerando que todos los bucles ganan la misma potencia térmica útil, el CCSCP gana una potencia térmica útil total igual a:

$$\dot{Q}_{U,CCSCP} = n_B \cdot \dot{Q}_{U,Bucle} \quad (4.32)$$

Donde

$\dot{Q}_{U,Bucle}$ = Potencia térmica útil ganada por bucle (1) [W].

En ese orden de ideas, el campo de colectores CP entrega una potencia térmica útil total $\dot{Q}_{U,CCSCP}$ al bloque de potencia, transportada por el Therminol® VP-1 que entra y sale al bloque a una temperatura de 393 y 293 °C respectivamente, con un caudal másico \dot{m}_{CCSCP} . La potencia Útil del bucle se calcula a partir de los siguientes parámetros:

Tabla 4.

Parámetros de operación de un bucle (1) del CCSCP

Parámetro	Valor
Número de colectores (CP)	4
Área de apertura total bucle $A_{aper, Bucle}$	$4 \cdot 828 \text{ m}^2 = 3.312 \text{ m}^2$
Longitud de apertura total bucle L_a	$4 \cdot 143,75 \text{ m} = 575 \text{ m}^2$
Separación entre bucles	15 m
Área de suelo requerida por bucle	$(4 \cdot 148,5 \text{ m}) \cdot (5,76 \text{ m} + 15 \text{ m}) = 12.289 \text{ m}^2$
Fluido caloportador	Therminol® VP-1
Temperatura de entrada $T_{HTF,in}$	293 °C
Temperatura de salida $T_{HTF,out}$	393 °C

Nota. En la tabla se muestran los parámetros de operación de un bucle del campo de colectores cilindro parabólico. **Temperatura de operación máxima del Therminol® VP-1 400 °C** **Tabla 4.2.**

En la **Tabla 5** se relacionan las propiedades más relevantes del Therminol® VP-1 a partir de los datos suministrados por el fabricante *Eastman Chemical Company* [65], también se muestran las ecuaciones que permiten calcular las propiedades Termo Físicas del Therminol® VP-1 en función de su temperatura.

Basado en la información disponible reportada por fabricantes y diferentes autores, en la **Tabla 7** se muestran las especificaciones técnicas del colector cilindro parabólico EURO TROUGH ET150 y receptor SCHOTT PTR®70, utilizados en el presente proyecto.

Tabla 5.

Propiedades termo físicas del Therminol® VP-1

Propiedad	Valor
Composición	Biphenyl/diphenyl oxide (DPO) eutectic mixture
Punto de cristalización	12 °C
Temperatura máxima	400 °C
Temperatura de Gasificación (ASTM D-92)	124 °C
Temperatura de Autoignición (ASTM D-659)	601 °C
Temperatura de operación (fase líquida)	12 – 400 °C
Densidad [kg/m ³]	$0,90797 \cdot T_{HTF} + 7,8116 \times 10^{-4} \cdot T_{HTF}^2 - 2,367 \times 10^{-6} \cdot T_{HTF}^3 + 1083,25$
Conductividad térmica [W/m · K]	$-8,19477 \times 10^{-5} \cdot T_{HTF} - 1,92257 \times 10^{-7} \cdot T_{HTF}^2 + 2,5034 \times 10^{-11} \cdot T_{HTF}^3 - 7,2974 \times 10^{-15} \cdot T_{HTF}^4 + 0,137743$
Viscosidad cinemática [m ² /s]	$1 \times 10^{-6} \cdot e^{\left[\frac{544,149}{T_{HTF}+114,43} \right] - 2,59578}$
Calor específico [J/kg · K]	$0,002414 \cdot T_{HTF} + 5,9591 \times 10^{-6} \cdot T_{HTF}^2 - 2,9879 \times 10^{-8} \cdot T_{HTF}^3 + 4,4172 \times 10^{-11} \cdot T_{HTF}^4 + 1,498$
Entalpía líquido ^a [kJ/kg]	$-18,20321 + 1,498286 \cdot T_{HTF} + 1,265527 \times 10^{-3} \cdot T_{HTF}^2 + 1,333958 \times 10^{-6} \cdot T_{HTF}^3 - 5,155464 \times 10^{-9} \cdot T_{HTF}^4 + 6,209220 \times 10^{-12} \cdot T_{HTF}^5$

Nota. En la tabla se muestran las ecuaciones en función de la temperatura del fluido T_{HTF} (en °C), para calcular las propiedades termo físicas para el Therminol® VP-1. Tomado de. S. Mathew, G. Visavale y V. Mali, "CFD analysis of a heat collector element in a solar parabolic trough collector", en International Conference on Applications of Renewable and Sustainable Energy for Industry and Society, Hyderabad, India, 2010. ^aEntalpía en estado líquido, ecuación obtenida por método de regresión polinomial a partir de los datos suministrados por el fabricante. Tomado de. Eastman, "Therminol® VP-1 Heat transfer fluid", Eastman Chemical Company. [En línea]. Disponible: <https://tinyurl.com/tewzr6tx>

Tabla 6.*Especificaciones técnicas colector parabólico EURO TROUGH ET150*

Designación	Especificación	Ref.
Área de apertura	828 m ²	[66]
Ancho de apertura	5,76 m	[66]
Longitud de apertura	143,75 m	[66]
Longitud del colector	148,5 m	[66]
Número de módulos	12	[66]
Número de facetas	336	[66]
Número de tubos receptores	36	[66]
Reflectividad de los espejos ρ_{ref}	0,93	[60]
Factor de interceptación Y	0,90	[60]
$IAM K(\theta)$	$\cos(\theta) + 0.000884 \cdot \theta - 0.00005369 \cdot \theta^2$	[61]

Nota. En la tabla se muestran las especificaciones técnicas de un colector cilindro parabólico EURO TROUGH ET150

Tabla 7.*Especificaciones técnicas receptor solar SCHOTT PTR®70*

Componente	Designación	Especificación	Ref.
Tubo Receptor	Longitud	4,06 m	[61], [67]
	Diámetro externo	0,070 m	[61], [67]
	Diámetro interno	0,066 m	[61], [67]
	Absorbancia α	0,96	[61], [67]
	Emisividad ε	$0,062 + 2 \times 10^{-8} \cdot T_r^2$	[61]
	Conductividad térmica	$14,775 + 0,0153 \cdot T_r$	[61]
Cubierta en vidrio	Material	Vidrio Borosilicato	[67]
	Recubrimiento	Anti reflectivo	[67]
	Diámetro externo	0.120 m	[61], [67]
	Diámetro interno	0,115 m	[61], [67]
	Transmitancia τ	0,96	[61], [67]
	Emisividad ε	0,89	[61]
	Presión de vacío Ánulo	$\leq 10^{-3}$ mbar	[67]

Nota. En la tabla se muestran las especificaciones técnicas de un receptor solar SCHOTT PTR®70

4.2. Análisis termodinámico del sistema de multigeneración

4.2.1. Ciclo Brayton de Dióxido de Carbono Supercrítico S-CO₂

El CO₂ es un gas que se genera en grandes cantidades durante procesos industriales, que puede ser separado y capturado en plantas de generación por medio de técnicas como la Precombustión, Oxidación y Postcombustión, el cual, en vez de ser almacenado a largo plazo en depósitos subterráneos, se le puede dar una utilidad, ya que es una sustancia que no es tóxica, ni corrosiva, ni inflamable, ni explosiva. Hoy en día, los ciclos de potencia que utilizan como fluido de trabajo el Dióxido de Carbono CO₂ como el Ciclo Brayton, han sido considerados por diferentes autores como ciclos novedosos y muy prometedores [68], causando gran interés en la investigación por su gran potencial para mejorar la eficiencia en la conversión energética [69].

El CO₂ en comparación con otras sustancias de trabajo utilizadas en ciclos Brayton Cerrados Supercríticos (operan por encima de la temperatura y presión crítica de la sustancia) como el agua, Helio y Aire tiene buenas propiedades como un punto crítico bajo y alta densidad en tal punto [70], [71] **Tabla 8**. Esta propiedad le proporciona una gran ventaja ya que esto reduce la potencia consumida por el compresor, provocando una eficiencia del ciclo equivalente o inclusive mayor a los ciclos de vapor sobrecalentado o supercrítico bajo las mismas temperaturas de operación [72].

Tabla 8.

Sustancias consideradas en Ciclos Brayton Supercríticos

Fluido	Peso molecular [kg/kmol]	Temperatura crítica [°C]	Presión crítica [MPa]	Densidad Crítica [kg/m ³]
CO ₂	44,010	30,97	7,377	467,600
H ₂ O	18,015	373,95	22,064	322,000
He	4,003	-265,95	0,227	72,567
Aire	28,965	-140,62	3,786	342,680

Nota. En la tabla se relacionan las propiedades de punto crítico y peso molecular de sustancias consideradas para ser utilizadas en Ciclos Brayton Supercríticos. Tomado de. Y. Liu, Y. Wang y D. Huang, "Supercritical CO₂ Brayton cycle: A state-of-the-art review", Energy, vol. 189, pp.115900, Dic. 15, 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.115900>.

Por otro lado, la alta densidad crítica del CO₂ permite la reducción en el tamaño de los equipos como las turbomáquinas e intercambiadores de calor haciendo que los bloques de potencia sean más compactos, livianos y menos complejos, lo cual reduce los costos

de instalación, mantenimiento y operación [72], al ser bloques de potencia tan compactos podrían adaptarse para ser utilizados en sistemas de energía renovables a pequeña escala [69].

Actualmente el ciclo Brayton cerrado que utiliza Dióxido de Carbono Supercrítico (S-CO₂) como fluido de trabajo, ha tenido gran investigación y desarrollo, con algunos prototipos en fase de demostración para poderlo integrar en plantas de generación y sistemas marinos [69], [72], puesto que, este ciclo puede operar efectivamente utilizando diversas fuentes de energía primaria incluyendo, combustibles fósiles, energía nuclear y calor residual de fuentes de alta temperatura [73]; adicionalmente Ciclos Brayton Cerrados S-CO₂ combinados con Ciclos Rankine Orgánicos han sido propuestos por diferentes autores para la generación de energía a partir de fuentes de energía renovables como la Energía Geotérmica y Energía Solar Concentrada CSP [73],[71].

4.2.2. Descripción del sistema

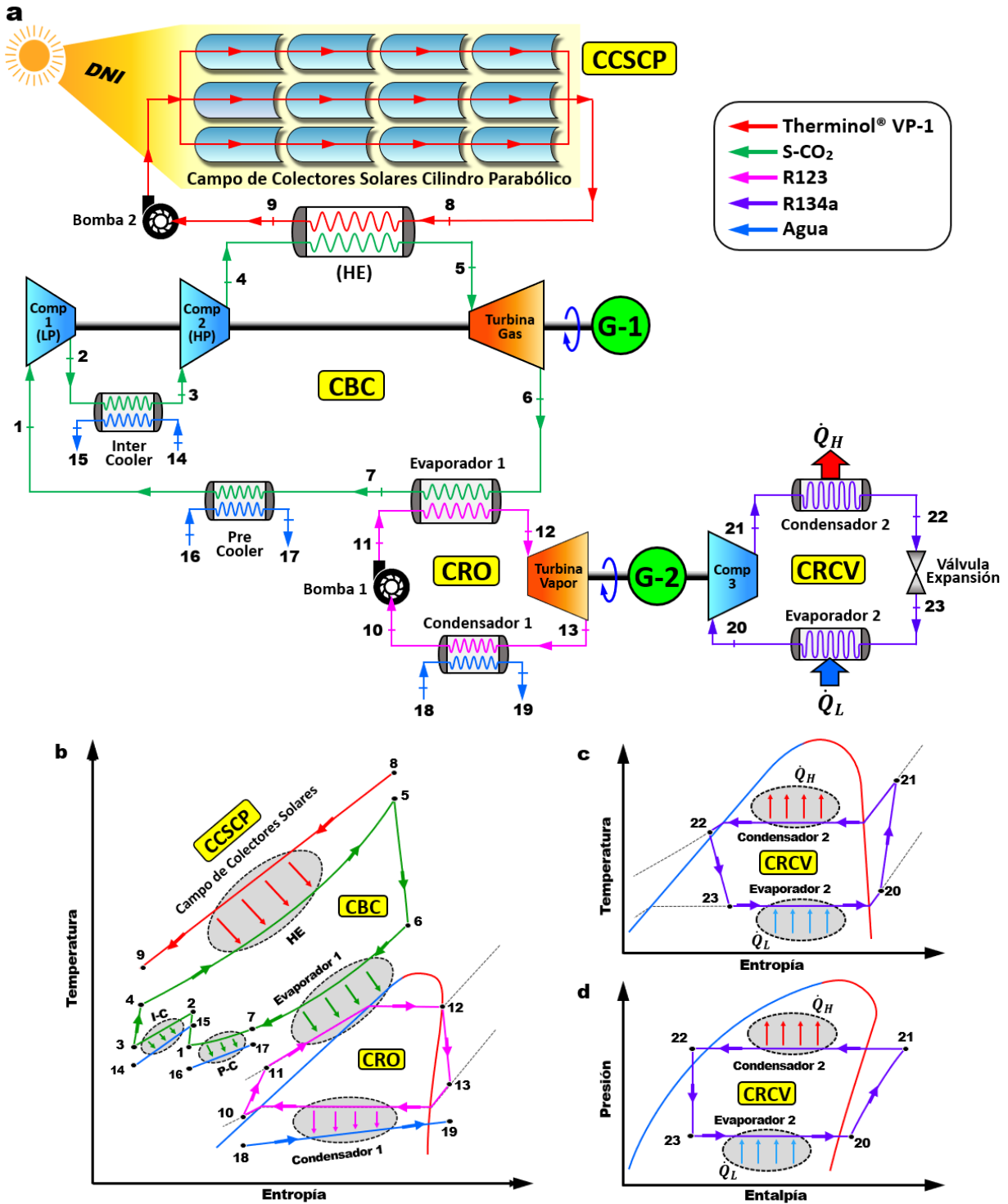
El sistema estudiado en el presente proyecto está basado en el ciclo propuesto por H. Singh y R.S. Mishra en su producción "*Performance analysis of solar parabolic trough collectors driven combined supercritical CO₂ and organic Rankine cycle*". El sistema se encuentra ilustrado en la **Figura 40**, el cual está compuesto por varios subsistemas de la siguiente manera:

- **Campo de Colectores Solares Cilindro Parabólico.** (CCSCP)
- **Ciclo Combinado.** Compuesto por un Ciclo Brayton Cerrado de Dióxido de Carbono Supercrítico (CBC) y un Ciclo Rankine Orgánico (CRO) que utiliza una sustancia seca R123 como fluido de trabajo.
- **La planta principal de generación de energía eléctrica.** Compuesta por el Campo de Colectores Solares Cilindro Parabólico CCSCP y el ciclo combinado.
- **Un Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor.** (CRCV) acoplado al eje de la turbina de vapor, que utiliza R134a como fluido de trabajo.

En la **Tabla 9**. se indican las propiedades más relevantes y clasificación de los fluidos de trabajo utilizados en el presente trabajo.

Figura 40.

Diagramas del sistema que incluye CCSCP, CBC, CRO, CRCV.



Nota. En la figura se muestra a) Diagrama de proceso del ciclo combinado Brayton – Rankine orgánico y el ciclo de refrigeración por compresión de vapor. b) Diagrama Temperatura-Entropía (T-S) del ciclo combinado Brayton – Rankine orgánico. c) Diagrama Temperatura-Entropía (T-S) del ciclo de refrigeración. d) Diagrama Temperatura-Entalpía (T-h) del ciclo de refrigeración.

El principio de operación del sistema se describe a continuación: El fluido caloportador Therminol® VP-1 es bombeado a través del Campo de Colectores Cilindro Parabólico CCSCP donde es calentado por la transferencia de calor útil ganado por el CCSCP, posteriormente el Therminol® VP-1 abandona el CCSCP a alta temperatura y entra al intercambiador de calor Principal HE (est. 8) donde transfiere parte de su energía al Dióxido de Carbono Supercrítico S-CO₂ de alta presión (est. 4) que ha pasado por dos etapas de compresión con interenfriamiento (est. 1 a 4). El S-CO₂ de alta temperatura se expande a través de una turbina produciendo potencia mecánica utilizada para mover el Generador eléctrico, el Compresor 1 de baja presión (LP) y el Compresor 2 de alta presión (HP) (est. 5 a 6). El S-CO₂ que sale de la turbina con alta temperatura pasa a través del Evaporador 1 (est. 6 a 7) y del Pre-Cooler (est. 7 a 1) el cual termina de reducir la temperatura del S-CO₂ antes de que este ingrese al Compresor 1 (LP).

En el Evaporador 1, el S-CO₂ transfiere parte de su energía al fluido Orgánico R123 de alta presión (est. 11) que ha pasado por la Bomba 1 (est. 10 a 11), el R123 sale del Evaporador 1 como vapor saturado (est. 12) y se expande a través de una turbina de vapor produciendo potencia mecánica; Una fracción de ésta es utilizada para mover el Generador eléctrico 2 y el restante para mover el Compresor 3 que suministra potencia al Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor CRCV.

En el presente trabajo se hacen las siguientes suposiciones y consideraciones para el sistema:

- El sistema se encuentra bajo condiciones estacionarias de operación.
- Los cambios en la energía cinética y potencial se consideran insignificantes.
- Los dispositivos del sistema se consideran adiabáticos, excepto el CCSCP, Condensador 2 y Evaporador 2, que intercambian calor con el medio ambiente.
- En el ciclo Brayton Cerrado se consideran pérdidas de presión en la corriente de S-CO₂ a través del Intercambiador de Calor Principal (HE), Pre-Cooler, Inter-Cooler y Evaporador 1, como se muestra en la **Tabla 10**.
- Se desprecian las pérdidas de presión en las tuberías e intercambiadores de calor en las corrientes del CCSCP, CRO y CRCV.

- El agua de refrigeración entra al Pre-Cooler, Inter-Cooler y Condensador 1, a temperatura y presión ambiente y sale con un incremento de temperatura $\Delta T = 10 \text{ }^\circ\text{C}$.
- La turbina de Gas, turbina de Vapor, compresores y bombas tienen eficiencias isoentrópicas, como se muestra en la **Tabla 10**.
- Se considera una diferencia mínima de temperatura Pinch Point entre las corrientes del Evaporador 1 y una efectividad del intercambiador de calor principal (HE), como se muestra en la **Tabla 10**.
- El fluido orgánico sale del Evaporador 1 como vapor saturado.
- Se ignora la potencia consumida por la bomba 2 del CCSCP.
- El generador 2 consume el 98% de la potencia mecánica producida por la turbina de Vapor, el restante es consumido por el compresor 3.
- Se ignoran las pérdidas de energía en los Generadores eléctricos.

Tabla 9.

Propiedades y clasificación de los fluidos de trabajo

Fluido	Temperatura crítica [$^\circ\text{C}$]	Presión crítica [MPa]	GWP [100 años]	ODP	ASHRAE Standard 34
CO₂	30,97	7,377	1	0	n/a
R123	183,7	3,672	77	0,02	B1
R134a	101,1	4,060	1300	0	A1

Nota. *GWP: Global Warming Potential, ODP: Ozone Depleción Potential, ASHRAE Standard 34:* Clasificación de seguridad de los refrigerantes. A: Baja Toxicidad, B: Alta Toxicidad, 1: Inflamabilidad baja, 2: Inflamabilidad media, 3: Inflamabilidad alta. *Tomado de.* S.M. Besarati y D. Yogi Goswami, "Analysis of Advanced Supercritical Carbon Dioxide Power Cycles With a Bottoming Cycle for Concentrating Solar Power Applications", Journal of Solar Energy Engineering, vol. 136, no. 1, pp.010904, Nov. 19, 2013, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4025700>.

4.2.3. *Parámetros de operación del sistema*

Debido a que los ciclos Brayton de Dióxido de Carbono Supercrítico S-CO₂ y ciclos Rankine Orgánicos son tecnologías que aún se encuentran en fase de desarrollo y demostración, los parámetros operacionales para el sistema de multigeneración del presente estudio se definieron a partir de una revisión bibliográfica de estudios realizados por diferentes autores. En la **Tabla 10** se relacionan los parámetros operacionales del sistema.

El equipo de expansión como la turbina, es uno de los dispositivos más importantes dentro de los sistemas de generación, puesto que en este es donde se genera la potencia mecánica que finalmente es transformada en potencia eléctrica por medio de los generadores. Es fundamental definir la presión del fluido de trabajo a la entrada de estos equipos, ya que de esta dependerá la relación de expansión y por ende la potencia mecánica generada.

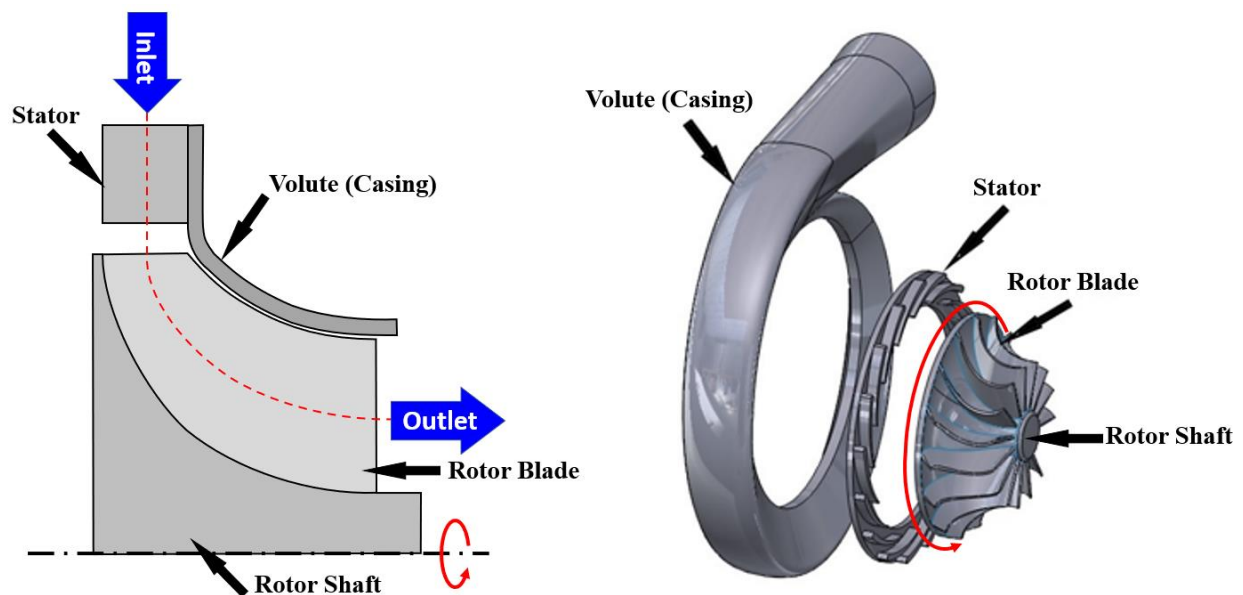
Actualmente no se tiene mayor información de las turbinas utilizadas en los Ciclos Brayton de Dióxido de Carbono Supercrítico S-CO₂ ya que como se había mencionado anteriormente, esta tecnología aún se encuentra en investigación y desarrollo, con algunos prototipos en fase de demostración. Los autores T. Neises y C. Turchi en su producción "*A Comparison of Supercritical Carbon Dioxide Power Cycle Configurations with an Emphasis on CSP Applications*" definen una presión máxima de operación para el ciclo Brayton de Dióxido de Carbono Supercrítico de 25.000 *KPa*, debido al límite impuesto por los materiales con que está fabricada la tubería comercialmente disponible [72]. Por lo anterior, en el presente trabajo se define una presión máxima de operación de 25.000 *KPa* para Ciclo Brayton S-CO₂.

Por otro lado, S. Quoilin en su tesis de doctorado "*Sustainable energy conversion through the use of Organic Rankine Cycles for waste heat recovery and solar applications*" [74], estudió los sistemas de expansión para Ciclo Rankine Orgánico como las turbinas radiales (**Figura 41**). A partir de limitantes como: la máxima eficiencia de la turbina, máximo match en la boquilla de la turbina y máxima velocidad angular de la turbina, construyó un mapa de las condiciones de operación permitidas para una turbina de expansión radial (**Figura 15**) en función de la temperatura de evaporación y condensación

de 6 fluidos de trabajo orgánicos: Tolueno, N-Pentano, R123, HFE7000, R245fa, y R134a. En el mapa operacional (**Figura 15**) se observa para una turbina radial que utiliza R123 como fluido de trabajo, un rango de temperaturas de evaporación permitido (temperatura a la entrada de la turbina) desde 150 °C hasta 180 °C aproximadamente y un rango de temperaturas de condensación desde -5 °C hasta 95 °C aproximadamente. En el presente trabajo se define para el R123 una temperatura en el Evaporador 1 de 166 °C que según S.M. Besarati y D. Yogi Goswami [75], es la máxima temperatura de operación sugerida para este fluido en un Ciclo Rankine Orgánico, adicionalmente, es una temperatura que se encuentra dentro del rango de temperaturas definido por S. Quoilin en el mapa operacional para una Turbina Radial (**Figura 15**). Teniendo en cuenta que la temperatura del R123 en el Evaporador 1 es de 166 °C y que sale de este como vapor saturado, el fluido entra a la Turbina a una presión de $P_{sat \text{ a } 166^{\circ}\text{C}} = 2.751 \text{ KPa}$ lo cual es razonable, ya que según S. Quoilin en los Ciclos Rankine Orgánicos generalmente la presión máxima no supera los 30 bar (3.000 kPa) [74].

Figura 41.

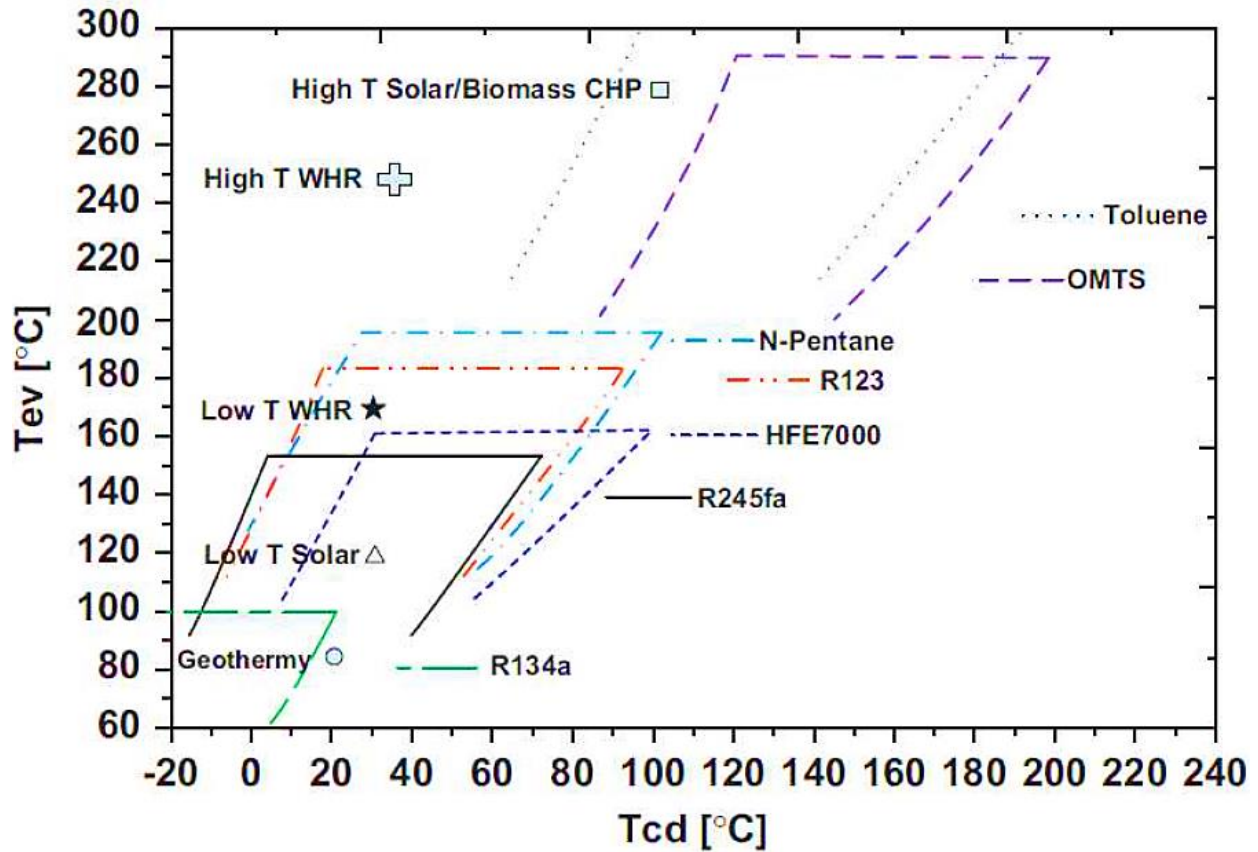
Turbina de expansión radial para Ciclo Rankine Orgánico



Nota. En la figura se muestra n los componentes de una turbina de expansión radial para un Ciclo Rankine Orgánico y su principio de operación. Tomado de: F. Alshammari, M. Usman y A. Pesyridis, "Expanders for organic rankine cycle technology" en: *Organic Rankine Cycle Technology for Heat Recovery*, IntechOpen., 2018, pp. 42-59. [En línea]. Disponible: <https://doi.org/10.5772/intechopen.78720>.

Figura 42

Mapa operacional para una turbina radial en un Ciclo Rankine Orgánico



Nota. En la figura se muestra el mapa de las condiciones de operación permitidas en una turbina de expansión radial, en función de la temperatura de evaporación y condensación para 6 fluidos orgánicos de trabajo: Tolueno, N-Pentano, R123, HFE7000, R245fa, y R134a. Tomado de: S. Quoilin, *Sustainable energy conversion through the use of Organic Rankine Cycles for waste heat recovery and solar applications*, tesis PhD, Facultad de Ciencia Aplicada, Universidad de Lieja, Lieja, Bélgica, 2011. [En línea]. Disponible: <http://hdl.handle.net/2268/96436>.

Tabla 10.

Parámetros iniciales de operación del sistema

Subsistema	Parámetro	Valor	Ref.
Ambiente	Temperatura ambiente T_0	30 °C	[76]
	Presión ambiente P_0	101.325 Pa	
Campo de Colectores Cilindro Parabólico	Radiación Normal Directa DNI	600 w/m ²	
	Ángulo de incidencia θ	20 °C	
	Número de Bucles n_B	100	
	Fluido de trabajo	Therminol® - VP1	[63]
	Temperatura entrada T_9	293 °C	[63]
Ciclo Brayton S-CO₂	Temperatura salida T_8	393 °C	[63]
	Fluido de trabajo	S-CO ₂	
	Temperatura entrada Compresores $T_1 - T_2$	32 °C	[77]
	Presión de entrada Compresor P_1	7.400.000 Pa	[77]
	Presión máxima del ciclo	25.000.000 Pa	[72],[78]
	Eficiencia isoentrópica Compresores η_s	0.89	[72],[78],[79]
	Eficiencia isoentrópica Turbina Gas η_s	0.93	[72],[78],[79]
	Pérdida de presión Inter-Cooler (línea CO ₂)	40.000 Pa	[80]
	Pinch Point Evaporador 1 ΔT_{PP}	5 °C	[73],[75]
	Pérdida de presión Evaporador 1	40.000 Pa	[80]
	Efectividad Int. de Calor Principal ε_{HE}	0.95	[78],[79],[75]
	Pérdida de presión Int. de Calor Principal	100.000 Pa	[80]
	Ciclo Rankine Orgánico	Fluido de trabajo	R123
Temperatura en el evaporador T_{12}		166 °C	[75]
Eficiencia isoentrópica Turbina Vapor η_s		0,87	[73],[83],[75]
Eficiencia isoentrópica Bomba η_s		0,85	[73],[83],[75]
Temperatura condensador $T_{Cond. 1}$		45°C	[82]
Ciclo de Refrigeración	Subenfriamiento en el Condensador	5°C	[82]
	Fluido de trabajo	R134a	[84]
	Eficiencia isoentrópica Compresor η_s	0,90	[84]
	Temperatura Evaporador	0 °C	[84],[85]
	Sobre-calentamiento en el Evaporador	3 °C	[84]
	Temperatura Condensador	50 °C	[84],[85]
	Sub-enfriamiento en el Condensador	3 °C	[84]

Nota. En la tabla se relacionan los parámetros iniciales de operación del sistema basados en la literatura disponible.

4.2.4. Análisis Energético del sistema por Primera Ley de la Termodinámica

A partir de las ecuaciones mencionadas en la **Sección 1.1.2** y teniendo en cuenta las consideraciones y suposiciones realizadas para el sistema, en la **Tabla 11** se presentan las ecuaciones de balance de Energía planteadas para los dispositivos del sistema.

Tabla 11.

Ecuaciones de balance de Energía

Dispositivo	Ecuación de balance de Energía
Campo de colectores	$\dot{Q}_{U,CCSCP} = \eta_{Glo} \cdot \dot{Q}_{Sol,disp,Bucle} \cdot n_B = \dot{m}_{CCSCP}(h_8 - h_9)$ (4.33)
Intercambiador de calor (HE)	$\dot{m}_{CCSCP}(h_8 - h_9) = \dot{m}_{CBC}(h_5 - h_4)$ (4.34)
Pre – Cooler	$\dot{m}_{CBC}(h_7 - h_1) = \dot{m}_{16}(h_{17} - h_{16})$ (4.35)
Compresor 1 (LP)	$\dot{W}_{Comp 1} = \dot{m}_{CBC}(h_2 - h_1)$ (4.36)
Inter – Cooler	$\dot{m}_{CBC}(h_2 - h_3) = \dot{m}_{14}(h_{15} - h_{14})$ (4.37)
Compresor 2 (HP)	$\dot{W}_{Comp 2} = \dot{m}_{CBC}(h_4 - h_3)$ (4.38)
Turbina Gas	$\dot{W}_{Turb Gas} = \dot{m}_{CBC}(h_6 - h_5)$ (4.39)
Evaporador 1	$\dot{m}_{CBC}(h_6 - h_7) = \dot{m}_{CRO}(h_{12} - h_{11})$ (4.40)
Bomba 1	$\dot{W}_{Bomb 1} = \dot{m}_{CRO}(h_{11} - h_{10})$ (4.41)
Turbina Vapor	$\dot{W}_{Turb Vap} = \dot{m}_{CRO}(h_{12} - h_{13})$ (4.42)
Condensador 1	$\dot{m}_{CRO}(h_{13} - h_{10}) = \dot{m}_{18}(h_{19} - h_{18})$ (4.43)
Compresor 3 ^a	$0,02 \cdot \dot{W}_{Turb Vap} \Rightarrow \dot{W}_{Comp 3} = \dot{m}_{CRCV}(h_{21} - h_{20})$ (4.44)
Condensador 2	$\dot{Q}_H = \dot{m}_{CRCV}(h_{21} - h_{22})$ (4.45)
Válvula Expansión	$h_{22} = h_{23}$ (4.46)
Evaporador 2	$\dot{Q}_L = \dot{m}_{CRCV}(h_{20} - h_{23})$ (4.47)

Nota. En la tabla se plantean las ecuaciones de balance de Energía de cada uno de los dispositivos del ciclo. ^a El Compresor 3 consume el 2% de la potencia producida por la turbina de Vapor.

La efectividad del Intercambiador de calor principal (HE) se plantea como la relación entre el calor real transferido y la máxima cantidad de calor que puede ser trasferido

$$\varepsilon_{HE} = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{h_5 - h_4}{h_5(P_5, T_8) - h_4} \quad (4.48)$$

La potencia neta generada por el Ciclo Combinado es igual a la suma de la potencia neta generada por el Ciclo Brayton Cerrado y el Ciclo Rankine Orgánico

$$\begin{aligned}\dot{W}_{Net} &= \dot{W}_{Net, CBC} + \dot{W}_{Net, CRO} \\ &= (\dot{W}_{Turb Gas} - \dot{W}_{Comp 1} - \dot{W}_{Comp 2}) + (\dot{W}_{Turb Vap} - \dot{W}_{Bomb 1} - \dot{W}_{Comp 3})\end{aligned}\quad (4.49)$$

El desempeño por primera ley de la Termodinámica (*PLT*) o desempeño Energético η_{en} , de manera general se determina por medio del cociente entre la Energía útil y la Energía suministrada o requerida por el sistema, de manera que, el **desempeño del CCSCP** por *PLT* es igual al cociente entre la potencia Térmica útil y la energía solar suministrada al CCSCP, por lo tanto, es igual a la eficiencia global del colector.

$$\eta_{en} = \frac{\dot{Q}_{U, CCSCP}}{\dot{Q}_{Sol, disp}} = \frac{\dot{Q}_{U, CCSCP}}{DNI \cdot A_{aper}} = \eta_{Glo}\quad (4.50)$$

El **desempeño del ciclo combinado** por *PLT* es igual al cociente entre potencia neta producida por el ciclo combinado y la energía suministrada al ciclo (Potencia térmica útil producida por el CCSCP)

$$\eta_{en} = \frac{\dot{W}_{Net}}{\dot{Q}_{U, CCSCP}} \Rightarrow \frac{\dot{W}_{Net}}{\eta_{Glo} \cdot \dot{Q}_{Sol, disp, Bucl} \cdot n_B}\quad (4.51)$$

El **desempeño de la planta principal** por *PLT*, es igual al cociente entre potencia neta producida por el ciclo combinado y la energía solar disponible suministrada al CCSCP

$$\eta_{en} = \frac{\dot{W}_{Net}}{\dot{Q}_{Sol, disp, CCSCP}} \Rightarrow \frac{\dot{W}_{Net}}{\dot{Q}_{Sol, disp, Bucl} \cdot n_B}\quad (4.52)$$

La capacidad o potencia de refrigeración del Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor se define como: el calor absorbido del medio refrigerado por el Evaporador 2

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_{CRCV} (h_{20} - h_{23})\quad (4.53)$$

El **desempeño del del CRCV** por *PLT* se determina por medio del Coeficiente de desempeño del refrigerador, que es igual al cociente entre la capacidad o potencia de refrigeración (utilidad) y la potencia suministrada al Compresor 3.

$$COP_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{Comp 3}}\quad (4.54)$$

El COP_R comúnmente toma valores mayores a la unidad $COP_R \geq 1$, pero esto no se cumple para la eficiencia térmica de una máquina térmica ya que es imposible que esta

convierta toda la energía suministrada en trabajo útil, por lo tanto, siempre toma valores menores a la unidad $\eta_{ter} \leq 1$. Debido a la discordancia entre la medida del desempeño de las máquinas térmicas y los ciclos de Refrigeración, no se puede determinar un desempeño global del sistema por medio de la Primera Ley de la Termodinámica y se debe determinar por medio de la Segunda ley de la Termodinámica.

4.2.5. Análisis Exergético del sistema por Segunda Ley de la Termodinámica

A partir de las ecuaciones mencionadas en la **Sección 1.1.3** y teniendo en cuenta las consideraciones y suposiciones realizadas para el sistema, en la **Tabla 12** se presentan las ecuaciones de balance de Entropía planteadas para los dispositivos del sistema.

Tabla 12.

Ecuaciones de balance de Entropía

Dispositivo	Ecuación de balance de Entropía	
Campo de colectores ^a	$\dot{S}_{gen, CCSCP} = \frac{\dot{Q}_{U, CCSCP}}{T_r} + \frac{\dot{Q}_{Loss, CCSCP}}{T_r} - \frac{\dot{Q}_{Sol, disp, CCSCP}}{\frac{3}{4} \cdot T_{Sol}}$	(4.55)
Intercambiador de calor (HE)	$\dot{S}_{gen, HE} = \dot{m}_{CCSCP}(s_9 - s_8) + \dot{m}_{CBC}(s_4 - s_5)$	(4.56)
Pre – Cooler	$\dot{S}_{gen, PC} = \dot{m}_{CBC}(s_7 - s_1) + \dot{m}_{16}(s_{17} - s_{16})$	(4.57)
Compresor 1 (LP)	$\dot{S}_{gen, Comp 1} = \dot{m}_{CBC}(s_2 - s_1)$	(4.58)
Inter – Cooler	$\dot{S}_{gen, IC} = \dot{m}_{CBC}(s_3 - s_2) + \dot{m}_{14}(s_{15} - s_{14})$	(4.59)
Compresor 2 (HP)	$\dot{S}_{gen, Comp 2} = \dot{m}_{CBC}(s_4 - s_3)$	(4.60)
Turbina Gas	$\dot{S}_{gen, Turb Gas} = \dot{m}_{CBC}(s_5 - s_4)$	(4.61)
Evaporador 1	$\dot{S}_{gen, Evap 1} = \dot{m}_{CBC}(s_6 - s_7) + \dot{m}_{CRO}(s_{12} - s_{11})$	(4.62)
Bomba 1	$\dot{S}_{gen, Bomb 1} = \dot{m}_{CRO}(s_{11} - s_{10})$	(4.63)
Turbina Vapor	$\dot{S}_{gen, Turb Vap} = \dot{m}_{CRO}(s_{13} - s_{12})$	(4.64)
Condensador 1	$\dot{S}_{gen, Cond 1} = \dot{m}_{CRO}(s_{10} - s_{13}) + \dot{m}_{18}(s_{19} - s_{18})$	(4.65)
Compresor 3	$\dot{S}_{gen, Comp 3} = \dot{m}_{CRCV}(s_{21} - s_{20})$	(4.66)
Condensador 2	$\dot{S}_{gen, Cond 2} = \dot{m}_{CRCV}(s_{22} - s_{21}) + \frac{\dot{Q}_H}{T_H}$	(4.67)
Válvula Expansión	$\dot{S}_{gen, VE} = \dot{m}_{CRCV}(s_{23} - s_{22})$	(4.68)
Evaporador 2	$\dot{S}_{gen, Evap 2} = \dot{m}_{CRCV}(s_{20} - s_{23}) - \frac{\dot{Q}_L}{T_L}$	(4.69)

Nota. En la tabla se plantean las ecuaciones de balance de Entropía en los dispositivos del ciclo.

^a Según R. Petela la temperatura del sol se toma como $\frac{3}{4} T_{Sol}$, donde $T_{Sol} = 5.770$ K [86].

Debido a que no se tiene datos para el cálculo de la entropía específica del Therminol® VP-1, el cambio de entropía en la corriente del Therminol® VP-1 entre el estado 8 y 9 o viceversa, considerando que es una sustancia incompresible, se puede calcular de manera aproximada por [19]:

$$s_8 - s_9 = \int_9^8 C_p(T) \frac{dT}{T} \cong C_{p_{prom}} \cdot \ln \left[\frac{T_8}{T_9} \right] \quad (4.70)$$

En la **Tabla 13** se plantea la relación de eficiencia isoentrópica para los dispositivos productores y consumidores de potencia como las turbinas, compresores y bombas

Tabla 13.

Eficiencia isoentrópica de los dispositivos

Dispositivo	Eficiencia Isoentrópica
Compresor 1 (LP)	$\eta_{S,Comp} = \frac{\dot{W}_S}{\dot{W}_{Comp\ 1}} = \frac{h_2(P_2, s_1) - h_1}{h_2 - h_1} \quad (4.71)$
Compresor 2 (HP)	$\eta_{S,Comp} = \frac{\dot{W}_S}{\dot{W}_{Comp\ 2}} = \frac{h_4(P_4, s_3) - h_3}{h_4 - h_3} \quad (4.72)$
Turbina Gas	$\eta_{S,Turb\ Gas} = \frac{\dot{W}_{Turb\ Gas}}{\dot{W}_S} = \frac{h_6 - h_5}{h_6(P_6, s_5) - h_5} \quad (4.73)$
Bomba 1	$\eta_{S,Bomb\ 1} = \frac{\dot{W}_S}{\dot{W}_{Bomb\ 1}} = \frac{h_{11}(P_{11}, s_{10}) - h_{10}}{h_{11} - h_{10}} \quad (4.74)$
Turbina Vapor	$\eta_{S,Turb\ Vapor} = \frac{\dot{W}_{Turb\ Vapor}}{\dot{W}_S} = \frac{h_{12} - h_{13}}{h_{12}(P_{12}, s_{13}) - h_{13}} \quad (4.75)$
Compresor 3	$\eta_{S,Comp} = \frac{\dot{W}_S}{\dot{W}_{Comp\ 3}} = \frac{h_{21}(P_{21}, s_{20}) - h_{20}}{h_{21} - h_{20}} \quad (4.76)$

Nota. En la tabla se plantea la relación de eficiencia isoentrópica de los dispositivos consumidores y productores de potencia. $h_X(P_X, s_Z)$: entalpía del estado X, evaluada a la presión del estado X, con la entropía de estado Z.

En la **Tabla 14** se presentan las ecuaciones de balance de Exergía planteadas para los dispositivos del sistema, a partir de las ecuaciones mencionadas en la **Sección 1.1.4** teniendo en cuenta las consideraciones y suposiciones realizadas.

De manera general el desempeño según la Segunda Ley de la Termodinámica (SLT) o desempeño Exergético η_{ex} para cualquier sistema se define como el cociente entre la Exergía Recuperada (utilidad) y la Exergía suministrada al sistema, de manera que, el **desempeño del CCSCP** por SLT es igual al cociente entre la Exergía recuperada

(Exergía transferida por la potencia térmica útil) y la Exergía suministrada (Exergía transferida por la energía solar disponible en CCSCP)

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{Q}_{U, CCSCP} \left(1 - \frac{T_0}{T_r}\right)}{\dot{Q}_{Sol, disp, CCSCP} \left(1 - \frac{T_0}{\frac{3}{4} \cdot T_{Sol}}\right)} \quad (4.77)$$

La **eficiencia del ciclo combinado** según la SLT es igual a: el cociente entre la potencia neta generada (Exergía transferida por trabajo) y la exergía suministrada al ciclo (Exergía transferida por flujo de masa de Therminol® VP-1 en el Intercambiador de calor principal)

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{Net}}{\dot{m}_{CCSCP}(\psi_8 - \psi_9)} \quad (4.78)$$

La **eficiencia de la planta principal** según la SLT es igual a: el cociente entre la potencia neta generada (Exergía transferida por trabajo) y la Exergía suministrada a la planta (Exergía transferida por la energía solar disponible en CCSCP)

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{Net}}{\dot{Q}_{Sol, disp, CCSCP} \left(1 - \frac{T_0}{\frac{3}{4} \cdot T_{Sol}}\right)} \quad (4.79)$$

La **eficiencia del CRCV** según la SLT es igual a: el cociente entre la Exergía transferida por calor en el Evaporador 2 (capacidad de refrigeración) y la Exergía suministrada (Exergía transferida por trabajo en el Compresor 3)

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{Q}_L \left(\frac{T_0}{T_L} - 1\right)}{\dot{W}_{Comp 3}} \quad (4.80)$$

La **eficiencia Global del sistema** según la SLT es igual a: el cociente entre la potencia neta generada más la Exergía transferida por calor en el Evaporador 2 (utilidad del sistema) y la exergía suministrada al sistema (Exergía transferida por la energía solar disponible en CCSCP)

$$\eta_{ex, glob} = \frac{\dot{W}_{Net} + \dot{Q}_L \left(\frac{T_0}{T_L} - 1\right)}{\dot{Q}_{Sol, disp, CCSCP} \left(1 - \frac{T_0}{\frac{3}{4} \cdot T_{Sol}}\right)} \quad (4.81)$$

El **radio de agotamiento de Exergía Suministrada** en los dispositivos se define como: el cociente entre la Exergía destruida en el dispositivo y la Exergía total suministrada al sistema [73].

$$\gamma_{Des} = \frac{\dot{X}_{Des, Dispositivo}}{\dot{X}_{Sum, Total}} \quad (4.82)$$

El **radio de destrucción de Exergía** en los dispositivos se define como: el cociente entre la Exergía destruida en el dispositivo y la Exergía total destruida en el sistema [73].

$$\gamma_{Des}^* = \frac{\dot{X}_{Des, Dispositivo}}{\dot{X}_{Des, Total}} \quad (4.83)$$

Tabla 14.

Ecuaciones de balance de Exergía

Dispositivo	Ecuación de balance de Exergía
Campo de colectores	$\dot{X}_{Des, CCSCP} = \dot{Q}_{Sol, disp, CCSCP} \left(1 - \frac{T_0}{\frac{3}{4} T_{Sol}}\right) - \dot{Q}_{U, CCSCP} \left(1 - \frac{T_0}{T_r}\right) - \dot{Q}_{Loss, CCSCP} \left(1 - \frac{T_0}{T_r}\right)$ (4.84)
Intercambiador de calor (HE)	$\dot{X}_{Des, HE} = \dot{m}_{CCSCP}(\psi_8 - \psi_9) + \dot{m}_{CBC}(\psi_4 - \psi_5)$ (4.85)
Pre – Cooler	$\dot{X}_{Des, PC} = \dot{m}_{CBC}(\psi_7 - \psi_1) + \dot{m}_{16}(\psi_{16} - \psi_{17})$ (4.86)
Compresor 1 (LP)	$\dot{X}_{Des, Comp 1} = \dot{m}_{CBC}(\psi_1 - \psi_2) + \dot{W}_{Comp 1}$ (4.87)
Inter – Cooler	$\dot{X}_{Des, IC} = \dot{m}_{CBC}(\psi_2 - \psi_3) + \dot{m}_{14}(\psi_{14} - \psi_{15})$ (4.88)
Compresor 2 (HP)	$\dot{X}_{Des, Comp 2} = \dot{m}_{CBC}(\psi_3 - \psi_4) + \dot{W}_{Comp 2}$ (4.89)
Turbina Gas	$\dot{X}_{Des, Turb Gas} = \dot{m}_{CBC}(\psi_5 - \psi_6) - \dot{W}_{Turb Gas}$ (4.90)
Evaporador 1	$\dot{X}_{Des, Evap 1} = \dot{m}_{CBC}(\psi_6 - \psi_7) + \dot{m}_{CRO}(\psi_{11} - \psi_{12})$ (4.91)
Bomba 1	$\dot{X}_{Des, Bomb 1} = \dot{m}_{CRO}(\psi_{10} - \psi_{11}) + \dot{W}_{Bomb 1}$ (4.92)
Turbina Vapor	$\dot{X}_{Des, Turb Vapor} = \dot{m}_{CRO}(\psi_{12} - \psi_{13}) - \dot{W}_{Turb Vapor}$ (4.93)
Condensador 1	$\dot{X}_{Des, Cond 1} = \dot{m}_{CRO}(\psi_{13} - \psi_{10}) + \dot{m}_{18}(\psi_{18} - \psi_{19})$ (4.94)
Compresor 3	$\dot{X}_{Des, Comp 3} = \dot{m}_{CRCV}(\psi_{20} - \psi_{21}) + \dot{W}_{Comp 3}$ (4.95)
Condensador 2	$\dot{X}_{Des, Cond 2} = \dot{m}_{CRCV}(\psi_{21} - \psi_{22}) - \dot{Q}_H \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right)$ (4.96)
Válvula Expansión	$\dot{X}_{Des, VE} = \dot{m}_{CRCV}(\psi_{22} - \psi_{23})$ (4.97)
Evaporador 2	$\dot{X}_{Des, Evap 2} = \dot{m}_{CRCV}(\psi_{23} - \psi_{20}) + \dot{Q}_L \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right)$ (4.98)

Nota. En la tabla se plantean las ecuaciones de balance de Exergía de los dispositivos del ciclo.

Según R. Petela la temperatura del sol se toma como $\frac{3}{4} T_{Sol}$, donde $T_{Sol} = 5.770$ K [86].

5. DISCUSIÓN Y RESULTADOS

5.1. Resultados de la Potencia térmica útil promedio mensual

5.1.1. Recurso solar disponible Uribia, La Guajira

En la **Tabla 15** se muestran los valores promedio mensuales de la Radiación Normal Directa *DNI* durante las horas del día para la localización seleccionada, Uribia la Guajira, coordenadas 11°57'47" N, 71°16'27" W.

Tabla 15.

Radiación Normal Directa promedio mensual en Uribia, La Guajira

AST	Radiación Normal Directa - DNI [W/m ²]											
	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
5												
6				11	34	43	23	14	12	11	10	
7	141	148	175	183	206	239	248	267	241	225	218	177
8	437	451	387	334	348	398	425	458	416	381	391	427
9	586	605	527	465	469	530	556	591	553	503	500	544
10	681	695	629	557	561	613	653	686	658	599	572	638
11	745	762	698	621	629	675	713	745	732	664	639	698
12	778	798	731	652	667	712	745	767	753	686	674	722
13	775	796	740	655	647	694	725	764	742	675	655	702
14	747	773	718	621	602	651	684	731	692	608	612	662
15	690	711	651	550	522	573	618	655	606	526	536	609
16	601	621	552	444	415	470	513	551	488	426	450	514
17	442	478	399	302	282	334	374	404	342	272	279	335
18	100	155	125	86	98	154	182	168	92	18	13	19
19												
<i>KWh/m²/ día</i>	6,72	6,99	6,33	5,48	5,48	6,09	6,46	6,80	6,33	5,59	5,55	6,05
<i>KWh/m²/ mes</i>	208,4	195,8	196,3	164,4	169,9	182,6	200,2	210,8	189,8	173,4	166,5	187,5

Nota. En la tabla se relacionan los valores promedio mensuales de la Radiación Solar Directa durante las horas del día para la localización 11°57'47", 71°16'27", Uribia, La Guajira, en unidades de irradiancia (W/m²). Estos valores promedios también se dan en unidades de irradiación (KWh/m²) durante un día del mes y durante el mes completo. *Tomado de.* Global Solar Atlas. "Global Solar Atlas", [En línea]. Disponible: <https://globalsolaratlas.info/map>

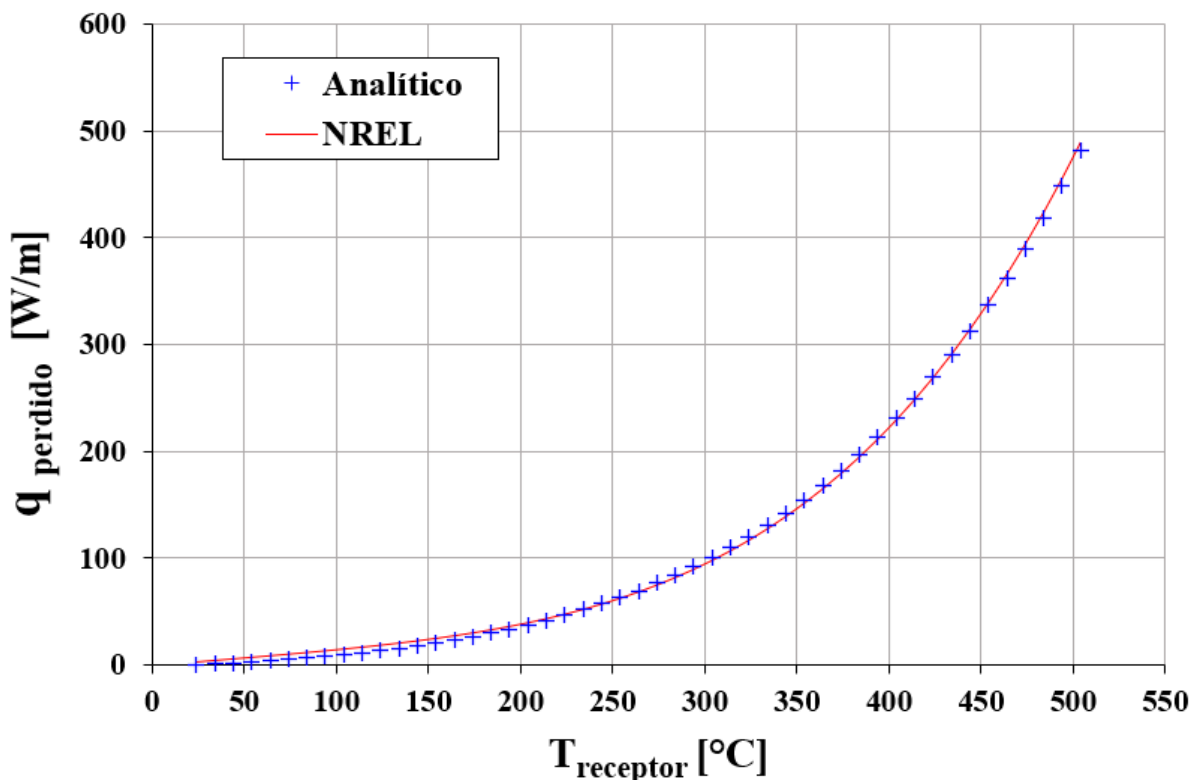
5.1.2. Validación del modelo analítico simplificado de pérdidas térmicas

El modelo analítico simplificado para la estimación de las pérdidas térmicas descrito en la **sección 4.1.5.b**, fue validado, estimando las pérdidas térmicas de un receptor

SCHOTT PTR®70, utilizando las especificaciones técnicas del receptor **Sección 4.1.10.b**, simulando las condiciones ambientales bajo las cuales fue probado por NREL (24°C y sin viento). En la **Figura 43** se muestran los resultados de las pérdidas térmicas obtenidos a través del método analítico (marcadores azules) y a modo comparativo, también se grafica la función polinómica obtenida por NREL **Figura 32** para el cálculo de las pérdidas térmicas de un receptor SCHOTT PTR®70 obtenida de manera experimental (curva roja).

Figura 43.

Pérdidas térmicas Modelo analítico vs. Resultados experimentales



Nota. Se muestra la gráfica de la función polinómica obtenida por NREL para el cálculo de las pérdidas térmicas de un receptor SCHOTT PTR®70 de manera experimental (curva roja), por otro lado, también se muestran los datos obtenidos a través del método analítico adoptado para el presente proyecto (marcadores azules).

A partir del gráfico se observa que el modelo analítico simplificado adoptado en el presente proyecto para la estimación de las pérdidas térmicas tiene muy buena aproximación respecto a los resultados obtenidos por NREL de manera experimental, sin embargo, su validación se realiza por medio de una comparación de los resultados

obtenidos de manera analítica, con los obtenidos por medio de la función polinómica obtenida por NREL de manera experimental [61].

Tabla 16.

Validación del modelo analítico simplificado

Temperatura del receptor [°C]	Pérdidas térmicas [W / m ²]		Error relativo [%]
	Modelo Analítico Simplificado	Experimental NREL [61]	
104	12,7	15,4	17,6%
154	22,7	25,4	10,4%
204	37,6	40,0	5,9%
254	63,1	62,8	0,6%
304	100,6	98,2	2,4%
354	154,6	151,7	1,9%
404	230,8	229,6	0,5%
454	336,7	339,3	0,8%
504	481,2	484,7	0,7%

Nota. Se muestra los resultados de las pérdidas térmicas obtenidos de manera analítica y los obtenidos por medio de la función polinómica obtenida por NREL National Renewable Energy Laboratory de manera experimental para diferentes temperaturas del tubo receptor.

Como se observa en la **Tabla 16**, el modelo analítico simplificado, a pesar de las consideraciones y simplificaciones adoptadas, no conlleva a grandes imprecisiones en la estimación de las pérdidas térmicas, por el contrario, muestra resultados que se consideran admisibles, ya que el error relativo respecto a los obtenidos de manera experimental es bajo (entre 0,7 y 17,6 %); Por lo anterior se puede establecer que: el modelo simplificado es válido para calcular las pérdidas térmicas en el análisis energético del Colector Cilindro parabólico.

5.1.3. Optimización de la eficiencia óptica del colector

Lo ideal sería que el plano del área de apertura esté siempre orientado e inclinado de manera tal que los rayos solares incidan en dirección normal a la superficie, de esta manera $\theta = 0^\circ$ y el modificador de ángulo de incidencia (IAM) $K(\theta) = 1$, como resultado se obtiene una **eficiencia óptica pico**, pero para ello, se debe incorporar un sistema de

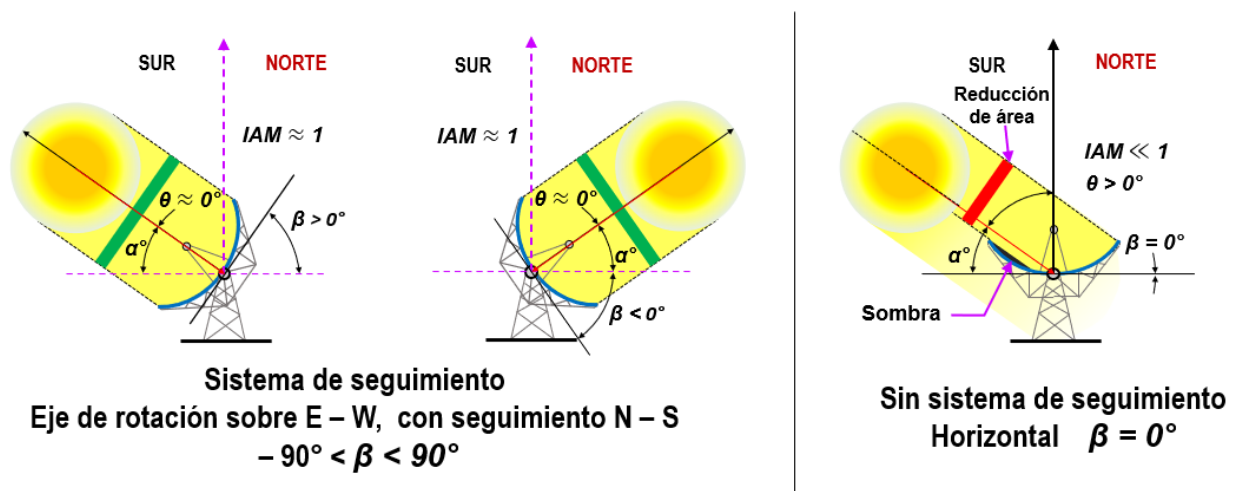
seguimiento con dos (2) grados de libertad que le permita moverse según el ángulo de altitud (α_s) y Azimut (Z) [87].

De no haber incorporado sistema de seguimiento para el presente proyecto y haber posicionado los colectores cilindro parabólico de manera horizontal, se obtendrían valores del IAM muy por debajo de uno $K(\theta) \ll 1$ ocasionado que las pérdidas ópticas del sistema sean mayores. Por fortuna, como se mencionó en la **Sección 4.1.10.a** los colectores cuentan con un sistema de seguimiento de un (1) grado de libertad, que realiza seguimiento del sol en dirección Norte – Sur, ajustando la inclinación del colector mensualmente, que, aunque no es suficiente para garantizar un $K(\theta) = 1$, puede lograr valores muy cercanos **Figura 44**, pero para ello se hace necesario establecer un **ángulo de inclinación óptimo β** para cada mes, que permita optimizar los valores del IAM , ya que si este es optimizado, la eficiencia óptica del sistema también lo hará.

En el **ANEXO 2**. se presenta la metodología desarrollada para optimizar el IAM según el ángulo de inclinación óptimo para cada mes.

Figura 44.

IAM para un Colector (CP) con y sin sistema de seguimiento



Nota. En la figura se presenta de manera comparativa la influencia que tiene el ángulo de inclinación β , sobre el ángulo de incidencia θ y el Modificador de ángulo de incidencia IAM , para: un colector cilindro parabólico con sistema de seguimiento con un ángulo de inclinación $-90^\circ < \beta < 90^\circ$ y un colector cilindro parabólico sin sistema de seguimiento orientado de manera horizontal $\beta = 0^\circ$.

Dadas las especificaciones técnicas del colector cilindro parabólico **Sección 4.1.10.b**, utilizando la **Ecuación (4.2)** la **eficiencia óptica pico** del colector es igual a:

$$\eta_{opt,0^\circ} = 0,93 \cdot 0,90 \cdot 0,96 \cdot 0,96 \cong 0,77 \quad (5.1)$$

Conocida la eficiencia óptica pico del colector (**0,77**) y los valores óptimos del modificador de ángulo de incidencia *IAM* promedio mensual durante las horas del día (**ANEXO 2., Tabla 33**), utilizando la **Ecuación (4.3)** se determinan los valores óptimos de la eficiencia óptica del colector para cada mes del año. Los valores promedio mensuales se muestran en la **Tabla 17**, donde se pueden observar valores cercanos a la eficiencia óptica pico.

Tabla 17.

Valores de eficiencia óptica promedio mensual del colector (optimizados)

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
β óptimo	41,6°	31,0°	15,8°	-4,7°	-19,3°	-25,2°	-22,6°	-11,3°	7,7°	26,3°	39,0°	44,3°
6												
7	0,15	0,08	0,02	0,05	0,15	0,20	0,18	0,08	0,02	0,05	0,13	0,18
8	0,36	0,32	0,28	0,30	0,35	0,39	0,37	0,32	0,28	0,30	0,35	0,38
9	0,54	0,51	0,49	0,50	0,52	0,54	0,53	0,51	0,49	0,50	0,53	0,55
10	0,66	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,66	0,67
11	0,74	0,74	0,75	0,74	0,73	0,72	0,72	0,73	0,75	0,74	0,74	0,74
12	0,76	0,77	0,77	0,77	0,75	0,75	0,75	0,76	0,77	0,77	0,76	0,76
13	0,74	0,74	0,75	0,74	0,73	0,72	0,72	0,73	0,75	0,74	0,74	0,74
14	0,66	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,66	0,67
15	0,54	0,51	0,49	0,50	0,52	0,54	0,53	0,51	0,49	0,50	0,53	0,55
16	0,36	0,32	0,28	0,30	0,35	0,39	0,37	0,32	0,28	0,30	0,35	0,38
17	0,15	0,08	0,02	0,05	0,15	0,20	0,18	0,08	0,02	0,05	0,13	0,18
18												

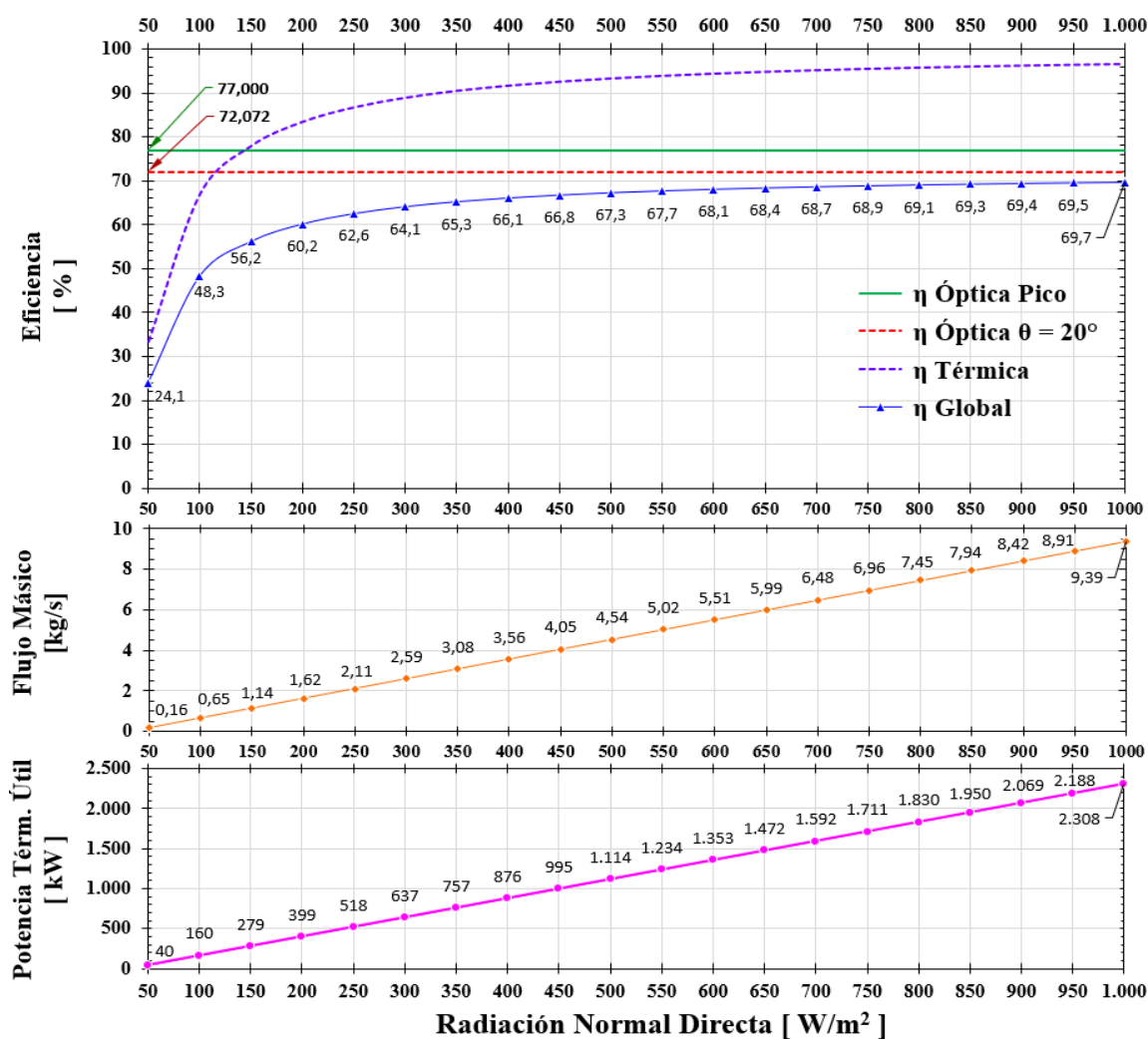
Nota. Se muestran los valores óptimos de la eficiencia óptica promedio mensual del colector durante las horas del día, obtenidos a partir de la optimización del modificador de ángulo de incidencia. También se muestra el ángulo de inclinación β óptimo para cada mes del año.

5.1.4. Resultados de potencia térmica útil, flujo másico y desempeño

Como se había mencionado en la **Sección 4.1.7**, el flujo másico del Therminol® VP-1 es una variable dependiente de los parámetros de operación y también del recurso solar **disponible DNI**, ahora bien, este último no solo hará que varíe el flujo másico si no también el desempeño global del colector cilindro parabólico. Lo anterior se puede evidenciar en la **Figura 45**, que muestra las curvas de desempeño térmico, óptico y global, la variación del flujo másico y potencia térmica útil ganada por un (1) bucle del campo de colectores, expuesto ante diferentes intensidades de DNI.

Figura 45.

Curvas de desempeño para un bucle del CCSCP



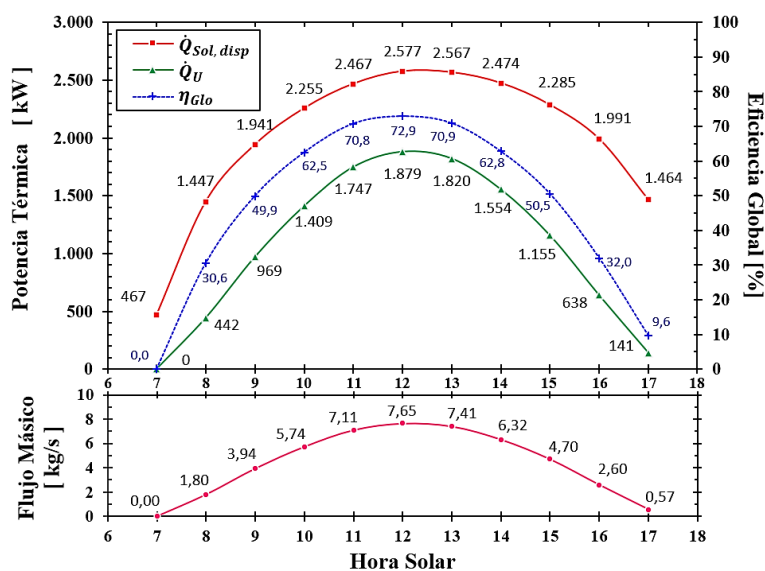
Nota. Se muestran las curvas de desempeño óptico (pico y con un ángulo de incidencia $\theta = 20^\circ$), térmico y global, la variación del flujo másico requerido de Therminol® VP-1 y la potencia útil ganada por un bucle (1), en función de la Radiación Normal Directa DNI. El gráfico fue realizado utilizando el modelo analítico simplificado con una temperatura ambiente de $T_0 = 30^\circ\text{C}$.

La potencia térmica útil se calculó **únicamente para un bucle (1) del campo de colectores Cilindro Parabólico**, ya que el número de bucles n_B es una cantidad que se determina posteriormente en el dimensionamiento del CCSCP según los requerimientos del bloque de potencia. Vale la pena aclarar que los valores de potencia térmica útil calculados, son valores promedio mensuales, en el **ANEXO 2**. se explica cómo se obtienen estos valores promedio y las fechas del mes recomendadas por S.A. Kalogirou en que deben ser calculados. En la **Tabla 4** se muestran los parámetros utilizados para la estimación de la potencia térmica útil promedio mensual por bucle (1).

Para los cálculos se utilizó una temperatura ambiente de **30 °C** y la longitud de apertura (143,75 m) en vez de la longitud total del colector (148,5 m), ya que el área de apertura es la zona útil del colector que permite la entrada de la radiación solar, lo demás hace parte de la estructura de soporte. En la **Figura 46** a la **Figura 57**, se exponen los valores de la potencia térmica útil promedio mensual que un (1) bucle ganaría y el caudal másico con que el Therminol® VP-1 debe ser bombeado, a partir del recurso solar disponible.

Figura 46.

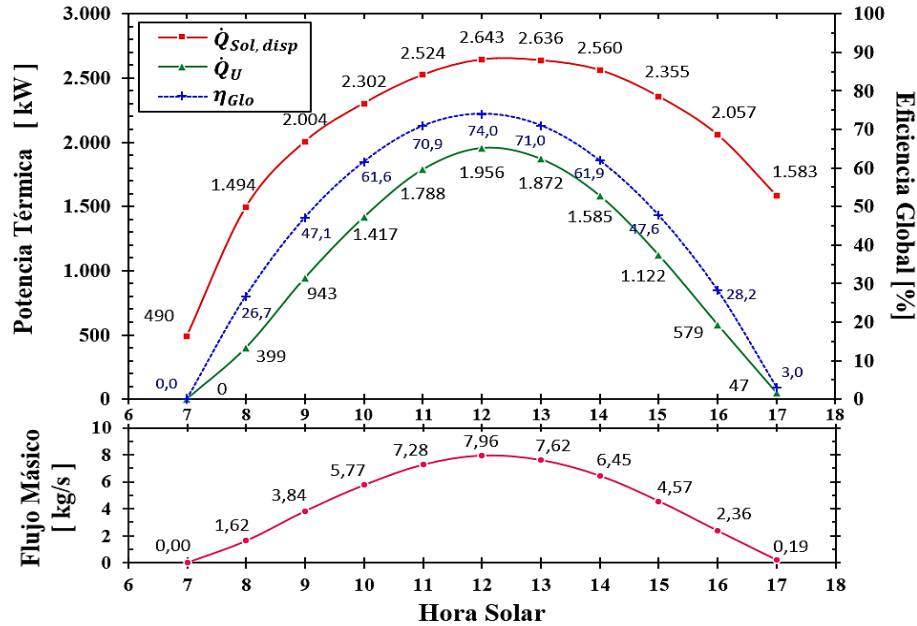
Potencia térmica útil promedio mensual Enero – 17



Nota. El gráfico muestra la potencia térmica útil que logra ganar el Therminol® VP-1 y el caudal másico con que este debe ser bombeado a través de cada bucle (1) del campo de colectores CP, adicional también se muestra la potencia térmica disponible y la eficiencia global del bucle durante las diferentes horas del día.

Figura 47.

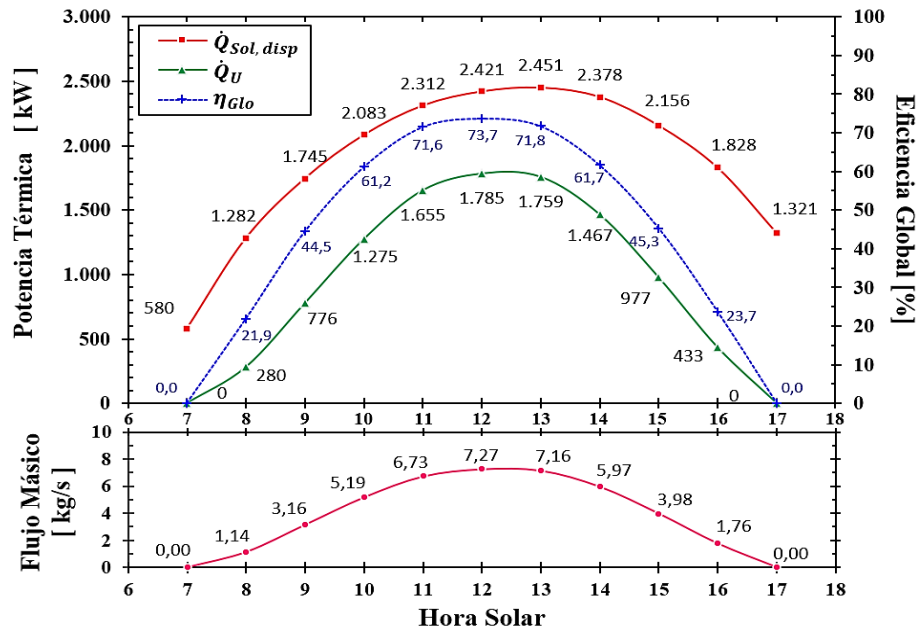
Potencia térmica útil promedio mensual Febrero – 16



Nota. El gráfico muestra la potencia térmica útil que logra ganar el Therminol® VP-1 y el caudal másico con que este debe ser bombeado a través de cada bucle (1) del campo de colectores CP, adicional también se muestra la potencia térmica disponible y la eficiencia global del bucle durante las diferentes horas del día.

Figura 48.

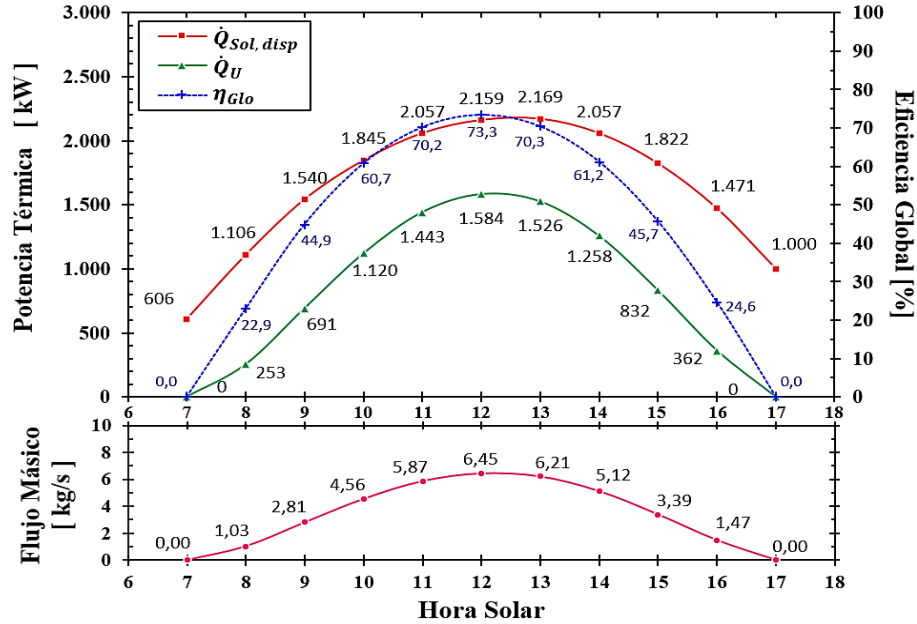
Potencia térmica útil promedio mensual Marzo – 16



Nota. El gráfico muestra la potencia térmica útil que logra ganar el Therminol® VP-1 y el caudal másico con que este debe ser bombeado a través de cada bucle (1) del campo de colectores CP, adicional también se muestra la potencia térmica disponible y la eficiencia global del bucle durante las diferentes horas del día.

Figura 49.

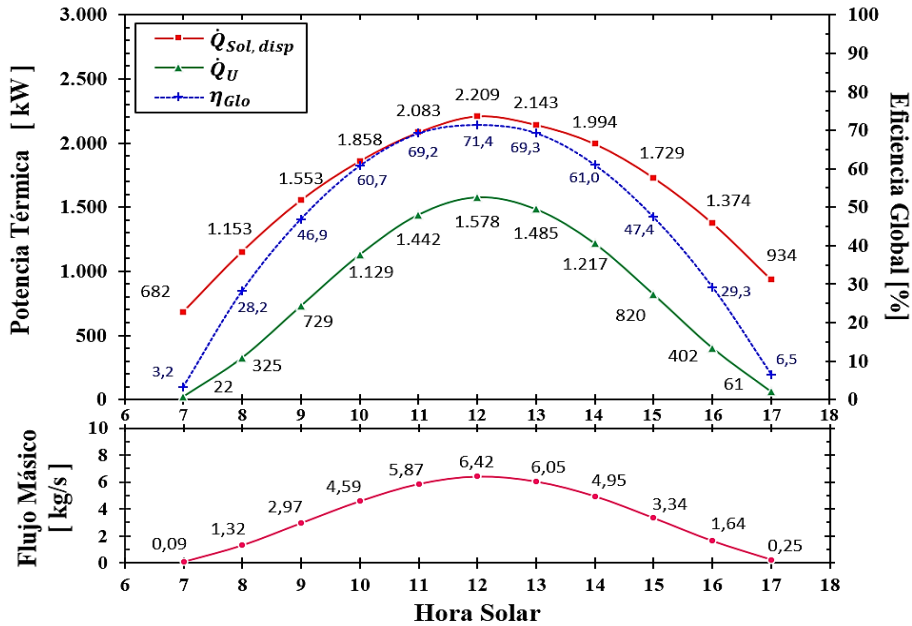
Potencia térmica útil promedio mensual Abril – 15



Nota. El gráfico muestra la potencia térmica útil que logra ganar el Therminol® VP-1 y el caudal másico con que este debe ser bombeado a través de cada bucle (1) del campo de colectores CP, adicional también se muestra la potencia térmica disponible y la eficiencia global del bucle durante las diferentes horas del día.

Figura 50.

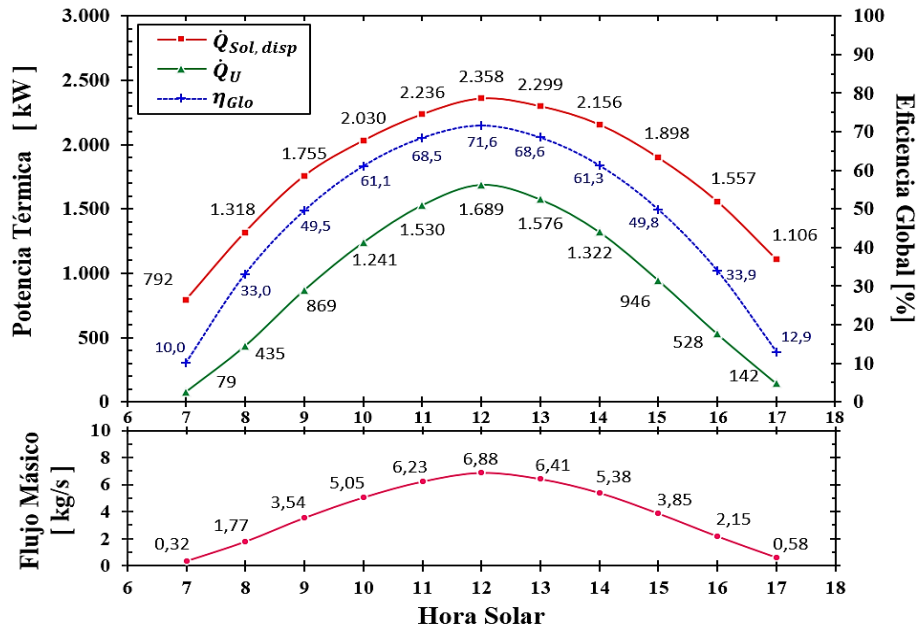
Potencia térmica útil promedio mensual Mayo – 15



Nota. El gráfico muestra la potencia térmica útil que logra ganar el Therminol® VP-1 y el caudal másico con que este debe ser bombeado a través de cada bucle (1) del campo de colectores CP, adicional también se muestra la potencia térmica disponible y la eficiencia global del bucle durante las diferentes horas del día.

Figura 51.

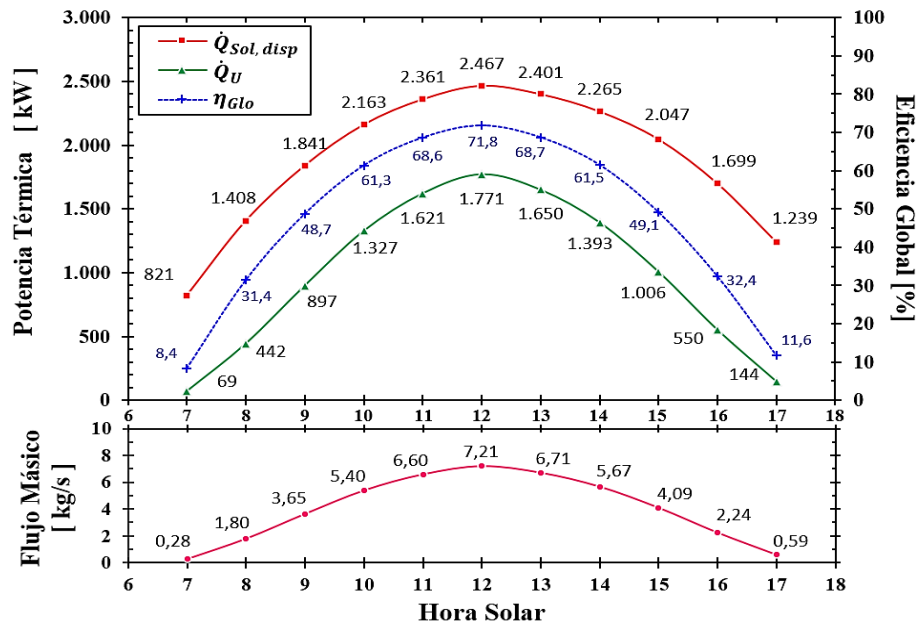
Potencia térmica útil promedio mensual Junio – 11



Nota. El gráfico muestra la potencia térmica útil que logra ganar el Therminol® VP-1 y el caudal másico con que este debe ser bombeado a través de cada bucle (1) del campo de colectores CP, adicional también se muestra la potencia térmica disponible y la eficiencia global del bucle durante las diferentes horas del día.

Figura 52.

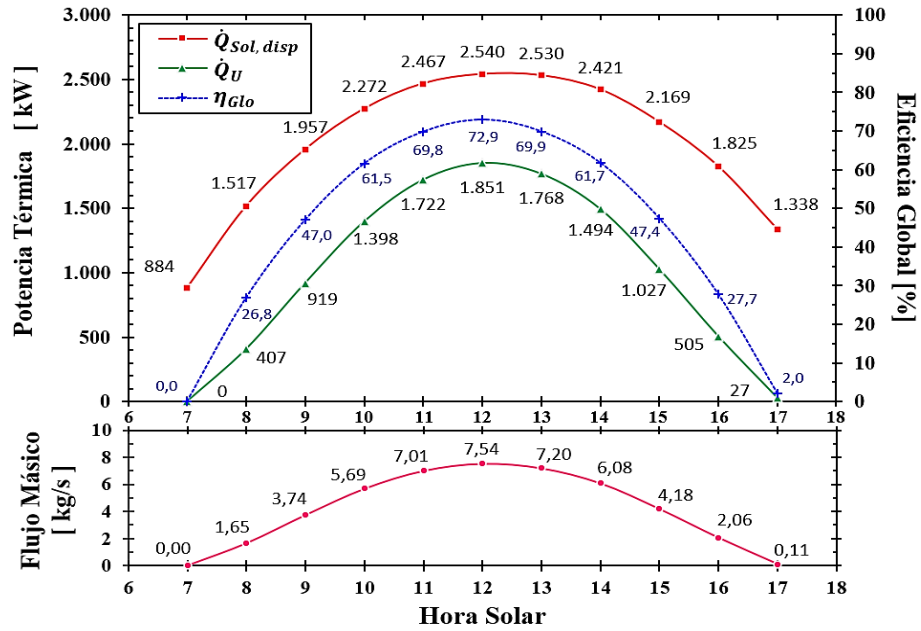
Potencia térmica útil promedio mensual Julio – 17



Nota. El gráfico muestra la potencia térmica útil que logra ganar el Therminol® VP-1 y el caudal másico con que este debe ser bombeado a través de cada bucle (1) del campo de colectores CP, adicional también se muestra la potencia térmica disponible y la eficiencia global del bucle durante las diferentes horas del día.

Figura 53.

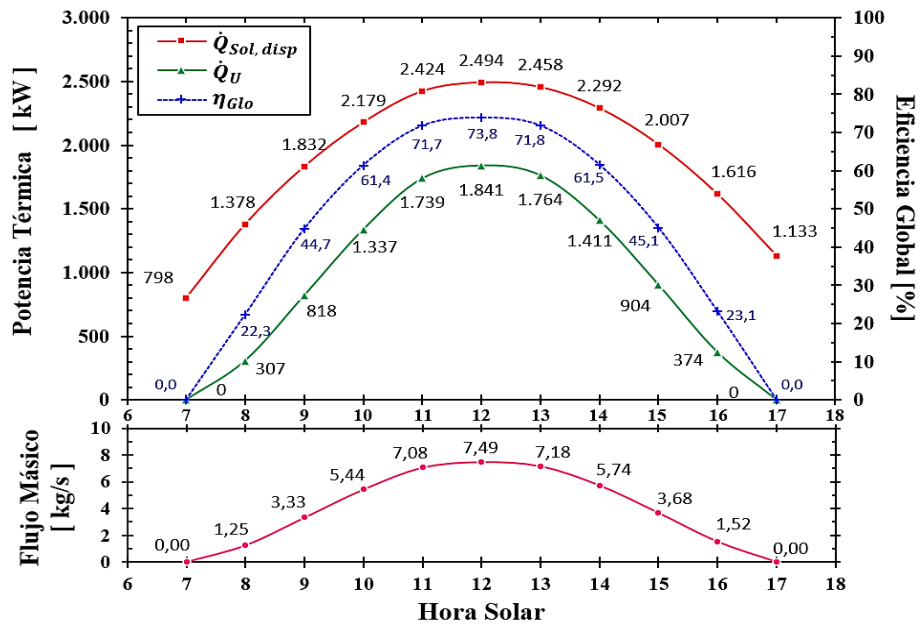
Potencia térmica útil promedio mensual Agosto – 16



Nota. El gráfico muestra la potencia térmica útil que logra ganar el Therminol® VP-1 y el caudal másico con que este debe ser bombeado a través de cada bucle (1) del campo de colectores CP, adicional también se muestra la potencia térmica disponible y la eficiencia global del bucle durante las diferentes horas del día.

Figura 54.

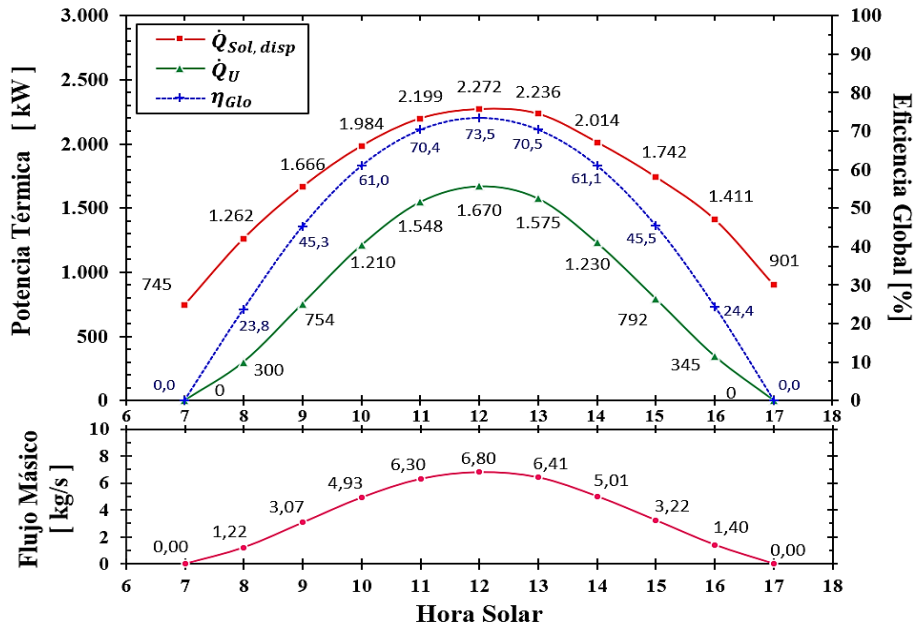
Potencia térmica útil promedio mensual Septiembre – 15



Nota. El gráfico muestra la potencia térmica útil que logra ganar el Therminol® VP-1 y el caudal másico con que este debe ser bombeado a través de cada bucle (1) del campo de colectores CP, adicional también se muestra la potencia térmica disponible y la eficiencia global del bucle durante las diferentes horas del día.

Figura 55.

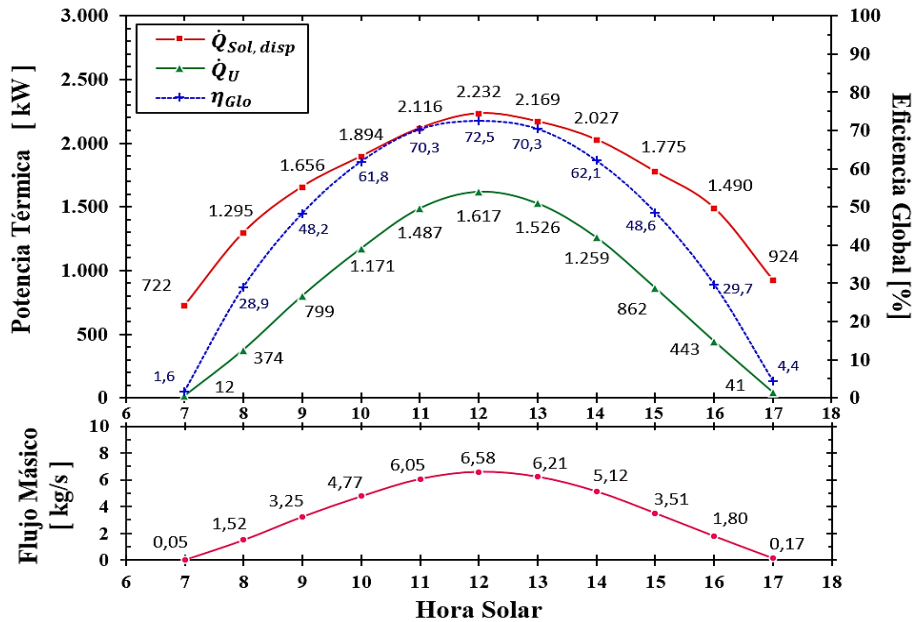
Potencia térmica útil promedio mensual Octubre – 15



Nota. El gráfico muestra la potencia térmica útil que logra ganar el Therminol® VP-1 y el caudal másico con que este debe ser bombeado a través de cada bucle (1) del campo de colectores CP, adicional también se muestra la potencia térmica disponible y la eficiencia global del bucle durante las diferentes horas del día.

Figura 56.

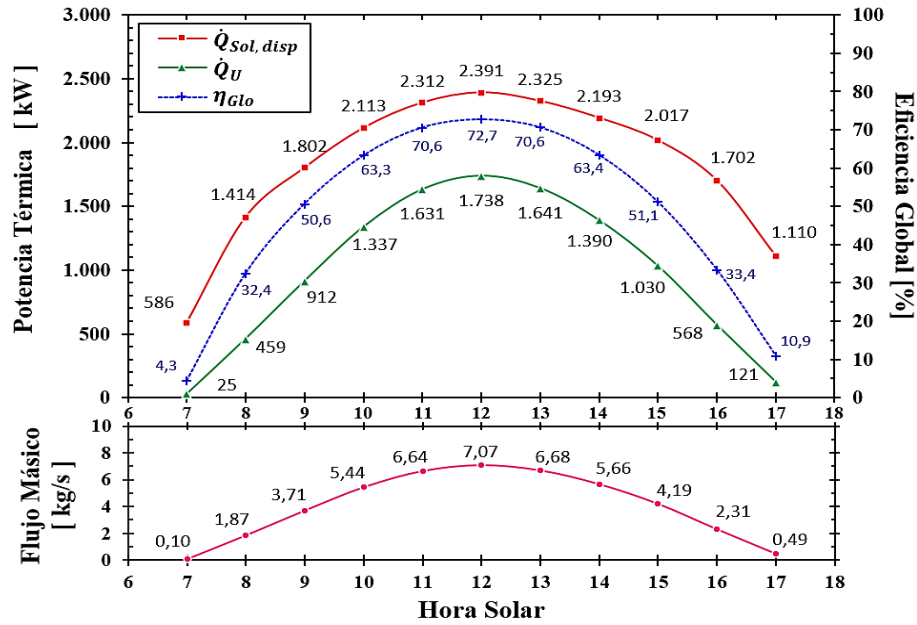
Potencia térmica útil promedio mensual Noviembre – 14



Nota. El gráfico muestra la potencia térmica útil que logra ganar el Therminol® VP-1 y el caudal másico con que este debe ser bombeado a través de cada bucle (1) del campo de colectores CP, adicional también se muestra la potencia térmica disponible y la eficiencia global del bucle durante las diferentes horas del día.

Figura 57.

Potencia térmica útil promedio mensual Diciembre – 10



Nota. El gráfico muestra la potencia térmica útil que logra ganar el Therminol® VP-1 y el caudal másico con que este debe ser bombeado a través de cada bucle (1) del campo de colectores CP, adicional también se muestra la potencia térmica disponible y la eficiencia global del bucle durante las diferentes horas del día.

5.2. Resultados del análisis termodinámico del sistema de multigeneración

Las ecuaciones planteadas para el análisis termodinámico del sistema determinadas en la **Sección 4.2**, fueron formuladas en el software de hojas de cálculo Microsoft Excel, utilizando la biblioteca de propiedades termo físicas de código abierto *CoolProp* [88] para el cálculo de las propiedades termodinámicas de los fluidos, exceptuando las propiedades del Therminol® VP-1, que fueron calculadas por medio de las ecuaciones indicadas en la **Tabla 5**. Como primera medida para el desarrollo del análisis Energético y Exergético del sistema, las propiedades termodinámicas de las sustancias y flujos másicos en cada uno de los estados fueron calculados a partir de los parámetros iniciales, consideraciones realizadas e interacciones entre los dispositivos del sistema, estos se presentan en la **Tabla 18**. Adicionalmente en la **Figura 58**, **Figura 59**, **Figura 60** se ilustran los diagramas Temperatura – Entropía [T-s] del CBC, CRO y CRCV, contruidos a partir de las propiedades termodinámicas calculadas para cada uno de los estados del sistema.

Tabla 18.

Propiedades Termodinámicas y flujos másicos calculados para el sistema

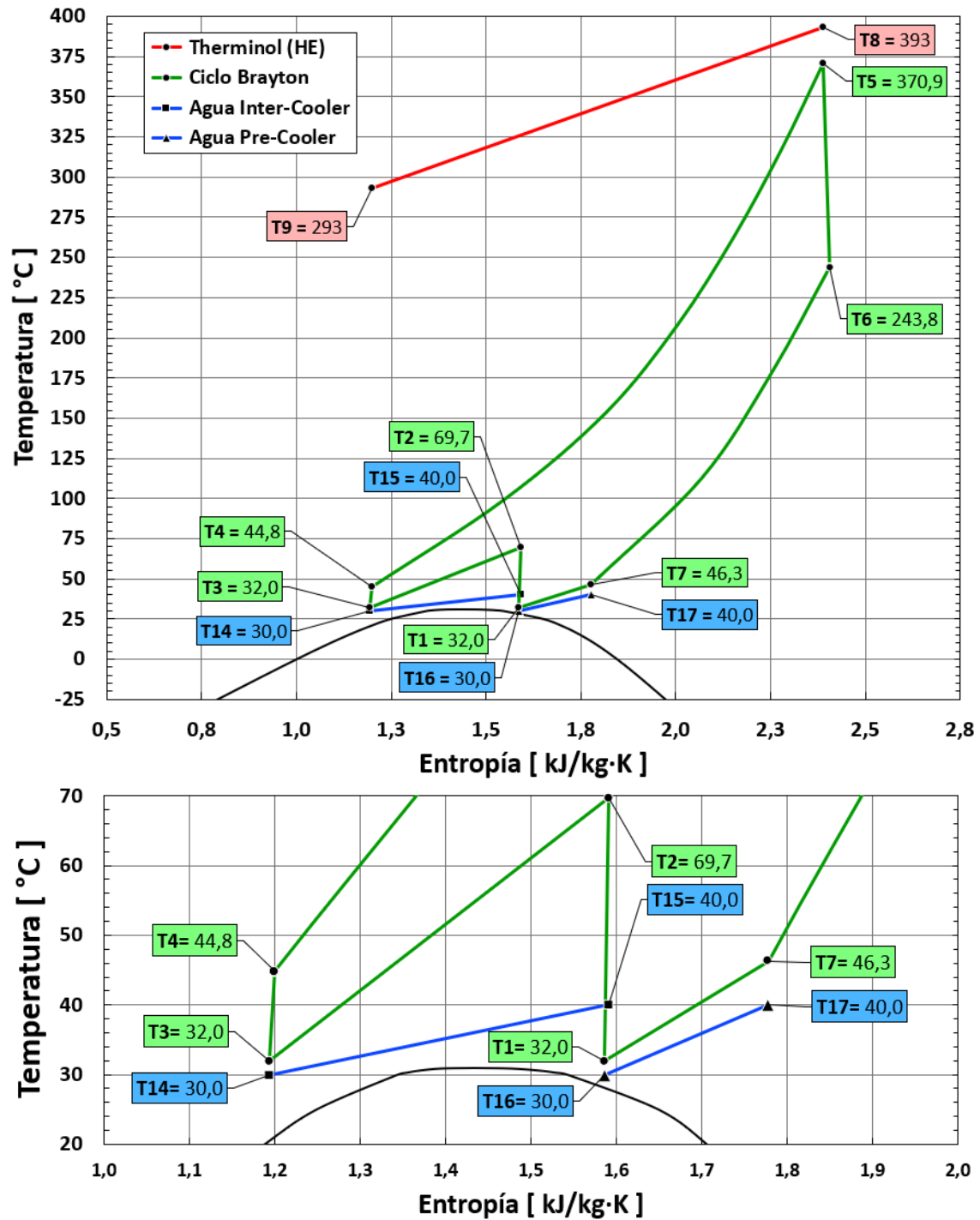
Estado	Fluido	T	P	h	s	\dot{m}
		[°C]	[kPa]	[kJ/kg]	[kJ/kg · K]	[kg/s]
1	S-CO ₂	32,0	7.400,00	378,59	1,586	255,53
2	S-CO ₂	69,7	13.601,47	396,82	1,592	255,53
3	S-CO ₂	32,0	13.561,47	267,53	1,194	255,53
4	S-CO ₂	44,8	24.926,47	282,73	1,199	255,53
5	S-CO ₂	370,9	24.826,47	808,31	2,388	255,53
6	S-CO ₂	243,8	7.480,00	690,69	2,406	255,53
7	S-CO ₂	46,3	7.440,00	438,39	1,778	255,53
8	Therminol	393,0	-	782,28	-	550,70
9	Therminol	293,0	-	538,40	-	550,70
10	R123	40,0	181,68	240,60	1,138	292,27
11	R123	41,3	2.751,15	242,71	1,139	292,27
12	R123	166,0	2.751,15	463,30	1,697	292,27
13	R123	66,2	181,68	424,25	1,714	292,27
14	Agua	30,0	101,32	125,82	0,437	790,52
15	Agua	40,0	101,32	167,61	0,572	790,52
16	Agua	30,0	101,32	125,82	0,437	365,62
17	Agua	40,0	101,32	167,61	0,572	365,62
18	Agua	30,0	101,32	125,82	0,437	1.284,32
19	Agua	40,0	101,32	167,61	0,572	1.284,32
20	R134a	3,0	292,80	401,28	1,737	6,47
21	R134a	60,9	1.312,94	436,57	1,747	6,47
22	R134a	47,0	1.312,94	266,96	1,223	6,47
23	R134a	0,0	292,80	266,96	1,245	6,47

Nota. En la tabla de muestran la propiedades termodinámicas y flujos másicos de cada uno de los estados del sistema, calculados a partir de los parámetros iniciales definidos para el ciclo.

Propiedades calculadas con la biblioteca de propiedades termofísicas de código abierto CoolProp. Tomado de. I.H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin y V. Lemort, "Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp", Industrial & Engineering Chemistry Research, vol. 53, no. 6, pp.2498-2508, 2014, doi: <https://doi.org/10.1021/ie4033999>.

Figura 58.

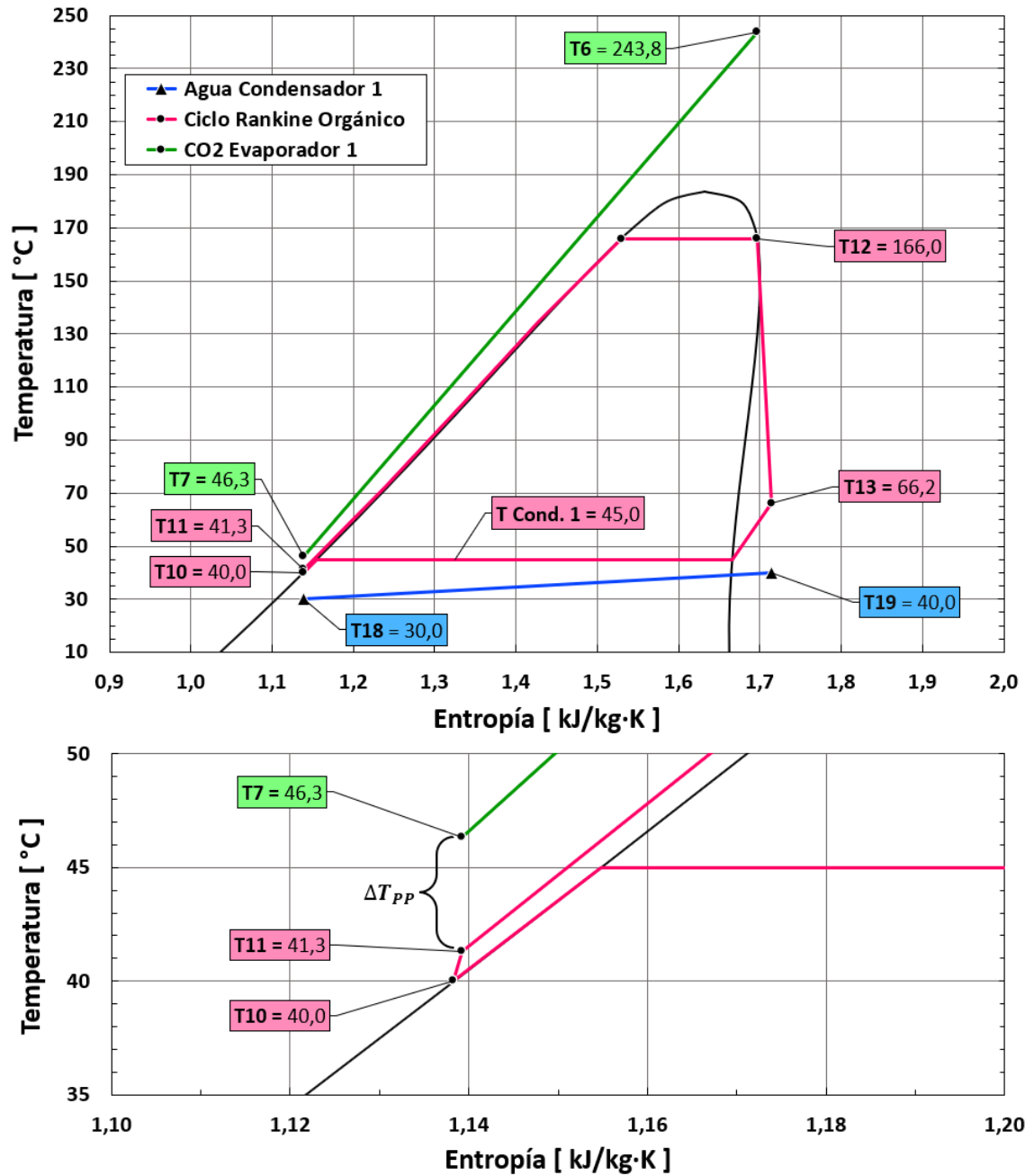
Diagrama Temperatura – Entropía Ciclo Brayton



Nota. En el gráfico se muestra el diagrama T-s del ciclo Brayton a partir de las propiedades termodinámicas calculadas para cada uno de los estados. Se muestra un segundo gráfico haciendo enfoque en las temperaturas de entrada y salida de las corrientes del Pre-Cooler e Inter-cooler.

Figura 59.

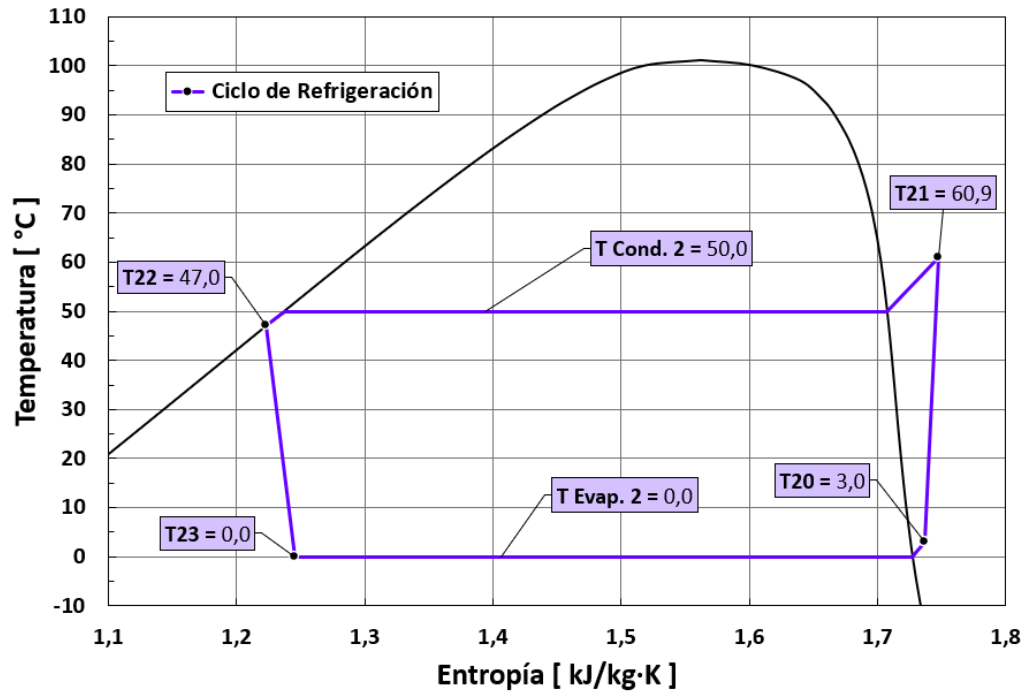
Diagrama Temperatura – Entropía Ciclo Rankine Orgánico



Nota. En el gráfico se muestra el diagrama T-s del Ciclo Rankine Orgánico a partir de las propiedades termodinámicas calculadas para cada uno de los estados. Se muestra un segundo gráfico haciendo enfoque en: subenfriamiento a la salida del condensador $5\text{ }^{\circ}\text{C}$, cambio en la temperatura del fluido al ser comprimido por la Bomba 1 y la diferencia mínima de temperaturas entre las corrientes del Evaporador 1 $\Delta T_{PP} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Figura 60.

Diagrama Temperatura – Entropía Ciclo de Refrigeración



Nota. En el gráfico se muestra el diagrama T-s del Ciclo de refrigeración por compresión de Vapor a partir de las propiedades termodinámicas calculadas para cada uno de los estados.

5.2.1. Resultados análisis Energético por Primera Ley de la Termodinámica

A partir de las propiedades y flujos másicos determinadas para cada estado, en la **Tabla 19** se indica la potencia consumida y/o producida por los dispositivos de interés del sistema como lo son: la turbina de Gas y Vapor, compresores 1, 2 y 3, bomba 1 y Condensador 2 en el caso del *CRCV*, datos requeridos para determinar la eficiencia según la *PLT* de los subsistemas. Los resultados del análisis Energético del sistema **Tabla 20** y **Tabla 21** indican que: el *CCSCP* consume un total de 198.720 kW a partir de la energía solar disponible, de los cuales, 64.417 kW son desechados al ambiente debido a las pérdidas térmicas ocurridas en los colectores y los 134.302 kW restantes, es la Potencia térmica útil que es transferida por medio del *Therminol®* al Ciclo Combinado, logrando una eficiencia del $67,58\%$, siendo una eficiencia relativamente alta en el proceso de conversión. Ahora bien, tenido en cuenta las consideraciones realizadas para los generadores, el Ciclo Combinado (*CBC-CRO*) a partir de la potencia térmica útil

transferida por el Therminol®, tiene la capacidad de producir 32.078 kW_e de energía eléctrica con una eficiencia del 23,88%, así pues, la planta principal de generación logra una eficiencia del 16,14%, produciendo 32.078 kW_e de energía eléctrica a partir de los 198.720 kW suministrados por la energía solar disponible. Lo anterior concuerda con la eficiencia típica de conversión (energía solar a eléctrica) de las de las plantas termosolares que utilizan Colectores Cilindro Parabólico, que como se había mencionado en la **Tabla 2**, tiene valores entre el 11 a 16% [32]. Finalmente, por medio del ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor, el sistema puede suministrar una capacidad o potencia de refrigeración de 868 kW a partir de los 228 kW consumidos por el compresor, operando con un coeficiente de desempeño de 3,81.

Tabla 19.

Energía consumida y/o producida en los dispositivos del sistema

Dispositivo	Energía	
	Consumida [kW]	Producida [kW]
Campo de colectores	198.720,00	134.302,40
Compresor 1	4.658,53	
Compresor 2	3.884,00	
Turbina Gas		30.055,48
Bomba 1	618,74	
Turbina Vapor		11.412,15
Compresor 3	228,24	
Evaporador 2 ^a		868,89

Nota. En la tabla se relaciona la energía producida y consumida por los principales dispositivos del sistema. ^a *Potencia o capacidad de refrigeración:* se toma como energía producida ya que es una utilidad generada por el CRCV en el evaporador 2.

Tabla 20.

Desempeño del ciclo de refrigeración según la PLT

Energía consumida [kW]	Capacidad de refrigeración [kW]	Energía desechada [kW]	COP_R
228,24	868,89	1.097,13	3,81

Nota. Se presentan los flujos de energía en el Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor y el desempeño energético del ciclo, determinada por medio del Coeficiente de Desempeño.

Tabla 21.*Desempeño de los subsistemas según la PLT*

Subsistema	Energía			η_{en} [%]
	Consumida [kW]	Producida [kW]	Desechada [kW]	
Campo de Colectores	198.720,00	134.302,40	64.417,60	67,58
Ciclo Combinado	134.302,40	32.078,13	102.224,28	23,88
Planta Principal	198.720,00	32.078,13	166.641,87	16,14

Nota. Se presentan los flujos de energía en el Campo de Colectores Solares Cilindro Parabólico, Ciclo Combinado (CBC – CRO) y Planta Principal de Generación, Adicionalmente se indica el resultado del desempeño energético determinado por la PLT, para cada uno de los subsistemas.

5.2.2. Resultados análisis Exergético por Segunda Ley de la Termodinámica

Como se había mencionado en la **Sección 4.2.4**, por medio de la PLT no se puede determinar una eficiencia global del sistema debido a la discordancia entre la medida del desempeño de las máquinas térmicas y los ciclos de Refrigeración, sin embargo, mediante el análisis Exergético del sistema se puede abarcar el sistema en su totalidad y determinar su desempeño global. En primera instancia en la **Tabla 22**, se presenta de manera detallada los resultados de los parámetros más relevantes del análisis exergético, como es la Entropía generada, Exergía suministrada, Exergía destruida, Radio de destrucción de exergía y Radio de agotamiento de exergía suministrada en cada uno de los dispositivos y el sistema en su totalidad. Adicionalmente, los resultados de la tasa de destrucción de Exergía en los dispositivos y el sistema en total, siendo uno de los parámetros más importantes en este análisis, se presentan de manera gráfica en la **Figura 62**. Los resultados muestran que la principal fuente de destrucción de Exergía es el Campo de Colectores solares Cilindro Parabólico, donde es destruida a una tasa de 83.851 kW equivalente al 71,16% de la tasa de destrucción total en el sistema y esto se debe a las pérdidas térmicas producidas por la diferencia entre la temperatura del tubo receptor y el ambiente, 343 °C y 30 °C respectivamente. La segunda mayor tasa destrucción ocurre en el Intercambiador de Calor principal (HE), donde se destruye a una tasa de 25.623 kW siendo el 21,74% de la tasa de destrucción total en el sistema y esto se debe a la gran diferencia de temperatura en la entrada del S-CO₂ y del Therminol® VP-1, 44,8 °C y 393 °C respectivamente, adicionalmente, la presencia de pérdidas de presión en la línea de S-CO₂ (100.000 kPa) contribuye a dicha destrucción de exergía.

Tabla 22.

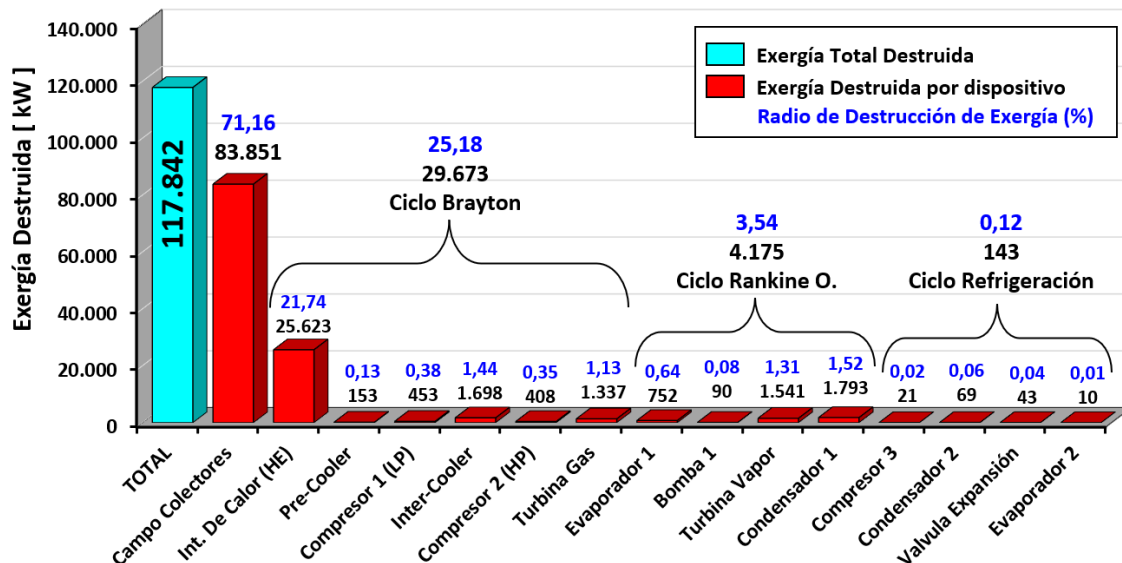
Parámetros de exergía detallados para los dispositivos del sistema

Dispositivo	\dot{S}_{gen} [kW/K]	\dot{X}_{Sum} [kW]	\dot{X}_{Dest} [kW]	γ_{Dest}^* [%]	γ_{Dest} [%]
Campo de colectores	276,5986	184.799	83.851	71,16	45,37
Intercambiador de calor (HE)	84,5213	67.800	25.623	21,74	13,87
Pre – Cooler	0,5055	400	153	0,13	0,08
Compresor 1 (LP)	1,4958	4.659	453	0,38	0,25
Inter – Cooler	5,6026	2.232	1.698	1,44	0,92
Compresor 2 (HP)	1,3453	3.884	408	0,35	0,22
Turbina Gas	4,4103	31.392	1.337	1,13	0,72
Evaporador 1	2,4792	15.835	752	0,64	0,41
Bomba 1	0,2953	619	90	0,08	0,05
Turbina Vapor	5,0835	12.953	1.541	1,31	0,83
Condensador 1	5,9155	2.660	1.793	1,52	0,97
Compresor 3	0,0686	228	21	0,02	0,01
Condensador 2	0,2264	69	69	0,06	0,04
Válvula Expansión	0,1434	43	43	0,04	0,02
Evaporador 2	0,0342	95	10	0,01	0,01
TOTAL			117.842	100,00	63,77

Nota. Se presentan los resultados de los parámetros Exergéticos para cada uno de los dispositivos del sistema y el sistema Global (TOTAL).

Figura 61.

Tasa de destrucción de Exergía en los dispositivos y Sistema

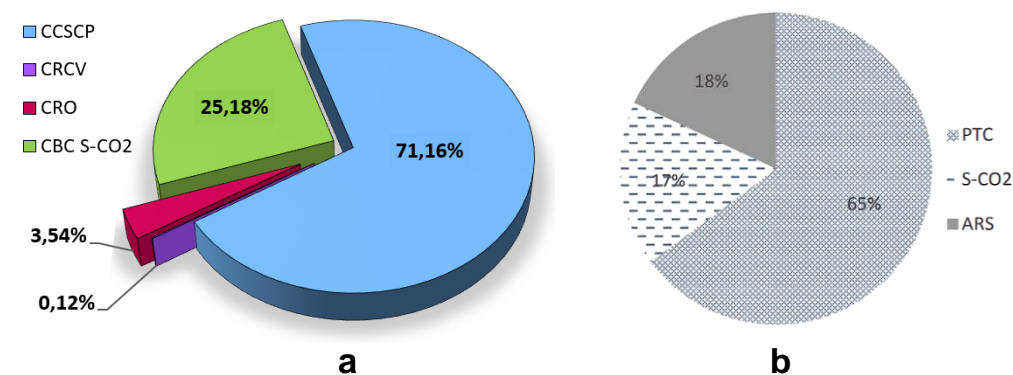


Nota. En el gráfico se muestra la tasa de destrucción de Exergía en el sistema y en cada uno de los dispositivos que lo conforman.

Ahora bien, si se compara la Exergía destruida en las turbinas, en la turbina de vapor se destruye mayor cantidad y esto se debe a su baja eficiencia Isentrópica del 85%, mientras que la turbina de Gas tiene una eficiencia del 93%. Analizando sistema Global, en el *CCSCP* ocurre el 71,16% de la tasa total de destrucción de Exergía del sistema, mientras que el 28,84% restante ocurre en los ciclos de potencia, lo cual es coherente con los resultados obtenidos por A.A. AlZahrani y I. Dincer, donde reportaron que la mayor parte de la Exergía es destruida en el campo solar de colectores cilindro parabólico, que representa el 65% de la Exergía total destruida en el sistema, el 35% restante es destruida en los ciclos de potencia [89], como se muestra en la **Figura 62**.

Figura 62.

Comparación de los resultados de Radio de Destrucción de Exergía



Nota. En el Gráfico se muestra la comparación entre los resultados obtenidos para el Radio de destrucción de Exergía en los subsistemas **(a)** Presente Trabajo **(b)** Trabajo de A.A. AlZahrani y I. Dincer. Tomado de A.A. AlZahrani y I. Dincer, "Energy and exergy analyses of a parabolic trough solar power plant using carbon dioxide power cycle", Energy Conversion and Management, vol. 158, pp.476-488, Feb.15, 2018, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.12.071>.

Finalmente, en la **Tabla 23** se presentan los resultados obtenidos para el desempeño Global del sistema y de los subsistemas según la SLT, en el cual se observa el sistema global tiene un porcentaje de aprovechamiento de Exergía (o energía disponible) del 17,40% bajo las condiciones operacionales definidas en la **Sección 4.2.2**. Comparando los resultados obtenidos para el *CCSCP* en el presente trabajo, este tiene un desempeño Energético y Exergético de 67,58% y 36,92% respectivamente, resultados que concuerdan con los obtenidos por A.A. AlZahrani y I. Dincer, donde reportaron que el Campo de Colectores Cilindro Parabólico tiene un desempeño Energético y Exergético de 66,35% y 38,51% respectivamente [89].

Tabla 23.*Desempeño global del sistema y de los subsistemas según la SLT*

Subsistema	\dot{X}_{Sum} [kW]	\dot{X}_{Recup} [kW]	η_{ex} [%]
Campo de colectores	184.799	68.225	36,92
Ciclo combinado	67.800	32.078	47,31
Planta principal	184.799	32.078	17,36
Ciclo de refrigeración	228	85	37,22
SISTEMA GLOBAL	184.799	32.163	17,40

Nota. Se presentan los resultados obtenidos para el desempeño exergético del sistema y de cada uno de los subsistemas que lo conforman, por medio de la segunda Ley de la Termodinámica.

5.3. Influencia de la Variación de parámetros sobre el desempeño del sistema

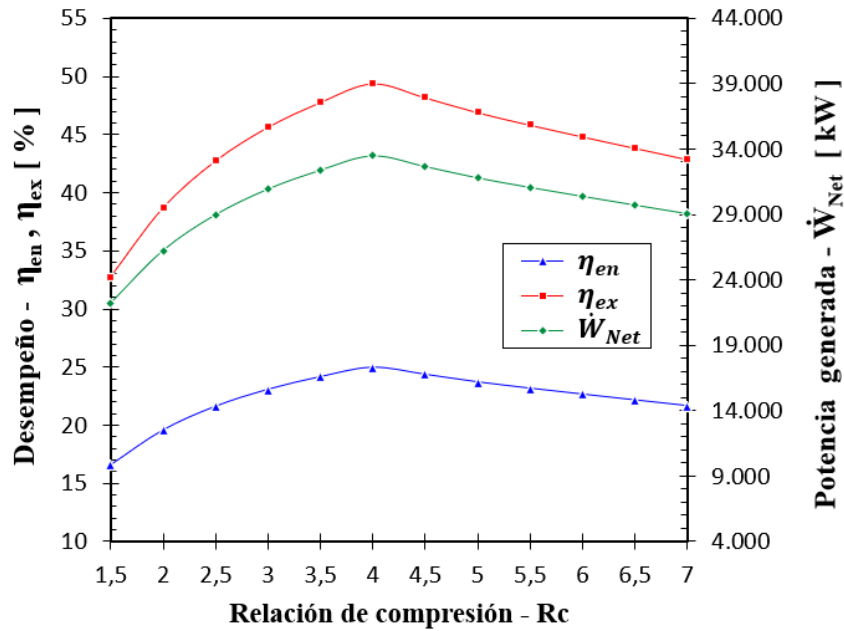
5.3.1. Influencia de la Relación de compresión sobre el Desempeño del sistema

Los efectos de la Relación de compresión sobre el Desempeño Energético, exergético y potencia generada en el ciclo combinado (CBC – CRO) se presentan en la **Figura 63**, en la cual se observa que el Desempeño Energético y Exergético aumenta significativamente con incrementos que van desde 18,1% hasta 3,4%, a bajas relaciones de compresión entre $Rc = 2$ y $Rc = 4$, donde alcanza el punto máximo, en el cual logra un Desempeño Energético y Exergético 24,94% y 49,40% respectivamente, con una Potencia Neta generada de 33.492 kW.

La influencia de la Relación de Compresión sobre el desempeño de la Planta Principal se presenta en la **Figura 64**, donde se observa que el Desempeño Energético y Exergético alcanza el punto máximo a una Relación de compresión $Rc = 4$, en el cual logra un Desempeño Energético y Exergético 16,85% y 18,12% respectivamente, con una Potencia Neta generada de 33.492 kW.

Figura 63.

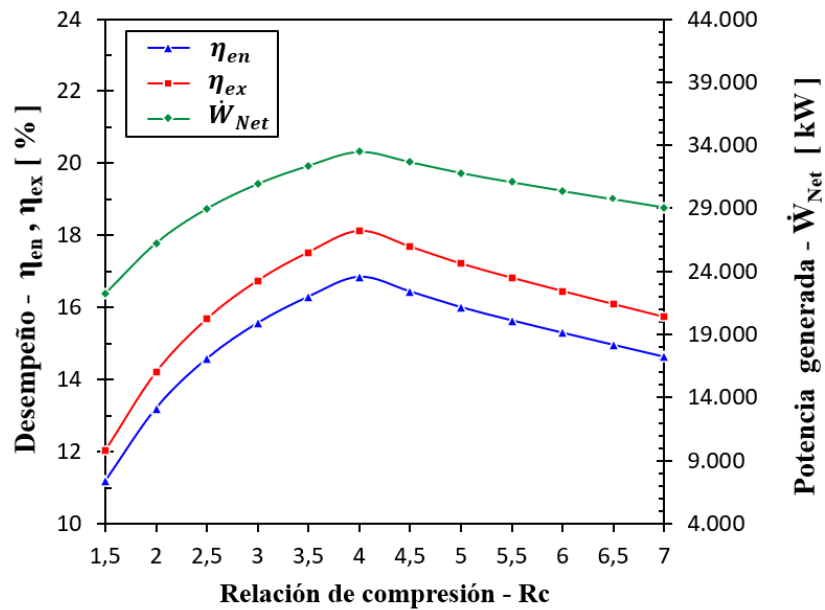
Influencia de la Relación de compresión sobre el Ciclo Combinado



Nota. En el gráfico se muestra la influencia de la variación de la Relación de compresión sobre el Desempeño Energético, Exergético y Potencia neta generada en el Ciclo Combinado.

Figura 64.

Influencia de la Relación de compresión sobre la Planta principal

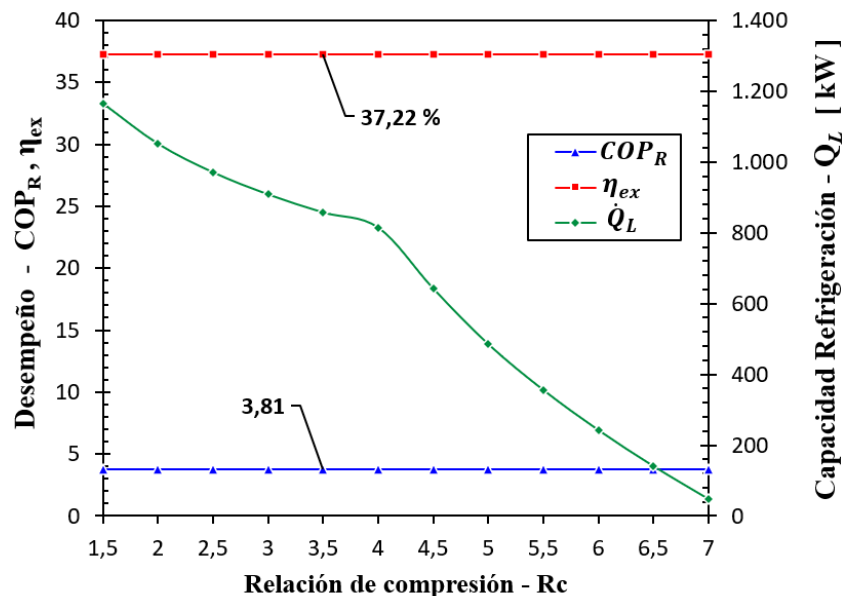


Nota. En el gráfico se muestra la influencia de la variación de la Relación de compresión sobre el Desempeño Energético, Exergético y Potencia neta generada, en el Planta Principal.

La influencia de la Relación de Compresión sobre el desempeño del ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor se presenta en la **Figura 65**, donde se observa que, a diferencia de los otros subsistemas, en este no se ve afectado el desempeño Energético ni Exergético del ciclo, sin embargo, la capacidad de refrigeración disminuye drásticamente con el aumento en la relación de compresión. En el gráfico se observa que a bajas relaciones de compresión entre $Rc = 2$ y $Rc = 4$, la capacidad de Refrigeración desciende con menor intensidad, con decrementos que van desde -9,8 hasta -5,0%, por el contrario, a altas relaciones de compresión, ésta desciende con una mayor intensidad con decrementos que van desde -21,2 hasta -66,2%

Figura 65.

Influencia de la Relación de compresión en el Ciclo de Refrigeración



Nota. En el gráfico se muestra la influencia de la variación de la Relación de compresión sobre el Desempeño Energético, Exergético y Capacidad de Refrigeración del Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor.

La tendencia en el desempeño del Ciclo combinado, de la Planta principal y disminución en el Capacidad de refrigeración debido a la variación en la relación de compresión, se debe a la temperatura de entrada y salida de la corriente de S-CO₂ en el Evaporador 1 y se explica de la siguiente manera: a medida que aumenta la Relación de compresión aumenta de igual manera la Relación de expansión en la Turbina de Gas ocasionando que el salto entálpico sea mayor y por ende la temperatura a la salida de la turbina sea

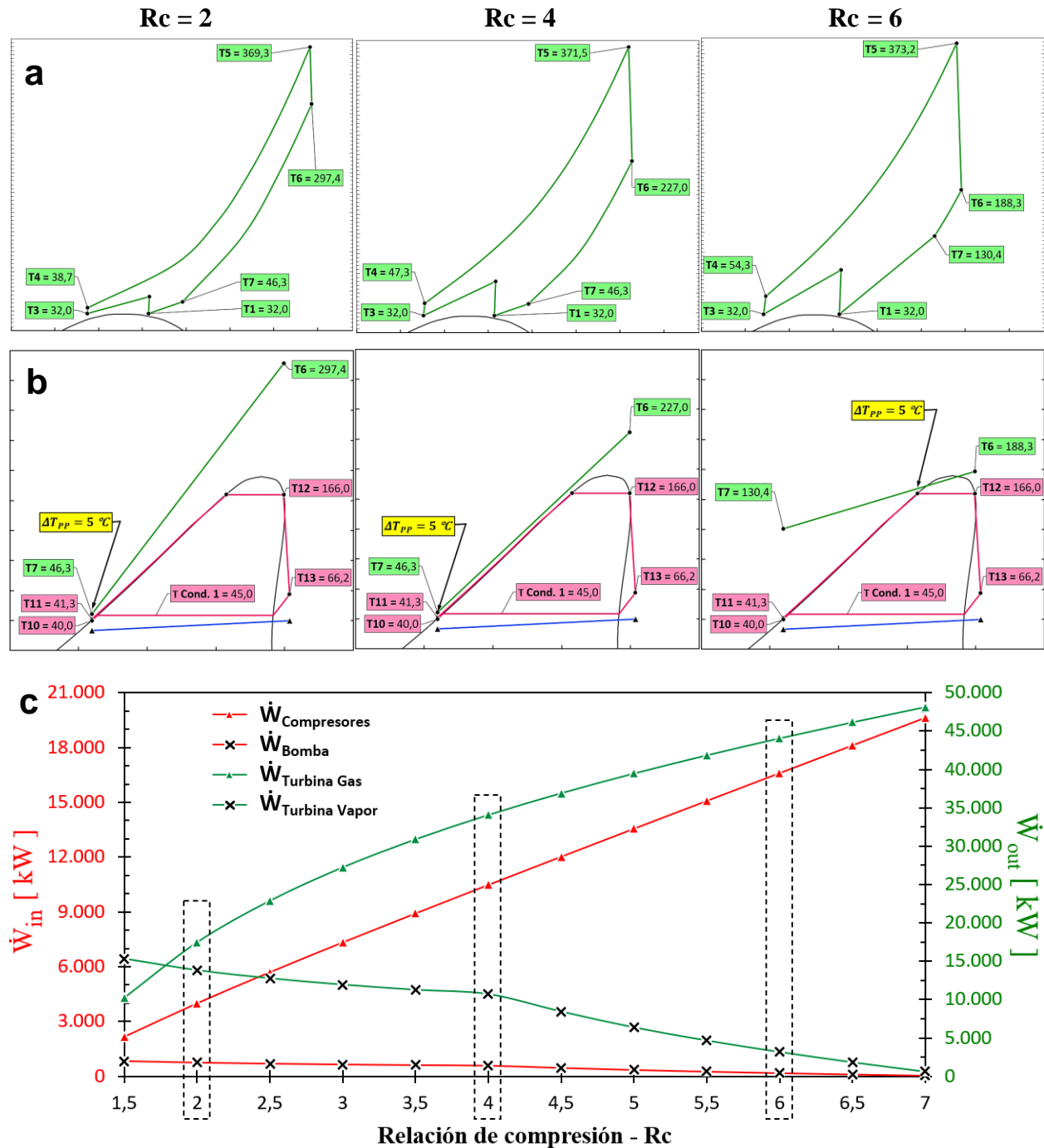
menor T_6 cómo se observa en la **Figura 66.a**, siguiendo los gráficos de la **Figura 66.b**, para relaciones de compresión entre $Rc = 2$ y $Rc = 4$, la diferencia mínima de Temperatura Pinch Point $\Delta T_{PP} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ se da entre las temperaturas T_7 y T_{11} , por lo tanto, el CRO podrá aprovechar mayor cantidad de calor residual. Por el contrario, a altas relaciones de compresión $Rc > 4$, el Pinch Point se da justo en el punto de líquido saturado de la corriente de R123 a la temperatura T_{12} , haciendo que a medida que disminuye la temperatura a la salida de la turbina T_6 , la temperatura de la corriente de S-CO₂ a la salida del Evaporador 1 T_7 sea mayor, como resultado, menor cantidad de calor residual es aprovechado por el CRO y restante será desechado en el Pre-Cooler.

Adicionalmente como se observa en la **Figura 66.c** a medida que aumenta la Relación de compresión, disminuye la Potencia generada por la turbina de Vapor y por lo tanto también disminuye la potencia suministrada al compresor 3 reduciendo la capacidad de refrigeración. Para relaciones de compresión entre $Rc = 2$ y $Rc = 4$, a pesar de que la potencia generada por la turbina de vapor descende, la potencia generada por la turbina de Gas aumenta significativamente y en mayor proporción que el incremento en la potencia consumida por los compresores 1 y 2, por tal razón el ciclo Combinado alcanza su máximo desempeño a una $Rc = 4$. Por el contrario, para $Rc > 4$, la potencia generada por la turbina de Vapor sigue descendiendo y la generada por la turbina de Gas sigue aumentando, pero en menor proporción al aumento de la potencia consumida por los compresores, causando una disminución en el desempeño del ciclo.

La influencia de la Relación de Compresión sobre el Desempeño Exergético global del sistema se presenta en la **Figura 67**, donde se observa que la Exergía total destruida en el sistema disminuye con decrementos de -3,1% a -0,9% y el Desempeño Exergético global aumenta significativamente con incrementos de 17,9% hasta 3,37% a bajas relaciones de compresión entre $Rc = 2$ y $Rc = 4$ donde alcanza el punto máximo, en el cual logra un Desempeño Exergético de 18,17% y una tasa mínima de Destrucción de Exergía en el sistema de 116.456 kW.

Figura 66.

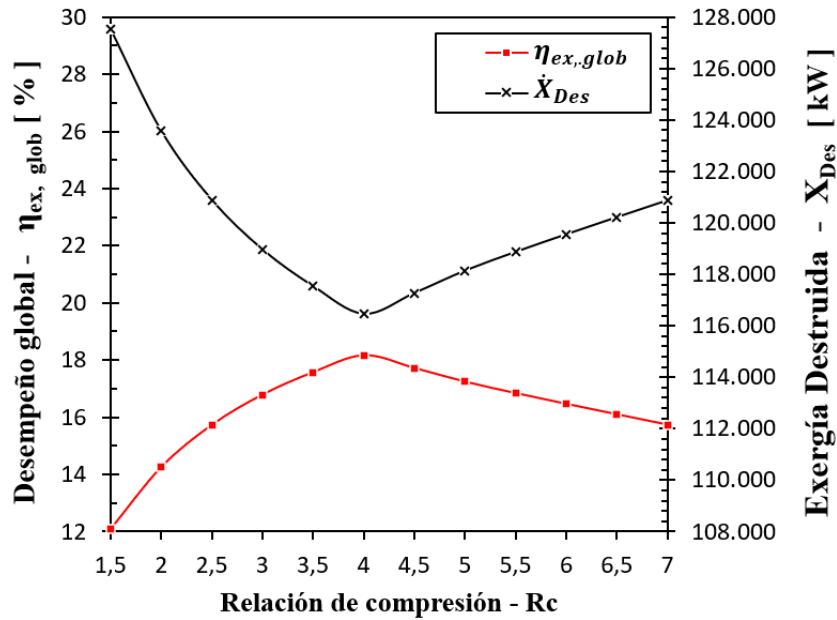
Influencia de la Relación de compresión en el Evaporador 1



Nota. En el gráfico se muestra la influencia de la variación de la Relación de compresión sobre: (a) temperatura a la salida de la turbina de Gas. (b) Temperatura de entrada y salida de la corriente de S-CO₂ en el Evaporador 1 (T_6 y T_7) por la diferencia mínima de temperatura Pinch Point $\Delta T_{PP} = 5$ °C. (c) Potencia consumida y producida en la Turbina de Gas y Vapor, Compresores 1 y 2 y Bomba 1.

Figura 67.

Influencia de la relación de compresión sobre el Desempeño Global



Nota. En el gráfico se muestra la influencia de la variación de la Relación de compresión sobre el Desempeño Energético, Exergético y Capacidad de Refrigeración del Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor.

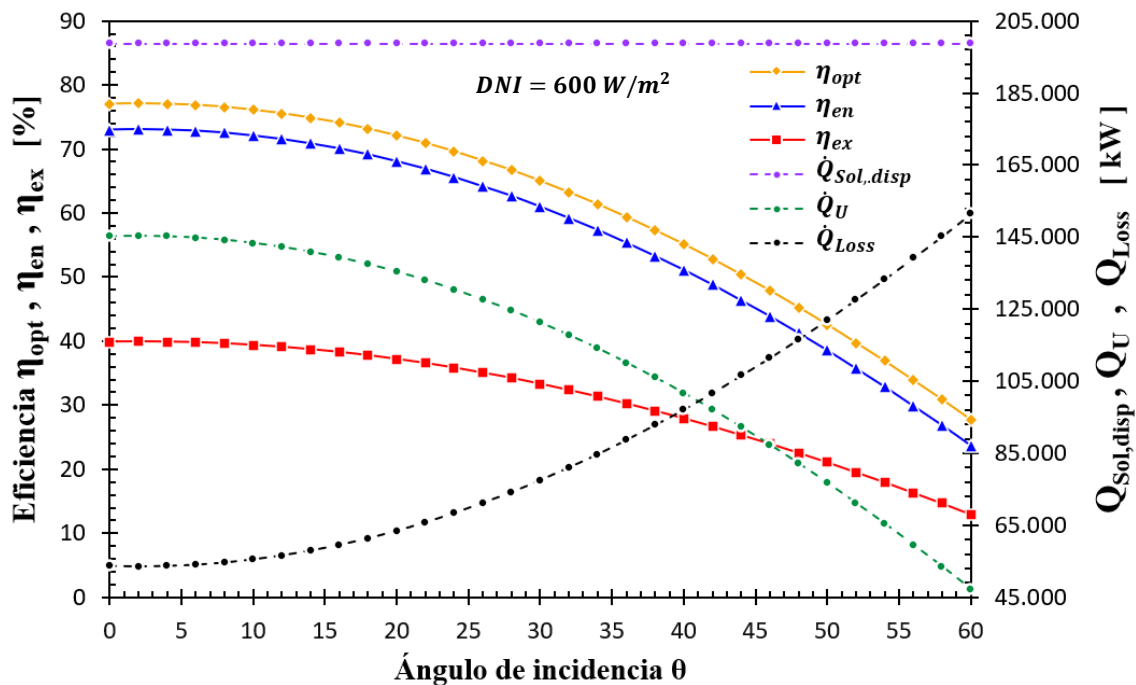
5.3.2. Influencia del Ángulo de incidencia y DNI sobre el desempeño del sistema

En la **Sección 5.1.3** y en secciones previas se había mencionado que el ángulo de incidencia es un parámetro crucial en sobre el desempeño óptico y global de los Colectores Cilindro Parabólico, sin embargo, en la **Figura 68** se presentan los efectos de la variación del ángulo de Incidencia sobre el desempeño del Campo de Colectores Cilindro Parabólico, simulado ante una $DNI = 600 W/m^2$, en la cual se observa que a medida que el ángulo de incidencia aumenta, las pérdidas energéticas \dot{Q}_{Loss} también lo harán, ocasionando que la la Eficiencia Óptica, Energética y Exergética del CCSCP y la Potencia térmica útil \dot{Q}_U desciendan. En el gráfico se observa como a un $\theta = 0^\circ$ el CCSCP logra su máximo desempeño, con una eficiencia Óptica, Energética y Exergética de 77,00% , 73,02% y 39,88% respectivamente y una Potencia térmica útil de 145.096 kW a partir de la energía solar disponible 198.720 kW .

Nótese que para ángulos de incidencia entre $\theta = 0^\circ$ y $\theta = 41^\circ$, la potencia térmica útil generada es mayor que las pérdidas energéticas, con eficiencia Ópticas, Energéticas y Exergéticas con valores de 77,00% a 53,97% , de 73,02% a 50,00% y de 39,88% a 27,31% respectivamente. Por el contrario, para ángulos de incidencia mayores $\theta > 41^\circ$, las pérdidas energéticas se hacen mayores a la Potencia térmica útil, obteniendo eficiencias por debajo de los rangos anteriormente mencionados.

Figura 68.

Influencia del Ángulo de incidencia sobre el CCSCP



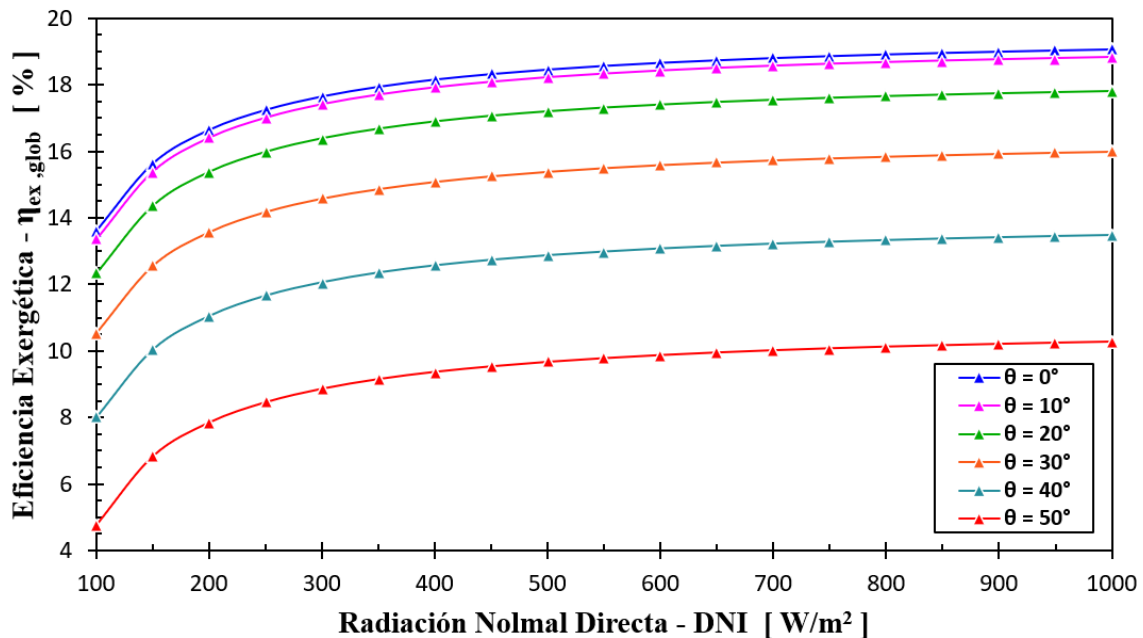
Nota. En el gráfico se muestra la influencia de la variación de Ángulo de incidencia sobre el Desempeño Óptico, Energético y Exergético del CCSCP, Potencia térmica útil Q_U y las Pérdidas energéticas Q_{Loss} .

En la **Figura 69** se presentan los efectos de la variación de la Radiación Normal Directa DNI y en Ángulo de incidencia sobre el Desempeño Exergético global del sistema, en el gráfico se observa cómo a medida que la *DNI* aumenta, el Desempeño Exergético Global también lo hace, sin embargo, para valores entre $DNI = 100 W/m^2$ y $DNI = 400 W/m^2$ este aumenta significativamente con incrementos que van desde 41,1% hasta 2,4%; Para valores de *DNI* mayores, el desempeño sigue incrementándose pero en menor proporción. Por otro lado, el Ángulo de incidencia influye en gran medida sobre el

Desempeño global del sistema, como se observa en el gráfico, para el caso de $DNI = 600 \text{ W/m}^2$ el aumento del ángulo de incidencia de $\theta = 0^\circ$ a $\theta = 50^\circ$, causa una caída en el Desempeño Exergético Global de 18,67% a 9,86%. De ahí la importancia de siempre procurar que el Ángulo de incidencia sea igual o esté cerca a los 0° , ya que es el parámetro que mayor influencia tiene sobre el Desempeño Exergético Global del sistema.

Figura 69.

Influencia del Ángulo de incidencia y DNI sobre el Desempeño Global



Nota. En el gráfico se muestra la influencia de la variación de Ángulo de incidencia y la Radiación Normal Directa DNI sobre el Desempeño Exergético global del sistema.

5.4. Dimensionamiento del Campo de Colectores Solares Cilindro Parabólico

En la **Sección 2** se realizó un estado del arte sobre el panorama nacional e internacional de las plantas termoeléctrica y Termosolares CSP, en el cual se pudo concluir que las plantas Termosolares CSP comúnmente tienen una Capacidad Neta de generación de 100MWe , ya que el 84,2% de las Termosolares del mundo tienen una capacidad igual o menor. Por otra parte, observando el panorama nacional de las Plantas termoeléctricas convencionales, a pesar de que el 26,3% de estas tiene una capacidad de generación

en el rango de 200 a 300 MW_e , hay un 21,1% de estas que cuenta con una capacidad menor a 100 MW_e , siendo una cantidad significativa dentro de las Termoeléctricas nacionales. Por lo anterior se decide que la planta de generación debe tener una capacidad Neta de generación de energía eléctrica de 100 MW_e .

Como se mostró en los Resultados del Análisis Energético del sistema de multigeneración, el ciclo de potencia bajo los parámetros operacionales definidos en la **Tabla 10**, tiene la capacidad de generar 32.078 kW_e de energía eléctrica, con un Campo de Colectores Solares Cilindro Parabólico compuesto por 100 Bucles, por lo tanto, para lograr la Capacidad Neta de generación Definida para la planta de generación (100 MW_e), **se decide que esta cuente con 3 unidades de generación de ciclo Brayton.**

En ese orden de ideas, la planta de generación tendrá un CCSCP con un total de 300 bucles, con una capacidad de generación total de 96.234 kW_e , bajo una Radiación Normal directa de $DNI= 600 W/m^2$ y un ángulo de incidencia $\theta = 20^\circ$, lo que quiere decir que la capacidad podrá variar según el Recurso solar disponible DNI y el ángulo de incidencia, pero no podrá exceder los 100 MW_e definidos.

5.5. Energía eléctrica y capacidad de refrigeración promedio mensual generada

En la **Sección 5.1.4** se presentaron los resultados obtenidos para la Potencia térmica útil promedio mensual que un (1) bucle logra ganar durante las horas del día a partir del recurso solar disponible y la optimización del ángulo de incidencia, los resultados se exponen de manera gráfica en la **Figura 46** a la **Figura 57**, en las cuales se observa que a las 7 de la mañana y a las 5 de la tarde (17) el bucle no logra ganar Potencia térmica útil mostrando eficiencias del 0,0%, por lo tanto **se decide que la Planta opera únicamente entre las 8 de la mañana y las 4 de la tarde sin almacenamiento térmico.**

Teniendo en cuenta lo anterior y el dimensionamiento del Campo de Colectores Cilindro Parabólico de la planta de generación (300 bucles), en la **Tabla 24** se presenta los valores de Energía Eléctrica generada promedio: por hora del día, Diario, Mensual y Anual. Nótese que para algunos meses del año entre las 11 y 13 horas del día la planta logra la

capacidad Neta de generación definida, adicionalmente los resultados revelan que la planta podría producir un promedio de 230,22 *GWh* de energía eléctrica al año, con un factor de planta anual de 26,65%, lo cual concuerda con el factor de planta anual típico de las plantas termosolares que utilizan Colectores Cilindro Parabólico, que como se había mencionado en la **Tabla 2**, tiene valores entre el 25% a 28% sin sistema de almacenamiento térmico [32].

Finalmente, en la **Tabla 25** se presentan los valores de la Capacidad de refrigeración promedio mensual durante las horas del día que puede generar el ciclo de refrigeración.

Tabla 24.

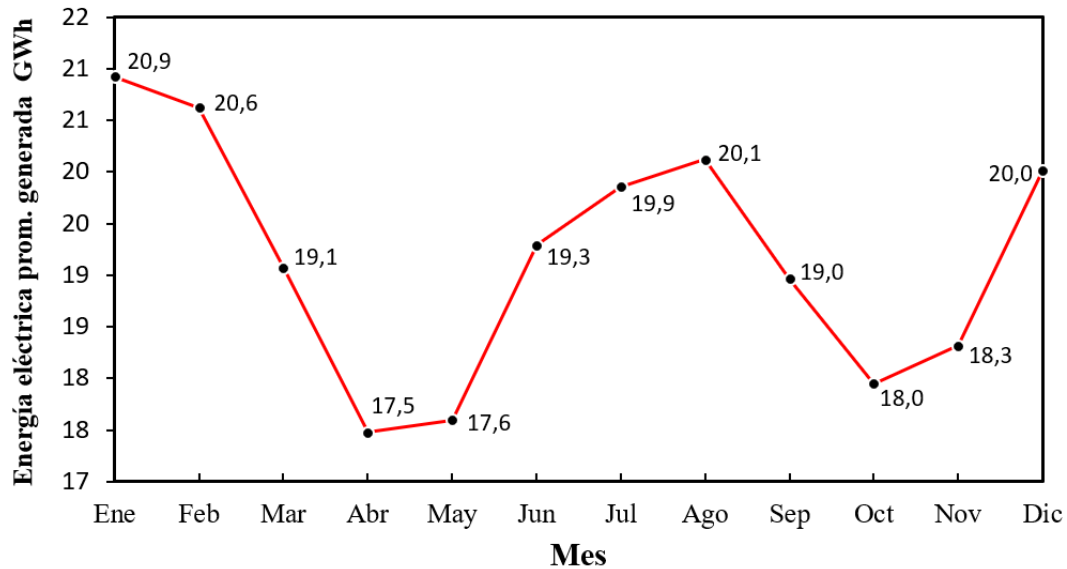
Energía eléctrica generada. promedio Diario, Mensual y Anual

MES	ENERGÍA ELÉCTRICA PROMEDIO GENERADA											
	Por hora del día [<i>MWh</i>]										Diario [<i>MWh</i>]	Mensual [<i>GWh</i>]
	8	9	10	11	12	13	14	15	16			
Ene	28,5	62,5	90,9	100,0	100,0	100,0	100,0	74,5	41,1	697,42	20,92	
Feb	25,7	60,8	91,4	100,0	100,0	100,0	100,0	72,3	37,3	687,55	20,63	
Mar	18,1	50,0	82,2	100,0	100,0	100,0	94,5	63,0	27,9	635,81	19,07	
Abr	16,3	44,6	72,2	93,0	100,0	98,4	81,1	53,6	23,4	582,57	17,48	
May	20,9	47,0	72,8	92,9	100,0	95,7	78,4	52,9	25,9	586,64	17,60	
Jun	28,1	56,0	80,0	98,7	100,0	100,0	85,2	61,0	34,1	642,99	19,29	
Jul	28,5	57,8	85,5	100,0	100,0	100,0	89,8	64,8	35,4	661,96	19,86	
Ago	26,2	59,3	90,1	100,0	100,0	100,0	96,3	66,2	32,6	670,73	20,12	
Sep	19,8	52,8	86,2	100,0	100,0	100,0	90,9	58,3	24,1	632,15	18,96	
Oct	19,3	48,6	78,0	99,8	100,0	100,0	79,3	51,1	22,2	598,36	17,95	
Nov	24,1	51,5	75,5	95,9	100,0	98,4	81,1	55,6	28,6	610,64	18,32	
Dic	29,6	58,8	86,2	100,0	100,0	100,0	89,6	66,4	36,6	667,17	20,02	
Anual [<i>GWh</i>]											230,22	
Factor de planta anual ^a [%]											26,65	

Nota. En la tabla se presentan los valores de energía eléctrica generada promedio: por hora del día, Diario, Mensual y Anual. ^a Cociente entre la energía eléctrica generada durante el año (230,22*GWh*) y la energía generada si la planta hubiese operado a plena carga durante el año (100*MW* · 24*h* · 360*dias* = 864*GWh*)

Figura 70.

Energía Eléctrica promedio mensual generada



Nota. Se muestra de manera gráfica los resultados de la Energía eléctrica promedio mensual generada.

Tabla 25.

Capacidad de refrigeración promedio mensual durante el día

MES	CAPACIDAD DE REFRIGERACIÓN PROMEDIO POR HORA [kW]								
	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Ene	284	622	905	1.122	1.207	1.169	998	742	410
Feb	256	606	910	1.148	1.256	1.202	1.018	720	372
Mar	180	499	819	1.062	1.146	1.130	942	628	278
Abr	163	444	719	927	1.017	980	808	534	233
May	209	468	725	926	1.013	954	781	527	258
Jun	280	558	797	983	1.085	1.012	849	607	339
Jul	284	576	852	1.041	1.137	1.059	895	646	353
Ago	261	590	898	1.106	1.189	1.135	960	660	324
Sep	197	526	859	1.117	1.182	1.133	906	581	240
Oct	193	484	777	994	1.073	1.012	790	509	221
Nov	240	513	752	955	1.039	980	808	553	284
Dic	295	586	858	1.048	1.116	1.054	893	662	365

Nota. En la tabla se presentan los valores de la Capacidad de refrigeración promedio mensual durante las horas del día

6. ENERGÍA SOLAR CONCENTRADA Y SU IMPACTO AL MEDIO AMBIENTE

A pesar de que la energía solar concentrada hace parte de las energías renovables, que actualmente son las alternativas más viables para la producción de energía reduciendo las emisiones de GEI, no se les puede considerar como una energía totalmente limpia [90], puesto que, de todas maneras, tiene cierto impacto negativo sobre el medio ambiente, que, aunque puede ser menor magnitud y gravedad que el provocado por los sistemas convencionales de producción de energía, no deja de ser relevante y deben ponerse en consideración [91]; Los principales impactos o riesgos ambientales pueden producirse a causa de la implementación de este tipo de tecnología son:

El uso del suelo. Como se observa en la **Figura 71** se requiere de grandes superficies de tierra para la instalación de un campo de colectores solares, en primera instancia, para evitar que se produzca sombra entre ellos y como segunda medida, que sea lo suficientemente grande para lograr la potencia útil requerida por el Bloque de potencia. La instalación de una planta Termosolar tiene un impacto perjudicial durante la fase de construcción, debido a la erosión del suelo, sin embargo, estudios como el de Z. Wu, A. Hou, C. Chang, X. Huang, D. Shi y Z. Wang han demostrado que es un impacto temporal, puesto que, en la fase operativa los colectores solares actúan como rompevientos, que reducen la velocidad del viento por debajo de la velocidad requerida para el movimiento de arena protegiendo al suelo de la erosión, causando un impacto benéfico [92].

Cambios en el Ecosistema. La construcción de plantas termosolares trae consigo un cambio en los ecosistemas, puesto que, durante la fase de construcción debido a la presencia de maquinaria y vehículos de transporte se destruye parte de la vegetación y el suelo, lo cual también ahuyenta la fauna que habita la región, sin embargo, el impacto es temporal y es cuestión de tiempo mientras la fauna y flora desplazada, regresa y logra adaptarse al nuevo ambiente [92].

Consumo de agua. Se consumen grandes volúmenes de agua primero para la refrigeración de los dispositivos y en segunda instancia para la limpieza de los reflectores, puesto que el rendimiento de las plantas termosolares depende directamente de la reflectividad de estos, por lo tanto, es imprescindible permanezcan limpios y libres

de polvo [93]; Actualmente se ha desarrollado soluciones que permitan disminuir el consumo de agua como lo es la limpieza ultrasónica [94].

Fugas de fluidos de trabajo. Como se mencionó a lo largo del trabajo el Fluido caloportador es un elemento fundamental en cualquier sistema CSP, comúnmente son utilizados aceites Térmicos como el Therminol® VP-1 o sales fundidas que contienen elementos contaminantes, por lo tanto, es fundamental tener un manejo especial de las sustancias y monitorear constantemente la integridad de los elementos y equipos de la planta, puesto que existe un alto riesgo de fugas que causarían la contaminación del suelo y fuentes hídricas por el derrame y vertimiento de dichas sustancias.

Figura 71.

Ouarzazate Solar Power Station, Marruecos



Nota. Se muestra la extensión de tierra ocupada por la planta termosolar en operación más grande del mundo Ouarzazate Solar Power Station ubicada en Marruecos, con un área superficial ocupada de aproximadamente 3.000 hectáreas. *Tomado de.* F. Simon, (Oct. 18, 2019)"Morocco energy boss: We need to build electricity bridges between Europe and Africa", Euractiv. [En línea]. Disponible: <https://tinyurl.com/yphbu39m>

El área superficial de suelo que podría ocupar la planta de generación dimensionada en el presente trabajo, puede ser estimada a partir del Tamaño del Campo de Colectores Cilindro Parabólico y Área de suelo requerida por cada bucle **Tabla 4**, en ese orden de ideas, se estima que la planta ocuparía un total de **370 hectáreas superficiales**.

Tabla 26.*Área de suelo total ocupada por la planta*

Tamaño del CCSCP [<i>Bucles</i>]	Área de suelo requerida por bucle [<i>m²/Bucle</i>]	Área de suelo Total ocupada [<i>Hectareas</i>]
300	12.289	370

Nota. En la tabla se presenta la estimación del área de suelo total que podría ocupar la planta dimensionada en el presente proyecto.

El ahorro de emisiones de *GEI* en comparación con las emisiones generadas por las plantas termoeléctricas convencionales que operan con combustibles fósiles, puede estimarse por medio de la **tasa de emisión promedio** de *GEI* de las termoeléctricas, la cual se define como: *la cantidad de gas emitido por unidad de energía eléctrica producida*. En la **Tabla 27** se presentan la tasa de emisión promedio de los principales *GEI* de las plantas termoeléctricas que operan con Carbón, Gas natural y destilados del petróleo, reportadas para el año 2019 por la Agencia de Protección Ambiental de los Estados Unidos (EPA por sus siglas en inglés) [95].

Tabla 27.*Tasa de emisión promedio de GEI de las plantas termoeléctricas - 2019*

Tipo de combustible	Tasa de emisión [<i>kg/MWh</i>]^a		
	Dióxido de carbono CO₂	Óxidos de Nitrógeno NO_x	Metano CH₄
Carbón	983,666	0,681	0,109
Petróleo (destilados)	714,156	2,260	0,046
Gas Natural	404,306	0,182	0,008

Nota. En la tabla se relaciona la tasa de emisión promedio de los principales Gases de Efecto Invernadero de las plantas termoeléctricas que operan con Carbón, Gas natural y destilados del petróleo, año 2019.

^aTasa de emisión: cantidad de gas emitido (kg) por unidad de energía eléctrica producida (MWh). *Tomado de.* United States Environmental Protection Agency, (EPA), "Emissions & Generation Resource Integrated Database (eGRID), 2019", *EPA's eGRID*, 2021. [En línea]. Disponible: <https://www.epa.gov/eGRID>.

Teniendo en cuenta que la planta de generación podría producir un promedio de **230,22 GWh** de energía eléctrica al año, en la **Tabla 28** se presenta la cantidad de emisiones de los principales GEI, que podrían ser ahorradas anualmente según el combustible utilizado en las plantas Termoeléctricas convencionales, en la cual se observa un ahorro significativo especialmente en las emisiones de Dióxido de Carbono, principal gas responsable del Calentamiento global.

Tabla 28.

Ahorro de emisiones anuales de GEI por tipo de combustible

Tipo de combustible	Ahorro de emisiones anuales [Toneladas]		
	Dióxido de carbono CO ₂	Óxidos de Nitrógeno NO _x	Metano CH ₄
Carbón	226.460	157	25
Petróleo (destilados)	164.413	520	11
Gas Natural	93.079	42	2

Nota. En la tabla se presenta la cantidad de Emisiones de los principales Gases de Efecto Invernadero ahorradas anualmente, según el tipo de Combustible utilizado en las Termoeléctricas convencionales

6.1. Marco Normativo Ambiental en Colombia

Proyectos de este tipo, en los cuales se utiliza Energías renovables como fuente primaria de energía, están cobijados por la **Ley 1715 de 2014** que tiene por objetivo:

«Promover el desarrollo y la utilización de las Fuentes No Convencionales de Energía, principalmente aquellas de carácter renovable, en el sistema energético nacional, mediante su integración al mercado eléctrico, su participación en las Zonas No Interconectadas y en otros usos energéticos como medio necesario para el desarrollo económico sostenible, la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero y la seguridad del abastecimiento energético.» [96]

Esta ley beneficia proyectos que involucren Fuentes No Convencionales de Energía como el del presente trabajo en caso de que se llegase a ejecutar, ya que otorga incentivos tributarios como los que se mencionan en la **Tabla 29**.

Tabla 29.

Incentivos tributarios de la Ley 1715 de 2014

INCENTIVO	MARCO NORMATIVO	DESCRIPCIÓN
Deducción especial en la determinación del impuesto sobre la renta.	Artículo 11 de la Ley 1715 de 2014 Artículo 2.2.3.8.2.1. y siguientes del Decreto 2143 de 2015 (incorporado al Decreto 1073 de 2015)	Podrá deducir en el impuesto de renta hasta un 50% del valor de las inversiones en los proyectos de fuentes no convencionales de energía.
Depreciación acelerada	Artículo 14 de la Ley 1715 de 2014 Artículo 2.2.3.8.5.1. del Decreto 2143 de 2015 (incorporado al Decreto 1073 de 2015).	Gasto deducible en el impuesto de renta, por una proporción del valor del activo que no supere el 20% anual
Exclusión de bienes y servicios de IVA	Artículo 12 de la Ley 1715 de 2014 Artículo 2.2.3.8.3.1. del Decreto 2143 de 2015 (incorporado al Decreto 1073 de 2015)	Por la compra de bienes, servicios, maquinaria, equipos nacionales o importados
Exención de gravámenes Arancelarios	Artículo 13 de la ley 1715 de 2014, Artículo 2.2.3.8.4.1. del Decreto 2143 de 2015	Exención del pago de los Derechos Arancelarios de Importación de maquinaria, equipos e insumos destinados a proyectos de Fuentes no convencionales de energía.

Nota. En la tabla se presentan los beneficios otorgados por Ley 1715 de 2014 a proyectos que utilicen Fuentes No Convencionales de Energía. *Tomado de.* UPME, "Guía práctica para la aplicación de los incentivos tributarios de la Ley 1715 de 2014", Unidad de Planeación Minero Energética, Colombia, [En línea]. Disponible: <https://tinyurl.com/fx9yrjaz>.

Por otra parte, como se había mencionado, la construcción de plantas termosolares CSP tiene un gran impacto sobre el ecosistema que es el hábitat de especies de fauna y flora que en últimas, terminan siendo los más afectados a pesar de que sea un proceso temporal, por lo tanto, proyectos de este tipo deberán estar sujetos normativas ambientales que ayuden a mitigar tal impacto sobre el medio ambiente.

Actualmente, el Ministerio de Ambiente y Desarrollo Sostenible, con apoyo de: el Programa Medio Ambiente Colombia (PROMAC), Wildlife Conservation Society (WCS), World Wildlife Fund (WWF), The Nature Conservancy (TNC), y Conservación Internacional (CI) y la Autoridad Nacional de Licencias Ambientales (ANLA) han venido

desarrollado estrategias que buscan resarcir a la biodiversidad como las “**Compensaciones Ambientales del Componente Biótico**” adoptada en el país por medio de la **Resolución 1517 de 2012** y su actualización en la **Resolución 256 de 2018**, la cual tiene por objetivo:

«Establecer los lineamientos técnicos y el procedimiento para la asignación de compensaciones del componente biótico (fauna, flora, cobertura vegetal y contexto paisajístico), derivadas de los impactos ocasionados por proyectos, obras o actividades en el marco de las licencias ambientales, las solicitudes de permisos o autorizaciones de aprovechamiento forestal único de bosque natural y la solicitud de sustracciones temporales y definitivas de reservas forestales nacionales o regionales por cambio de uso del suelo.» [97]

Esta estrategia parte del principio de la “No pérdida neta de la biodiversidad” en el cual se establece un punto de equilibrio entre las pérdidas de biodiversidad ocasionadas y la ganancia generada al implementar las medidas de compensación, con el fin de conservar la biodiversidad [97]. A continuación, se muestra la metodología para la implementación de dicha estrategia dentro del proceso de licenciamiento ambiental establecida en el “**Manual de compensaciones Ambientales del componente Biótico**” [97]:

Qué compensar. Se deberá compensar el área afectada por el desarrollo de proyectos con un área ecológicamente equivalente, es decir un área con propiedades y características (tamaño, tipo de ecosistema, paisaje, especies de fauna y flora) iguales o mejores al Área afectada.

Cuánto compensar. El área a compensar por pérdida de biodiversidad A_{comp} tendrá que tener un tamaño igual a: el área afectada en el ecosistema A_{afect} multiplicada por un Factor de compensación F_c . Este factor es un multiplicador en el cual se tiene en cuenta cuatro criterios: **(1)** Representatividad del ecosistema en el Sistema Nacional de Áreas Protegidas (SINAP). **(2)** Rareza **(3)** Remanencia **(4)** Tasa de transformación anual. Los valores de este factor se presentan en el Mapa de la **Figura 72**.

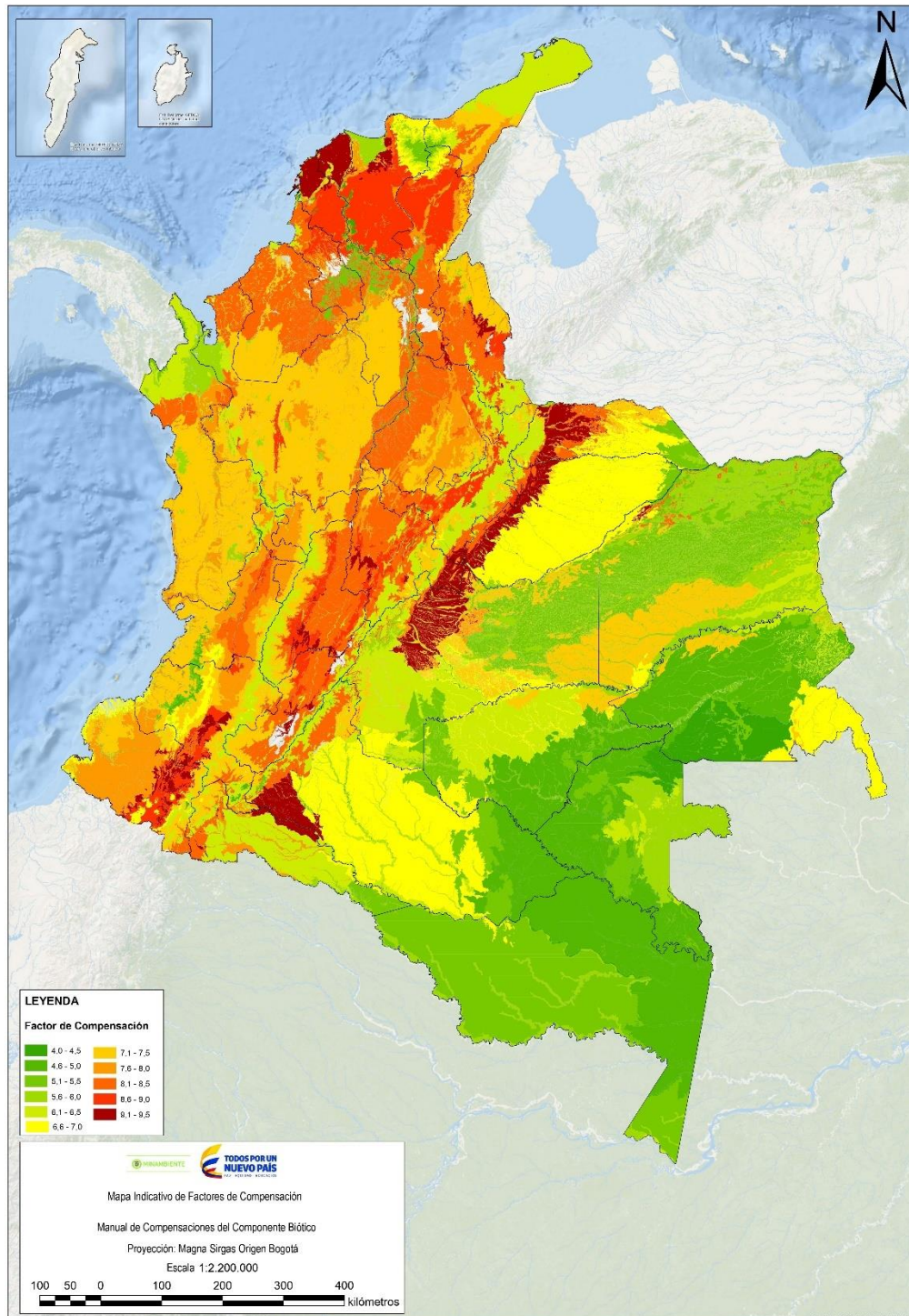
$$A_{comp} = A_{afect} \cdot F_c \quad (6.1)$$

Dónde compensar. Las compensaciones están dirigidas a preservar áreas ecológicamente equivalentes a las afectadas, por lo tanto, deberán ser áreas de importancia para la conservación, que preferiblemente estén identificadas en los portafolios regionales o nacionales de compensación.

Según la metodología mencionada, teniendo en cuenta que el área que podría verse afectada A_{afect} por la construcción de la planta de Generación es de 370 hectáreas superficiales **Tabla 26** y que como se observa en la **Figura 72**, para la ubicación de interés en el presente trabajo (Uribia, La Guajira) se asigna un Factor de compensación F_c entre 6,1 a 6,5, aplicando la **Ecuación (6.1)** se estima que el Área a compensar por pérdida de Biodiversidad A_{comp} será de **2.257 a 2.405 hectáreas**.

Figura 72.

Mapa indicativo de Factores de compensación



Nota. Se muestra el atlas de Colombia donde se indican los factores de compensación asignados para las diferentes zonas del país. *Tomado de.* Ministerio de Ambiente y Desarrollo Sostenible, "Manual de compensaciones ambientales del componente Biótico", Ministerio de Ambiente y Desarrollo Sostenible, Colombia, 2018. [En línea]. Disponible: <https://tinyurl.com/cp7z23k>.

7. CONCLUSIONES

A partir de una revisión bibliográfica se evaluaron las especificaciones técnicas, ventajas y desventajas inherentes a cada una de las tecnologías de concentración solar CSP disponibles en el mercado, de las cuales, el Colector Solar Cilindro Parabólico fue la alternativa seleccionada para el presente trabajo debido a su gran madurez comercial, rentabilidad y capacidad global instalada de 6.013 MW, que representa el 73% de la capacidad CSP global instalada 8.233 MW.

Con el modelo analítico simplificado adoptado en el presente trabajo para estimar las pérdidas térmicas en los Colectores Cilindro Parabólico, se obtuvieron resultados considerados admisibles con un error relativo entre el 0,7% y 17,6% respecto a resultados obtenidos de manera experimental, siendo un modelo que brinda muy buena aproximación.

Por medio del análisis energético y exergético se pudo determinar que el sistema tiene un porcentaje de aprovechamiento de la energía disponible (exergía) de 17,40%, siendo el Campo de colectores Solares Cilindro Parabólico y el intercambiador de calor principal los dispositivos donde ocurre la mayor destrucción de exergía que representan el 71,16% y 21,74% de la exergía total destruida y se agota el 45,37% y 13,87% de la exergía total suministrada al sistema, logrando su máximo desempeño exergético de 18,17% a una relación de compresión de 4.

La operación de una planta termosolar integrada por 3 unidades de generación de Ciclo Combinado Brayton S-CO₂ – Rankine Orgánico, podría producir anualmente un promedio de 230,22 GWh de electricidad con un factor de planta anual de 26,65% y generar un ahorro de aproximadamente 226.460 y 164.413 Toneladas de CO₂ anuales, en comparación a las emisiones generadas por las termoeléctrica de carbón y gas natural; Debido a la pérdida de biodiversidad por la instalación de la termosolar que afectaría un área aproximada de 370 hectáreas, se tendría que compensar entre 2.257 a 2.405 hectáreas de área ecológicamente equivalente.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] S. Cortés y A. Arango-Londoño, "Energías renovables en Colombia: una aproximación desde la economía", *Revista Ciencias Estratégicas*, vol. 25, no. 38, pp.375-390, Dic. 1, 2017, doi: rces.v25n38.a7. [Acceso Feb. 8, 2021].
- [2] XM S.A. ESP, "Capacidad Efectiva de Generación (SIN)", Sistema de Información Eléctrico Colombiano, Colombia, 2020. [En línea]. Disponible: <https://tinyurl.com/y5q5w4gw>.
- [3] J. Velásquez, "Contaminación de suelos y aguas por hidrocarburos en Colombia. Análisis de la fitorremediación como estrategia biotecnológica de recuperación", *Revista De Investigación Agraria Y Ambiental*, vol. 8, no. 1, pp.151-167, Jun. 5, 2017, doi: <https://doi.org/10.22490/21456453.1846>. [Acceso Ago. 30, 2020].
- [4] C. López-López, *Diagnostico de las centrales termoeléctricas en Colombia y evaluación de alternativas tecnológicas para el cumplimiento de la norma de emisión de fuentes fijas*, tesis Pre., Facultad de Ingeniería, Universidad de La Salle, Bogotá, Colombia, 2007. [En línea]. Disponible: https://ciencia.lasalle.edu.co/ing_ambiental_sanitaria/635.
- [5] "Power Plant Emission Trends", *United States Environmental Protection Agency*, 2018. [En línea]. Disponible: <https://www.epa.gov/airmarkets/power-plant-emission-trends>.
- [6] A. Suárez-López, (Jun. 1, 2020)"La importación de energía desde Ecuador creció en más del 50%", *El Portafolio*. [En línea]. Disponible: <https://tinyurl.com/y77mh8g7>. [Acceso: Sep. 30, 2020].
- [7] XM S.A. ESP, "Indicadores exportaciones e importaciones de energía", Unidad de Planeación Minero Energética, Colombia, 2020. [En línea]. Disponible: <https://tinyurl.com/ygva9hna>.
- [8] United Nations, "Climate Change", *United Nations*, 2016. [En línea]. Disponible: <https://www.un.org/en/sections/issues-depth/climate-change/index.html>.
- [9] United Nations Framework Convention on Climate Change, "Key aspects of the Paris Agreement", *United Nation Climate Change*, [En línea]. Disponible: <https://tinyurl.com/y8pbvpyf>.
- [10] Ministerio de Ambiente y Desarrollo Sostenible, (Nov. 26, 2020)"Colombia reducirá en un 51% sus emisiones de gases efecto invernadero para el año 2030", *Ministerio De Ambiente Y Desarrollo Sostenible*. [En línea]. Disponible: <https://tinyurl.com/yafpgpaf>. [Acceso: Mar. 3, 2021].
- [11] G. Corredor, "Colombia y la transición energética", *Ciencia Política*, vol. 13, no. 25, pp.107-125, Ene. 1, 2018, doi: <https://doi.org/10.15446/cp.v12n25.70257>. [Acceso Feb. 8, 2021].
- [12] A. Niño-Candil, J. Riaño-Moreno, J. Forero-Castañeda, R. Ardila-Villazón y J. Manrique-Galvis, "La Cadena del Carbón", Unidad de Planeación Minero Energética, Colombia, 2012. [En línea]. Disponible: <http://bdigital.upme.gov.co/handle/001/1238>.

- [13] Agencia Nacional de Minería, "Carbón", Agencia Nacional de Minería, Colombia, 2013. [En línea]. Disponible: <https://tinyurl.com/yha86dka>.
- [14] A. Acosta, (Feb. 21, 2021)"El ocaso del carbón: un serio reto para Colombia", El Tiempo. [En línea]. Disponible: <https://tinyurl.com/ybaynq76>. [Acceso: Mar. 1, 2021].
- [15] M.J. Moran, H.N. Shapiro, D.D. Boettner y M.B. Bailey, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 8ª. Ed. United States of America: John Wiley & Sons, Inc., 2014.
- [16] I. Dincer y M.A. Rosen, *Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development*, 2ª. Ed. United Kingdom: Elsevier Ltd., 2012.
- [17] A. Gómez Mejía, "Termodinámica Técnica, Segunda ley de la termodinámica, entropía y exergía", *Universidad Nacional de Colombia*, [En línea]. Disponible: <https://tinyurl.com/yeljxaqq>.
- [18] N. Sato, *Chemical Energy and Exergy: An Introduction to Chemical Thermodynamics for Engineers*, 1ª. Ed. United States of America: Elsevier Inc., 2004.
- [19] Y.A. Cengel y M.A. Boles, *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 8ª. Ed. México: McGraw Hill, 2015.
- [20] M.C. Potter y C.W. Somerton, *Schaum's Outline of Thermodynamics for Engineers*, 4ª. Ed. McGraw-Hill Education: New York, Chicago, San Francisco, Athens, London, Madrid, Mexico City, Milan, New Delhi, Singapore, Sydney, Toronto: McGraw-Hill Education, 2020.
- [21] C. Illueca-Hernandez, "El ciclo de Rankine orgánico y sus aplicaciones en la recuperación de calor", *Grebus*, 2015. [En línea]. Disponible: <https://tinyurl.com/yz2on9au>.
- [22] J. Bao y L. Zhao, "A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 24, pp.325-342, 2013, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.03.040>. [Acceso Jun. 17 2021].
- [23] I. Dinçer y C. Zamfirescu, "Integrated multigeneration energy systems" en: *Sustainable Energy Systems and Applications*, Boston, Springer, 2011, pp. 479-517. [En línea]. Disponible: https://doi.org/10.1007/978-0-387-95861-3_12.
- [24] P. Atănăsoaea, R. Dumitru, P. Popescua y V. Martin, "Factors which influence the qualification of the electricity production in high efficiency cogeneration for biomass combined heat and power plants", *Procedia Manufacturing*, vol. 22, pp.651-658, Ene. 1, 2018, doi: <https://doi.org/10.1016/j.promfg.2018.03.094>. [Acceso Nov. 13, 2020].
- [25] COGEN EUROPE, "What Is Cogeneration?", *COGEN EUROPE*, [En línea]. Disponible: <https://www.cogeneurope.eu/knowledge-centre/what-is-cogeneration>.
- [26] N. Dev, Samsher, S.S. Kachhwaha y R. Attri, "GTA-based framework for evaluating the role of design parameters in cogeneration cycle power plant efficiency", *Ain Shams Engineering Journal*, vol. 4, no. 2, pp.273-284, Jun. 1, 2013, doi: <https://doi.org/10.1016/j.asej.2012.08.002>. [Acceso Nov. 13, 2020].

- [27] "The Sun", NASA, [En línea]. Disponible: <https://www.nasa.gov/sun>.
- [28] W. Guoyong, "Solar Radiation Earth", NASA, 2020. [En línea]. Disponible: <https://earth.gsfc.nasa.gov/climate/research/solar-radiation>.
- [29] IDEAM, "Radiación Solar", *Instituto de Hidrología, Meteorología y Estudios Ambientales*, [En línea]. Disponible: <http://www.ideam.gov.co/web/tiempo-y-clima/radiacion-solar-ultravioleta>.
- [30] J.A. Duffie y W.A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, 4ª. Ed. New Jersey: John Wiley & Sons Inc ., 2013.
- [31] S.A. Kalogirou, *Solar Energy Engineering: Processes and Systems*, 2ª. Ed. Burlington: Ámsterdam, Boston, Heidelberg, London, New York, Oxford, Paris, San Diego, San Francisco, Singapur, Sídney, Tokio, 2013.
- [32] P.D. Tagle-Salazar, K.D.P. Nigam y C.I. Rivera-Solorio, "Parabolic trough solar collectors: A general overview of technology, industrial applications, energy market, modeling, and standards", *Green Processing and Synthesis*, vol. 9, no. 1, pp.595-649, Sep. 28, 2020, doi: <https://doi.org/10.1515/gps-2020-0059>. [Acceso Mar. 4, 2020].
- [33] IEA-ETSAP y IRENA, "Concentrating Solar Power Technology Brief", Energy Technology Systems Analysis Programme, International Renewable Energy Agency, 2013. [En línea]. Disponible: <https://www.irena.org/publications/2013/Jan/Concentrated-Solar-Power>.
- [34] I. Barriga-Cuesta, *Desarrollo de una planta de energía solar termoeléctrica con receptor central en torre y sistema de almacenamiento por medio de sales*, tesis M.Sc., Departamento de Ingeniería Mecánica, Energética y de Materiales, Universidad Pública de Navarra, Navarra, España, 2012. [En línea]. Disponible: <https://hdl.handle.net/2454/6527>.
- [35] M. Chaanaoui, S. Vaudreuil y T. Bounahmidi, "Benchmark of Concentrating Solar Power Plants: Historical, Current and Future Technical and Economic Development", *Procedia Computer Science*, vol. 83, pp.782-789, Ene. 1, 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.procs.2016.04.167>. [Acceso Nov. 14, 2020].
- [36] L. Keith y S. Wes, *Concentrating Solar Power Technology: Principles, Developments and Applications*, 1ª. Ed. Oxford: Woodhead Publishing, 2012.
- [37] S. Qazi, "Solar thermal electricity and solar insolation" en: *Standalone Photovoltaic (PV) Systems for Disaster Relief and Remote Areas*, Netherlands, Reino Unido y Estados Unidos, Elsevier, 2017, pp. 203-237. [En línea]. Disponible: <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-803022-6.00007-1>.
- [38] R. Abbas, M.J. Montes, A. Rovira y J.M. Martínez-Val, "Parabolic trough collector or linear Fresnel collector? A comparison of optical features including thermal quality based on commercial solutions.", *Solar Energy*, vol. 124, pp.198-215, 2016, doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.solener.2015.11.039>. [Acceso May. 24, 2021].
- [39] European Commission, "European Research on Concentrated Solar Thermal Energy", European Commission, Luxemburgo, 2004. [En línea]. Disponible: <https://tinyurl.com/r2szupur>.

- [40] M. Mehos, C. Turchi, J. Jorgenson, P. Denholm, C. Ho y K. Armijo, "On the Path to SunShot: Advancing Concentrating Solar Power Technology, Performance, and Dispatchability", National Renewable Energy Laboratory, Estados Unidos, 2016. [En línea]. Disponible: <https://www.nrel.gov/docs/fy16osti/65688.pdf>.
- [41] W. Schiel y T. Keck, "Parabolic dish concentrating solar power (CSP) systems" en: *Concentrating Solar Power Technology*, Netherlands, Reino Unido y Estados Unidos, Woodhead Publishing, 2012, pp. 284-322. [En línea]. Disponible: <https://doi.org/10.1533/9780857096173.2.284>.
- [42] "Electricity production by source", *Our World in Data*, [En línea]. Disponible: <https://tinyurl.com/9j8a7xvr>.
- [43] IEA, "Electricity Market Report - December 2020", International Energy Agency, Paris, 2020. [En línea]. Disponible: <https://www.iea.org/reports/electricity-market-report-december-2020>.
- [44] C. Shearer, L. Myllyvirta, A. Yu, G. Aitken, N. Mathew-Shah y G. Dallos, "Boom and Bust 2020", Global Energy Monitor, Greenpeace, Sierra Club, CREA, San Francisco, California, 2020. [En línea]. Disponible: <https://globalenergymonitor.org/report/boom-and-bust-2020/>.
- [45] A. Fawthrop, (Ene. 4, 2021)"Profiling the six largest coal-producing countries around the world", Ns Energy. [En línea]. Disponible: <https://tinyurl.com/mrwdtpxu>. [Acceso: Mar. 11, 2021].
- [46] IEA, "Global Energy Review 2020", International Energy Agency, Paris, 2020. [En línea]. Disponible: <https://www.iea.org/reports/global-energy-review-2020>.
- [47] "Empresas asociadas", *Asociación Nacional de Empresas Generadoras*, - ANDEG, [En línea]. Disponible: <https://www.andeg.org/empresas-asociadas/>.
- [48] XM S.A. ESP, "Capacidad efectiva por tipo de generación", XM operador del Sistema de Interconexión Nacional (SIN), Colombia, 2021. [En línea]. Disponible: <https://tinyurl.com/yztr4h9>.
- [49] J. Ramírez Castro, "Análisis de tecnologías actuales de carbón aplicables en Colombia para generación eléctrica y costos de operación de plantas duales de generación : informe final", Unidad de Planeación Minero Energética, Colombia, 2008. [En línea]. Disponible: <http://bdigital.upme.gov.co/handle/001/961>.
- [50] A.M. Macías Parra y J. Andrade, "Estudio de generación eléctrica bajo escenario de cambio climático ", Unidad de Planeación Minero Energética, Colombia, 2014. [En línea]. Disponible: <https://tinyurl.com/bn4t2yst>.
- [51] Consorcio Sergeing - Sisocoal - RMR, "Realizar un estudio que analice la capacidad de respuesta de la industria carbonífera del interior del país frente a un escenario de incremento de la demanda de carbón e identifique y evalúe las implicaciones que tiene para Colombia los condicionantes de cambio climático que puedan derivar en una posible reducción en la demanda internacional de carbón: informe final", Consorcio Sergeing - Sisocoal - RMR, Colombia, 2016. [En línea]. Disponible: <http://bdigital.upme.gov.co/handle/001/1323>.

- [52] REN21, "Renewables 2020 Global Status Report", REN21 Secretariat, Paris, 2020. [En línea]. Disponible: <https://www.ren21.net/reports/global-status-report/>.
- [53] H. Ulloa-Godinez, M. García-Guadalupe, H. Ramírez-Sánchez, J. Regla-Carrillo y A. Fajardo-Montiel, "Solar Radiation Data for the State of Jalisco and Guadalajara Metropolitan Zone, Mexico", *Computational Water, Energy, and Environmental Engineering*, vol. 6, no. 3, pp.205-228, 2017, doi: <https://doi.org/10.4236/cweee.2017.63015>. [Acceso May. 24, 2021].
- [54] S. Teske y J. Leung, "Solar Thermal Electricity Global Outlook 2016", European Solar Thermal Electricity Association, Greenpeace International, SolarPACES, Holanda, Bélgica y España, 2016. [En línea]. Disponible: <https://tinyurl.com/ykxct6d4>.
- [55] "World's Largest Concentrated Solar Plant Opened in Morocco", *The World Bank*, [En línea]. Disponible: <https://tinyurl.com/35krd8b7>.
- [56] H.L. Zhang, J. Baeyens, J. Degréve y G. Cacères, "Concentrated solar power plants: Review and design methodology", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 22, pp.466-481, 2013, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.01.032>. [Acceso Jun. 22 2021].
- [57] M.S. Răboacă et al., "Concentrating Solar Power Technologies", *Energies*, vol. 12, no. 6, pp.1996-1073, Mar. 19, 2019, doi: [doi:10.3390/en12061048](https://doi.org/10.3390/en12061048). [Acceso Jun. 16 2021].
- [58] World Bank, "Concentrating Solar Power - Clean Power on Demand 24/7", World Bank, Washington, 2021. [En línea]. Disponible: <https://tinyurl.com/h342jfcx>.
- [59] M.H. Baig, D. Surovtseva y E. Halawa, "The Potential of Concentrated Solar Power for Remote Mine Sites in the Northern Territory, Australia", *Journal of Solar Energy*, vol. 2015, pp.1-10, Oct. 13, 2015, doi: <https://doi.org/10.1155/2015/617356>. [Acceso Jun. 10 2021].
- [60] K. Lovegrove y W. Stein, "Parabolic-trough concentrating solar power systems" en: *Concentrating Solar Power Technology Principles, Developments, and Applications*, Oxford, Cambridge, Philadelphia y New Delhi, Woodhead Publishing, 2020, pp. 219-266. [En línea]. Disponible: <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-819970-1.00009-8>.
- [61] F. Burkholder y C. Kutscher, "Heat Loss Testing of Schott's 2008 PTR70 Parabolic Trough Receiver", National Renewable Energy Laboratory, United States of America, 2009. [En línea]. Disponible: <https://doi.org/10.2172/1369635>.
- [62] S.A. Kalogirou, "A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver", *Energy*, vol. 48, no. 1, pp.298-306, 2012, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.06.023>. [Acceso Jun. 10 2021].
- [63] B. Abdelaali, K. Fouad, H.B. Abdelmoumene y B. Fethi, "Numerical thermal analysis of Schott 2008 PTR70 solar receiver under hassi R'mel power plant operation conditions", *Journal of Engineering Science and Technology*, vol. 13, no. 1, pp.122-140, Ene. 1, 2018, [Acceso Ago. 18 2021].
- [64] N. Abdelhafidi, B. Nour El Islam, A. Zohra, C. Ali, M. Abdelmotaleb y Loranzo Castro, "Modeling of integrated solar combined cycle power plant (ISCC) of Hassi R'mel, Algeria", *International Journal of Energy Sector Management*, vol. 14, no. 3, pp.505-526, Nov. 1, 2019, doi: <https://doi.org/10.1108/IJESM-08-2018-0013>. [Acceso Ago. 18 2021].

- [65] Eastman, "Therminol® VP-1 Heat transfer fluid", Eastman Chemical Company, Estados Unidos y Canadá, [En línea]. Disponible: <https://tinyurl.com/tewzr6tx>.
- [66] E. Lüpfert *et al.*, "*Euro Trough Collector Qualification Complete - Performance Test Results from PSA*", en ISES Solar World Congress, Göteborg, Dinamarca, 2003.
- [67] SCHOTT Solar, "SCHOTT PTR®70 Receiver the next generation", SCHOTT Solar, Alemania, 2008. [En línea]. Disponible: <https://tinyurl.com/3uxdzfpy>.
- [68] V. Dostal, P. Hejzlar y M.J. Driscoll, "High-Performance Supercritical Carbon Dioxide Cycle for Next-Generation Nuclear Reactors", *Null*, vol. 154, no. 3, pp.265-282, Jun. 1, 2006, doi: <https://doi.org/10.13182/NT154-265>. [Acceso Ago. 21 2021].
- [69] A.A. AlZahrani y I. Dincer, "Energy and exergy analyses of a parabolic trough solar power plant using carbon dioxide power cycle", *Energy Conversion and Management*, vol. 158, pp.476-488, Feb. 15, 2018, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.12.071>. [Acceso Ago. 23, 2021].
- [70] J. Muñoz-Antón, C. Rubbia, A. Rovira y J.M. Martínez-Val, "Performance study of solar power plants with CO₂ as working fluid. A promising design window", *Energy Conversion and Management*, vol. 92, pp.36-46, Mar. 1, 2015, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.12.030>. [Acceso Ago. 23, 2021].
- [71] Y. Liu, Y. Wang y D. Huang, "Supercritical CO₂ Brayton cycle: A state-of-the-art review", *Energy*, vol. 189, pp.115900, Dic. 15, 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.115900>. [Acceso Ago. 22, 2021].
- [72] T. Neises y C. Turchi, "A Comparison of Supercritical Carbon Dioxide Power Cycle Configurations with an Emphasis on CSP Applications", *Energy Procedia*, vol. 49, pp.1187-1196, 2014, doi: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.03.128>. [Acceso Ago. 23, 2021].
- [73] H. Singh y R.S. Mishra, "Performance analysis of solar parabolic trough collectors driven combined supercritical CO₂ and organic Rankine cycle", *Engineering Science and Technology, an International Journal*, vol. 21, no. 3, pp.451-464, Jun. 1, 2018, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jestch.2018.03.015>. [Acceso Ago. 19 2021].
- [74] S. Quoilin, *Sustainable energy conversion through the use of Organic Rankine Cycles for waste heat recovery and solar applications*, tesis PhD, Facultad de Ciencia Aplicada, Universidad de Lieja, Lieja, Bélgica, 2011. [En línea]. Disponible: <http://hdl.handle.net/2268/96436>.
- [75] S.M. Besarati y D. Yogi Goswami, "Analysis of Advanced Supercritical Carbon Dioxide Power Cycles With a Bottoming Cycle for Concentrating Solar Power Applications", *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 136, no. 1, pp.010904, Nov. 19, 2013, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4025700>. [Acceso Ago. 26, 2021].
- [76] meteobox, "Tiempo Uribia, La Guajira", *meteobox*, 2021. [En línea]. Disponible: <https://meteobox.co/uribia/>.

- [77] X. Wang, Y. Yang, Y. Zheng y Y. Dai, "Exergy and exergoeconomic analyses of a supercritical CO₂ cycle for a cogeneration application", *Energy*, vol. 119, pp.971-982, Ene. 15, 2017, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.11.044>. [Acceso Ago. 26, 2021].
- [78] M.E. Siddiqui y K.H. Almitani, "Energy Analysis of the S-CO₂ Brayton Cycle with Improved Heat Regeneration", *Processes*, vol. 7, no. 1, 2019, doi: <https://doi.org/10.3390/pr7010003>. [Acceso Ago. 26, 2021].
- [79] R.V. Padilla, Y.C. Soo Too, R. Benito y W. Stein, "Exergetic analysis of supercritical CO₂ Brayton cycles integrated with solar central receivers", *Applied Energy*, vol. 148, pp.348-365, Jun. 15, 2015, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.03.090>. [Acceso Ago. 19 2021].
- [80] V. Zare y M. Hasanzadeh, "Energy and exergy analysis of a closed Brayton cycle-based combined cycle for solar power tower plants", *Energy Conversion and Management*, vol. 128, pp.227-237, Nov. 15, 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.09.080>. [Acceso Sep. 19, 2020].
- [81] Y. Chen, P. Lundqvist, A. Johansson y P. Platell, "A comparative study of the carbon dioxide transcritical power cycle compared with an organic rankine cycle with R123 as working fluid in waste heat recovery", *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, no. 17, pp.2142-2147, 2006, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.04.009>. [Acceso Ago. 26, 2021].
- [82] S. Quoilin, S. Declaye, B.F. Tchanche y V. Lemort, "Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles", *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, no. 14, pp.2885-2893, 2011, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.05.014>. [Acceso Ago. 26, 2021].
- [83] M.T. Dunham y B.D. Iverson, "High-efficiency thermodynamic power cycles for concentrated solar power systems", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 30, pp.758-770, Feb. 1, 2014, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.11.010>. [Acceso Ago. 19 2021].
- [84] H.C. Bayrakçı y A.E. Özgür, "Energy and exergy analysis of vapor compression refrigeration system using pure hydrocarbon refrigerants", *International Journal of Energy Research*, vol. 33, no. 12, pp.1070-1075, Mar. 23, 2009, doi: <https://doi.org/10.1002/er.1538>. [Acceso Ago. 26, 2021].
- [85] E. Cihan y B. Kavasogullari, "Energy and exergy analysis of a combined refrigeration and waste heat driven organic Rankine cycle system", *Thermal Science*, vol. 21, no. 6 Part A, pp.2621-2631, Ene. 1, 2017, doi: <http://doi.org/10.2298/TSCI150324002C>. [Acceso Ago. 26, 2021].
- [86] R. Petela, "Exergy of Heat Radiation", *Journal of Heat Transfer*, vol. 86, no. 2, pp.187-192, May. 1, 1964, doi: <https://doi.org/10.1115/1.3687092>. [Acceso Ago. 29, 2021].
- [87] A. Awasthi et al., "Review on sun tracking technology in solar PV system", *Energy Reports*, vol. 6, pp.392-405, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2020.02.004>. [Acceso May. 24, 2021].

- [88] I.H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin y V. Lemort, "Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp", *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 53, no. 6, pp.2498-2508, 2014, doi: <https://doi.org/10.1021/ie4033999>.
- [89] A.A. AlZahrani y I. Dincer, "Energy and exergy analyses of a parabolic trough solar power plant using carbon dioxide power cycle", *Energy Conversion and Management*, vol. 158, pp.476-488, Feb.15, 2018, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.12.071>. [Acceso Ago. 27, 2021].
- [90] Ideas medioambientales, "Energía Termosolar y Medio Ambiente", *Energía Termosolar y Medio Ambiente*, 2016. [En línea]. Disponible: <https://ideasmedioambientales.com/termosolar-y-medio-ambiente/>.
- [91] Refornovalia, "Impacto Medioambiental de la Energía Solar Térmica", *Refornovalia*, [En línea]. Disponible: <https://reformaenergeticamalaga.es/impacto-medioambiental-energia-solar-termica.html>.
- [92] Z. Wu, A. Hou, C. Chang, X. Huang, D. Shi y Z. Wang, "Environmental impacts of large-scale CSP plants in northwestern China", *Environmental Science: Processes & Impacts*, vol. 16, no. 10, pp.2432-2441, Ago. 7, 2014, doi: <https://doi.org/10.1039/C4EM00235K>. [Acceso Ago. 30, 2021].
- [93] S.A. Felval, "Tecnología ultrasónica para la limpieza de paneles de la termosolar", *Felval S.A.* 2017. [En línea]. Disponible: <https://felval.cl/tecnologia-ultrasonica-para-la-limpieza-de-paneles-de-la-termosolar/>.
- [94] K. Chamberlain, "La nueva limpieza de CSP reducirá las pérdidas en los reflectores", *Reuters Events Renewables*, 2019. [En línea]. Disponible: <https://tinyurl.com/yhc4a88p>.
- [95] United States Environmental Protection Agency, (EPA), "Emissions & Generation Resource Integrated Database (eGRID), 2019", *EPA's eGRID*, 2021. [En línea]. Disponible: <https://www.epa.gov/egrid>.
- [96] UPME, "Guía práctica para la aplicación de los incentivos tributarios de la Ley 1715 de 2014", Unidad de Planeación Minero Energética, Colombia, [En línea]. Disponible: <https://tinyurl.com/fx9yrjaz>.
- [97] Ministerio de Ambiente y Desarrollo Sostenible, "Manual de compensaciones Ambientales del componente Biótico", Ministerio de Ambiente y Desarrollo Sostenible, Colombia, 2018. [En línea]. Disponible: <https://tinyurl.com/cp7z23k>.
- [98] Manual Estructuración del Trabajo de Grado. Fundación Universidad de América, 2021 [PDF].

ANEXOS

ANEXO 1.

PLANTAS TERMOSOLARES CSP EN EL MUNDO

En este anexo se presenta **Tabla 30**, en la cual se relaciona las Centrales termosolares en el mundo y sus características más relevantes como: la capacidad neta de la planta termosolar, capacidad neta de las unidades, estado actual de las unidades, el tipo de sistema CSP utilizado y si cuenta o no con almacenamiento térmico. No se tuvieron en cuenta los proyectos CSP que se encuentran actualmente en desarrollo.

Tabla 30.

Plantas termosolares CSP en el mundo

País	Nombre de la Termosolar	Capacidad Neta [MW]	UNIDAD DE GENERACIÓN			Sistema	Almcen. Term.
			Nombre	Cap. [MW]	Estado		
Alemania	Jülich Solar Tower	1,5			Oper	TC	Si
Arabia Saudí	ISCC Duba 1	43			Const	CCP	No
Arabia Saudí	Waad Al Shamal ISCC Plant	50			Const	CCP	No
Argelia	ISCC Hassi R'mel	20			Oper	CCP	No
Australia	Jemalong Solar Thermal Station	1,1			Oper	TC	Si
Australia	Kogan Creek Solar Boost	44			Const	LF	No
Australia	Lake Cargelligo	3			Oper	TC	Si
Australia	Liddell Power Station	3			Oper	LF	No
Australia	Sundrop CSP Project	1,5			Oper	TC	No
Canadá	City of Medicine Hat ISCC Project	1,1			Oper	CCP	No
Chile	Cerro dominador 1	110			Const	TC	Si
China	Dacheng Dunhuang	50			Oper	LF	Si
China	Dahan Power Plant	1			Oper	TC	Si
China	Delingha	50			Oper	CCP	Si
China	Gansu Akesai	50			Const	CCP	Si
China	Golmud	200			Const	TC	Si
China	Hami	50			Oper	TC	Si
China	Huanghe Qinghai Delingha	135			F. Oper	TC	Si
China	Luneng Haixi	50			Oper	TC	Si
China	Qinghai Gonghe	50			Oper	TC	Si
China	Rayspower Yumen	50			Const	CCP	Si
China	Shouhang Dunhuang I	10			Oper	TC	Si
China	Shouhang Dunhuang II	100			Oper	TC	Si
China	SUPCON Delingha I	10			Oper	TC	Si
China	SUPCON Delingha II	50			Oper	TC	Si
China	Urat Royal Tech	100			Oper	CCP	Si
China	Yumen I	100			F. Oper	TC	Si
China	Yumen II	50			Const	TC	Si
China	Zhangbei	50			F. Oper	LF	Si

Tabla 30. (Continuación)

País	Nombre de la Termosolar	Capacidad Neta [MW]	UNIDAD			Sistema	Almcen. Term.
			Nombre	Cap. [MW]	Estado		
Dinamarca	Aalborg	16,6			Oper	CCP	No
Egipto	ISCC Kuraymat	20			Oper	CCP	No
Em. Árabes	DEWA CSP Tower Project	100			Const	TC	Si
Em. Árabes	DEWA CSP Trough Project	600			Const	CCP	Si
Em. Árabes	Shams 1	100			Oper	CCP	No
España	Andasol	149,8	Andasol I	49,9	Oper	CCP	Si
			Andasol II	49,9	Oper	CCP	Si
			Andasol III	50	Oper	CCP	Si
España	Arcosol 50	49,9			Oper	CCP	Si
España	Arenales	50			Oper	CCP	Si
España	Aste	100	Aste 1A	50	Oper	CCP	Si
			Aste 1B	50	Oper	CCP	Si
España	Astexol II	50			Oper	CCP	Si
España	Borges Termosolar	22,5			Oper	CCP	No
España	Caceres	50			Const	CCP	Si
España	Casablanca	50			Oper	CCP	Si
España	Enerstar	50			Oper	CCP	No
España	Extresol	149,9	Extresol 1	50	Oper	CCP	Si
			Extresol 2	49,9	Oper	CCP	Si
			Extresol 3	50	Oper	CCP	Si
España	Gemasolar Thermosolar Plant	19,9			Oper	TC	Si
España	Guzmán	50			Oper	CCP	No
España	Helioenergy	100	Helioenergy 1	50	Oper	CCP	No
			Helioenergy 2	50	Oper	CCP	No
España	Helios	100	Helios I	50	Oper	CCP	No
			Helios II	50	Oper	CCP	No
España	Ibersol Ciudad Real (Puertollano)	50			Oper	CCP	No
España	La Africana	50			Oper	CCP	Si
España	La Dehesa	49,9			Oper	CCP	Si
España	La Florida	50			Oper	CCP	Si
España	La Risca	50			Oper	CCP	No
España	Lebrija 1	50			Oper	CCP	No
España	Majadas I	50			Oper	CCP	No
España	Manchasol	99,9	Manchasol 1	49,9	Oper	CCP	Si
			Manchasol 2	50	Oper	CCP	Si
España	Morón	50			Oper	CCP	No
España	Olivenza 1	50			Oper	CCP	No
España	Orellana	50			Oper	CCP	No
España	Palma del Río	100	Palma del Río I	50	Oper	CCP	No
			Palma del Río II	50	Oper	CCP	No
España	Planta Solar	31	PS10	11	Oper	TC	Si
			PS20	20	Oper	TC	Si
España	Puerto Errado	31,4	Puerto Errado 1	1,4	Oper	LF	Si
			Puerto Errado 2	30	Oper	LF	Si

Tabla 30. (Continuación)

País	Nombre de la Termosolar	Capacidad Neta [MW]	UNIDAD			Sistema	Almcen. Term.
			Nombre	Cap. [MW]	Estado		
España	Solaben	200	Solaben 1	50	Oper	CCP	No
			Solaben 2	50	Oper	CCP	No
			Solaben 3	50	Oper	CCP	No
			Solaben 6	50	Oper	CCP	No
España	Solacor	100	Solacor 1	50	Oper	CCP	No
			Solacor 2	50	Oper	CCP	No
España	Solnova	150	Solnova 1	50	Oper	CCP	No
			Solnova 3	50	Oper	CCP	No
			Solnova 4	50	Oper	CCP	No
España	Termesol 50	49,9			Oper	CCP	Si
España	Termosol 1	100	Termosol 1	50	Oper	CCP	Si
			Termosol 2	50	Oper	CCP	Si
Est. Unidos	Colorado Integrated Solar Project	2			F. Oper	CCP	No
Est. Unidos	Crescent Dunes Solar Energy	110			Oper	TC	Si
Est. Unidos	Genesis Solar Energy Project	250			Oper	CCP	No
Est. Unidos	Holaniku at Keahole Point	2			F. Oper	CCP	Si
Est. Unidos	Ivanpah Solar Electric Generating S.	377			Oper	TC	No
Est. Unidos	Kimberlina Solar Thermal Power P.	5			F. Oper	LF	No
Est. Unidos	Martin Next Generation Solar E.	75			Oper	CCP	No
Est. Unidos	Mojave Solar Project	250			Oper	CCP	No
Est. Unidos	Nevada Solar One	72			Oper	CCP	Si
Est. Unidos	Saguaro Power Plant	1			F. Oper	CCP	No
Est. Unidos	Sierra SunTower	5			F. Oper	TC	No
Est. Unidos	Solana Generating Station	250			Oper	CCP	Si
Est. Unidos	Solar Electric Generating Station	353,8	SEGS I	13,8	F. Oper	CCP	Si
			SEGS II	30	F. Oper	CCP	No
			SEGS III	30	Oper	CCP	No
			SEGS IV	30	Oper	CCP	No
			SEGS V	30	Oper	CCP	No
			SEGS VI	30	Oper	CCP	No
			SEGS VII	30	Oper	CCP	No
			SEGS VIII	80	Oper	CCP	No
			SEGS IX	80	Oper	CCP	No
Est. Unidos	Stillwater GeoSolar Hybrid Plant	2			Oper	CCP	No
Francia	Alba Nova 1	12			Const	LF	Si
Francia	Augustin Fresnel 1	0,25			Oper	LF	Si
Francia	eLLO Solar Thermal Project	9			Oper	LF	Si
India	Abhijeet Solar Project	50			Const	CCP	No
India	ACME Solar Tower	2,5			Oper	TC	No
India	Dadri ISCC Plant	14			Const	LF	No
India	Dhursar	125			Oper	LF	No
India	Diwakar	100			Const	CCP	Si
India	Godawari Solar Project	50			Oper	CCP	No
India	Gujarat Solar One	25			Const	CCP	Si

Tabla 30. (Conclusión)

País	Nombre de la Termosolar	Capacidad Neta [MW]	UNIDAD			Sistema	Almcen. Term.
			Nombre	Cap. [MW]	Estado		
India	KVK Energy Solar Project	100			Const	CCP	Si
India	Megha Solar Plant	50			Oper	CCP	No
India	National Solar Thermal Power	1			Oper	CCP	No
India	Rajasthan Solar One	10			Const	CCP	No
Israel	Ashalim (Negev)	121			Oper	CCP	Si
Israel	Ashalim Plot B	121			Oper	TC	No
Italia	Archimede	4,72			Oper	CCP	Si
Italia	ASE Demo Plant	0,35			Oper	CCP	Si
Italia	Rende-CSP Plant	1			Oper	LF	No
Kuwait	Shagaya CSP Project	50			Oper	CCP	Si
Marruecos	Airlight Energy Ait-Baha	3			Oper	CCP	Si
Marruecos	IRESSEN 1 MWe CSP-ORC	1			Const	LF	Si
Marruecos	ISCC Ain Beni Mathar	20			Oper	CCP	No
Marruecos	Ouarzazate Solar Power Station	465	NOOR I	146	Oper	CCP	Si
			NOOR II	185	Oper	CCP	Si
			NOOR III	134	Oper	TC	Si
México	Agua Prieta II	12			Const	CCP	No
Sudáfrica	Bokpoort	50			Oper	CCP	Si
Sudáfrica	Ilanga I	100			Oper	CCP	Si
Sudáfrica	Kathu Solar Park	100			Oper	CCP	Si
Sudáfrica	KaXu Solar One	100			Oper	CCP	Si
Sudáfrica	Khi Solar One	50			Oper	TC	Si
Sudáfrica	Xina Solar One	100			Oper	CCP	Si
Tailandia	Thai Solar Energy 1	5			Oper	CCP	No
Turquía	Greenway CSP Mersin	1			Oper	TC	Si

Nota. La capacidad de las plantas y unidades de generación, se da en unidad de potencia Mega Wattios. Abreviaturas de la tabla: Oper = *En operación*, F. Oper = *Fuera de operación*, Const = *En construcción*, TC = *Receptor de torre central*, CCP = *Colector cilindro parabólico*, LF = *Reflector lineal Fresnel*.

Tomado de. SolarPACES y NREL, "Concentrating Solar Power Projects", National Renewable Energy Laboratory, Estados Unidos, 2021. [En línea]. Disponible: <https://solarpaces.nrel.gov/>.

ANEXO 2.

OPTIMIZACIÓN DEL MODIFICADOR DE ÁNGULO DE INCIDENCIA - (IAM)

En este anexo se presenta la metodología que se llevó a cabo para la optimización del Modificador de Ángulo de Incidencia, de manera gráfica.

Primero que todo es importante determinar el ángulo de incidencia promedio para el mes según la hora del día. Esto se realiza calculando el ángulo de incidencia para las horas de un día específico del mes, en el cual los diferentes parámetros para la determinación de la trayectoria del sol (ángulo de declinación, ángulos solares), toman valores casi iguales a los valores promedio mensuales, S.A. Kalogirou recomienda las fechas de estos días del mes **Tabla 31** donde pueden ser calculados dichos valores promedio mensuales.

Tabla 31.

Días Recomendados

Mes	Fecha	Día del año <i>N</i>
Enero	17	17
Febrero	16	47
Marzo	16	75
Abril	15	105
Mayo	15	135
Junio	11	162
Julio	17	198
Agosto	16	228
Septiembre	15	258
Octubre	15	288
Noviembre	14	318
Diciembre	10	344

Nota. Se muestran los días recomendados del año para calcular los valores promedios mensuales. Tomado de. S.A. Kalogirou, *Solar Energy Engineering: Processes and Systems*, 2^a. Ed. Burlington: Ámsterdam, Boston, Heidelberg, London, New York, Oxford, Paris, San Diego, San Francisco, Singapur, Sídney, Tokio, 2013.

El IAM ó $K(\theta)$ se calcula por medio del polinomio mostrado en la **Tabla 6** para un ángulo de incidencia θ promedio mensual durante el día, calculado con la **Ecuación (4.29)** para los días N recomendados en la **Tabla 31**.

El proceso de optimización comienza calculando el IAM para el sistema, orientado de manera horizontal, es decir con un ángulo de inclinación nulo $\beta = 0^\circ$, los valores promedio mensuales se muestran en la **Tabla 32** y se encuentran graficados mes a mes en la **Figura 73** a la **Figura 84** y sus valores corresponden a la curva de color **Rojo**.

Tabla 32.

Valores de IAM promedio mensual con $\beta = 0^\circ$

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
β	0°	0°	0°	0°	0°	0°	0°	0°	0°	0°	0°	0°
6												
7				0,06	0,09	0,10	0,10	0,07	0,03			
8	0,20	0,26	0,33	0,38	0,40	0,40	0,40	0,39	0,36	0,29	0,22	0,18
9	0,46	0,53	0,61	0,65	0,66	0,65	0,66	0,66	0,63	0,56	0,48	0,44
10	0,65	0,73	0,81	0,85	0,85	0,84	0,84	0,85	0,83	0,76	0,67	0,63
11	0,77	0,85	0,93	0,97	0,96	0,95	0,96	0,97	0,95	0,88	0,79	0,74
12	0,81	0,90	0,97	1,00	1,00	0,98	0,99	1,00	0,99	0,92	0,83	0,78
13	0,77	0,85	0,93	0,97	0,96	0,95	0,96	0,97	0,95	0,88	0,79	0,74
14	0,65	0,73	0,81	0,85	0,85	0,84	0,84	0,85	0,83	0,76	0,67	0,63
15	0,46	0,53	0,61	0,65	0,66	0,65	0,66	0,66	0,63	0,56	0,48	0,44
16	0,20	0,26	0,33	0,38	0,40	0,40	0,40	0,39	0,36	0,29	0,22	0,18
17				0,06	0,09	0,10	0,10	0,07	0,03			
18												
Prom.	0,31	0,37	0,43	0,48	0,49	0,49	0,49	0,49	0,45	0,39	0,33	0,29

Nota. Se muestran los valores del Modificador de ángulo de Incidencia promedio mensual para el sistema durante las horas del día, para un ángulo de inclinación nulo $\beta = 0^\circ$.

La optimización se realiza calculando el **promedio del IAM ó $K(\theta)$** entre las 6 y 18 horas del día para un ángulo de inclinación del sistema, con rango que va desde $\beta = -90^\circ$ hasta $\beta = 90^\circ$, estos valores fueron graficados mes a mes en el eje secundario de los gráficos de la **Figura 73** a la **Figura 84**, generando una curva de optimización identificada con el color **Azul**. Lo que se busca es determinar el ángulo de inclinación óptimo con el cual el *promedio del IAM* sea máximo, ya que cuando este lo sea, los valores del IAM durante las horas del día también lo serán; Observando las gráficas, el promedio del IAM

es máximo cuando la pendiente de la curva de optimización es cero, el ángulo de inclinación óptimo β para cada mes se indica en cada una de las gráficas.

Finalmente se recalculan los valores de *IAM* con el ángulo de inclinación óptimo, estos se muestran en la **Tabla 33** y de igual manera estos fueron graficados nuevamente en la **Figura 73** a la **Figura 84** generando una curva identificada con color **Verde**. Observando los gráficos, si se compara la curva del *IAM* con el ángulo de inclinación óptimo para cada mes (curva verde) respecto a la curva del *IAM* con un ángulo de inclinación $\beta = 0^\circ$ (curva roja), es evidente como por medio de la optimización se aumenta el área bajo la curva. De manera análoga, comparando la **Tabla 33** respecto a la **Tabla 32**. se evidencia como aumentan los valores del *IAM* cuando el sistema se encuentra inclinado con un ángulo de inclinación óptimo, lo que favorece la eficiencia óptica del sistema.

Tabla 33.

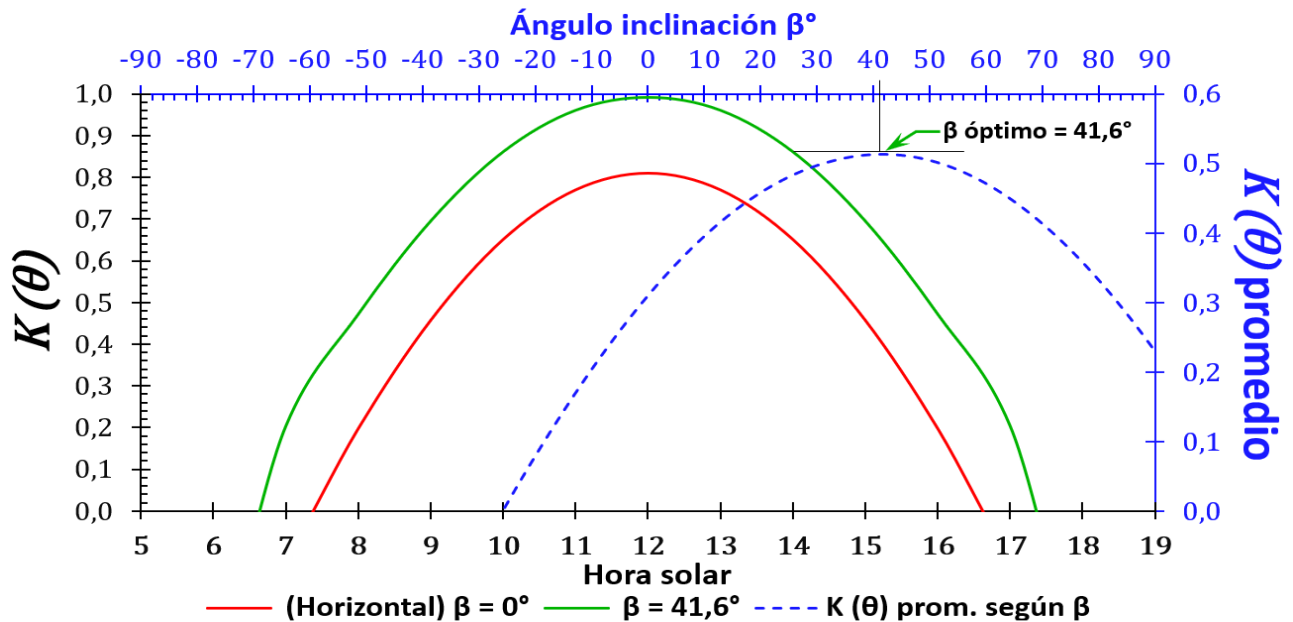
Valores de IAM promedio mensual optimizado

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
β óptimo	41,6°	31,0°	15,8°	- 4,7°	-19,3°	-25,2°	-22,6°	-11,3°	7,7°	26,3°	39,0°	44,3°
6												
7	0,20	0,10	0,03	0,07	0,19	0,26	0,23	0,11	0,03	0,07	0,17	0,24
8	0,47	0,41	0,36	0,39	0,46	0,50	0,48	0,41	0,36	0,39	0,45	0,49
9	0,70	0,66	0,64	0,65	0,68	0,70	0,69	0,66	0,64	0,65	0,69	0,71
10	0,86	0,85	0,84	0,84	0,85	0,85	0,85	0,84	0,84	0,85	0,86	0,87
11	0,96	0,96	0,97	0,96	0,95	0,94	0,94	0,95	0,97	0,96	0,96	0,96
12	0,99	1,00	1,00	1,00	0,98	0,97	0,98	0,99	1,00	1,00	0,99	0,99
13	0,96	0,96	0,97	0,96	0,95	0,94	0,94	0,95	0,97	0,96	0,96	0,96
14	0,86	0,85	0,84	0,84	0,85	0,85	0,85	0,84	0,84	0,85	0,86	0,87
15	0,70	0,66	0,64	0,65	0,68	0,70	0,69	0,66	0,64	0,65	0,69	0,71
16	0,47	0,41	0,36	0,39	0,46	0,50	0,48	0,41	0,36	0,39	0,45	0,49
17	0,20	0,10	0,03	0,07	0,19	0,26	0,23	0,11	0,03	0,07	0,17	0,24
18												
Prom.	0,51	0,48	0,46	0,48	0,54	0,57	0,56	0,50	0,46	0,47	0,50	0,52

Nota. Se muestran los valores óptimos del Modificador de ángulo de Incidencia promedio mensual del sistema durante las horas del día, según el ángulo de inclinación β óptimo indicado para cada mes.

Figura 73.

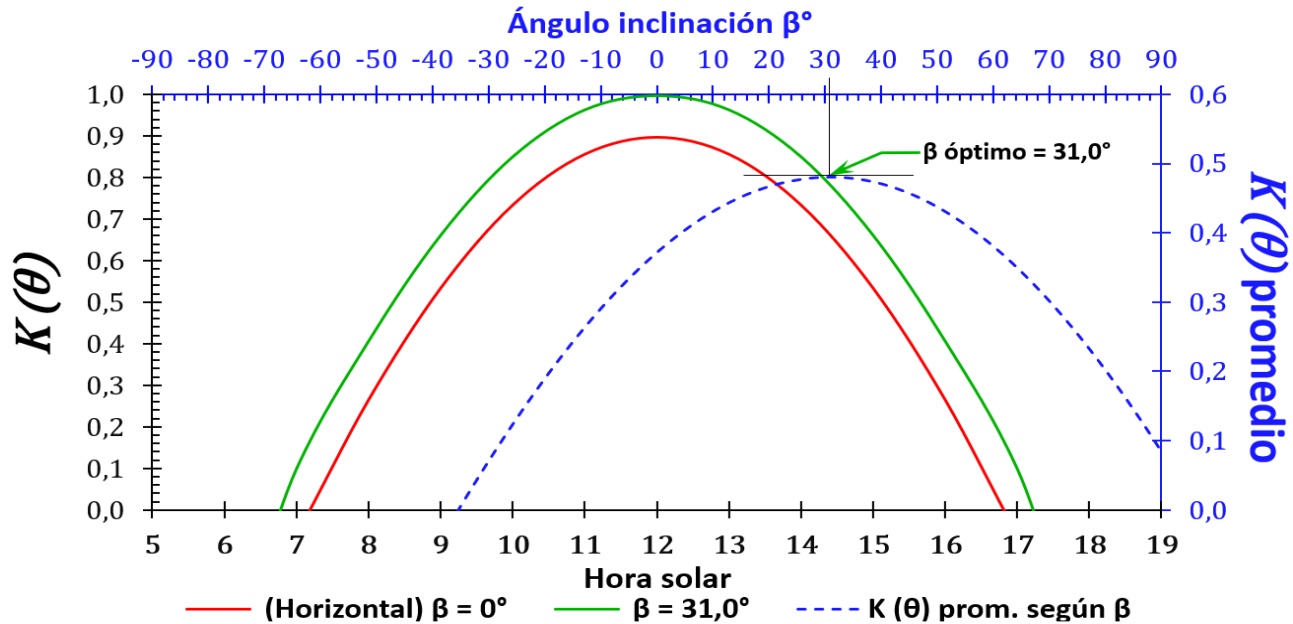
Optimización del IAM para Enero – 17



Nota. Se muestran las curvas del modificador de ángulo de incidencia $K(\theta)$, para una superficie horizontal (rojo) y una superficie inclinada con el ángulo óptimo para el mes (verde). En los ejes secundarios (azul), se muestra la curva de optimización de $K(\theta)$, su valor máximo se da cuando la pendiente de la curva es cero.

Figura 74.

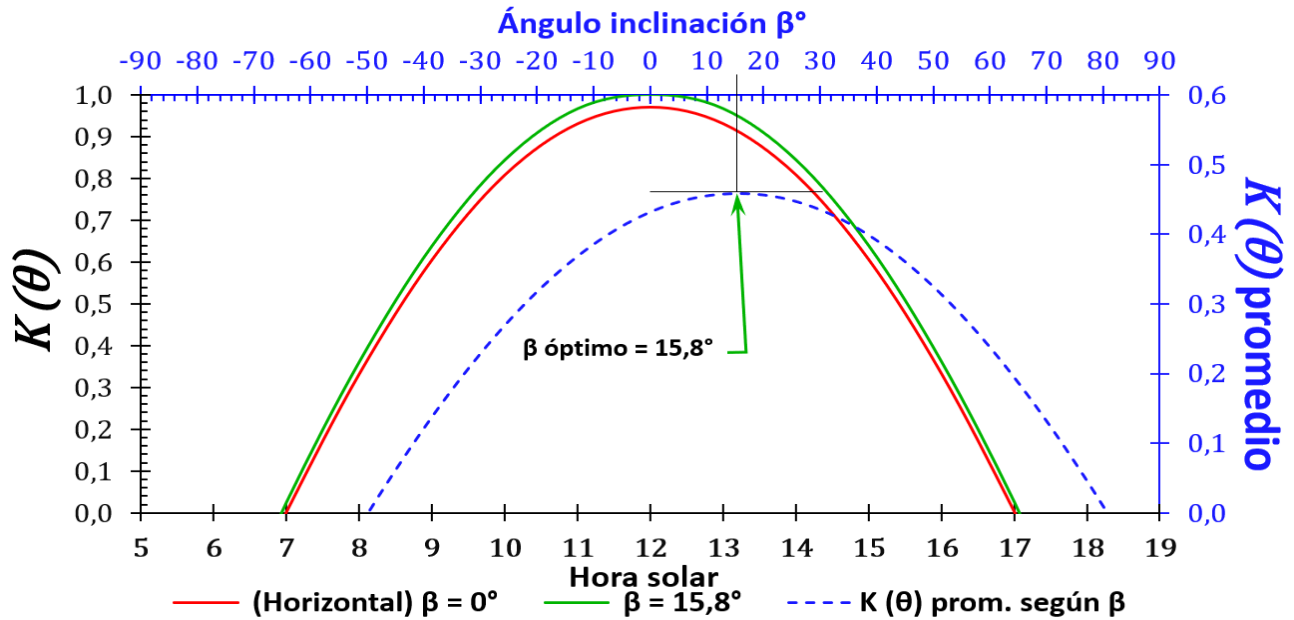
Optimización del IAM para Febrero – 16



Nota. Se muestran las curvas del modificador de ángulo de incidencia $K(\theta)$, para una superficie horizontal (rojo) y una superficie inclinada con el ángulo óptimo para el mes (verde). En los ejes secundarios (azul), se muestra la curva de optimización de $K(\theta)$, su valor máximo se da cuando la pendiente de la curva es cero.

Figura 75.

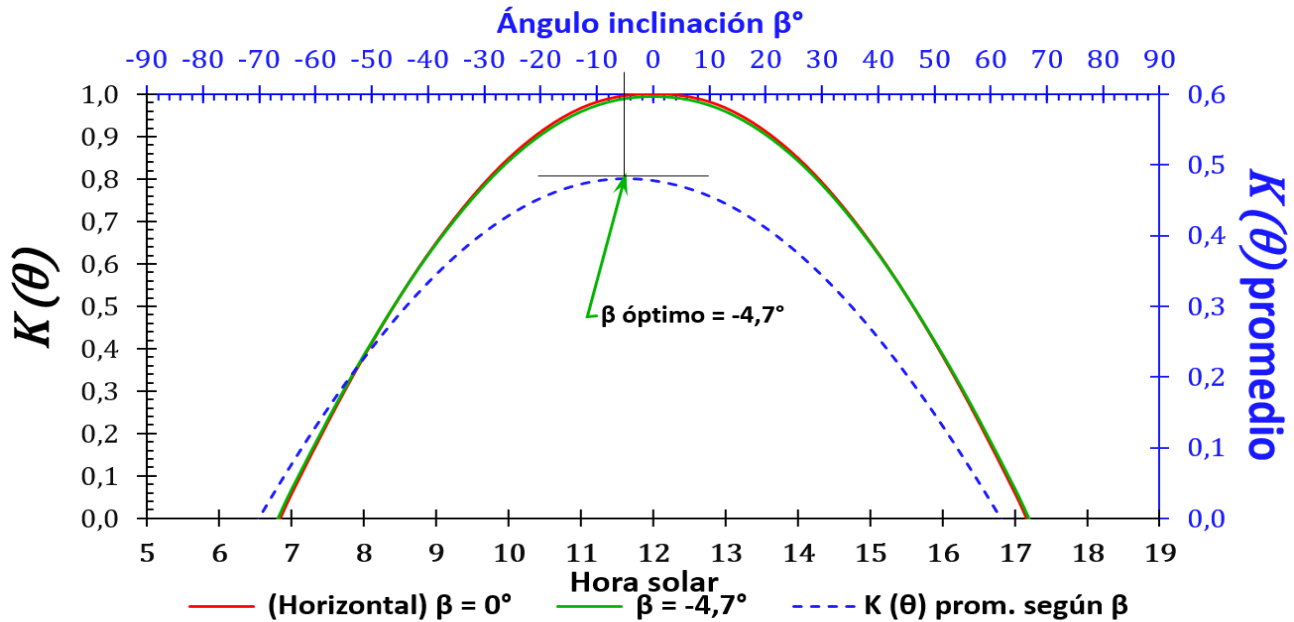
Optimización del IAM para Marzo – 16



Nota. Se muestran las curvas del modificador de ángulo de incidencia $K(\theta)$, para una superficie horizontal (rojo) y una superficie inclinada con el ángulo óptimo para el mes (verde). En los ejes secundarios (azul), se muestra la curva de optimización de $K(\theta)$, su valor máximo se da cuando la pendiente de la curva es cero.

Figura 76.

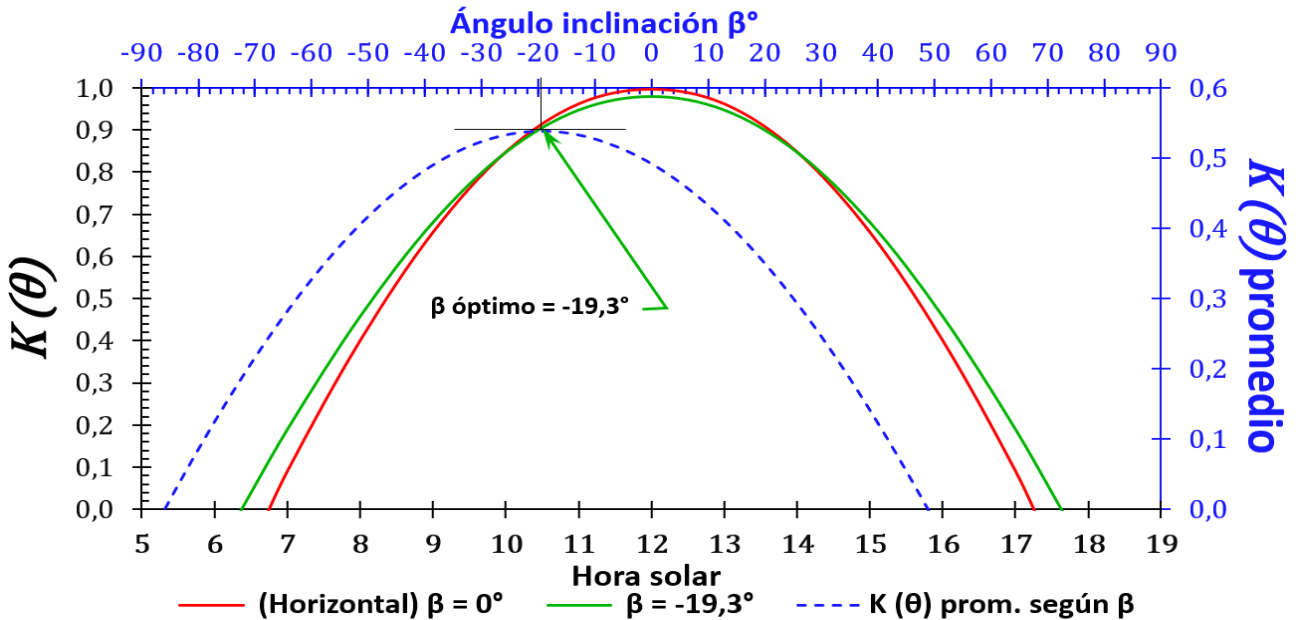
Optimización del IAM para Abril – 15



Nota. Se muestran las curvas del modificador de ángulo de incidencia $K(\theta)$, para una superficie horizontal (rojo) y una superficie inclinada con el ángulo óptimo para el mes (verde). En los ejes secundarios (azul), se muestra la curva de optimización de $K(\theta)$, el ángulo óptimo se da cuando la pendiente de la curva es cero.

Figura 77.

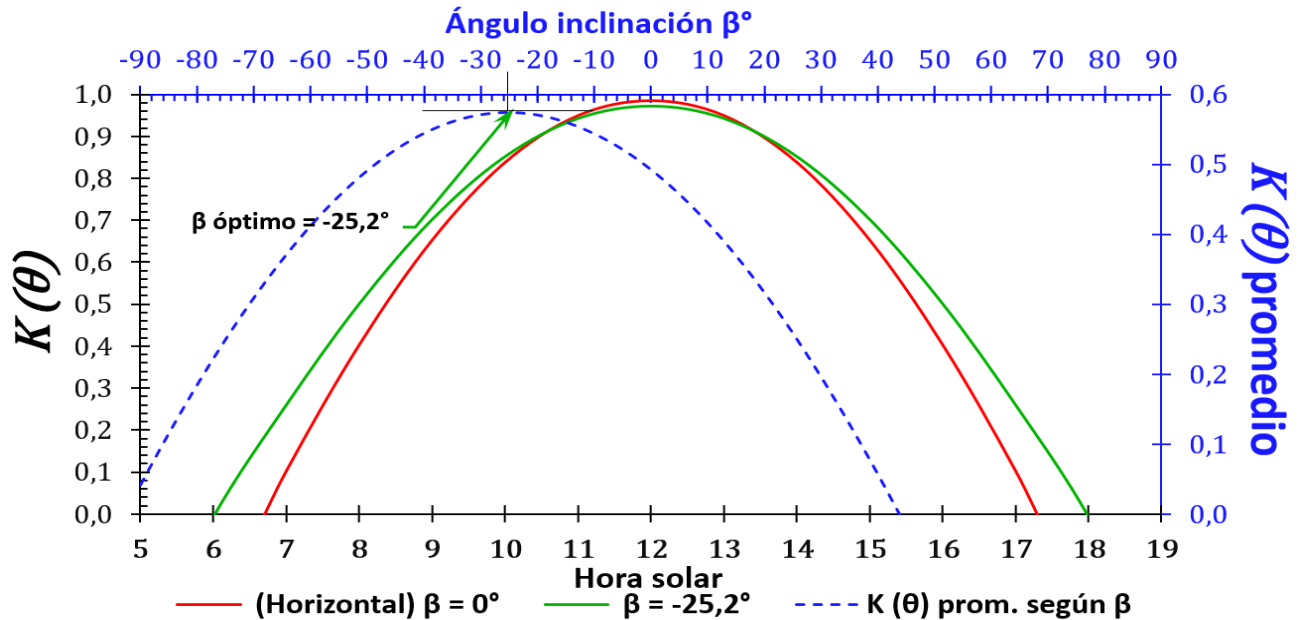
Optimización del IAM para Mayo – 15



Nota. Se muestran las curvas del modificador de ángulo de incidencia $K(\theta)$, para una superficie horizontal (rojo) y una superficie inclinada con el ángulo óptimo para el mes (verde). En los ejes secundarios (azul), se muestra la curva de optimización de $K(\theta)$, su valor máximo se da cuando la pendiente de la curva es cero.

Figura 78.

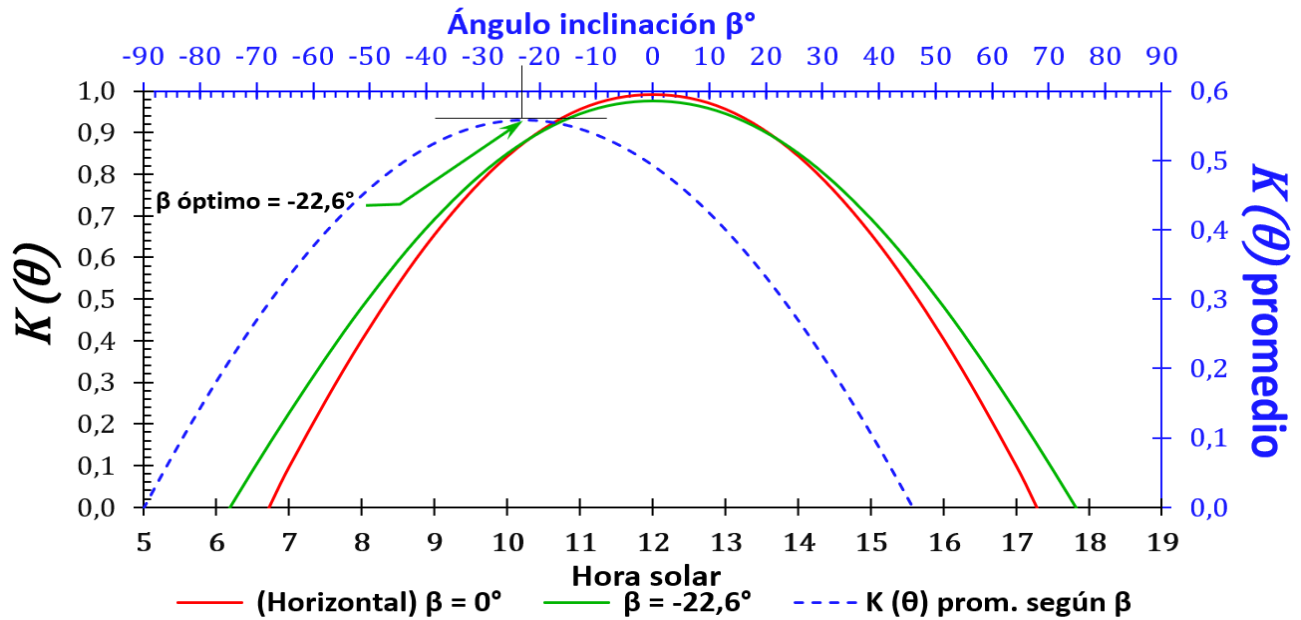
Optimización del IAM para Junio – 11



Nota. Se muestran las curvas del modificador de ángulo de incidencia $K(\theta)$, para una superficie horizontal (rojo) y una superficie inclinada con el ángulo óptimo para el mes (verde). En los ejes secundarios (azul), se muestra la curva de optimización de $K(\theta)$, su valor máximo se da cuando la pendiente de la curva es cero.

Figura 79.

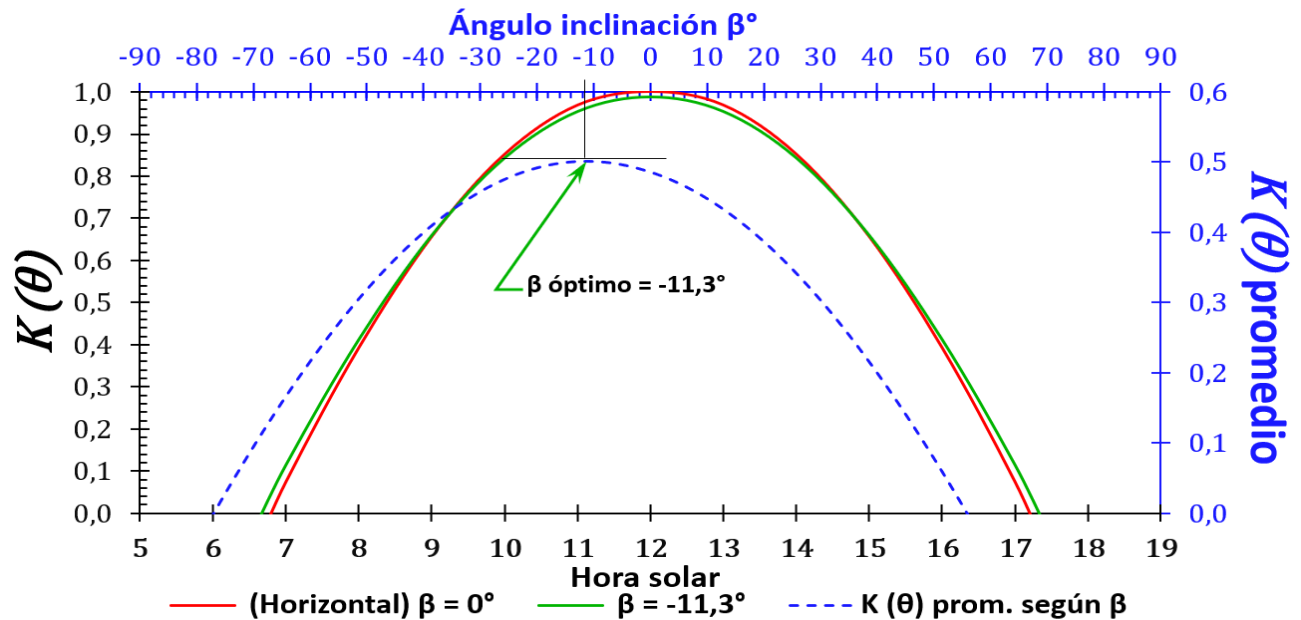
Optimización del IAM para Julio – 17



Nota. Se muestran las curvas del modificador de ángulo de incidencia $K(\theta)$, para una superficie horizontal (rojo) y una superficie inclinada con el ángulo óptimo para el mes (verde). En los ejes secundarios (azul), se muestra la curva de optimización de $K(\theta)$, su valor máximo se da cuando la pendiente de la curva es cero.

Figura 80.

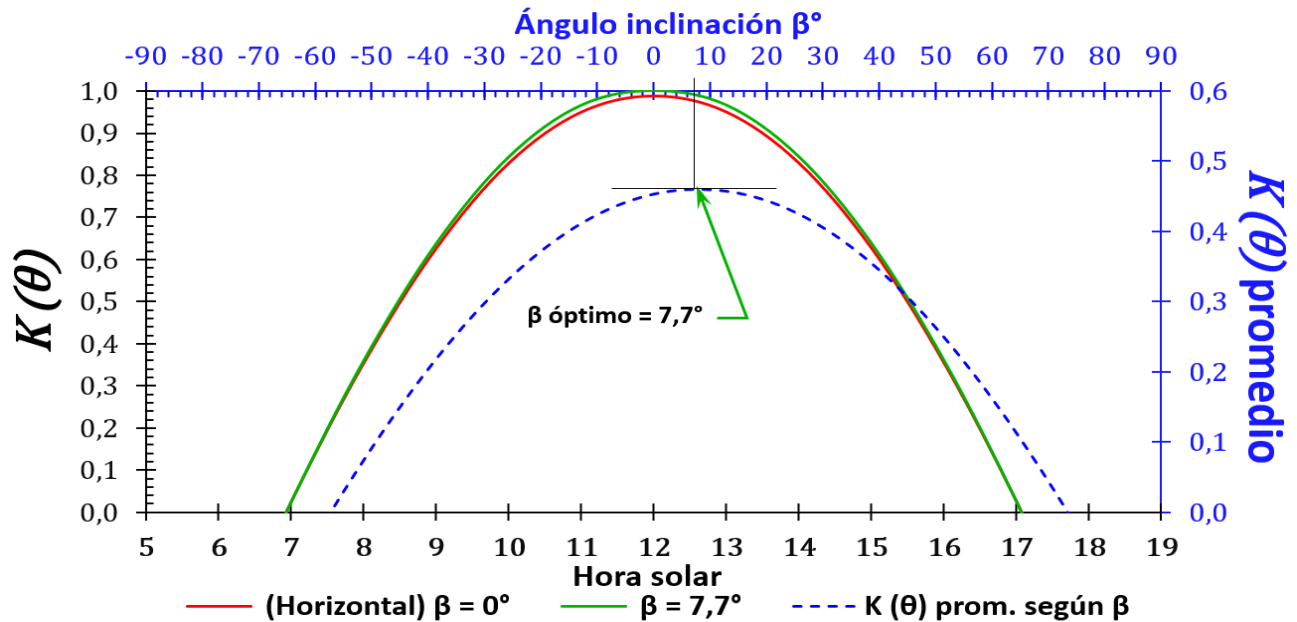
Optimización del IAM para Agosto – 16



Nota. Se muestran las curvas del modificador de ángulo de incidencia $K(\theta)$, para una superficie horizontal (rojo) y una superficie inclinada con el ángulo óptimo para el mes (verde). En los ejes secundarios (azul), se muestra la curva de optimización de $K(\theta)$, su valor máximo se da cuando la pendiente de la curva es cero.

Figura 81.

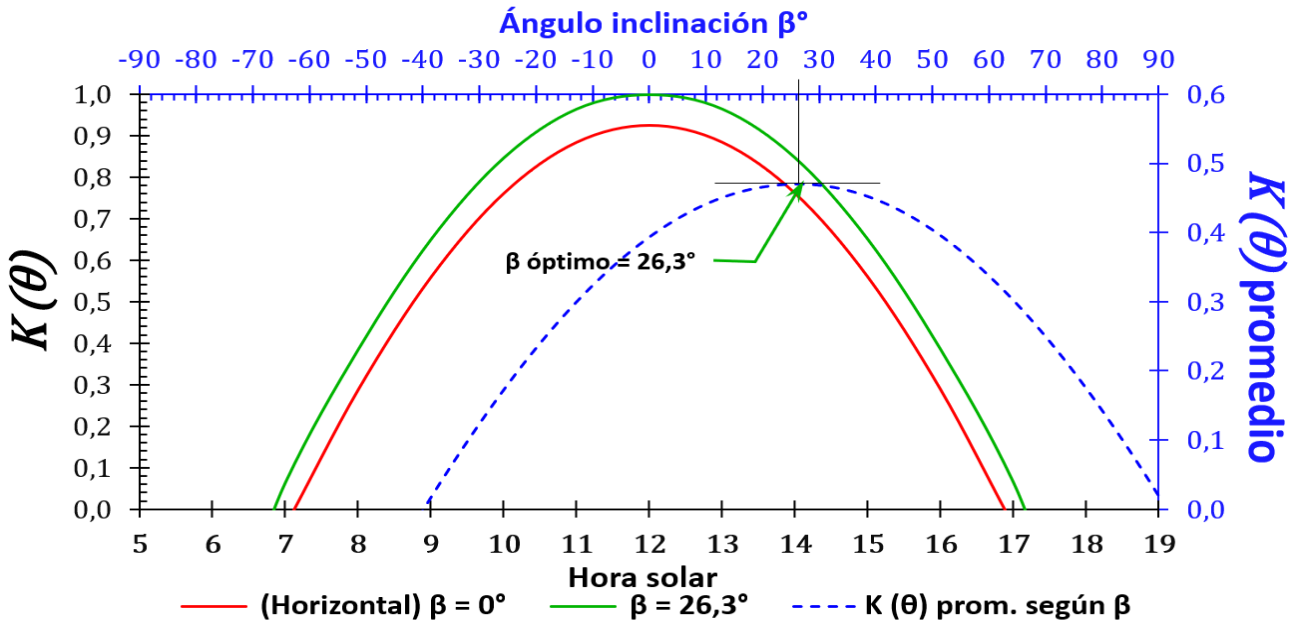
Optimización del IAM para Septiembre – 15



Nota. Se muestran las curvas del modificador de ángulo de incidencia $K(\theta)$, para una superficie horizontal (rojo) y una superficie inclinada con el ángulo óptimo para el mes (verde). En los ejes secundarios (azul), se muestra la curva de optimización de $K(\theta)$, su valor máximo se da cuando la pendiente de la curva es cero.

Figura 82.

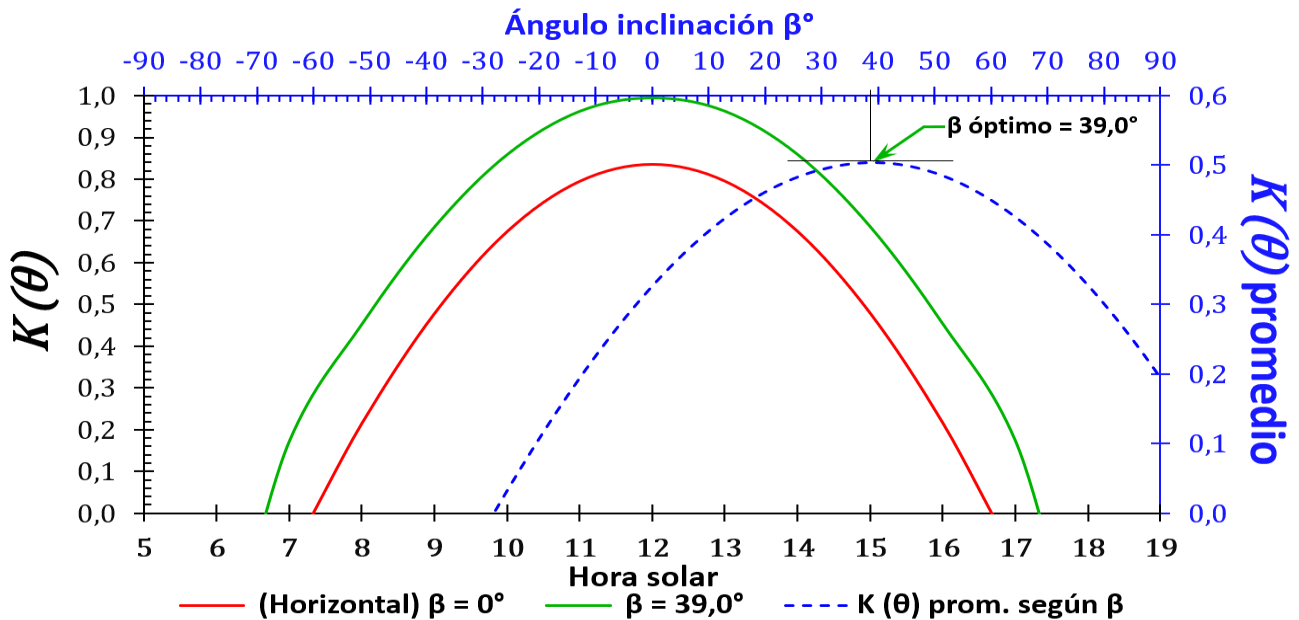
Optimización del IAM para Octubre – 15



Nota. Se muestran las curvas del modificador de ángulo de incidencia $K(\theta)$, para una superficie horizontal (rojo) y una superficie inclinada con el ángulo óptimo para el mes (verde). En los ejes secundarios (azul), se muestra la curva de optimización de $K(\theta)$, su valor máximo se da cuando la pendiente de la curva es cero.

Figura 83.

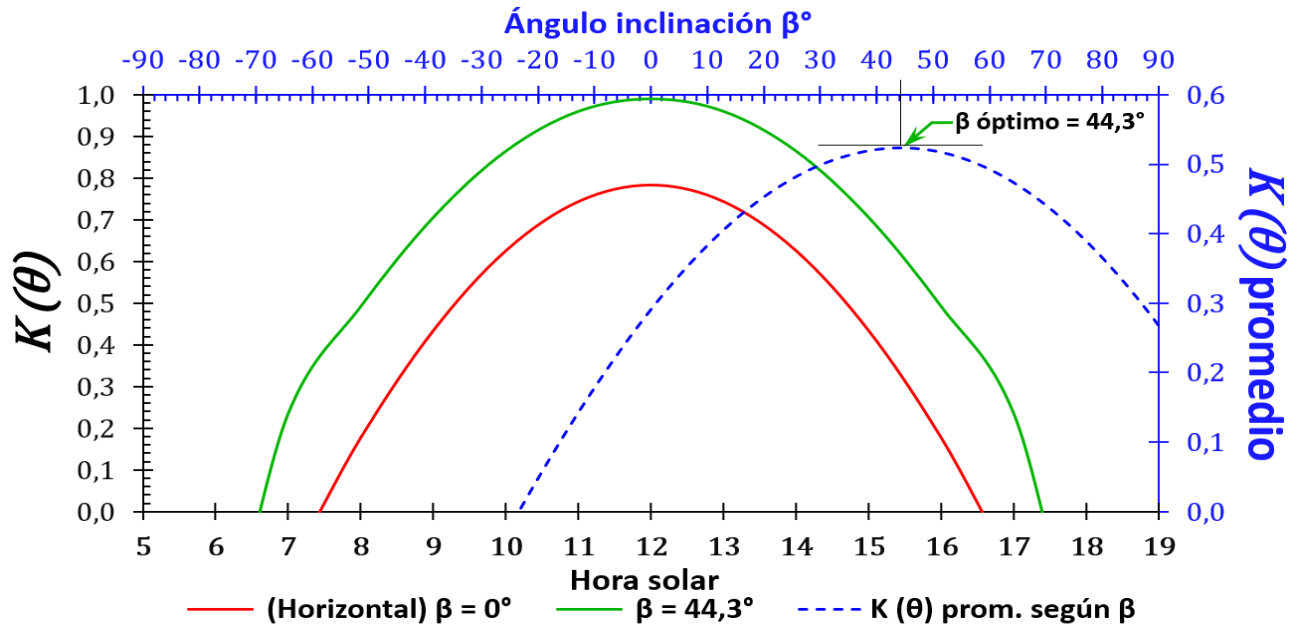
Optimización del IAM para Noviembre – 14



Nota. Se muestran las curvas del modificador de ángulo de incidencia $K(\theta)$, para una superficie horizontal (rojo) y una superficie inclinada con el ángulo óptimo para el mes (verde). En los ejes secundarios (azul), se muestra la curva de optimización de $K(\theta)$, su valor máximo se da cuando la pendiente de la curva es cero.

Figura 84.

Optimización del IAM para Diciembre – 10



Nota. Se muestran las curvas del modificador de ángulo de incidencia $K(\theta)$, para una superficie horizontal (rojo) y una superficie inclinada con el ángulo óptimo para el mes (verde). En los ejes secundarios (azul), se muestra la curva de optimización de $K(\theta)$, su valor máximo se da cuando la pendiente de la curva es cero.

ANEXO 3.

RECOMENDACIONES

El presente estudio es una aproximación a lo que sería la incorporación e implementación de la tecnología termosolar concentrada CSP en la matriz energética nacional y puede considerarse como un punto de partida para futuros estudios e investigaciones sobre este tema. A pesar de que la tecnología CSP ha demostrado ser una alternativa muy prometedora dentro de los sistemas de generación, aun se requiere fortalecer la investigación y el desarrollo con miras a mejorar el desempeño de los sistemas y dispositivos que integran esta tecnología, de tal manera que se pueda aprovechar el recurso solar disponible de manera más eficiente. Las recomendaciones para mejorar la simulación y aproximación del presente trabajo son:

- Se recomienda incorporar un sistema de almacenamiento térmico, en su defecto un sistema de respaldo con combustible o biomasa, de esta manera se puede dar continuidad a la operación del sistema durante las horas de ausencia o escasez de radiación solar, aumentando la producción de energía eléctrica y disponibilidad del sistema.
- Debido a que la velocidad del viento no es una magnitud constante en el tiempo y es difícil predecir su comportamiento, en el presente estudio no se tuvo en cuenta las pérdidas térmicas debido a la convección forzada producida por el flujo de aire ambiente alrededor del tubo receptor. Se recomienda tener en cuenta este mecanismo de transferencia de calor, con el objetivo de mejorar la aproximación del modelo analítico adoptado en el presente trabajo para estimar las pérdidas térmicas.
- En el presente trabajo se determinó un ángulo de inclinación óptimo de los Colectores Solares Cilindro Parabólico para cada mes del año, sin embargo, se recomienda determinar este ángulo para periodos de tiempo más cortos, que según el alcance del estudio puede ser: para cada semana, día, hora, minuto o inclusive para cada segundo del día, de esta manera se puede lograr durante el día ángulos de incidencia iguales o cercanos a cero ($\theta \approx 0^\circ$) mejorando el desempeño óptico de los Colectores Solares Cilindro Parabólico.